



OsloMet – storbyuniversitetet

Institutt for Bygg- og energiteknikk – Energi og miljø i bygg

Postadresse: Postboks 4 St. Olavs plass, 0130 Oslo

Besøksadresse: Pilestredet 35, Oslo

GRUPPE NR.

9

TILGJENGELIGHET

Åpen

Telefon 67 23 50 00

www.oslomet.no

BACHELOROPPGAVE

BACHELOROPPGAVENS TITTEL	DATO
Dimensjonering og optimalisering av CO_2 -varmepumpeanlegg	23. mai 2018
	ANTALL SIDER/ANTALL VEDLEGG
	78/4
FORFATTERE	VEILEDERE
Emil Mikael Weiseth Kjellesvik og Håkon Haglund Norstrand	Habtamu Bayera Madessa

UTFØRT I SAMARBEID MED	KONTAKTPERSON

SAMMENDRAG
<p>Denne oppgaven har tatt for seg hvordan en CO_2-varmepumpe kan brukes til rom- og tappevannsoppvarming. Det er utarbeidet to skript i Engineering Equation Solver der det er simulert drift under ulike forhold og ved forskjellige bruksområder.</p> <p>Funnene i EES er verifisert med data og observasjoner fra en eksisterende CO_2-varmepumpe på Frydenlund skole i Røyken kommune og dataprogrammet <i>Simple CO_2 one stage plant</i>. Sammenligningene har vist at beregningene er svært presise og at resultatene fra skriptet stemmer godt med faktiske forhold.</p> <p>De mest oppsiktsvekkende funnene har vært hvordan COP påvirkes av litt for lavt trykk i gasskjølerene. Det har vist seg at et for høyt trykk er veldig mye bedre enn et litt for lavt trykk. I simuleringene som viser disse resultatene er det også funnet at dampfraksjonen i CO_2-en etter struping er helt avgjørende for COPen.</p> <p>Funnene i oppgaven viser at CO_2 egner seg som kjølemedium for varmepumper for både oppvarming og tappevann.</p>

3 STIKKORD
CO_2 -varmepumpe
Utslipp av HFK
Numeriske beregninger

Innhold

Forord	iii
Abstract	iv
Sammendrag	iv
Nomenklatur	v
1 Innledning	1
2 Teori	2
2.1 Energibruk og klimagassutslipp i Norge	2
2.1.1 Effektbehov i bygninger	2
2.1.2 Beregning av effektbehov	2
2.1.3 Klimagassutslipp som følge av syntetiske arbeidsmedier	3
2.2 Varme- og massetransport	5
2.2.1 Termodynamiske konsepter og definisjoner	5
2.2.2 Varmeoverføring	7
2.2.3 Latent varme	9
2.2.4 Massetransport	9
2.2.5 Termodynamiske diagrammer	10
2.3 Varmepumper og varmepumpeprosessen	11
2.3.1 Virkningsgrad og COP	11
2.3.2 Arbeidsprosessen i varme- og kjølemaskiner	12
2.3.3 Dimensjonering av varmepumper	13
2.3.4 CO_2 som arbeidsmedium	14
2.3.5 Miljø- og sikkerhetsaspekter ved CO_2	16
2.3.6 Anvendelsesområder for CO_2 -anlegg	16
2.3.7 Hovedkomponenter i CO_2 -anlegg	18
2.3.8 Varmeveksler	20
2.3.9 Kompressor	23
2.3.10 Energikilder til varmepumper	26
2.4 Varmedistribusjonsanlegg	28
2.4.1 Akkumuleringstank	29
2.4.2 Styring og regulering	29
2.4.3 Returtemperatur	29
2.5 Dataverktøy for numeriske beregninger	30
2.5.1 Engineering Equation Solver	30
3 Metode	32
3.1 Engineering Equation Solver	32
3.2 Simple one-stage CO_2 Cycle	34
3.3 Matematisk og numerisk modulering	34
3.3.1 Dimensjonering av platevarmeveksler	36
3.3.2 Dimensjonering og nodeinndeling av fordampner	37
3.3.3 Dimensjonering og nodeinndeling av gasskjølere	38
3.3.4 Beregning av internvarmeveksler	40
3.3.5 Beregning av strupeventil	40
3.3.6 Dimensjonering av kompressor	40
3.4 Befaring av eksisterende anlegg	40

3.4.1	Varmepumpe	41
3.5	Varmedistribusjonsanlegg	44
3.6	Ulike scenarier	45
3.6.1	Sammenlikning med eksisterende anlegg	46
3.6.2	Dimensjonering av ulike varmepumpeanlegg	47
3.6.3	Optimalisering av varmepumpeanlegg	48
3.6.4	Sammenlikning av ulike arbeidsmedier	48
4	Resultater og diskusjon	49
4.1	Sammenlikning med anlegget på Frydenlund skole	49
4.2	Dimensjonering	50
4.2.1	Scenario 1 - Lavtemperatur romoppvarming- og tappevannsvarmepumpe .	50
4.2.2	Scenario 2 - Høytemperatur romoppvarming og tappevannsvarmepumpe .	54
4.2.3	Scenario 3 - Tappevann	57
4.3	Optimaliseringer	60
4.3.1	Returtemperatur	60
4.3.2	Optimalt trykk i gasskjøler	61
4.3.3	Virkningsgrad i kompressor	63
4.3.4	Optimal temperaturforskjell mellom fluidene i fordampere	64
4.4	Sammenlikning av ulike arbeidsmedier	65
5	Konklusjon	66
6	Forslag til videre arbeid	67
	Vedlegg	72
A	Resultatark fra EES-skriptet for hele prosessen	
B	Resultatark fra EES-skriptet for sammenlikning	
C	Tabell fra <i>Heat Transfer Studies an Applicatons</i>	
D	Dokumentasjon fra Frydenlund skole	

Forord

Denne bacheloroppgaven er skrevet av Emil Mikael Weiseth Kjellesvik og Håkon Haglund Norstrand ved studiet Energi og Miljø i Bygg på OsloMet – storbyuniversitetet.

Hensikten med oppgaven er å se på hvordan man kan benytte CO_2 som arbeidsmedium i varmpumper og hvordan driften av en CO_2 -varmepumpe kan optimaliseres for å oppnå en så høy effektfaktor som mulig.

Vi ønsker å takke vår veileder på prosjektet, Habtamu Bayera Madessa for meget god veiledning og oppfølging i prosessen med arbeidet. Vi ønsker også å takke Marius Lysebo for god hjelp og inspirasjon før og under arbeidet med oppgaven. I tillegg ønsker vi å takke Norsk Varmepumpeforening for inspirasjon og forslag til problemstilling. Det må også rettes en stor takk til Gjermund Vittersø i Thermoconsult for faglig veiledning og tilgang til data fra anlegget han har levert for Røyken Eendom AS.

Arbeidet med oppgaven har vært svært inspirerende og lærerikt. Vi har gjennom arbeidet med oppgaven fått et stort engasjement for varmepumpefaget og for de miljømessige konsekvensene ved bruk av HFK som arbeidsmedium.

Oslo, 23.05.2018

Emil Mikael W. Kjellesvik

Håkon Haglund Norstrand

Abstract

The aim of this study is to establish how a heat pump with CO_2 can be used for heating water as well as a power source for HVAC-systems. The Engineering Equation Solver (EES) has been used to simulate operations of such a heat pump in different situations as well as making optimal operations plots. The results have been verified by comparing to the operation of an existing heat pump of matching description in the Frydenlund school in Røyken municipality. The results from the comparison show that the simulated heat pump corresponds well with the actual heat pump. The theoretical background for dimensioning heat pumps that uses CO_2 , designing of heat distribution nets as well as environmental consequences of emissions of synthetic working fluids are all included in this study. Furthermore, the background theory and method for numerical calculation of heat transport in plate heat exchangers. One of the most surprising findings is how COP is affected by comparatively low pressure in the gas coolers. Low pressure is preferable to high pressure. In the corresponding simulations the fraction of steam in the CO_2 after the condenser is found to be the crucial degerminator for the COP. The study concludes that CO_2 is suitable as a working fluid in heat pumps that are to be used both for heating water and as a power source for HVAC-systems.

Sammendrag

Denne oppgaven har tatt for seg hvordan en CO_2 -varmepumpe kan brukes til rom- og tappevannsoppvarming. Det er utarbeidet to skript i Engineering Equation Solver der det er simulert drift under ulike forhold og ved forskjellige bruksområder. Det er også laget plott for optimalisering av CO_2 -varmepumper gitt forskjellige scenarier.

Funnene i EES er verifisert med data og observasjoner fra en eksisterende CO_2 -varmepumpe på Frydenlund skole i Røyken kommune og dataprogrammet *Simple CO_2 one stage plant*. Sammenligningene har vist at beregningene er svært presise og at resultatene fra skriptet stemmer godt med faktiske forhold.

Opgaven tar for seg relevant teori for både dimensjonering av CO_2 -varmepumper, oppbygging av varmedistribusjonsnett samt miljøkonsekvenser ved utslipp av syntetiske arbeidsmedier. Den tar også for seg teori og metode for numerisk beregning av varmetransport gjennom en platevarmeveksler.

De mest oppsiktsvekkende funnene har vært hvordan COP påvirkes av litt for lavt trykk i gasskjølerene. Det har vist seg at et for høyt trykk er veldig mye bedre enn et litt for lavt trykk. I simuleringene som viser disse resultatene er det også funnet at dampfraksjonen i CO_2 -en etter struping er helt avgjørende for COPen.

Funnene i oppgaven viser at CO_2 egner seg som kjølemedium for varmepumper for både oppvarming og tappevann.

Nomenklatur

Symbol	Forklaring	Verdi	Enhet
A	Areal		m^2
COP	Effektfaktor		-
$SCOP$	Årseffektfaktor		-
c_p	Spesifikk varmekapasitet ved konstant trykk		$J/(kgK)$
c_v	Spesifikk varmekapasitet ved konstant temperatur		$J/(kgK)$
D	Diameter		m
E_k	Kinetisk energi		J
H	Entalpi		J
h	Spesifikk entalpi		J/kg
h	Konveksjonskoeffisienten		$W/(mK)$
k	Termisk kunduktivitet		$W/(mK)$
L	Lengde		m
m	Masse		kg
\dot{m}	Massestrøm		kg/s
n	Antall		-
n	Luftvekslingstallet		$1/t$
Nu	Nusselttall		-
R	Termisk motstand		m^2k/W
Re	Reynoldstall		-
S	Entropi		J/K
T	Temperatur		K eller $^{\circ}C$
U	Varmegjennomgangskoeffisient		$W/(m^2K)$
u	Indre energi		J
V	Volum		m^3
\dot{V}	Volumstrøm		m^3/s
v	Fart		m/s
k_B	Boltzmanns konstant	$1,380649 \cdot 10^{-23}$	J/K
Q	Varme		W
\dot{Q}	Varmetransport		W
W_{el}	Elektrisk arbeid		W
x	Distanse		m
x	Kvalitet	0-1	-
ΔT_{lm}	Midlere temperaturforskjell		W
ϵ	Emissivitet		-
ρ	Tetthet		kg/m^3
η	Virkningsgrad		-
μ	Dynamisk viskositet		$kg/(ms)$
σ	Stefan-Boltzmanns konstant	$5,6703 \cdot 10^{-8}$	$W/(m^2K^4)$
Φ	Varmetap		W

1 Innledning

Varmepumper har i lang tid vært brukt til å varme opp boliger og næringsbygg og er en svært miljøvennlig og energieffektiv løsning. Problemet er at det blir brukt syntetiske arbeidsmedier som er svært skadelige klimagasser. Utslipp av disse fører til mange ganger større CO_2 -fotavtrykk enn naturlige medier som ammoniakk, propan og CO_2 . Det er vedtatt en utfasing av de mest brukte syntetiske arbeidsmediene, som vil føre til at man må se på alternative medier. På bakgrunn av dette er det blitt formulert følgende problemstilling:

Kan man benytte CO_2 som arbeidsmedie i en varmepumpe for oppvarming av rom og tappevann? Og i så tilfelle; hvordan kan varmepumpen dimensjoneres og optimaliseres for å oppnå en høy COP?

For å svare på problemstillingen er det gjort numeriske beregninger av en CO_2 -varmepumpeprosess samt sammenligning med data og observasjoner fra et eksisterende anlegg.

Oppgaven tar for seg relevant teori for både dimensjonering av CO_2 -varmepumper, oppbygging av varmedistribusjonsnett samt miljøkonsekvenser ved utslipp av syntetiske arbeidsmedier. Den tar også for seg teori og metode for numerisk beregning av varmetransport gjennom en plate-varmeveksler.

Det er i hovedsak blitt lagt vekt på de tekniske og miljømessige aspektene ved bruk av CO_2 som arbeidsmedie. For å begrense omfanget av oppgaven har ikke økonomi knyttet til valg av varmepumpeløsninger blitt vurdert.

2 Teori

I følgende kapitlet gjennomgås teori om energibruk og klimautslipp i Norge, varme- og masse-transport, varmpumpeprosessen, varmedistribusjon og dataverktøy for numeriske beregninger.

2.1 Energibruk og klimagassutslipp i Norge

I følge tall fra Statistisk sentralbyrå var 2,2 prosent av Norges totale klimautslipp i 2016 fra fossil oppvarming av bygg. Det vil si 1,2 millioner tonn CO_2 -ekvivalenter. Stortinget har vedtatt forbud mot fyring med mineralsk olje samt fossil fyringsolje og parafin fra 2020, det forventes at dette vil føre til en halvering av klimagassutslippene fra fossil oppvarming av bygninger. Det som derimot ikke er hensyntatt i disse tallene er klimagassutslipp grunnet utslipp av HFK-gasser. Dette står for 0,5 til 0,8% av de totale klimagassutslippene i Norge og mesteparten av dette stammer fra varme- og kjøleanlegg i næringsbygninger. [9]

2.1.1 Effektbehov i bygninger

En bygning har et effektbehov knyttet til oppvarming og et effektbehov knyttet til kjøling. Summen av varmetilskudd og varmetap vil avgjøre om det er et oppvarmingsbehov eller et kjølebehov, og hvor stort effektbehovet er. Bygningens varmeeffektbehov påvirkes av varmetapet til bygningen i form av transmisjonstap, infiltrasjonstap og ventilasjonstap, og av varmetilskuddet fra internlaster, personbelastning og soltilskudd. Kjøleeffektbehovet er summen av varmetilskuddet ved dimensjonerende utetemperatur om sommeren, samt varmetilskuddet fra internlaster, personbelastning og soltilskudd. [6]

2.1.2 Beregning av effektbehov

Det totale varmetapet til bygget er lik summen av varmetapene ved transmisjon, infiltrasjon og ventilasjon (likning 1). [6]

$$\text{Totalt varmetap} = \Phi_{\text{Transmisjon}} + \Phi_{\text{Innfiltrasjon}} + \Phi_{\text{Ventilasjon}} \quad [W] \quad (1)$$

Transmisjonsvarmetapet beskriver varmetransporten gjennom et materiale. Ved beregning av det totale transmisjonsvarmetapet er det varmetransporten igjennom bygningen sin klimaskjerm som skal beregnes. Klimaskjerm er alle overflater av bygget som grenser ut mot det ytre klimaet, vegger, vinduer, tak og gulv. Transmisjonsvarmetapet er gitt i likning 2, hvor U_n er varmegjennomgangskoeffisienten for en flate, A_n er arealet til den samme flaten og ΔT er temperaturdifferansen på hver side av flaten. [6]

Når utetemperaturen er høyere enn innetemperaturen vil naturligvis dette føre til at bygningen får tilført varme. Beregningen for varmetilskudd ved transmisjonsvarme vil bli på samme måte, men at varmen blir tilført systemet (bygget). [6]

$$\Phi_{\text{Transmisjon}} = \Sigma(U_n A_n) \Delta T \quad [W] \quad (2)$$

Infiltrasjonstap beskriver varmetapet grunnet uønsket luftstrømning gjennom bygget. Luftstrømmingene er et resultat av trykkdifferanse mellom innsiden og utsiden av bygget, som blant annet skyldes temperaturdifferansene mellom ute og inne, og den utvendige vindpåvirkningen. Størrelsen på infiltrasjonen vil avhenge av dette i tillegg til tettheten på klimaskjermen. Infiltrasjonstapet er gitt i likning 3, hvor n er luftvekslingstallet, V er romvolumet, C_p er den spesifikke

varmekapasiteten til luft, ρ er luften sin tetthet og ΔT er temperaturredifferansen mellom ute og inne. Luftvekslingstallet n er gitt i likning 3, hvor \dot{V} er volumstrømmen til uteluften og V er romvolumet. [6]

$$\Phi_{Innfiltrasjon} = nVC_p\rho\Delta T \quad [W] \quad (3)$$

$$n = \frac{\dot{V}}{V} \quad [time^{-1}] \quad (4)$$

Ventilasjonsvarmetapet er varmen som blir sluppet ut med ventilasjonsluften. Ventilasjonsvarmetapet er gitt i likning 5, hvor \dot{V} er luftmengden i ventilasjonsluften og η er virkningsgraden i varmegjenvinneren [6]. Byggteknisk forskrift (Tek17) stiller krav til 80% årgjennomsnittlig temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner i ventilasjonsanlegg for småhus og boligblokker [13].

$$\Phi_{Ventilasjon} = \dot{V}C_p\rho\Delta T(1 - \eta) \quad [W] \quad (5)$$

For dimensjonering av varmeanlegget i et bygg er det som oftest brutto varmeeffektbehov som legges til grunn. Brutto varmeeffektbehov er det største varmebehovet et bygg vil ha og beregnes med dimensjonerende vinterforhold, uten varmetilskudd fra sol og internlaster [6].

Ved beregning av kjøleeffektbehov er det summen av varmetilskudd ved dimensjonerende sommerforhold som er dimensjoneringsgrunnlag for kjøleanlegget [6].

2.1.3 Klimagassutslipp som følge av syntetiske arbeidsmedier

Fluorholdige arbeidsmedier ble tatt i bruk i 1960 og representerer en stor andel av verdens samlede klimagassutslipp. Mediene blir brukt i kjøleskap, frysere, biler samt varme- og kjølemaskiner. Lekkasje og manglende avfallshåndtering har sørget for at arbeidsmediene kommer på avveie og slippes ut i atmosfæren. Det er beregnet at utslippet av fluorholdige gasser i 2016 sto for ca. 1,4 millioner tonn CO_2 -ekvivalenter og at det samme år ble levert inn fluorgasser tilsvarende 0,08 millioner tonn CO_2 -ekvivalenter til Stiftelsen ReturGass. ReturGass er Norges eneste godkjente mottak for denne typen gasser. I følge tall fra Statistisk sentralbyrå er kun 5% levert til destruksjon hos et godkjent mottak i perioden 1991-2016, sett i forhold til det totale utslippet av HFK-gasser fra sektoren i samme periode. [10]

KFK

KFK (Klor Fluor Karbon/Freon) som ble brukt som kjølemedie fra 1960, inneholder sterke ozonnedbrytende gasser. I tillegg fører utslipp av KFK i stor grad til global oppvarming og har flere tusen ganger større påvirkning på den globale temperaturøkningen per kilo enn CO_2 . På 1980-tallet ble det funnet hull i ozonlaget som blant annet ble påvist at stammet fra utslipp av KFK. Gjennom Montrealprotokollen ble det inngått en verdensomspennende avtale om utfasing av disse gassene, og det ble innført et importforbud i Norge i 1995. I 2003 ble det også forbudt med etterfylling av alle typer anlegg. Allikevel var i følge Stena Recycling AS 38% av alle innleverte kjøleskap og frysere fra husholdninger i 2016 fylt med KFK. [10]

HKFK

HKFK (Hydrogen Klor Fluor Karbon) var brukt parallelt med KFK-medier fra 1960. HKFK-mediene inneholder en noe lavere andel av ozonnedbrytende gasser enn KFK, men er fortsatt en sterk drivhusgass. HKFK ble også forbudt gjennom Montrealprotokollen og et forbud mot import ble innført i Norge 1. januar 2010. Fra 2010 til 2015 var det kun tillatt å etterfylle med gjenvunnet HKFK og fra 2015 ble det forbudt å etterfylle alle typer anlegg. [10]

HFK

HFK (Hydrogen Fluor Karbon) ble innført i 1990 som erstatning for KFK. HFK inneholder ikke ozonnedbrytende gasser og var derfor en stor forbedring i forhold til datidens arbeidsmedier. HFK-medier er i dag de mest brukte mediene i kjøle- og varmemaskiner, men disse inneholder også sterke drivhusgasser [10]. Utslipp av HFK er kontrollert gjennom Kyotoprotokollen. Som hadde som formål å redusere utslippene av klimagasser med minst 5% i forhold til 1990-verdier i perioden mellom 2008 og 2012 [11]. Norge har innført obligatorisk sertifisering av montører og selskaper som har befattning med HFK-medier og rørstrekk som skal fylles med HFK. Det er også innført en panteordning på gassene gjennom F-gassforordningen [12]. Det er i 2016 inngått en ny avtale med navn Kigaliavtalen som handler om nedfasing av bruk av HFK-gasser fra 1. januar 2019.

HFO

HFO (Hydrogen Fluor Olefiner) har vært i bruk fra starten av 2010-tallet som erstatning for HFK-gassen R134. Utslipp av HFO-gasser fører ikke til ozonnedbrytning og inneholder en langt mindre andel av klimagasser enn HFK. HFO ble først brukt i mobile AC-anlegg som i biler, men det blir nå i større og større grad brukt i store kjøle- og varmeanlegg. HFO er klassifisert som en brennbar gass med klasse A2L [10]. Miljødirektoratet publiserte i desember 2017 en rapport om miljøpåvirkninger ved utslipp av HFO. Denne konkluderer med at det fortsatt er uvisst hvilke konsekvenser dette kan få [15].

Global Warming Potential

GWP (Global Warming Potential) eller på norsk globale oppvarmingspotensialer, er et tall på hvor stor oppvarmingseffekt ulike klimagasser har i atmosfæren over et bestemt tidsrom sammenliknet med et kilogram CO_2 . Tabell 1 viser GWP-verdier for noen utvalgte og mye brukte arbeidsmedier. [18]

Tabell 1: GWP-verdier

Arbeidsmedium	Kjemsik formel	GWP-verdi 100år
R744 [18]	CO_2	1
R134a [18]	CH_2FCF_3	1300
R32 [18]	CH_2F_2	650
R290 [19]	C_3H_8	3
R1234ze [20]	$C_3H_2F_4$	7
R410A [18]	CH_2F_2/CH_3CHF_2	2088

2.2 Varme- og massetransport

Definisjonen på varme er termisk energi som flytter seg fra et sted med en temperatur til et sted med en lavere temperatur. Varme har SI-enheten J. Betegnelsen \dot{Q} brukes om varmestrøm og er J/s som har SI-enheten W. For å kunne dimensjonere en varmepumpe og dens komponenter er det nødvendig å kunne si noe om varmestømmer i forskjellige materialer og fluider.

For å kunne beregne varmeoverføringsegenskaper for fluider og materialer må vi vite noe om strømminger, termiske varmemotstander, termodynamiske egenskaper og arealer.

2.2.1 Termodynamiske konsepter og definisjoner

Termodynamikken består av en mengde konsepter og begreper som er relevante i varme- og massetransport.

System

Når man skal studere en termodynamisk prosess eller analysere en varmetransport vil det være hensiktsmessig å definere et system ved å sette grenser for hva det er man studerer. Da vil prosessen som blir studert innenfor grensene være, systemet og alt rundt være omgivelser. Systemet kan være definert ved en fysisk grense som veggene på et bygg, eller det kan være en tenkt grense som ved solsystemet. Det skilles mellom tre typer systemer: Lukket system, hvor massen er konstant, men energi går inn eller ut av systemet. Åpent system, hvor både masse og energi kan gå ut og inn av systemet. Isolert system, hvor masse og energi er konstant og det ikke er noe bevegelse ut eller inn av systemet. System + omgivelser blir omtalt som universet. [14]

Indre energi

Alle systemer har en indre energi og den indre energien er summen av all den kinetiske og potensielle energien som er i molekylene. Når man varmer opp systemet blir det tilførte energi og bevegelsen i molekylene øker. En faseovergang i et fluid vil også endre bevegelsen i molekylene og dermed den indre energien i systemet. Den indre energien er gitt i likning 6, hvor m er massen til stoffet, v er hastigheten til molekylet, k_B er Boltzmannskonstant og T er temperaturen i systemet. Indre energi i et system har symbolet U og den spesifikke indre energien per kilo stoff har symbolet u . Den spesifikke indre energien er definert i likning 7. [14]

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{3}{2}k_B T \quad [J] \quad (6)$$

$$u = \int c_v dT \quad [J/kg] \quad (7)$$

Entalpi

Det totale energiinnholdet i et stoff er kaldt entalpi og er summen av stoffets indre og ytre energi. Ytre energi er trykkenergien som kreves for at stoffet skal være i balanse med omgivelsene. Entalpien til et stoff er gitt i likning 8, hvor U er den indre energien, P er omgivelsenes trykk og V er volumet av stoffet. Ofte er man interessert i å se på endringen i den spesifikke entalpien i en prosess, eksempelvis om man ønsker å vite hvor mye energi per kg fluid som kreves for en faseovergang. Spesifikk entalpi er gitt i likning 9, hvor u er den spesifikke indre energien og v er det spesifikke volumet til stoffet. Endringen i spesifikk entalpi fra en tilstand til en annen er gitt i likning 10. [14]

$$H = U + PV \quad [J] \quad (8)$$

$$h = u + Pv \quad [J/kg] \quad (9)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 \quad [J/kg] \quad (10)$$

Eksergi

Eksergi er den andelen av energien som lar seg omdanne til arbeid, den resterende andelen energi kalles for anergi. Ulike former for energi har ulik energikvalitet, elektrisk energi er en høyverdig energiform hvor energien består av 100% eksergi. Termisk energi derimot har en del eksergi og en del anergi. Hvordan størrelsesforholdet mellom eksergi og anergi i termisk energi er, avhenger av temperaturen i systemet. Den termiske energien som er lavere i temperatur enn omgivelsene er anergi. [14]

Entropi

Entropi er en tilstandsfunksjon som beskriver hvor mye uro det er i et system og gir et mål på hvor mye eksergi som er i systemet. For en reversibel prosess er endringen i entropi gitt i likning 11.[5]

$$dS = \int \frac{dQ}{T} \quad [J/K] \quad (11)$$

Entropien i en irreversibel prosess er mer innviklet. Ludvig Boltzmann har definert entropien i likning 12, hvor K_B er Boltzmanns konstant og p_i er sannsynligheten for at systemet befinner seg i tilstanden i . Når det skapes større uorden i et system skapes det flere mulige tilstander som systemet kan befinne seg i, dette fører til at entropien i systemet øker. [5]

$$S = -K_B \sum_{n=1} p_i \ln(p_i) \quad [J/K] \quad (12)$$

Termodynamikkens andre lov (likning 13) sier at entropien i universet alltid vil øke eller være uendret som følge av en termodynamisk prosess. Om entropien ikke endrer seg som følge av kretsprosessen vil dette si at prosessen er reversibel. En kretsprosess som fører til en økning i entropi er irreversibel.[5]

$$\Delta S_{Universet} \geq 0 \quad (13)$$

Spesifikk varmekapasitet

Spesifikk varmekapasitet er en størrelse som brukes for å beskrive hvor mye energi som kreves for å øke temperaturen i et fluid med 1 *Kelvin*. Symbolet som brukes for massespesifikk varmekapasitet er c , som har enheten J/kgK . Spesifikk varmekapasitet oppgis under konstant volum eller konstant trykk og får da symbolene c_v og c_p . v representerer konstant volum og p konstant trykk. [5]

Reversibel prosess

En reversibel prosess er en prosess hvor det til enhver tid er likevekt i systemet. Trykket og temperaturen i systemet kan endres, men det må hele tiden være det samme trykket og den samme temperaturen i hele systemet. For at en prosess skal være reversibel må den være meget treg og vil ikke forekomme i naturen. [5]

Irreversibel prosess

Irreversible prosesser er langt raskere og er av den type prosesser som finnes i naturen. Her trenger det ikke være konstante temperaturer og trykk i hele systemet til enhver tid. PV-diagrammer egner seg godt for å beskrive reversible prosesser, dette lar seg ikke gjøre for en irreversibel prosess. Tilstandene i systemet endrer seg så fort at det ikke lar seg beskrive det i PV-diagrammet, det må derfor benyttes Ph- eller TS-diagrammer. [5]

Termodynamiske tilstandsendringer

Prosesser med konstante parametere har fått navnene: [5]

- Isobar - Prosess med konstant trykk, $P = \text{konstant}$
- Isoterm - Prosess med konstant temperatur, $T = \text{konstant}$
- Isokor - Prosess med konstant volum, $V = \text{konstant}$
- Adiabatisk - Prosess uten varmeutveksling, $Q_{dot} = 0$
- Isentalpisk - Prosess hvor entalpien er uendret, $\Delta h = 0$
- Isentropisk - Prosess hvor entropien er uendret, $\Delta S = 0$

2.2.2 Varmeoverføring

Varmeoverføring skjer ved konduktivitet, konvektivitet eller radiasjon. U_{tot} er den totale varmeoverføringskoeffesienten og er et produkt av de tre formene for varmetransport.

Konduksjon

Varmeoverføring ved konduksjon er overføring av termisk energi mellom molekyler langs en temperaturgradient. En-dimensjonal varmeoverføring ved konduksjon er gitt av Fouriers lov (likning 14), der k er termisk konduktivitet med enheten W/mK , A er arealet og $\partial T/\partial x$ er temperaturgradienten. For en linjær temperaturendring vil temperaturegradienten bli lik $\Delta T/\Delta x$. [1]

$$\dot{Q}_{kond} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \approx -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad [W] \quad (14)$$

Konveksjon

Varmeoverføring ved konveksjon er overføring av termisk energi fra et sted til et annet ved hjelp av et fluid i bevegelse. Det skilles mellom naturlig og tvungen konveksjon. Naturlig konveksjon skjer ved bevegelse i et fluid som resultat av temperaturforskjeller, mens tvungen konveksjon skjer ved at et fluid er satt i bevegelse fra en ytre kraft. Varmetransport ved konveksjon er den dominerende mekanismen for varmeoverføring i fluider og er gitt ved Newtons kjølelov (likning

15) der h er konveksjonskoeffisienten med enheten W/mK , A er arealet og ΔT er forskjellen i temperatur mellom overflaten og omgivelsestemperaturen. [2]

$$\dot{Q}_{konv} = hA\Delta T \quad [W] \quad (15)$$

Konveksjonskoeffisienten kan beregnes ut fra sammenhengen den har med *Nusselt-nummeret* (likning 16) som er et dimensjonsløst tall, og beskriver forholdet mellom varmetransporten som skjer ved konveksjon og varmetransporten som skjer ved konduksjon. [4]

$$Nu = \frac{\text{Konveksjon}}{\text{Konduksjon}} = \frac{hA\Delta T}{kA\frac{\Delta T}{x}} = \frac{hx}{k} \quad [-] \quad (16)$$

Størrelsen på *Nusseltnummeret* avhenger blant annet av om det er en naturlig, tvungen, ekstern eller intern varmestrøm som skal analyseres. Dette siden valg av likning for Nu er et resultat av *Reynoldstallet* og *Prandtlnummeret*. Re er et dimensjonsløst tall som beskriver om en strømning er laminær eller turbulent. Pr er et dimensjonsløst tall som beskriver bevegelsen til molekylene i et fluid, og avhenger av type fluid og temperaturen til fluidet. Re for ekstern og tvungen strømning er gitt i likning 17 der ρ er fluidets tetthet, V er hastigheten til fluidet, L er lengden på overflaten fluidet strømmer over og μ er den dynamiske viskositeten til fluidet. Under andre forhold vil Re være uttrykt ved en annen form. [4]

$$Re_{ekstern} = \frac{\rho VL}{\mu} \quad [-] \quad (17)$$

Radiasjon

Varmeoverføring ved radiasjon er elektromagnetisk stråling. Alle overflater med temperatur over 0 K sender en varmestråling. Denne er gitt ved Stefan-Boltzmanns lov (likning 18) der σ er Stefan-Boltzmanns konstant, A er overflatearealet, ϵ er emissiviteten til materialet og T er temperaturen til overflaten. [3]

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon\sigma AT^4 \quad [W] \quad (18)$$

Varmegjennomgangskoeffisienten

Varmeledningsevnen mellom to punkter oppgis som en U-verdi. Dette er en koeffisient som er et resultat av de forskjellige varmemotstandene man møter på om man studerer varmeledning fra et sted til et annet. Som en elektrisk motstand brukes gjerne bokstaven R om en varmemotstand. Likning 19 viser forholdet mellom varmemotstand og varmegjennomgangskoeffisienten der U er varmegjennomgangskoeffisienten med enheten W/m^2K og R er varmemotstanden. Forholdet mellom varmemotstand og konveksjon er vist i likning 20 der h er konveksjonskoeffisienten. Likning 21 viser forholdet mellom konduksjon og varmemotstand der L er tykkelsen av materialet og k er termisk konduktivitet. [4]

$$U_{tot} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} \quad [W/(m^2K)] \quad (19)$$

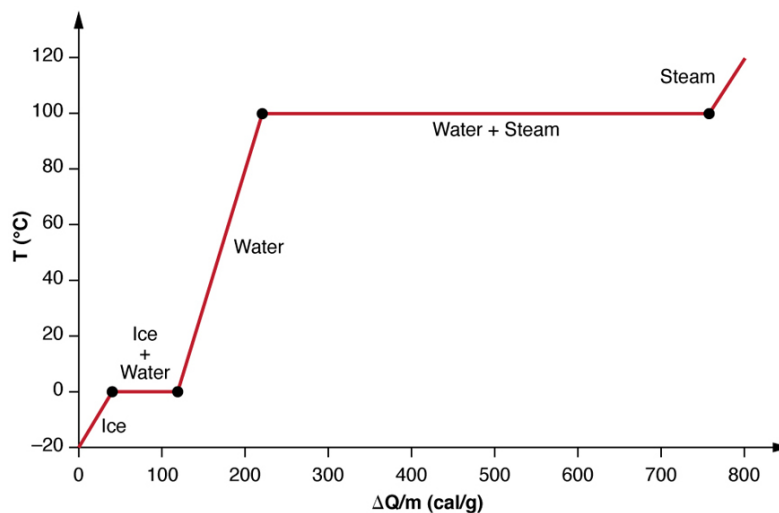
$$R_{konv} = \frac{1}{h} \quad [(m^2K)/W] \quad (20)$$

$$R_{kond} = \frac{L}{k} \quad [(m^2K)/W] \quad (21)$$

2.2.3 Latent varme

For at et fluid skal endrer fase kreves det eller frigjøres det store mengder energi, avhengig av hvilken retning faseovergangen skjer. For at fluidet skal gå til en fase hvor molekylene er i større bevegelse og eksergien i systemet øker, som når is smelter til vann eller vann koker, kreves det energi fra omgivelsene. Når fluidet endrer fase andre veien, altså når det blir mindre bevegelse i molekylene og eksergien i systemet går ned, frigjøres det energi til omgivelsene. Figur 1 illustrerer energien som kreves for å øke temperaturen til vann og energien som kreves for at det skal skje en faseovergang.

Molekylene i et fluid inneholder en indre energi. Jo større bevegelse det er på molekylene jo høyere indre energi er det i fluidet. Energien som molekylene holder på kalles latent varme og det er denne energien som frigjøres til omgivelsene når fluidet går over til en fase hvor molekylene er i større ro. [5]



Figur 1: Latent varme [26]

Kontrasten til latent varme er følbar varme, som er energien som går inn og ut av et system som følge av en temperaturdifferanse med omgivelsene. I motsetning til latent varme fører følbar varme til en endring i temperaturen til systemet når varme transporteres inn eller ut av systemet. [7]

2.2.4 Massetransport

Massen som går inn i et system vil alltid være lik massen som går ut av et system (likning 22) og er beskrevet i kontinuitetslikningen som sier at en fysisk størrelse alltid er bevart i en reaksjon eller i en prosess. [4]

$$\dot{m}_{inn} = \dot{m}_{ut} \quad [kg/s] \quad (22)$$

I en prosess hvor tettheten til et fluid endres grunnet forandring i trykk og temperatur vil massestrømmen forbli uendret, mens volumstrømmen vil variere som en funksjon av forandringen i tetthet. Massestrøm er definert som massen til et fluid som strømmer i et tverrsnitt per tid (likning 23) og volumstrøm er definert som volumet til et fluid som strømmer i et tverrsnitt per tid (likning 24). Sammenhengen mellom masse og volum er gitt i likning 25. Når to eller flere

strømmer møtes vil den totale massestrømmen etter møte være lik summen av massestrømmen i de ulike strømmene (likning 26). [4]

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad [kg/s] \quad (23)$$

$$\dot{V} = \frac{V}{t} \quad [m^3/s] \quad (24)$$

$$m = \rho V \quad [kg] \quad (25)$$

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dots + \dot{m}_n \quad [kg/s] \quad (26)$$

Varmetransporten i en massestrøm er gitt i likning 27, hvor ΔT er temperaturendringen fra start- til slutttilstanden.

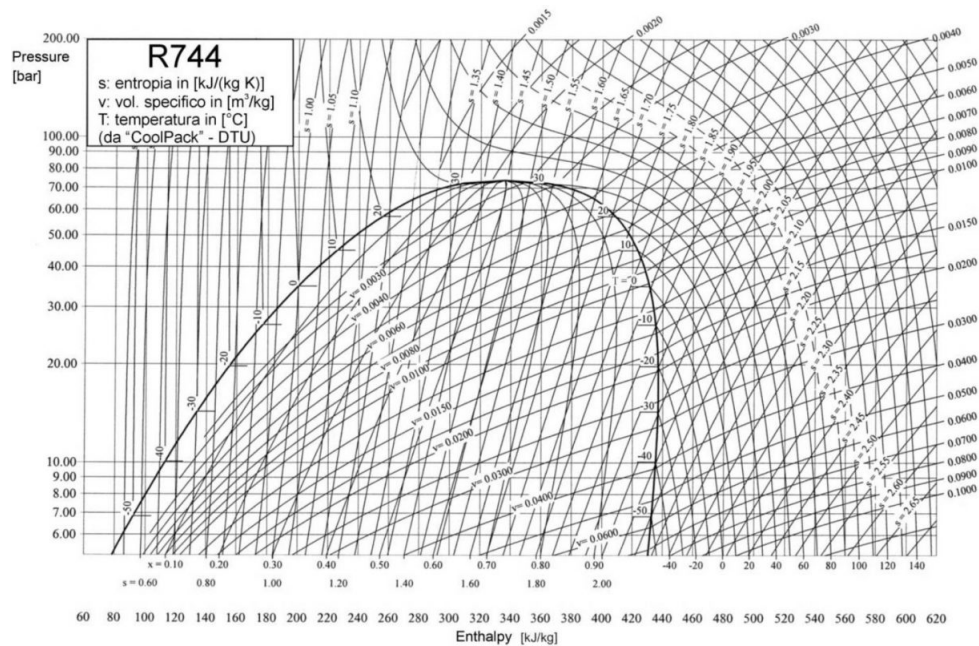
$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad [W] \quad (27)$$

2.2.5 Termodynamiske diagrammer

For å studere ulike fluider sine termiske egenskaper og deres sammenhenger mellom ulike parametere, som trykk og entalpi, temperatur og entropi eller trykk og volum, kan det benyttes ulike typer diagrammer.

Når man skal analysere prosessene som et arbeidsmedie i en varmepumpe går igjennom er det hensiktsmessig å benytte et log Ph-diagram. Diagrammet viser sammenhengene mellom trykk, entalpi og temperaturer, og viser under hvilke kombinasjoner fluidet er i ulike faser. Figur 2 viser et log Ph-diagram for CO_2 . Overgangen mellom mettet væske og mettet damp møtes i kritisk punkt. Det kritiske punktet representerer det punktet i diagrammet hvor kritisk temperatur og kritisk trykk møtes. Det kritiske punktet er skillepunktet der væske- og gassform går sammen i en fase. [7]

Hvilket diagram man velger å benytte avhenger av hvilke parametere man ønsker å studere. Andre mye brukte diagrammer som også kan være hensiktsmessige å bruke er temperatur- og entropidiagram, TS og trykk- og volumdiagram, PV. Bruk av PV-diagrammer forutsetter at prosessen er reversibel. [5]



Figur 2: log Ph-diagram for R744 [27]

2.3 Varmepumper og varmepumpeprosessen

En varmepumpe er en maskin som henter energi fra omgivelsene ved å ta til seg varme fra et sted med lav temperatur og overfører det til et sted med høyere temperatur. Varmepumper består i hovedsak av fire komponenter; kompressor, kondensator (gasskjøler ved CO_2), strupeventil og fordamper. Disse er koblet sammen av et lukket rørsystem hvor et arbeidsmedium transporterer termisk energi fra et varmereservoar med lav temperatur til et varmereservoar med høyere temperatur.

2.3.1 Virkningsgrad og COP

Effektiviteten til varmepumper regnes i COP, *Coefficient Of Performance* og er et forhold mellom avgitt termisk effekt og elektrisk effekt som er tilført varmepumpen. Effektfaktoren er definert i likning 28. [5]

$$COP = \frac{Nytte}{Kostnad} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{Q_H}{W_{el}} \quad [-] \quad (28)$$

Årsgjennomsnittlig COP kalles for SCOP. For å kunne si noe om effektiviteten til hele varmeanlegget har man også system-COP. Her er effektbruken til pumper i varmepumpeanlegget tatt med. [7]

COP er en størrelse som er avhengig av temperaturen i varmereservoaret hvor den henter energi fra. Dette vil si at om temperaturen i varmereservoaret synker vil også COPen til varmepumpen bli dårligere. Dette vil være spesielt sentralt når man skal velge varmepumper som bruker uteluft som varmereservoar, siden uteluften vil endres. Skal man ha en luf-til-luft eller luft-til-vann

varmepumpe i et klima med lave temperaturer, er det viktig å velge en varmepumpe som også kan levere en akseptabel COP under disse forholdene.

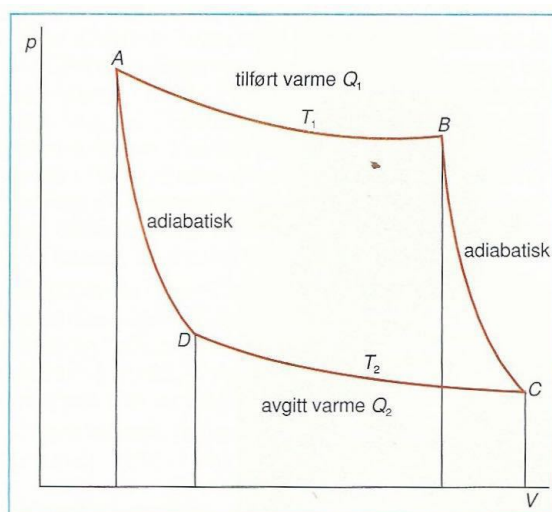
De enkelte komponentene i varmepumpen har hver sine virkningsgrader som er med på å påvirke hvor mye energi varmepumpen tar til seg fra det kalde reservoaret og hvor mye det klarer å levere til det varme reservoaret. Dette påvirker igjen hvor mye elektrisk energi som må tilføres for å kunne levere et ønsket effektbehov. Kompressoren i varmepumpen er en mekanisk komponent og har en virkningsgrad i den elektriske motoren. De andre komponentene og rørene i pumpen har friksjonstap og varmetap. [14]

2.3.2 Arbeidsprosessen i varme- og kjølemaskiner

For å beskrive arbeidsprosessen som foregår i varmepumper og kjølemaskiner kan det være nyttig å analysere hvordan prosessene ideelt ville vært teoretisk og hvordan disse prosessene faktisk er.

Reversibel Carnot-prosess

I 1824 presenterte Nicolas Carnot det han mente var den mest effektive maskinen som kan tenkes. En teoretisk tenkt reversibel kretsprosess med to varmereservoarer. Carnots maskin består av fire delprosesser hvor to av dem er isoterme og de to andre er isentropiske og adiabatisk [5]. Figur 3 viser Carnot-prosessen i et PV-diagram. I delprosessen fra A til B utvider fluidet seg med en konstant temperatur, hvor varme blir tilført prosessen fra det ene varmereservoaret. I prosessen fra B til C utvider fluidet seg adiabatisk og isentropisk til en lavere temperatur. I de to første delprosessene har maskinen utført arbeid med å presse ut stampelet i maskinen. I de to neste delprosessene kommer maskinen tilbake til utgangspunktet ved å komprimere fluidet. Først i delprosessen C til D gir fluidet fra seg varme til det andre varmereservoaret gjennom en isentropisk prosess. Til slutt komprimeres og oppvarmes fluidet i delprosessen D til A, ved en adiabatisk og isentropisk prosess.



Figur 3: Carnot kretsprosess [28]

Carnot sin maskin er både reversibel og neglisjerer alt varmetap i prosessen, men den beskriver på en god måte hvordan en kretsprosess fungerer. Den beskriver også hvor høy virkningsgrad en maskin teoretisk vil kunne oppnå. Virkningsgraden til en Carnot-prosess er gitt ved likning 29. [5]

$$\eta_{Carnot} = \frac{Nytte}{Kostnad} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad [-] \quad (29)$$

Ideell arbeidsprosess

I likhet med Carnot-prosessen er også den ideelle kretsprosessen en teoretisk beskrivelse av hvordan en kretsprosess er. I motsetning til Carnot tar denne fremstillingen hensyn til at kretsprosesser er irreversibel. Den tar imidlertid ikke hensyn til varmetap og virkningsgrad i komponentene. [5]

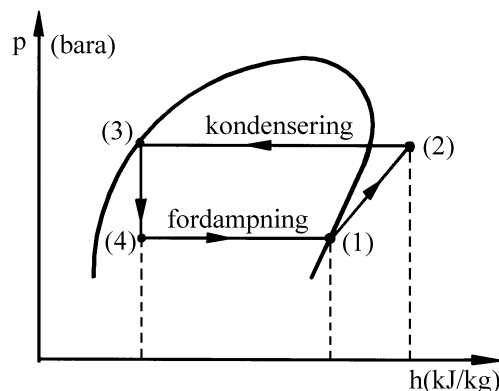
Figur 4 viser en ideell kretsprosess i et log Ph-diagram, hvor prosessen består av følgende delprosesser:

1-2: Isentropisk kompresjon i kompressoren.

2-3: Termisk energi blir avgitt til omgivelsene ved kondensering igjennom en isobar prosess i kondensatoren (varmeveksler).

3-4: Isentalpisk og adiabatisk ekspansjon i strupeventilen.

4-1: Termisk energi blir tilført kjølemediet ved fordampning gjennom en isobar prosess i fordampningen (varmeveksler).



Figur 4: Ideell kretsprosess [29]

Den faktiske arbeidsprosessen

En faktisk kretsprosess er både irreversibel, har varmetap og friksjon i prosessen. I varmeveksleren vil varmetap til omgivelsene og friksjonen på fluidet føre til at delprosessen igjennom vekslerne ikke er fullstendig isobar. Det er også noe varmetap til omgivelsene fra strupeventilen som igjen fører til at prosessen i strupingen ikke er fullstendig isentalpisk. I kompressoren vil det være et varmetap fra fluidet, samt at kompressoren har en virkningsgrad som skyldes friksjonen som er i de bevegelige delene. Dette fører til at kompresjonen i kretsprosessen ikke er fullstendig isentropisk. Alt dette utgjør den totale virkningsgraden til varmepumpen. [5]

2.3.3 Dimensjonering av varmepumper

Varmer- og kjøleanlegget til et bygg må kunne levere varme- og kjøleeffekt tilsvarende byggets brutto effektbehovet. For et varmeanlegg vil dette si oppvarmingsbehovet under dimensjonerende vinterforhold uten fratrekk av internlast. Det er imidlertid ikke slik at det er hensiktsmessig at varmepumpen dekker hele det brutto effektbehovet. Dimensjonerende forhold inntreffer svært

sjelden og varer kun i kortere perioder. En varmepumpe dimensjonert for å dekke dimensjonerende forhold vil dermed være kraftig overdimensjonert i store deler av tiden, og det vil heller være langt mere lønnsomt at den kun dekker deler av brutto effektbehovet og at en spisslast dekker resten. Hvor stor andel av brutto effektbehov som varmepumpen skal dekke, vil variere med energikostnader, type bygg, funksjonalitet og hvordan varmepumpe som er montert. Det er imidlertid vanlig å dimensjonere varmepumper for omtrent 50 - 60% av brutto effektbehov, som igjen vil tilsvare omtrent 80 - 95% av det årlige energiforbruket. Grunnet driftssikkerhet er det også viktig at spisslasten er dimensjonert for å kunne dekke hele effektbehovet, slik at ved en eventuell driftstans av hoved-varmekilden kan fremdeles bygningen få dekket effektbehovet sitt. [6]

2.3.4 CO_2 som arbeidsmedium

CO_2 er et fluid som skiller seg fra andre arbeidsmedier ved at de termiske egenskapene krever at kretsprosessen i varmepumpa foregår ved et høyere trykk enn i en tradisjonell varmepumpe. Dette er fordi det kritiske trykket er høyt og den kritiske temperaturen er lav for CO_2 i forhold til tradisjonelle arbeidsmedier. Tabell 2 viser en sammenlikning av kritisk trykk og temperatur for et utvalg mye brukte arbeidsmedier. [7]

Tabell 2: Kritisk trykk og temperatur

Arbeidsmedier [21]	Kritisk trykk [kPa]	Kritisk temperatur [$^{\circ}C$]
R744	7383	31,1
R134a	4067	101,1
R32	5814	78,3
R290	4246	96,7
R1234ze	3636	109,4

Termodynamiske egenskaper ved CO_2

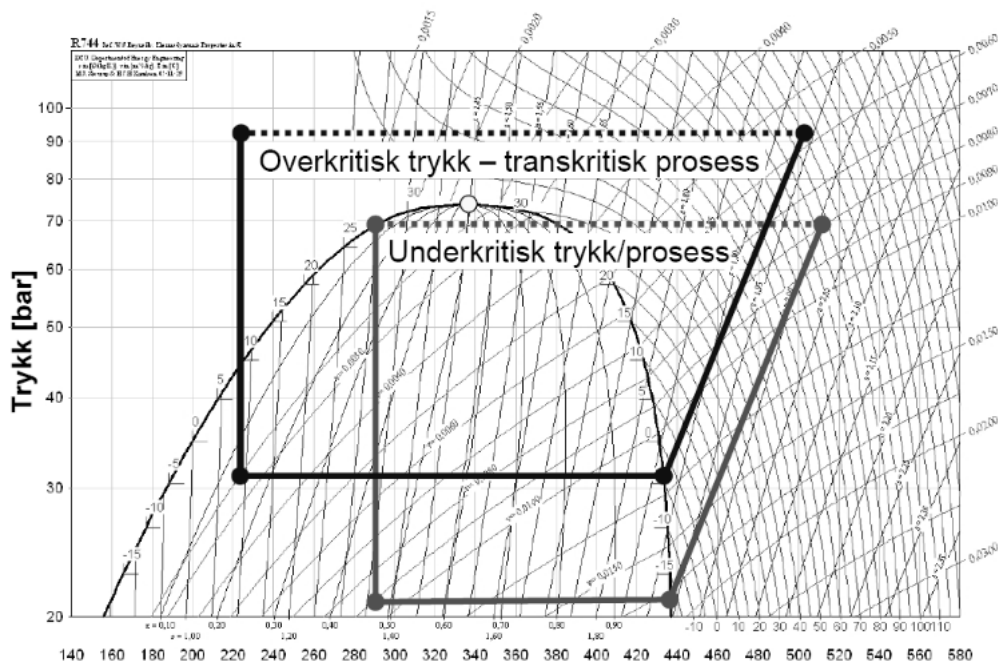
De termodynamiske egenskapene til CO_2 skiller seg spesielt fra andre arbeidsmedier ved lav kritisk temperatur, trippelpunkt ved trykk over atmosfæretrykket og at det generelt arbeider ved høye trykk i forhold til andre medier. For CO_2 er den kritiske temperaturen $31,1^{\circ}C$, det kritiske trykket $73,8$ bar og trippelpunktet ligger på $5,17$ bar. Varmeoverføringsegenskapene til CO_2 er spesielt gunstige i forhold til andre kjølemedier. Høy termisk konduktivitet, lav viskositet og høy spesifikk varmekapasitet fører til høy varmeovergangskoeffisient og et lavt trykktapp i varmevekslere. Varmeoverføring ved boblekoking av CO_2 er svært effektivt, noe som fører til en mye bedre fordampning enn for andre arbeidsmedier. Dette gir muligheten til å bygge kompakte anlegg med små varmevekslere. [7]

Subkritisk prosess

En subkritisk prosess er den vanlige varmepumpeprosessen der varmeavgivelsen skjer ved hjelp av faseovergang i kondensatoren. På grunn av den lave kritiske temperaturen til CO_2 vil en CO_2 -maskin kun kunne kjøre subkritisk i tilfeller der temperaturen ut av gasskjøleren er under $31,1^{\circ}C$. I praksis må temperaturen være 27 til $28^{\circ}C$ for at dette skal være gjennomførbart. Ved en subkritisk prosess vil gasskjøleren fungere på lik måte som kondensatoren i en tradisjonell varmepumpe [7]. Når varmevekslingen skjer ved en subkritisk prosess utnytter man den latente varmen som blir frigjort i faseovergangen. CO_2 -en endrer fase fra gass-form til væske-form og latent varme blir frigjort og vekslet over til væsken på den andre siden av varmeveksleren. [4]

Transkritisk prosess

Det som skiller CO_2 -varmepumper fra tradisjonelle varmepumper er at den som oftest avgir varme i den superkritiske fasen. Figur 5 viser forskjellen mellom en underkritisk/subkritisk og en transkritisk prosess, i et log Ph-diagram. En superkritisk prosess resulterer i at fluidet ikke gjennomgår noen faseovergang ved avkjøling i gasskjøleren. Når arbeidsmediet ikke gjennomgår noen faseovergang ved varmeavgivelsen overføres all energien som følbare varme. [7]

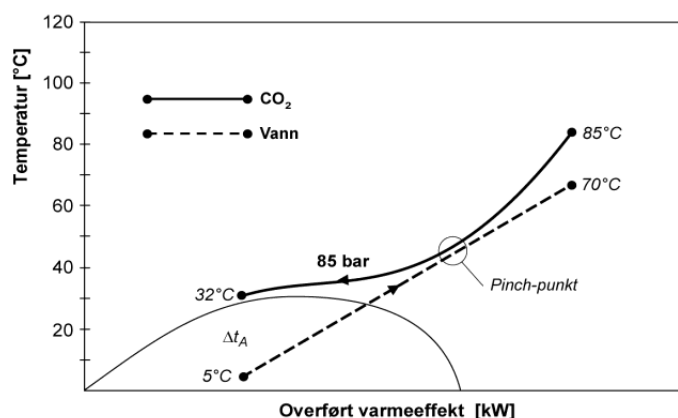


Figur 5: Underkritisk og transkritisk prosess i et log Ph-diagram [7]

Trykket i en subkritisk prosess styres etter hvilken temperatur man får ut av gassveksleren og den dampfraksjonen mediet vil få etter struping av trykket. For at arbeidsmediet skal ta opp så mye energi som mulig gjennom fordampere kreves det en lav dampfraksjon etter struping. [7]

Pinch i gasskjøleren

For å kunne få ned temperaturdifferansen mellom det varme og det kalde fluidet i varmevekslerene er det ønskelig med et tilnærmet parallelt temperaturforløp mellom de to fluidene ved en motstrøms varmeoverføring. En gasskjøler med CO_2 som arbeidsmedium i en transkritisk prosess vil ikke oppnå en lineær temperaturavgivelse. Størrelsen på temperaturdifferansen vil bli begrenset av punktet i veksleren der temperaturdifferansen mellom fluidene nærmer seg 0. Her vil det ikke lenger være noen varmetransport, dette punktet blir kalt pinch-punkt og er illustrert i figur 6. [7]



Figur 6: Pinch-punkt i gasskjøler [7]

2.3.5 Miljø- og sikkerhetsaspekter ved CO_2

På tross av mye oppmerksomhet rundt CO_2 -utslipp som en stor del av den globale oppvarmingen er CO_2 med en GWP på 1 en beskjeden bidragsyter. Det er de ekstremt store utslippene av gassen som fører til at CO_2 er en så stor grunn til den globale oppvarmingen. CO_2 -en som benyttes i arbeidsmedier er i hovedsak gjenvunnet fra utslipp i industriproduksjoner og kan dermed regnes å ha nesten ingen ekstra miljøpåvirkning. [7]

CO_2 er en ikke-brennbar og ikke-giftig gass som heller ikke har en ozonødeleggende effekt. Risikoene ved bruk av CO_2 som arbeidemedium er knyttet til eksplosjonsfaren som følge av det store trykket som er på mediet i den transkritiske prosessen. Det er også en kvelningsfare ved lekkasjer av gassen i små lukkede rom. CO_2 er omtrent dobbelt så tungt som luft ved 20 grader og atmosfærisk trykk. Dette fører til at ved en eventuell lekkasje vil CO_2 legge seg ned langs gulvet og fortrenge tilgangen på oksygen. [7]

Ved tømning av CO_2 fra anlegget synker trykket raskt, når trykket kommer under 518 kPa kan det bli dannet tørris. Dette er viktig å ta hensyn ved vedlikehold av anlegget. Om det skulle bli dannet tørris i anlegget vil dette kunne føre til ødeleggelse av komponenter, som rør og ventiler. Dette siden fluidet ekspanderes kraftig ved faseovergangen til tørris. Temperaturen på fluidet synker kraftig ved tømning og blir meget kald, derfor er det viktig å benytte riktig verneutstyr under arbeidet på varmepumpeanlegget. [7]

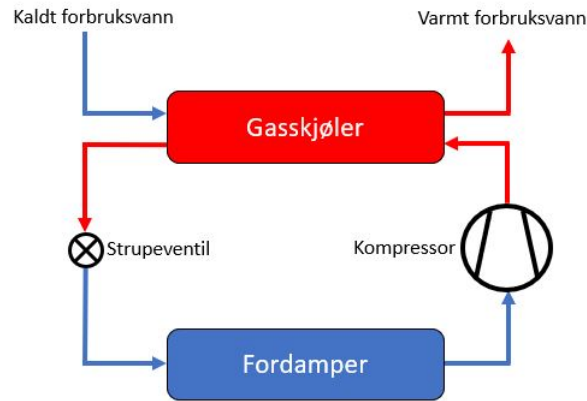
2.3.6 Anvendelsesområder for CO_2 -anlegg

CO_2 kan i utgangspunktet brukes som arbeidsmedium eller sekundærarbeidsmedium i varme- og kjøleanlegg for alle normale bruksområder. De spesielle termiske egenskapene gjør imidlertid CO_2 spesielt godt egnet for enkelte oppgaver og mindre egnet for andre, i forhold til andre konvensjonelle medier.

Oppvarming av tappevann

Figur 7 viser en prinsippskisse av en varmepumpe for tappevann. CO_2 -varmepumper egner seg spesielt godt til oppvarming av tappevann. Dette fordi den kan varme vannet til 60-90°C, noe som igjen fører til at behovet for ettervarming og legionella-sikring bortfaller. CO_2 har termodynamiske egenskaper som fører til en langt bedre varmeovergang til varmeveksleren enn det et tradisjonelt arbeidsmedie har, CO_2 -varmepumper har også en høyere effektfaktor enn andre konvensjonelle tappevanns-varmepumper grunnet høy kompressorvirkningsgrad som følge av lavt

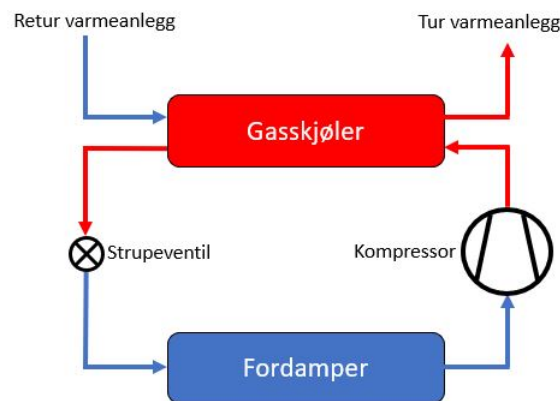
trykkforhold. oppvarming av tappevann er et ideelt bruksområde for en CO_2 -varmepumpe, med tanke på lav returtemperatur fra gasskjøleren. [7]



Figur 7: Prinsipp tegning tappevannsvarmepumpe

Romoppvarming

Figur 8 viser en prinsippskisse av en varmepumpe for romoppvarming. CO_2 -varmepumper benyttes også til romoppvarming, men den krever en litt mer komplisert styring enn en tappevannsvarmepumpe. For å kunne benytte CO_2 som arbeidsmedie i en varmepumpe for romoppvarming må man sikre seg å få en lav returtemperatur. For å få til det må man ha en lavtemperatur varmeavgiver som for eksempel gulvvarme. Det bør også være mulig å styre trykket på høytrykksiden i varmepumpen slik at det er tilpasset returtemperaturen på CO_2 -en fra gasskjøleren. [7]

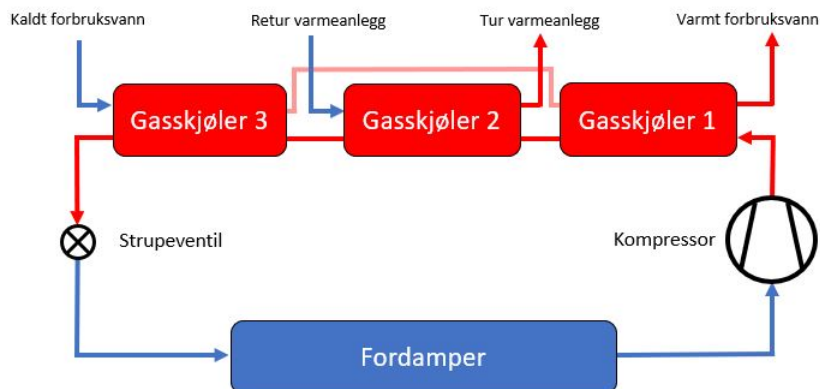


Figur 8: Prinsipp tegning varmepumpe for romoppvarming

Kombinert anlegg

Figur 9 viser en prinsippskisse av en varmepumpe for kombinert tappevann og romoppvarming. Kombinerte CO_2 -anlegg blir mer og mer brukt i store bygninger. Det som er spesielt med en CO_2 -varmepumpe er den glidende temperaturavgivningen i gasskjøleren. Dette kan utnyttes ved å bruke de forskjellige temperaturintervallene til å dekke forskjellige varmebehov. Ved å for

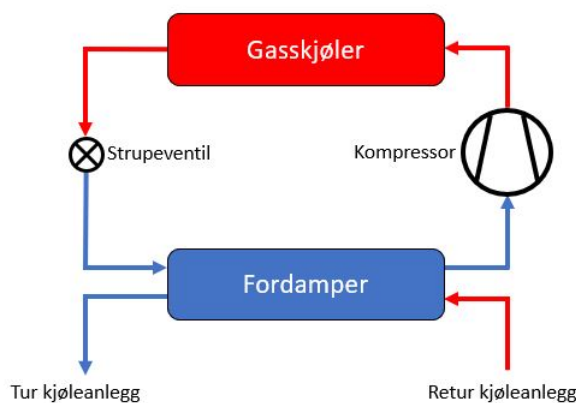
eksempel bruke området med høyest temperatur til tappevann, det neste området til romoppvarming og den laveste delen av temperaturintervallet til forvarming av tappevann, ventilasjonsluft eller snøsmelting, kan man få et kombianlegg som dekker alle behov med en høy COP . [7]



Figur 9: Prinsipp tegning kombinert varmepumpe for romoppvarming og tappevann

Kjøling

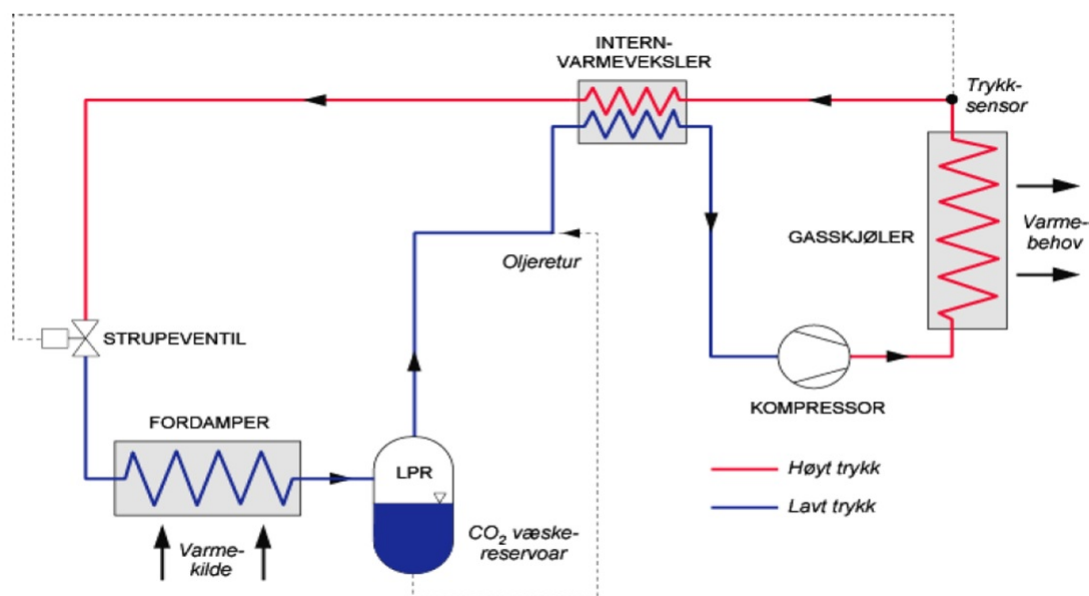
Figur 8 viser en prinsippskisse av en kjølemaskin. CO_2 egner seg svært godt som kjølemedie i transkritiske kjøle- og fryseanlegg. CO_2 er i dag det foretrukne kjølemediet for butikker, kjøle- og fryselagere i Norge og Nord-Europa. Dette bandt annet grunnet god driftsikkerhet, høy årskjølefaktor, høy temperatur i varmeavgiveren, kompakte anlegg og lav pris på mediet. CO_2 er ikke giftig eller brannfarlig så det har derfor et fortrinn fremfor HFK og ammoniakk. [7]



Figur 10: Prinsipp tegning kjølemaskin

2.3.7 Hovedkomponenter i CO_2 -anlegg

Som omtalt tidligere består en CO_2 -varmepumpe av fire hovedkomponenter som er elementært nødvendig for at varmepumpen skal fungere. Disse er kompressor, gasskjøler, strupeventil og fordamper. I tillegg til disse består også en CO_2 -varmepumpe av flere andre sentrale komponenter for å optimalisere driften til pumpen. Figur 11 viser en systemtegning med de mest sentrale komponentene i et CO_2 -varmepumpeanlegg.



Figur 11: Systemtegning av et varmepumpeanlegg [7]

Kompressoren har som oppgave å øke trykket i fluidet, som igjen øker kokepunktet. Når fluidet suges inn i kompressoren har det en temperatur som ligger noe over kokepunktet, ofte rundt 5 °C overtemperatur. Dette for å være sikker på at ikke noe av fluidet er i væskefase når det går inn i kompressoren. Væske i kompressoren vil kunne føre til økt slitasje og havari. Avhengig av hvor høy temperatur man ønsker å levere fra varmepumpen, vil kompressoren øke trykket til et subkritisk trykk eller et superkritisk trykk. [7]

Gasskjøleren mottar CO_2 med høy temperatur og leverer varme fra varmepumpen til varmedistribusjonsettet eller til tappevannoppvarming. Ved en transkritisk prosess skjer varmeavgivelsen ved en glidende temperaturendring i arbeidsmediet. Når varmepumpen leverer varme med en temperatur under kritisk punkt, er det en subkritisk prosess og gasskjøleren fungerer likt som en fordamper i en mere tradisjonell varmepumpe, hvor det skjer en faseovergang i varmeveksleren. [7]

Strupeventilen struper ned trykket på den underkjølte CO_2 -en fra gasskjølerene ned tilsvarende trykkløftet som skjedde i kompressoren. Når trykket synker, synker også temperaturen og kokepunktet, temperaturen må ned så mye at det er lavere enn temperaturen i reservoaret som fordamperen skal hente varme fra. Etter strupeventilen er det meste av CO_2 -en i væskeform men noe er også fremdeles i gassform. [7]

Væskeutskilleren sørger for at CO_2 -en som går inn i fordamperen kun er i væskeform. CO_2 i væskeform har langt høyere varmekapasitet enn CO_2 i gassform. Den CO_2 -en som er i gassform etter strupeventilen blir sendt direkte forbi fordamperen. [7]

Fordamperen mottar CO_2 i væskeform fra væskeutskilleren etter nedstrupingen. Nå har CO_2 -en en lavere temperatur enn reservoaret som den henter varme fra. [7]

Internvarmeveksleren får ned varmen ytterligere etter gasskjølerene ved å veksle varme fra CO_2 når den kommer ut av gasskjølerene før strupeventilen og leverer det til CO_2 -en etter fordamperen før det blir komprimert i kompressoren og prosessen begynner på nytt. [7]

Oljereservoar tilfører anlegget olje for å smøre kompressoren inneholder arbeidsmediet en del olje. I større varmepumpeanlegg skilles oljen ut fra arbeidsmediet etter kompressoren og føres tilbake, i mindre anlegg er oljen med i hele varmepumpeprosessen. Det benyttes ulike oljer for ulike arbeidsmedier, for CO_2 -varmepumper er det vanlig å benytte polyolester eller polyglykol. [14]

2.3.8 Varmervekslere

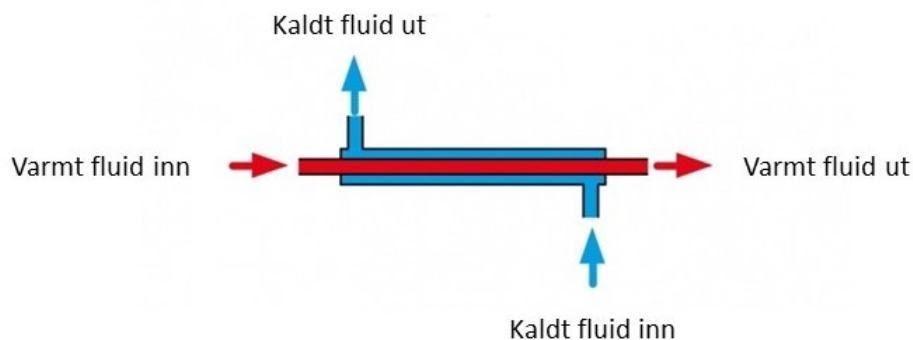
En varmerveksler flytter termisk energi fra et fluid med en høyere temperatur til et annet fluid med en lavere temperatur. I en varmepumpe er det flere varmervekslere for å flytte varme inn og ut av prosessene. Fordamperen henter varme fra varmekilden, gasskølerene/kondensatoren leverer varme ut fra varmepumpen og internvarmerveksleren flytter varme fra en delprosess til en annen. Det finnes ulike typer og prinsipper for oppbygningen av varmervekslerene.

Strømningsretning

Retningene fluidene strømmer i forhold til hverandre i veksleren er avgjørende for hvor effektiv veksleren er. De adskilte fluidene kan strømme medstrøms i samme retning, motstrøms i vær sin retning eller i en kryssende strømningsretning. Kryssveksling benyttes av praktiske årsaker i lamellbatterier hvor gasser (som luft) veksler varme. Ved varmerveksling mellom arbeidsmedie og en væske som i en varmepumpe er det mest optimalt å benytte motstøms strømningsretning. En motstrøms varmerveksler er 5 til 10 % mer effektivt enn en medstrøms varmerveksler. [6]

Rør-i-rør-varmerveksler

Ved en rør-i-rør-varmerveksler strømmer det varme fluidet i et uisolert rør som er plassert inne i et annet isolert rør hvor det kalde fluidet strømmer og varme overføres fra det varme til det kalde fluidet. En rør-i-rør-varmerveksler er veldig enkel og vil ha en relativt lav kostnad, men den lave varmeoverføringen i forhold til arealet på veksleren gjør at den er lite hensiktsmessig å benytte når mye energi skal overføres og blir derfor normalt ikke benyttet i varmepumpeanlegg [4]. Figuren 12 viser prinsippet i en motstrøms rør-i-rør-varmerveksler. Figur 12 viser en motstrøms rør-i-rør-varmerveksler.

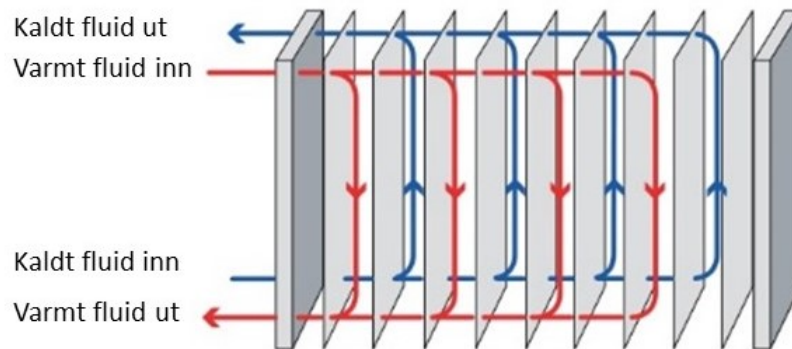


Figur 12: Prinsipp for motstrøms rør-i-rør-varmerveksler[30]

Platevarmeveksler

En platevarmeveksler er bygget opp av flere tynne profilerte metallplater som er satt sammen med tynne sjikt mellom platene hvor fluidene strømmer. Det varme og det kalde fluidet strømmer i annenhvert sjikt, som oftest med en motstrøms strømningsretning. Figur 13 illustrerer hvordan prinsippet i en platevarmeveksler med varmt og kaldt fluid i motsrøm er. Overføringsegenskapene til varmeveksleren varierer med utformingen til mønstrene på profilene, de utformingene som gir best varmeveksling gir også det største trykktapet igjennom veksleren. Det vil derfor være en vurdering fra situasjon til situasjon på hva som er mest hensiktsmessig mønster på profilene. Typisk varmeoverføring for en platevarmeveksler er 1500 til 2000 $W/(m^2K)$, hvor m^2 er det totale varmeoverføringsarealet i veksleren. [6]

Platevarmevekslere er meget kompakte i forhold til hvor mye varme de kan overføre mellom fluidene og tåler høye trykk på arbeidsmediet som skal veksle varme. De tynne sjiktene mellom platene gjør at de er sårbare for å bli tettet igjen av partikler som er i væsken og beleggdannelse på vannsiden som kan føre til dårligere varmeoverføringsegenskaper og et høyere trykkfall.[6]



Figur 13: Prinsipp for motstrøms platevarmeveksler [16]

Dimensjoneringsmetoder

Det er i hovedsak to metoder for dimensjonering av varmevekslere, LMTD-metoden og NTU-metoden. Hvilken metode man bør benytte er avhengig av hvilken informasjon man har og hva man ønsker å finne. [4]

LMTD-metoden

Logarithmic mean temperature difference metoden er den mest hensiktsmessige metoden å benytte om man ønsker å dimensjonere arealet til varmeveksleren og man kjenner alle temperaturer inn og ut av veksleren. [4]

Varmetransporten fra det varme til det kalde fluidet er gitt i likning 30 hvor U er varmegjennomgangskoeffisient, A er det totale varmeoverføringsarealet i veksleren og ΔT_{lm} er midlere temperaturforskjell. [4]

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad [W] \quad (30)$$

Den midlere temperaturforskjell, ΔT_{lm} gir en gjennomsnittlig temperaturforskjell over hele varmeveksleren, ΔT_{lm} er gitt i likning 31. For mere kompliserte varmevekslere hvor det er en blandet strøm, som i en *multi-pass* platevarmeveksler vil ikke LMTD være helt presist, derfor multipliserer man med en korreksjonsfaktor F , ΔT_{lm} for en platevarmeveksler blir da som i likning 32. [4]

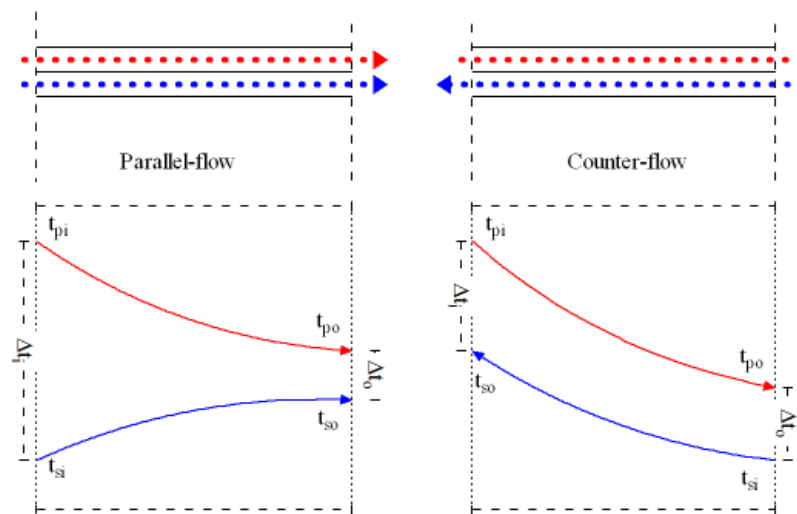
$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad [K] \quad (31)$$

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,PHE} \quad [K] \quad (32)$$

ΔT_1 og ΔT_2 er definert ulikt for ulike strømningsretninger. Likning 33 og likning 34 gir temperatordifferansene for medstrøms og motstrøms varmevekslere. Temperatur endringene i det kalde og varme fluidet er illustrert i figur 14. [4]

$$\text{Medstrøm} = \begin{cases} \Delta T_1 = T_{varm,inn} - T_{kald,inn} \quad [K] \\ \Delta T_2 = T_{varm,ut} - T_{kald,ut} \quad [K] \end{cases} \quad (33)$$

$$\text{Motstrøm} = \begin{cases} \Delta T_1 = T_{varm,inn} - T_{kald,ut} \quad [K] \\ \Delta T_2 = T_{varm,ut} - T_{kald,inn} \quad [K] \end{cases} \quad (34)$$



Figur 14: ΔT_{lm} ved ulik strømningsretning [31]

NTU-metoden

Number of Transfer Units metoden er den mest hensiktsmessige metoden å benytte om man ønsker å beregne hva ut temperaturen på det kalde og det varme fluidet, når man kjenner arealet til varmeveksleren. [4]

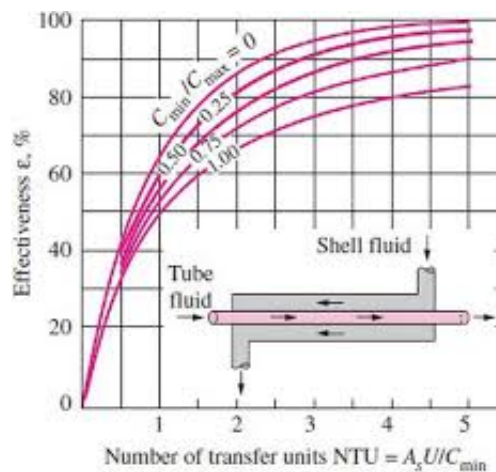
Metoden går ut på å finne temperaturene ut og inn av varmeveksleren ved å først finne effektiviteten til veksleren. Sammenhengen mellom effektiviteten og temperaturene er gitt i likning 35. C_{min} er den minste verdien av C_{kald} og C_{varm} , som er gitt i likning 36 [4]

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{maks}} = \frac{C_{kald}(T_{kald,ut} - T_{kald,inn})}{C_{min}(T_{varm,inn} - T_{kald,inn})} = \frac{C_{varm}(T_{varm,ut} - T_{varm,inn})}{C_{min}(T_{varm,inn} - T_{kald,inn})} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} C_{kald} &= \dot{m}_{kald}C_{p,kald} \\ C_{varm} &= \dot{m}_{varm}C_{p,varm} \end{aligned} \quad (36)$$

Effektiviteten kan regnes ut med likninger eller hentes i tabeller for ulike varmevekslere. Både ved anvendelse av tabell eller utregning må man først finne antall overføringsenheter (NTU). Utregning av NTU er gitt i likning 37. Effektiviteten til en motstrøms rør-varmeveksler er vist i figur 15. [4]

$$NTU = \frac{AU}{C_{min}} \quad [-] \quad (37)$$



Figur 15: Effektiviteten til en motstrøms rør-varmeveksler [4]

Eksplisitt og implisitt metode

I numeriske beregninger benyttes eksplisitte og implisitte metoder for å løse tidsavhengige likninger. Ved eksplisitte metoder beregnes en fremtidig tilstand i et system med bruk av systemets nåværende tilstand. I implisitte metoder finner man den fremtidige tilstanden ved å løse en likning som tar hensyn til både nå situasjonen og til den fremtidige situasjonen. [4]

2.3.9 Kompressor

Som nevnt tidligere har kompressoren i et varmepumpeanlegg til oppgave å øke trykket på arbeidsmediet. Hvilken kompressorteknologi man bør velge vil avhenge av hvilket arbeidsmedie pumpen bruker og størrelsen på anlegget. De to mest brukte kompressortypene i varmepumpeanlegg er stempel- og scrollkompressorer, disse er begge fortrenningskompressorer som vil si at fluidet komprimeres i et lukket arbeidsrom, hvor volumet reduseres gradvis. Disse kompressorene har et maksimalt trykkforhold mellom lav- og høytrykksiden på omtrent 1:8 [6].

En kompressor består av to hoveddeler, en kompresjonenhet og en elektrisk motor. Kompressoren kan enten være åpen, hermetisk eller semihermetisk. Ved en åpen løsning er komponentene indirekte koblet sammen med en kraftoverføring fra motoren via en reim eller direkte ved akseldrift. Dette gjør det enkelt å komme til for vedlikehold. Elektromotoren har enten luftkjøling med kjøleribber eller vannkjøling. Åpene kompressorer brukes på større anlegg. Ved en hermetisk løsning er enhetene direkte koblet sammen og bygd inn i et hermetisk rom som ikke kan åpnes for vedlikehold, dette gir en mer kompakt kompressor og blir brukt i små og mellomstore anlegg. Elektromotoren i en hermetisk løsning er kjølt ned ved at det kalde fluidet som blir sugd inn i kompressoren. I en semihermetiske kompressorer er enhetene direkte koblet sammen og bygd inn, men den kan åpnes for vedlikehold. Elektromotoren kan bli kjølt ned av det kalde fluidet eller den kan bli kjølt av luft eller vann. Semihermetiske kompressorer brukes på mellomstore og store anlegg. [6]

Stempelkompressor

Stempelkompressorer blir levert fra noen få watt til over 1000 kW og er den mest anvendte kompressorteknologien på markedet. En stempelkompressor fungerer på samme måte som en brenselmotor ved at et eller flere stempler er plassert i en sylinder og koblet til en veivaksling. Veivakslingen er koblet til en el-motor som setter den i bevegelse. Når veivakslingen roterer rundt trekkes stempelet ned via en stempelstang og fluidet suges inn i sylindere. Når stempelet igjen går opp komprimeres fluidet i sylindere til det ønskede trykket er oppnådd og fluidet slippes ut av en trykkventil som åpnes. [14]

Scrollkompressor

Scrollkompressoren har de siste årene tatt over for stempelkompressoren på mindre varmepumpeanlegg, og blir levert fra 2 til 100kW. Scrollkompressoren fungerer ved at to like plater med scroller (spiraler) som er festet mot hverandre med 180° faseforskyvning der den ene platen står i ro, mens den andre roterer rundt og presser fluidet inn mellom scrollene. Rotasjonen fører til at det blir trangere jo nærmere senter av platen fluidet kommer, som igjen fører til at fluidet blir komprimert. I senter av platen er det en åpning hvor det komprimerte fluidet blir presset ut. [6]

Scrollkompressoren er liten og kompakt, har få bevegelige deler som gjør den driftssikker, har lite vibrasjon og er støysvak. Den tåler også at noe av fluidet inn på sugesiden av kompressoren er væskedråper uten at den havarerer som følge av dette. [6]

Regulering

For at varmepumpen ikke skal levere høyere varmeeffekt enn hva det er et behov for må kompressorarbeidet kunne reguleres. Dette kan gjøres på ulike måter. Med en av/på-regulering skruer kompressoren seg av når den ønskede temperaturen i varmeanlegget er oppnådd, kompressoren starter igjen når det er behov for mere varme. For at det ikke skal bli for mye av og på, som kan føre til en slitasje på kompressoren bør det her lagres varme i en akkumuleringstank og at varmepumpen leverer varme til denne. [6]

Ved turtallsregulering styres frekvensen på elektromotoren til varmepumpen leverer den ønskede varmemengden. Dette gir en mere nøyaktig styring enn ved av/på-regulering og reduserer behovet for akkumulering. Elektromotorer har best virkningsgrad ved fullt turtall, som dermed er med på å påvirke COPen når den ikke kjører for fullt. Ved større anlegg kan det bli benyttet flere mindre kompressorer i stedet for en stor. Her kan det også kombineres turtallsregulering og av/på-regulering, med at eksempelvis en kompressor er regulert med turtall og to andre skruer seg på ved behov. [6]

Tap og virkningsgrad

Det er flere faktorer som påvirker den totale virkningsgraden til kompressoren, mekanisk, isentropisk og volumetrisk. Den mekaniske virkningsgraden beskriver tapet i de bevegelige delene i el-motoren og i kraftoverføringen mellom motor og kompresjonsdelen. Isentropisk virkningsgrad beskriver tapet som er knyttet til at den termodynamiske prosessen i kompressoren ikke er ideel og dermed ikke isentropisk. Den isentropiske virkningsgraden er gitt i likning 38, hvor h_s er entalpien på sugesiden av kompressoren, $h_{d,isen}$ er entalpien etter komprimering i en isentropisk prosess og h_d er entalpien etter komprimering i den reelle prosessen. Entropien på sugesiden er lik entropien etter komprimering i en isentropisk prosess. Den volumetriske virkningsgraden beskriver utnyttelsen av slagvolumet i kompresjonsdelen. [5]

$$\eta_{is} = \frac{\text{Isentropisk kompresjon}}{\text{reel kompresjon}} \approx \frac{h_{d,isen} - h_s}{h_d - h_s} \quad (38)$$

Den mekaniske, isentropiske og volumetriske virkningsgraden for en CO_2 -kompressor kan beregnes med likning 39, 40 og 41, hvor P_d og P_s er trykket på utløp og sugeside av kompressoren. [17]

$$\eta_m = 0,0182\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^4 - 0,2012\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^3 + 0,7889\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^2 - 1,267\left(\frac{P_d}{P_s}\right) + 1,4271 \quad (39)$$

$$\eta_{is} = 0,191\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^4 - 2,1948\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^3 + 9,167\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^2 - 16,454\left(\frac{P_d}{P_s}\right) + 11,166 \quad (40)$$

$$\eta_v = 0,0455\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^4 - 0,5222\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^3 + 2,2196\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^2 - 4,208\left(\frac{P_d}{P_s}\right) + 3,5934 \quad (41)$$

Kompressordimensjonering

Dimensjoneringsmetoden for en kompressor vil variere noe for ulike kompressorteknologier. Fremgangsmåten vil imidlertid være lik, men det kan være noe variasjon i beregningen av virkningsgradene. Kompressoren til en CO_2 -varmepumpe kan dimensjoneres på følgende måte:

Massestrømmen på arbeidsmediet fra kompressoren er gitt i likning 42, hvor ρ_{sug} er densiteten til fluidet på sugesiden av kompressoren, n er kompressor hastigheten, V_{dis} er kompressorforskyvningen og η_v er den volumetriske virkningsgraden. [17]

$$\dot{m}_{CO_2} = \rho_{sug} n V_{dis} \eta_v \quad (42)$$

Den elektriske effekten som kompressoren trenger er uttrykt i likning 43, hvor W_{aksel} er den nødvendige akselkraften i kompressoren og η_m er den mekaniske virkningsgraden i kompressoren. Akselkraften er uttrykt i likning 44, hvor $h_{ut,is}$ er den isentropiske entalpien ut av kompressoren og h_s er entalpien på sugesiden av kompressoren. η_{is} er den isentropiske virkningsgraden. [17]

$$W_{el} = \frac{W_{aksel}}{\eta_m} \quad (43)$$

$$W_{aksel} = \frac{\dot{m}_{CO_2}(h_{ut,is} - h_s)}{\eta_{is}} \quad (44)$$

2.3.10 Energikilder til varmepumper

En varmepumpe henter energi fra omgivelsene ved hjelp av en luft/vann- eller en væske/vann-varmeveksler.

Uteluft er den mest brukte energikilden for mindre varmepumper, dette er den enkleste og billigste måten for å hente energi fra omgivelsene. Det finnes også større luft-vann anlegg i områder der forholdene ligger til rette for det. Uteluft er en god energikilde så lenge utetemperaturen ikke er for lav. En varmepumpe er avhengig av å kunne koke arbeidsmediet ved hjelp av omgivelsesenergien og kan derfor få problemer i tilfeller der uteluften blir veldig kald. Dette er grunnen til at man i anlegg der det ønskes en mer stabil temperatur på kaldsiden og dermed en bedre funksjonsikkerhet, bruker berg, jord eller sjøvann som varmekilde. Temperaturen i disse varmekildene er mindre påvirket av kortvarige temperaturforandringer og vil levere en gjennere temperatur til varmepumpen gjennom året. Det vil føre til at varmepumpen kan levere varme med en høy virkningsgrad også på veldig kalde dager.

Uteluft

Bruk av uteluft som varmereservoar i varmepumper er den desidert mest brukte varmekilden i boligvarmepumper i Norge. Dette siden investeringskostnadene for en slik løsning er relativt lav, men det gir også en svak årsvarmefaktor for varmepumpen og en kort levetid, som fører til at innsparingen blir mindre. Dette skyldes at det er minst tilgjengelig varme i reservoaret når det er størst behov for oppvarming. Når temperaturen i uteluften synker til under 3 °C er det også et behov for avriming av utekomponenten for at rim ikke skal tette for luftstrømmen og varmetransporten gjennom konvektoren. [6]

Gråvann

Gråvann er avløpsvannet fra en bygning, med unntak av kloakken og er vann med en høy temperatur (25-40 °C) som ellers ville gått til spille. Siden varmekilden er varierende og bruksavhengig er det behov for å lagre avløpsvannet i et vannreservoar. Ved et stort forbruk og høyt effektbehov for oppvarming av tappevann vil også tilgangen på energi fra gråvannet være høyt. Dette gjør at gråvann er en flott løsning for oppvarming på anlegg med et stort tappevannsbehov som ved bassenger og store dusjanlegg. Bruk av gråvann som varmereservoar til varmepumper krever relativt store investeringskostnader og avløpsanlegget må tilpasses for løsningen. Det er også et relativt stort vedlikeholdsbehov av anlegget og det er behov for rensing av vannreservoaret. [6]

Kloakk

Å benytte varmen som er i det offentlige kloakknettet kan være en god løsning for større varmepumper og benyttes i dag i noen fjernvarmeanlegg i Norge. Temperaturen i kloakken er på rundt 2 til 15 °C. Kloakk som varmeskilde vil kreve store investeringskostnader. Det vil også være et stort vedlikeholdsbehov, som følge av at kloakken ikke er ren. [8]

Avkast

Ved bruk av avkast som varmereservoar for varmepumper benyttet overskuddsvarme fra ventilasjonsanlegget, enten som en erstatning for varmeigjenvinnere eller at man benytter avkaste etter gjenvinneren for å kunne gjenbruke en enda større andel av varmen. [6]

Sjøvann

Ved bruk av sjøvann som varmeskilde kan skje ved enten direkte hente vann fra vannkilden eller indirekte ved å ha en kolektor plassert i vannet som henter opp energi. Bruk av direkteløsning vil være bedre for ferskvann enn saltvann, siden saltvannet vil føre til et større vedlikeholdsbehov. Både elver og sjøer kan benyttes, men vann i bevegelse vil ha en lavere temperatur og på vinteren gå ned mot null °C. Sjøer i Norge har rundt 3 til 14 °C ved 25 meters dyp og har 3-4 måneder tidsforsinkelse på temperaturen i forhold til lufttemperaturen. Denne tidsforsinkelsen er gunstig siden den fører til at sjøtemperaturen ikke er på det kaldeste når oppvarmingsbehovet er på det største. Sjøvann egner seg også godt til passiv kjøling om sommeren. [6]

Grunnvann

Ved bruk av grunnvann pumpes vann direkte fra grunnvannskilden opp i et brønnhull og til varmepumpen, det nedkjølte vannet pumpes tilbake ned i grunnvannskilden i et annet brønnhull. For å unngå at det kalde vannet går rett tilbake til varmepumpen er det viktig at disse brønnene har en viss avstand. Temperaturen på grunnvannskilder varierer avhengig av hvor i landet man er, men ligger i Norge på rundt 3-7 °C over året. Grunnvann er ikke spesielt utbredt som varmekilde, noe som blant annet skyldes behov for jevnlig tilsyn og vedlikehold av anlegget, hvor ofte det er behov for vedlikehold vil avhenge av vannkvaliteten. [6]

Jordvarme

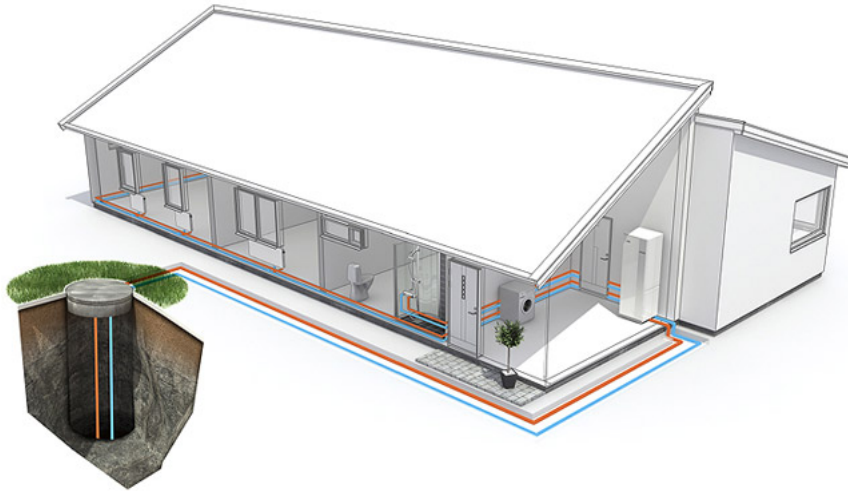
Ved bruk av jordvarme utnyttes solvarmen som er lagret i bakken vet at en kolektorslange er lagt i en eller flere sløyfer ned i bakken, rundt 1 til 1,5 meter under bakkenivå. Ved denne dybden er temperaturen relativt konstant og ligger rundt årsmiddeltemperaturen som i Norge er på -3 til 10 °C. Hvor mye energi kolektoren henter er avhengig av jordsmonnet, et fuktig jordsmonn vil i utgangspunktet være det mest effektive. For et kolektorror med en diameter på 40 mm er det vanlig å regne 15-30 W/m. Ved et kjølebehov om sommeren kan overskuddsvarme leveres tilbake til bakken og øke temperaturen i grunnen. Det kan også benyttes et direkte system hvor arbeidsmediet til varmepumpen henter varme direkte fra jordsløyfene. Dette krever en stor mengde arbeidsmedium om det er spesielt viktig at det blir benyttet et miljøvennlig arbeidsmedium i tilfelle lekkasjer på anlegget. [6]

Bergvarme

Temperaturen i fjellet under bakken er tilnærmet stabil gjennom året og er derfor en veldig god energikilde for en varmepumpe. Energien blir hentet opp fra bakken via en kolektor i et borrehull med en væske bestående av vann iblandet glykol eller etanol. Væsken kalles brine og har forskjellige termodynamiske egenskaper avhengig av blandingsforholdet. Borrehull med en kolektor kalles gjerne en energibrønn og kan bestå av en eller flere hull. En energibrønn er vanligvis mellom 50 og 300 meter dyp men det gjøres også forsøk med langt dypere brønner. Det som er dimensjonerende for størrelsen på en brønnpark er den mengden energi man trenger på kald side av en varmepumpe eller den mengden energi man trenger å bli kvitt på varm side i et kjøleanlegg. Fjellet under bakken har en stor termisk masse som kan utnyttes ved for eksempel å lagre energi fra kjøling om sommeren for så å hente ut denne i fyringssesongen. Dette kalles å lade brønnen og kan gjøres på forskjellige måter. Man kan enten frikjøle, som betyr å pumpe brinet i brønnen direkte gjennom en varmeavgiver uten at det har gått gjennom en kjølemaskin. Den andre måten er å kjøle gjennom en kjølemaskin, den fungerer på samme måte som en varmepumpe bare at fordampere og kondensatoren (gasskjøleren) bytter plass. I moderne bygninger med lavt energibehov er det ofte kjøling som er dimensjonerende for størrelsen på varme/kjøle-anlegget og igjen derfor for brønnparken. Brønnparken blir derfor dimensjonert for å kunne ta opp den

overskuddsvarmen som kreves ved kjøling. Figur 16 viser en illustrasjon av et varmpumpeanlegg i en bolig som henter varme fra brønn.

Dimensjonering av en brønnpark avhenger av kvaliteten på grunnforholdene. For å sikre en god varmeoverføring mellom grunnen og brinet er man avhengig av at det finnes grunnvann. Det å på forhånd kunne si noe om grunnes beskaffenhet har vist seg å være svært vanskelig, og grunnforholdene kan variere mye innenfor små områder. Det blir derfor i områder der det skal etableres brønnparker ofte boret prøvebrønner der man kan usette grunnen for tester, som kan brukes til å lage simuleringer over hvor mye energi brønnen kan levere over et gitt antall år.



Figur 16: Illustrasjon av en bergvarmepumpe [32]

2.4 Varmedistribusjonsanlegg

Et varmedistribusjonsanlegg tar seg av det som skjer med varmen etter at den har forlatt gasskjøleren. En varmpumpe ønsker en så lav som mulig returtemperatur fra distribusjonsanlegget for å oppnå en høy COP. Derfor må det viktig å bygge opp rørnett, eventuell akkumulatortank og styringen av temperaturer og massestrømmer med returtemperatur som prioritet. [7]

Oppvarming av tappevann

Innkoblingen av rørene i en tappevannsbereder er vesentlig for å kunne oppnå en lav returtemperatur. Det er flere måter å gjøre dette avhengig av tappemønster og antall tanker. Det viktige er at temperatursjiktning i tanken er bevart så man unngår kortslutting mellom varmt og kaldt vann. Ved bruk av en tank skal kaldt vann fylles på fra bunnen av berederen og varmt vann tappes fra toppen. Ved flere tanker som er koblet i serie skal det tappes varmtvann fra toppen av den første tanken som igjen skal fylles på fra bunnen i den neste. Seriekobling er en god løsning for bevaring av temperatursjiktene. Ved stor samtidighet i tappingen av varmtvann vil parallellkobling av flere tanker være en mulighet. Ved parallellkobling fylles det kaldt vann nederst og tappes varmt vann øverst i alle tankene samtidig. [6]

Gulvvarme

Gulvvarme egner seg spesielt godt som varmeavgiver for varmpumper. Grunnet stort varmeoverføringsareal tillater gulvvarme lav tur og returtemperatur. Avhengig av rørtykkelse og avstanden mellom rørslyfene kan det ofte være tilstrekkelig med en turtemperatur på 30 til 35°C med en retur på 25 til 30 °C. Gulvvarme gir et veldig godt temperatursjikt i rommet og er derfor svært

egnet i forhold til komfort og inneklima. De lave temperaturene på gulvarmen gjør at styringen forenkles, blir det for varmt i rommet vil gulvet slutte å avgi varme og det er derfor til en viss grad selvregulerende med tanke på temperatur. [6]

Radiatorvarme

Radiatorer er varmeavgivere som er satt sammen av plater der det går væske i mellom platene. Radiatorer avgir varme ved hjelp av fri konveksjon og radiasjon der radiasjon gjene står 30 til 60% av varmeoverføringen [6]. Radiatorer egner seg for montasje under vinduer får å forhindre kaldras. Temperaturforskjellen mellom rommet som skal varmes opp og radiatoren og overflatearealet til varmeavgivern bestemmer hvor mye varme den får overført. Det vil si at radiatorer med en stor varm flate kan kjøre med lavere temperatur. Ved bruk av en varmepumpe som varmekilde er det viktig å styre massestrømmen i radiatoren og beregne arealet på en måte som muliggjør en lav tur og returtemperatur [7].

Konvektor

En konvektor er en varmeavgiver som som avgir varme gjennom tynne lameller. En konvektor med vifte eller viftekonvektor egner seg som en rasktvirkende varmekilde da varmeoverføringen skjer via tvungen konveksjon. I bygg der for eksempel oljefyr skal byttes ut med varmepumpe kan viftekonvektorer monteres for å kompensere for mangel på radiatorareal som konsekvens av at man går fra et høytemperatur til et lavtemperatur varmeanlegganlegg. [6]

2.4.1 Akkumuleringstank

En eller flere akkumulertanker kan brukes til å lagre termisk varme. Akkumulertanker brukes i sammenhenger der man for eksempel har er varmekilde som skrur av og på eller der produksjonen og varmebehovet varierer i forhold til hverandre. Varmepumper som kun har av- og på-funksjon er gjerne tilknyttet en akkumulertank for å kunne levere en jevn temperatur til distribusjonsanlegget også i perioder der varmepumpa ikke står på. Innkoblingen av en akkumulertank har en betydning for returtemperaturen, og det er derfor viktig å sørge for at det akkumulerte varmtvannet ikke føres tilbake til varmepumpa. [6]

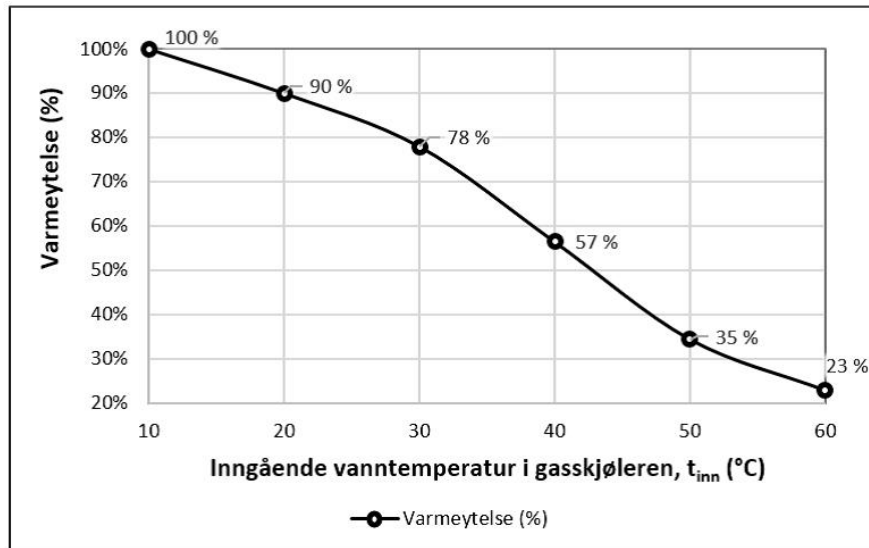
2.4.2 Styring og regulering

Styring av et vannbårent varmeanlegg kan skje ved hjelp av mengderegulering, temperaturregulering eller en kombinasjon av de to. Mengderegulering med utetemperaturkompensering uten shuntventiler sørger for en så lav som mulig returtemperatur til varmepumpen [7]. Det er også mulig å styre temperaturer på romnivå ved hjelp av ventiler på hver enkelt kurs. En mye brukt styringsstrategi er å styre pådraget på varmepumpa etter åpningen på ventilene[6]. For å få en CO_2 -varmepumpe til å yte godt er det viktig å legge opp til en styring som prioriterer returtemperatur ved hjelp av regulering av massestrømmen i den varmebærende væsken[7].

2.4.3 Returtemperatur

For at en varmepumpe skal gå så effektivt som mulig er det viktig å få ned returtemperaturen på arbeidsmediumet i varmepumpen så mye som mulig. Dette er spesielt viktig og utfordrende om man skal benytte CO_2 som arbeidsmedium i varmepumper for romoppvarming. CO_2 kommer opp i høye temperaturer og dette fører til at det er spesielt viktig med god utforming av varmepumpen og varme distribusjonsnett. Dette siden distribusjonsnettet tar opp og levere ut

energien fra varmepumpen. Figur 17 viser hvordan returtemperaturen på distribusjonsnettets påvirker effektiviteten i en CO_2 -varmepumpe. [7]



Figur 17: Varmeytelse som funksjon av returtemperatur [7]

2.5 Dataverktøy for numeriske beregninger

Numeriske beregninger i varmetransport og fluidmekanikk er ofte så komplekse at det verken er hensiktsmessig eller mulig å skulle utføre beregninger for hånd. Ved simuleringer og beregninger som beskriver fysiske prosesser er det i mange tilfeller flere parametere som endres samtidig og som er en konsekvens av hverandre, det må derfor utføres interaksjoner i beregningene. For å gjøre dette og andre matematiske løsninger på problemer innen varmetransport og fluidmekanikk er det flere data verktøy som kan benyttes. [4]

For matematiske beregninger og simuleringer er *Matlab* og *Mathematica* mye brukte programmer i akademisk og næringsliv. Ved simuleringer av strømningsmekanikk er *STAR-CCM+* et program som blir brukt i stor grad, og for beregninger og simuleringer av bygninger sitt inneliv og effektbruk blir blant annet *IDA ICE* benyttet.

2.5.1 Engineering Equation Solver

EES er et skriptprogram som er utviklet av F-Chart Software. Programmet kan benyttes for å løse avanserte matematiske problemer, som ikke lineære algebraiske likninger, differensialligninger, gjøre optimaliseringer og utføre lineær og ikke-lineær regresjon. Programmet har et stort bibliotek med fysiske egenskaper for en mengde fluider og faste stoffer. Disse kan benyttes i beregninger innen blant annet termodynamikk og fluidmekanikk ved å hente egenskapene direkte fra biblioteket for så å putte disse inn i en matematiske modell, som så programmet løser. Programmet er også godt egnet til å tegne grafer med plott fra beregninger man har utført. [22]

The screenshot shows the EES Academic Commercial interface. The main window displays the following code:

```

"Verktøy for dimensjonering og optimalisering av en CO2-varmepumpe"
-----
"Input-verdier"
-----
Andel_tappevann = 0,1
ETA_isen_comp = 0,7
Brinekonsentrasjon = 10
P_CO2_gasskjøler = 8500

DELTA_sh = 3
DELTA_T_intervallshifter_hp = 3
T_diff_vann_CO2_gasskjøler2 = 5
T_diff_brine_CO2_fordamper = 5
T_brine_fordamper.node.sh = 4
DELTA_T_brine_node.sh.til.0 = 4
T_vann_gasskjøler1.node.0 = 65
T_CO2_gasskjøler2.node.10 = 30

"m_dot_brine = 9"
m_dot_vann_gasskjøler2 = 3
m_dot_CO2 = 1
m_dot_vann_gasskjøler1 = 0,3

D_brine_fordamper = 0,056
D_CO2_fordamper = 0,023
D_CO2_gasskjøler1 = 0,03
D_vann_gasskjøler1 = 0,03
D_CO2_gasskjøler2 = 0,056
D_vann_gasskjøler2 = 0,056

t_p_fordamper = 0,005
t_p_gasskjøler1 = 0,005
t_p_gasskjøler2 = 0,005

-----
"Faste inputer"
-----

```

On the right side, there is a 'Menu' panel with 'Main Program' selected. The menu items are:

- Andel_tappevann
- A_fordamper_no
- A_fordamper_no
- A_fordamper_no
- A_fordamper_no
- A_fordamper_no
- A_fordamper_no
- A_fordamper_no
- A_fordamper_no
- A_fordamper_no
- A_fordamper_no
- A_fordamper_no
- A_gasskjøler1_nu
- A_gasskjøler1_nu
- A_gasskjøler1_nu
- A_gasskjøler1_nu
- A_gasskjøler1_nu
- A_gasskjøler1_nu
- A_gasskjøler1_nu
- A_gasskjøler1_nu
- A_gasskjøler1_nu
- A_gasskjøler2_nu
- A_gasskjøler2_nu
- A_gasskjøler2_nu
- A_gasskjøler2_nu
- A_gasskjøler2_nu
- A_gasskjøler2_nu
- A_gasskjøler2_nu

The status bar at the bottom shows: EU Line: 2 Char: 2 | Wrap: On | Insert | Caps Lock: Off | SI C kPa kJ mass deg | Warnings: On | Unit Chk: On | Complex: Off | Syntax Highlight: On

Figur 18: Skjermdump av EES

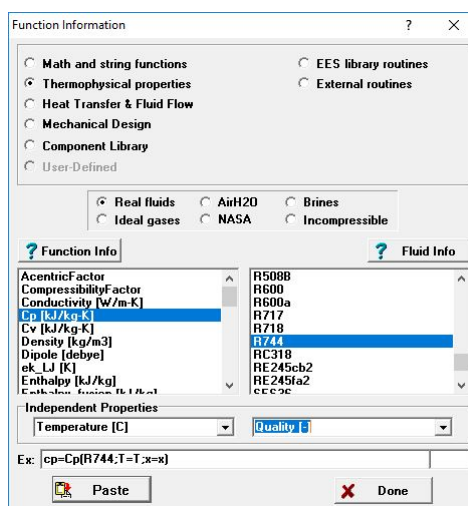
3 Metode

I arbeidet med å beskrive hvordan en CO_2 -varmepumpe fungerer og kan dimensjoneres er det gjennomført befaringer og oppservasjoner av et eksisterende anlegg. Det har også blitt skrevet et skript i programmet Engineering Equation Solver (EES) som har blitt benyttet for å dimensjonere og optimalisere varmepumper under ulike forhold.

3.1 Engineering Equation Solver

For å kunne dimensjonere CO_2 -varmepumper er det utarbeidet to skript i EES, Engineering Equation Solver. Et for å dimensjonere og optimalisere en CO_2 -varmepumpe og et for å sammenligne fordampere med forskjellige arbeidsmedier. I CO_2 -skriptet har blitt skrevet 786 likninger som tar for seg alle prosessene som foregår i en varmepumpe og overføringen mellom varmekilden og varmedistribusjonsnettet.

Biblioteket i EES har blitt brukt til å hente termodynamiske tabeller og konstanter for å kunne beregne egenskapene til fluidene under forskjellig temperatur, trykk, kvalitet, entalpi og entropi [23]. Figur 19 viser en skjermdump av hvordan man kan hente ut c_p som funksjon av temperatur og kvalitet for R744.



Figur 19: Skjermdump av biblioteket i EES

Resultatene av utregningene i vises i et resultatark med alle variabler og konstanter. En skjermdump av resultatarket er vist i figur 20.

The screenshot shows the EES software interface with a results table. The table lists numerous variables and their values, such as $A_{fordamper,node A}$ through $A_{fordamper,node D}$, $A_{gasskjeler1,node A}$ through $A_{gasskjeler2,node H}$, $\Delta T_{m,gasskjeler1,node A}$ through $\Delta T_{m,gasskjeler2,node H}$, and $\Delta T_{m,gasskjeler1,node G}$ through $\Delta T_{m,gasskjeler2,node G}$. Key values include $COP = 3,63$ and $A_{tot,fordamper} = 23,05$.

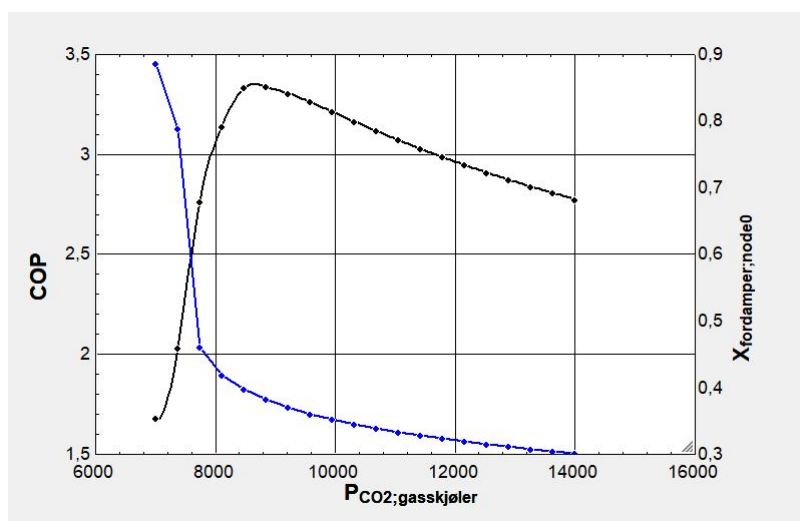
Figur 20: Skjermdump av resultatside i EES

Det er benyttet tabeller og plott for å vise situasjoner der en eller flere variabler er forskjellige inputer over et intervall. Tabellfunksjonen i EES er bygget opp på den måten at du velger hvilke variabler du ønsker å se på og hvor mange ganger den skal regne gjennom skriptet. Figur 21 viser en tabell i EES der COP og areal i fordamperen er en funksjon av temperaturforskjellen mellom brinet og arbeidsmediet, der det er kjørt 20 simuleringer.

	1	2	3
	COP	T.diff.bine.CO2,for	A _{tot,fordamper}
Run 1	3,945	1,5	70,31
Run 2	3,877	2,211	47,42
Run 3	3,811	2,921	36,88
Run 4	3,747	3,632	30,46
Run 5	3,685	4,342	26,07
Run 6	3,626	5,053	22,84
Run 7	3,568	5,763	20,36
Run 8	3,513	6,474	18,38
Run 9	3,459	7,184	16,77
Run 10	3,407	7,895	15,43
Run 11	3,357	8,605	14,3
Run 12	3,308	9,316	13,32
Run 13	3,26	10,03	12,48
Run 14	3,214	10,74	11,74
Run 15	3,17	11,45	11,08
Run 16	3,126	12,16	10,5
Run 17	3,084	12,87	9,976
Run 18	3,044	13,58	9,504
Run 19	3,004	14,29	9,077
Run 20	2,965	15	8,687

Figur 21: Skjermdump av tabell-funksjon i EES

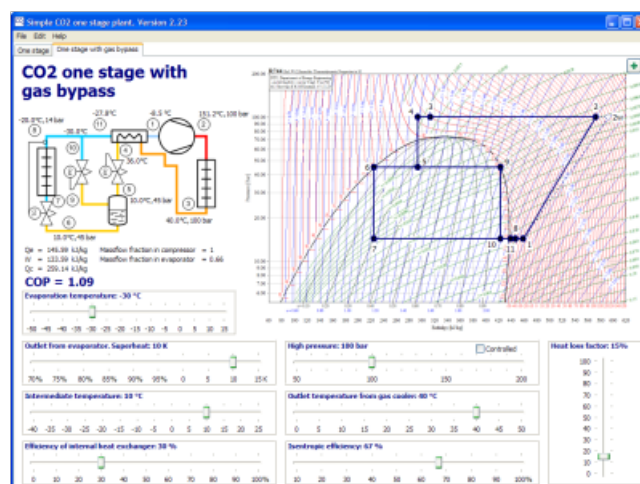
Plott-funksjonen i EES er brukt for å lage grafisk fremstilling av resultatene. Plottene er brukt for å lese av optimale verdier i både prosjektering- og optimaliseringsdelen av oppgaven. Figur 22 viser et plott med COP og dampfraksjon som funksjon av trykket på høytrykksiden, der y-aksen på høyre og venstre side representerer hver sin graf.



Figur 22: Skjermdump av plott-funksjon i EES

3.2 Simple one-stage CO₂ Cycle

For å verifisere at det skrevne EES-skriptet regner riktig har programmet Simple one-stage CO₂ Cycle blitt benyttet. Simple one-stage CO₂ Cycle er et dimensjoneringsprogram utviklet i samarbeid av flere ledene varmepumpeprodusenter i det danske prosjektet "Udvikling og bruk af simuleringværktøjer til analyse og energioptimering af kølesystemer med CO₂ som kølemiddel". Prosjektet er finansiert av Dansk Energi as [24]. Simple one-stage CO₂ Cycle er også benyttet til å tegne systemskisse av det dimensjonerte anlegget og plote dette i et log Ph-diagram.

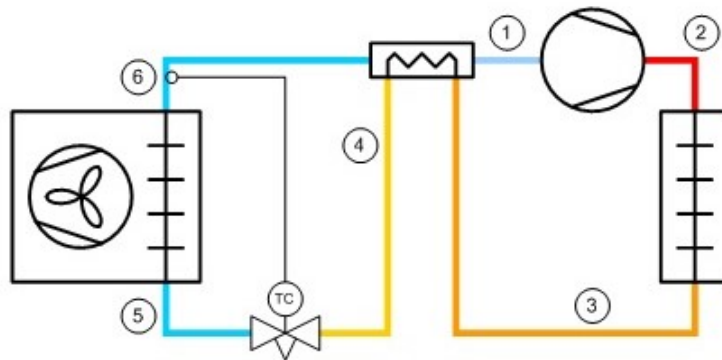
Figur 23: Skjermdump av Simple one-stage CO₂

3.3 Matematisk og numerisk modulering

Varmepumpen er dimensjonert som en ett-steps varmepumpe. Systemskissen i Figur 24 viser komponentene som inngår i det dimensjonerte anlegget. Nummerene i figuren viser til delprosessene som skjer mellom komponentene i anlegget. I figuren er det tegnet inn en gasskjøler, det er imidlertid dimensjonert to stykker, en for tappesvann og en for romoppvarming. Fordamperen er

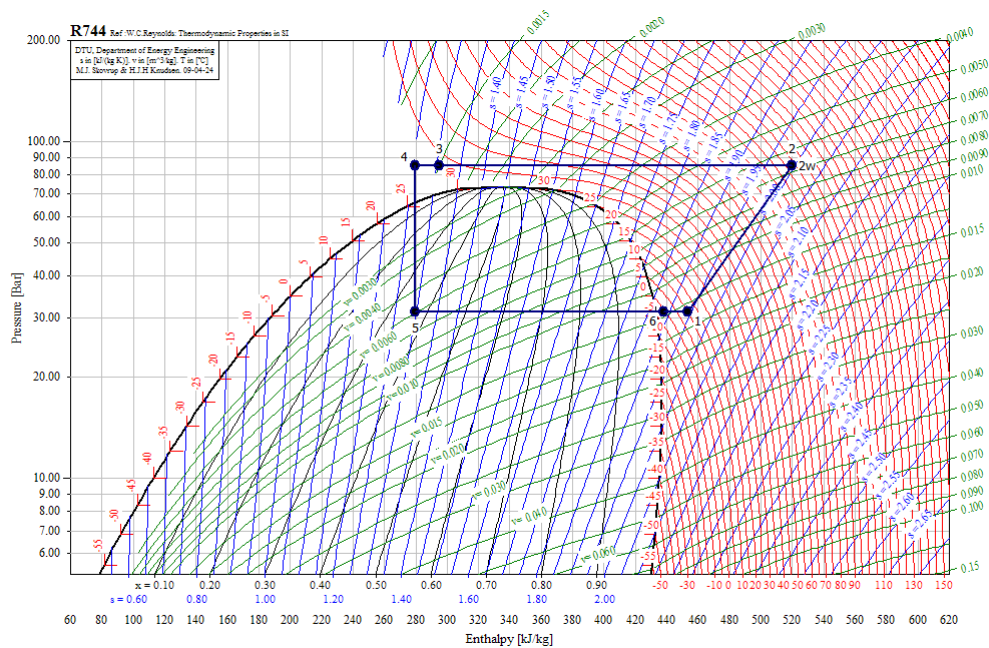
tegnert inn med en viftekonvekter, i dimensjoneringene i denne oppgaven er det en varmeveksler mot brønn.

- 1-2: Kompressor.
- 2-3: Gasskjøler for tappevann og gasskjøler for romoppvarming.
- 3-4: Internvarmeveksler
- 4-5: Strupeventil
- 5-6: Fordamper
- 6-1: Internvarmeveksler



Figur 24: Systemtegning av det dimensjonerte anlegget fra Simple one-stage CO_2 [24]

Det samme anlegget som i systemskissen er plottet inn i log Ph-diagrammet i Figur 25. Tallene i log Ph-diagrammet viser til de samme delprosessene som i systemskissen.



Figur 25: Dimensjonert anlegg presentert i log Ph-diagram fra Simple one-stage CO_2 [24]

3.3.1 Dimensjonering av platevarmeveksler

Den matematiske modellen for dimensjonering av platevarmevekslerene er hentet fra *Modeling and Design of Plate Heat Exchanger* [16].

Den totale varmetransporten fra det varme til det kalde fluidet i vekslerene er beregnet med LMTD-metoden (*log mean temperature difference method*). Varmetransporten \dot{Q} er gitt ved:

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{lm} \quad [W] \quad (45)$$

A er det totale varmeoverføringsarealet i varmeveksleren og F er koreksjonsfaktor i varmeveksleren som er avhengig av geometrien. I beregningen er F satt lik 1.

ΔT_{lm} er gitt ved:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad [K] \quad (46)$$

For en motstrøms varmeveksler blir:

$$\Delta T_1 = T_{varm,inn} - T_{kald,ut} \quad [K] \quad (47)$$

$$\Delta T_2 = T_{varm,ut} - T_{kald,inn} \quad [K] \quad (48)$$

Varmegjennomgangskoeffisienten U er gitt ved likning 49 der t_p og k_p er platetykkelsen og platekonduktiviteten, $R_{f,kald}$ og $R_{f,varm}$ er *fouling factor* for det varme og kalde fluidet og h_{varm} er varmekonvektivetskoeffisienten for det varme fluidet og h_{kald} er koeffisienten for det kalde fluidet i varmeveksleren.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{varm}} + \frac{t_p}{k_p} + \frac{1}{h_{kald}} + R_{f,kald} + R_{f,varm}} \quad [W/(m^2K)] \quad (49)$$

h er gitt i Nusseltnummer:

$$Nu = \frac{hD_e}{k} \quad [-] \quad (50)$$

$$Nu = C_h(Re)^n(Pr)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,17} \approx C_h(Re)^n(Pr)^{1/3}(1)^{0,17} \quad [-] \quad (51)$$

μ_w er den dynamiske viskositeten til fluidet med en temperatur lik plateveggen sin temperatur. $\frac{\mu}{\mu_w}$ vil være tilnærmet lik en og er derfor neglisjert i beregningene.

Reynolds-tall og Prandtl-tall er gitt ved:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_e \mu} \quad [-] \quad (52)$$

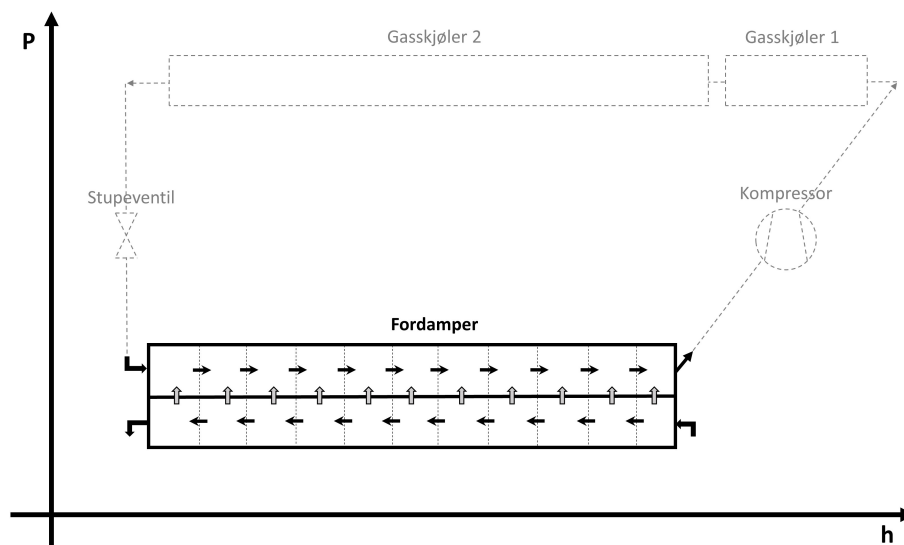
$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad [-] \quad (53)$$

C_h og n er hentet fra !!tabell i kilde!!! for gitte vinkler i varmeveksleren. I beregningene er det antatt en vinkel mellom finnene og platene i varmeveksleren på 45° som gir $C_h = 0,300$ og $n = 0,663$. Det er også antatt Reynolds-tall over 100 i alle varmevekslere.

D_e er diameteren på innløpet/utløpet til varmeveksleren og μ er viskositeten til fluidet.

3.3.2 Dimensjonering og nodeinndeling av fordampere

For å ta hensyn til temperaturforandringen gjennom fordampere er den delt opp i noder. Illustrasjonen i figur 26 og molekylskjemaet i figur 27 viser hvordan nodene er fordelt i fordampere og hvordan varmetransporten mellom nodene foregår. Tallnodene representerer en gitt kvalitet, SH er punktet etter superheating og bokstavnodene representerer varmetransporten fra brinet til arbeidsmediet mellom tallnodene.



Figur 26: Illustrasjon av fordampere i log Ph-diagram

Grunnet kompleksiteten i utformingen av ulike platevarmevekslere er ikke nodene delt opp etter geometrien i vekslere. Nodeinndelingen er gjort ved å dele opp kvalitetsforandringen i delprosessene som skjer igjennom fordampere i 10 like store deler. Dette generaliserer beregningen og begrenser den ikke til en spesiell form for platevarmevekslere med en unik geometri. Den utarbeide modellen er kvalitetssikret mot relevante faglige publikasjoner som legitimerer modellen [25].

For å forenkle beregningene av varmetransporten, er den konduktive varmetransporten i fluidet og radiasjon inn og ut fra varmeveksleren neglisjert. Det er også antatt at varmetransporten gjennom veggen mellom fluidene kun skjer i en retning og det er antatt stasjonære tilstander. Det er benyttet en eksplisitt metode i beregningene.

Varmetransporten inn i et nodepunkt i det varme fluidet er lik varmetransporten fra det forrige punktet, minus den energien som har blitt overført til det kalde fluidet.

Kvaliteten eller dampfraksjonen i node 0 er bestemt som en funksjon av temperaturen og trykket etter strupeventilen. Kvaliteten mellom node 0 og node 10 delt opp i 10 like biter og kvaliteten i node 10 er satt lik 1. Deretter er spesifikk entalpi lest av som funksjon av dampfraksjon og temperatur. Node SH er bestemt ved hjelp av en ønsket temperaturøkning fra fordampningstemperaturen, som en input-verdi i skriptet. Spesifikk entalpi i punktet SH er lest av som tabellverdi fra EES som funksjon av temperatur og trykk. Varmetransporten \dot{Q} fra en node til den neste er bestemt ved likning 54. Varmevexlerarealet til hver enkel bit av fordampere er beregnet

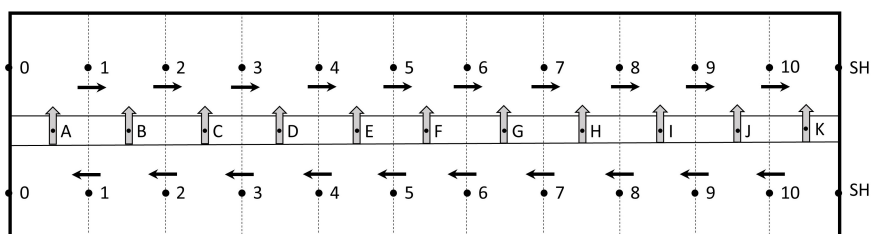
ved hjelp av likning 45 og konduktiviteten, pradtlnummeret og viskositeten til arbeidsmediet er beregnet i EES ved kvalitet lik 0 og 1 og deretter bestemt for hvert enkelt punkt ved hjelp av likningene 55, 56 og 57. Totalarealet på fordamperen er gitt som en sum av de små bitene.

$$\Delta\dot{Q}_{node} = \dot{m}\Delta h \quad (54)$$

$$k_{node} = (X_{node}k_{gass}) + (1 - X_{node}k_{vske}) \quad (55)$$

$$Pr_{node} = (X_{node}Pr_{gass}) + (1 - X_{node}Pr_{vske}) \quad (56)$$

$$\mu_{node} = (X_{node}\mu_{gass}) + (1 - X_{node}\mu_{vske}) \quad (57)$$



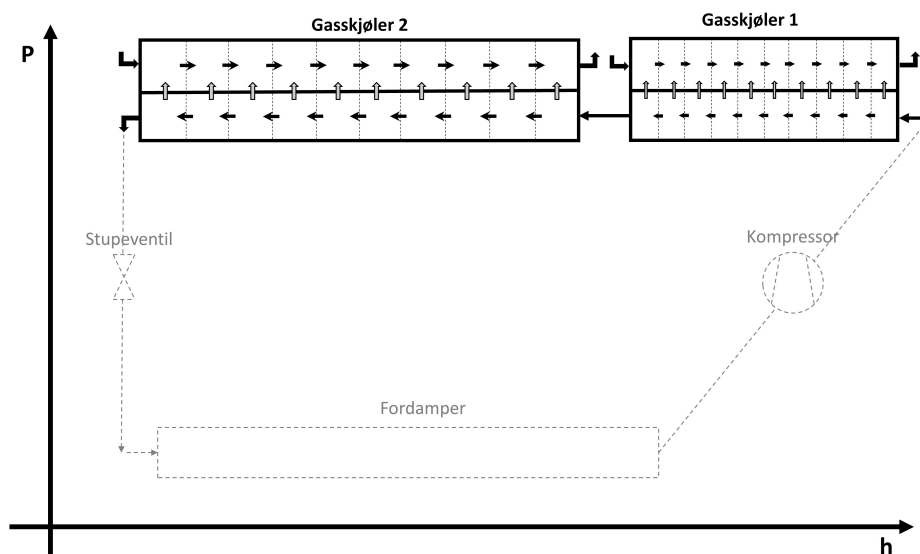
Figur 27: Nodeinndeling i fordamper

I og med at varmetapet til omgivelsene er neglisjert og det er antatt en en-dimensjonal varme-transport, er varmen arbeidsmediet får lik varmen overført fra brinet, som vist i figur 27. Det er ved hjelp av dette regnet ut en brinetemperatur i hvert enkelt nodepunkt ved bruk av likning 58 der temperaturen i node SH er gitt som en input-verdi og temperaturene i tallnodene beregnet ved hjelp av interaksjoner i EES. c_p er funnet som en funksjon av temperatur og brinekonsentrasjon, som er en input-verdi basert på andelen av etanol i brinet. Massestrømmen i brinet er en variabel som bestemmes av \dot{Q} i fordamperen og temperaturendringen i brinet mellom node SH og node 0 som er en input-verdi i skriptet.

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (58)$$

3.3.3 Dimensjonering og nodeinndeling av gasskjølere

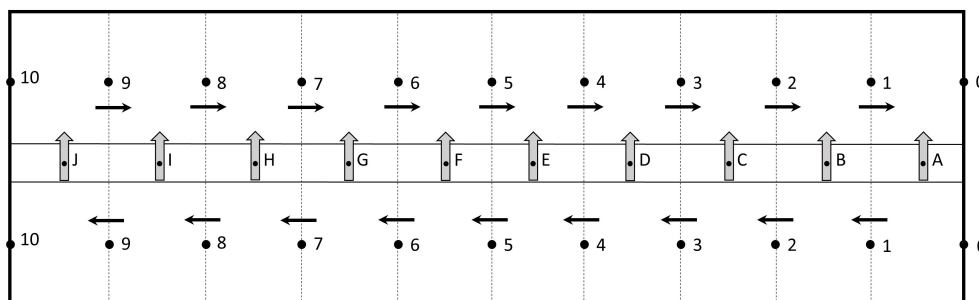
I likhet med fordamperen er de to gasskjølerene delt opp i noder. Illustrasjonen i figur 28 og molekylskjemaet i figur 29 viser hvordan nodene er plassert i de to gasskjølerene og hvordan varmetransporten mellom nodene er simulert.



Figur 28: Illustrasjon av gasskjølere i log Ph-diagram

Entalpiendringen som skjer igjennom de to gasskjølerene er delt opp i ti like store deler for hver av dem med noder. Som i fordamperen er det ikke tatt hensyn til den faktiske geometrien til varmeveksleren i nodeoppdelingen.

Også i gasskjølerene er det gjort forenklinger med at det er en en-dimensjonal varmetransport mellom fluidene igjennom veggen, konduksjonen i fluidene og radiasjon mellom varmeveksleren og omgivelsene er neglisjert, det antas stasjonære tilstander og det blir benyttet eksplisitt metode.



Figur 29: Nodeinndeling i gasskjøler

Gasskjølerene er kun dimensjonert for varmeoverføring i superkritisk fase og det har derfor ikke vært nødvendig å ta hensyn til dampfraksjoner i nodeinndelingen. Nodene er delt opp etter en total entalpiendring gjennom hver gasskjøler, som så er delt inn i 10 like deler. Til forskjell fra fordamperen går nodene i gassveksleren fra node 0 på høyresiden til node 10 på venstresiden. Dette er fordi rekkefølgen til nodene følger kretsprosessen til varmepumpen. Gasskjøler 1 er plassert etter kompressoren og før gasskjøler 2. Temperaturen og entalpien i arbeidsmediet i gasskjøler 1 node 10 er lik gasskjøler 2 node 0. Temperaturene på vannsidene i gasskjølerene er beregnet ved å sette temperaturen på den ene siden som en input mens temperaturene i de andre nodene er beregnet ved hjelp av en ønsket massestrøm og likning 58. Temperaturen på arbeidsmediet i gasskjøler 1 node 0 er hentet fra EES som funksjon av spesifikk entalpi etter kompressoren og gasskjølertrykket (input). Temperaturen etter gasskjøler 2 (gasskjøler 2 node 10) er også en input. Det totale gasskjølerarealet for hver gasskjølerene er beregnet på samme

måte som fordampere ved summering av nodearealene, som er beregnet med likning 45 for hver av bokstavnodene.

3.3.4 Beregning av internvarmeveksler

I beregningene av varmen som veksles fra høytrykk-siden etter gasskjølerene til lavtrykk-siden etter fordampere er det satt en temperaturreduksjon igjennom veksleren på høytrykk-siden. Endringen i entalpien igjennom internvarmeveksleren er beregnet ved å anta at trykket er konstant igjennom veksleren, ved hjelp av termodynamiske funksjoner i EES er det funnet entalpien før og etter veksleren på høytrykk-siden som funksjon av trykk og temperatur. Det er antatt at vekslingen skjer uten varmetap til omgivelsene og at endringen i entalpi på høytrykk-siden er lik endringen i entalpien på lavtrykk-siden. Temperaturen etter internvarmeveksleren på lavtrykk-siden er beregnet og definerer starttilstanden før kompressorprosessen.

3.3.5 Beregning av strupeventil

Som en forenkling antas det en isentalpisk prosess i strupeventilen. Dette fører til at entalpien i punktet etter internvarmeveksleren på høytrykksiden er lik entalpien i punktet før fordampere. Tallene i likning 59 viser til punktene i log Ph-diagrammet i figur 24 og 25.

$$h_4 = h_5 \quad (59)$$

3.3.6 Dimensjonering av kompressor

Spesifikk entalpi etter kompressoren er beregnet ved hjelp av likning 38 der den isentropiske virkningsgraden er en input. Ved å beregne spesifikk entalpi og entropi etter internvarmeveksling blir det funnet en isentropisk og faktisk entalpi etter komprimering ved hjelp av virkningsgraden og trykket på høytrykksiden (input). Mekansk og volumetrisk virkningsgrad er neglisjert og kompressorarbeidet er beregnet ved hjelp av likning 60.

$$\text{Kompressorarbeid} = Q_h - Q_l \quad (60)$$

3.4 Befaring av eksisterende anlegg

For å innhente erfaringer og kunnskap fra et allerede eksisterende anlegg, har det blitt gjennomført befaringer og observasjoner av en CO_2 -varmepumpe som er installert på Frydenlund skole i Røyken kommune. Dette er et varmepumpeanlegg bestående av to varmepumper på 220 kW som er satt inn som erstatning for en oljefyr. De er koblet til det eksisterende varmedistribusjonsnettet, med enkle forandringer for å sikre lav retur-temperatur. Som backup brukes en gasskjel på 740 kW som sto der fra før.

Anlegget kan overvåkes i samtid via styrings- og overvåkningsprogrammet IWMAC. Programmet gir tilgang til måledata fra anlegget samt utregning av COP, system-COP og SCOP. Bildet under (figur 30) viser en skjermdump fra overvåkingen av varmepumpene i IWMAC på Frydenlund skole.

Temperaturer, struping, belastning på kompressorene, driftsmeldinger og virkningsgrader logges slik at det enkelt kan hentes grafer over historiske data. Disse dataene er brukt til å sammenligne med EES-skriptet for å verifisere funnene med faktiske målinger.



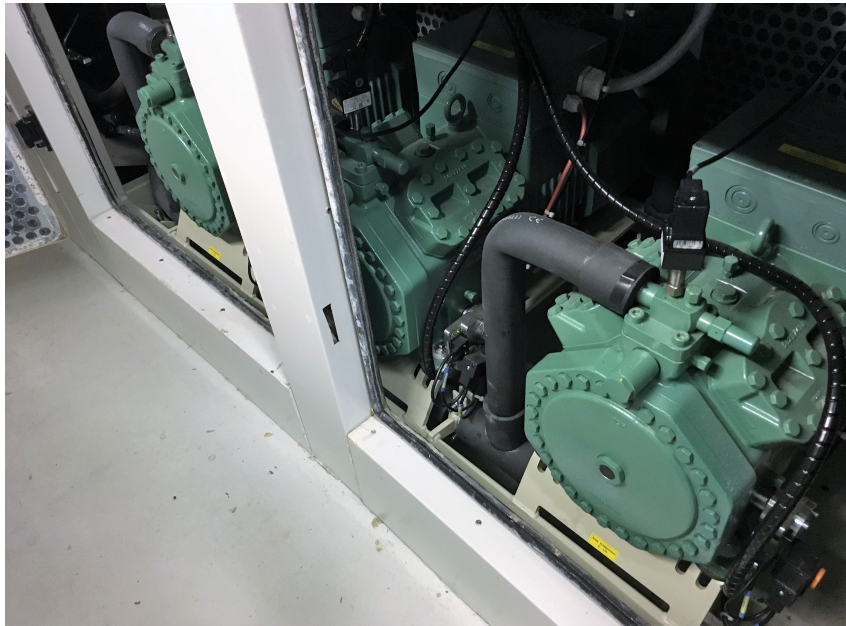
Figur 32: Gasskjøler til varmeanlegg på Frydenlund skole

Figur 33 viser gasskjøleren for oppvarming av tappevann. Denne er koblet inn etter kompressoren før gasskjøleren til romoppvarming og utnytter de høyeste temperaturene i varmeavgivningen på høytrykksiden av varmepumpa.



Figur 33: Gasskjøler til tappevann på Frydenlund skole

Bilde av kompressorene vist ved figur 34 er fra den ene av varmepumpene. Hver varmepumpe har tre kompressorer der to av de enten er av eller på mens den tredje nivåstyres ved hjelp av en frekvensomformer. På denne måten kan hver av varmepumpene styres etter effektbehovet og det er derfor ikke installert noen akkumulatort på oppvarmingsiden.



Figur 34: Kompressorer på Frydenlund skole

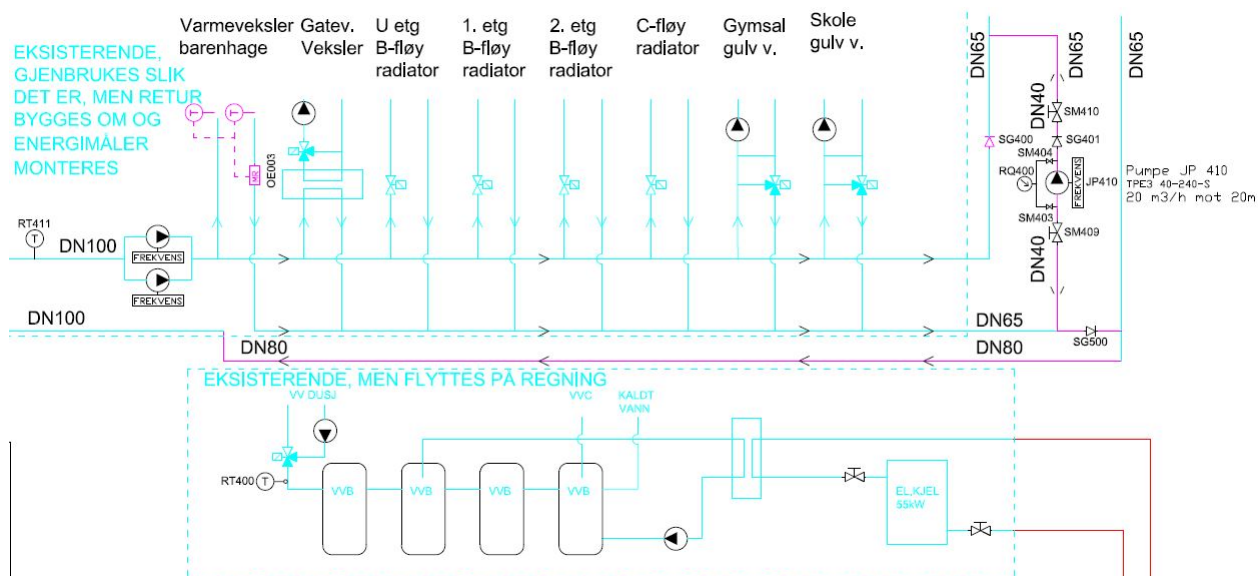
Bildet under (figur 35) viser brønnpumpene på Frydenlund skolen. Disse er koblet i parallell slik at de kan bytte på å kjøre gikk av et tidsintervall. Dette er en løsning som sørger for mindre slitasje på pumpene og god driftsikkerhet ved at det kan utføres service på en pumpe mens anlegget fortsetter å kjøre. Pumpene er frekvensstyrte og justerer pådraget etter behovet til varmpumpene. Brønnpumpene styres etter returtemperaturen på brinet fra fordamperene. Brønnparken består av 22 borehull på rundt 300 meter hver og er plassert under en fotballbane like utenfor skolebygningen.



Figur 35: Pumper til energibrønn på Frydenlund skole

3.5 Varmedistribusjonsanlegg

På Frydenlund skole er det et rørnett som leverer varmt vann til oppvarming av skolen ved hjelp av radiatorer, gulvvarme og ventilasjon. I tillegg har de gatevarme samt at de selger varme til en nærliggende barnehage. Figur 36 viser et utsnitt av systemtegningen over hele varmeanlegget.



Figur 36: Systemtegning varmeanlegg Frydenlund skole

Som man kan se av figur 36 er det brukt det eksisterende varmenettet med noen små forandringer. Disse er gjort for å få ned returtemperaturen. Returrøret er snudd og det er montert en pumpe som pumper deler av returvannet til ventilasjonsanlegget. Denne pumpen er styrt av en shuntventil som er stilt inn på at den skal være 96% åpen. Det vil i praksis si at det pumpes mer returvann inn om ventilen ønsker å lukke og tilsvarende mindre om den ønsker å åpne. På den måten oppnår de å senke returtemperaturen en ekstra gang før den går tilbake til gasskjøleren.



Figur 37: Pumpe på returledning på Frydenlund skole

3.6 Ulike scenarier

Det utarbeidede EES-skriptet har blitt benyttet for å dimensjonere ulike varmepumpeanlegg, se på hvordan man best kan optimalisere anlegg og det har blitt benyttet for å sammenlikne CO_2 som arbeidsmedium mot andre mye brukte medier.

I de ulike simuleringene og dimensjoneringene har det blitt satt ulike inputverdier, avhengig av hvordan anlegg som har blitt dimensjonert. Det er imidlertid en del inputverdier som er felles for alle simuleringene og dimensjoneringene. Tabell 3 viser en oversikt over inputverdier som har vært felles og hvilke verdier som har blitt benyttet.

Tabell 3: Faste inputverdier i alle EES-skript

Input	Verdi	Kommentarer
Diameter brineside fordamper	55 [mm]	Hentet fra Frydenlund skole
Diameter CO_2 -side fordamper	23 [mm]	Hentet fra Frydenlund skole
Diameter vannside gasskjøler 1	30 [mm]	Hentet fra Frydenlund skole
Diameter CO_2 -side gasskjøler 1	30 [mm]	Hentet fra Frydenlund skole
Diameter vannside gasskjøler 2	55 [mm]	Hentet fra Frydenlund skole
Diameter CO_2 -side gasskjøler 2	55 [mm]	Hentet fra Frydenlund skole
Platetykkelse fordamper	5 [mm]	Antatt verdi
Platetykkelse gasskjøler 1 og 2	5 [mm]	Antatt verdi
C_h	0,3 [-]	Hentet fra vedlegg?????
n	0,663 [-]	Hentet fra vedlegg?????
Fouling factor CO_2	0,000176 [m^2K/W]	Tabellverdi fra EES
Fouling factor tappevann	0,000176 [m^2K/W]	Tabellverdi fra EES
Fouling factor behandlet vann	0,000175 [m^2K/W]	Tabellverdi fra EES
Fouling factor brine	0,000352 [m^2K/W]	Tabellverdi fra EES
Isentromisk virkningsgrad i kompressor	0,7 [-]	Antatt verdi
Andel etanol i brinet	0,1 [-]	Hentet fra Frydenlund skole
ΔT <i>super heating</i>	3 [$^{\circ}C$]	Antatt verdi
ΔT <i>sub cooling</i>	3 [$^{\circ}C$]	Antatt verdi
Temperaturdifferanse mellom CO_2 og brine	5 [$^{\circ}C$]	Antatt verdi
Brinetemperatur (tur/retur)	6/2 [$^{\circ}C$]	Antatt verdi

3.6.1 Sammenlikning med eksisterende anlegg

For å verifisere resultatene i det utarbeidede dimensjoneringsverktøyet har varmpumpeanlegget på Frydenlund skole blitt dimensjonert i EES-skriptet og i dimensjoneringsprogrammet *Simple CO_2 One Stage*. Resultatene fra EES-skriptet har så blitt sammenliknet mot dataene fra det faktiske anlegget som er satt opp, og mot resultatene fra *Simple CO_2 One Stage*.

Info om anlegget som er blitt brukt i dimensjoneringen er hentet fra databladene til varmpumpeanlegget med dimensjonerende data og det har blitt hentet data fra anlegget sitt styringsprogram IWMAC. Resultatene fra EES-skriptet har blitt kontrollert mot databladene og IWMAC for parameterene, levert varme (\dot{Q}_H), hentet varme (\dot{Q}_L), effektstørrelser på fordamper og gasskjølere, areal på fordamper, areal på gasskjøler for tappevann, areal på gasskjøler for romoppvarming, kompressor størrelse, COP og SCOP. Dimensjonerende (\dot{Q}_H) og (\dot{Q}_L) i databladet gir en COP for varmpumpen på 3,36, men SCOP som IWMAC gir er på 3,76. Derfor er resultatet sammenliknet opp mot begge dimensjonerende COP og SCOP. *Simple CO_2 One Stage* dimensjonerer ikke størrelser på varmevekslerene, men gir kun effekter, temperaturer og COP. Og det er disse parameterene fra EES-skriptet som dermed har blitt kontrollert opp mot programmet. Avvikene mellom resultatene fra EES-skriptet og de faktiske dataene fra anlegget og *Simple CO_2 One Stage* har blitt regnet ut og presentert i prosent.

Tabell 4 viser en oversikt over hvem input data brukt i EES-skriptet som er hentet fra anlegget sine datablader og styringsprogram, og hvilke data som har blitt antatt.

Tabell 4: Input data for Frydenlund-simulering

Input	Data	Kommentarer
Massestrøm vannside gasskjøler 1	0,3 [kg/s]	Hentet fra Frydenlund skole
Massestrøm vannside gasskjøler 2	3,0 [kg/s]	Hentet fra Frydenlund skole
Massestrøm CO_2	0,9 [kg/s]	Hentet fra Frydenlund skole
Tappevannstemperatur (tur)	65 [°C]	Hentet fra Frydenlund skole
Temperatur romoppvarming tur/retur	45/28 [°C]	Hentet fra Frydenlund skole
CO_2 -temperatur (etter gasskjøler 2)	33 [°C]	Hentet fra Frydenlund skole
CO_2 -temperatur (inngang fordamper)	-4 [°C]	Hentet fra Frydenlund skole
Trykk i gasskjølere	8500 [kPa]	Hentet fra Frydenlund skole

3.6.2 Dimensjonering av ulike varmpumpeanlegg

Ved hjelp av EES-skriptet har det blitt dimensjonert tre ulike varmpumpeanlegg med CO_2 som arbeidsmedium, for tre ulike tenkte scenarier med forskjellige forhold og behov. I scenario 1 er varmpumpen dimensjonert for et kombinert anlegg for romoppvarming og tappevannsoppvarming, hvor det er et lavtemperatur varmeanlegg. Varmepumpen i scenario 2 er også dimensjonert for et kombinert anlegg, men med et høytemperatur varmeanlegg. Effektbehovene for romoppvarming og tappevann for scenario 1 og 2 er på henholdsvis 175 kW og 19 kW. I scenario 3 er varmpumpen dimensjonert som en ren tappevannsvarmepumpe, uten romoppvarming. Tappevannsbehov i scenario 3 er på 44 kW.

I alle de tre scenarier er det dimensjonert med brønnpark som varmekilde for varmpumpen, med en temperatur i brønnen på 4 °C. I scenario 1 og 2, som har romoppvarming i tillegg til oppvarming av tappevann er det dimensjonert med at varmpumpen skal dekke 50 % av dimensjonerende effektbehovet, de resterende 50 % vil bli dekt av spisslast.

Det utarbeidede EES-skriptet er skrevet for å dimensjonere kombianlegg med to gasskjølere. Derfor er det i scenario 3 en overflødig gasskjøler i skriptet, dette er løst ved å sette varmeoverføringen i gasskjøler 1 lik null, og benytte gasskjøler 2 for tappevann.

I de ulike scenarier har det blitt funnet optimale driftsforhold og det har blitt beregnet størrelse på COP, arealer på varmevekslerene, kompressorarbeid, trykkløftet som kompressoren utfører, massestrømmen i brinen og hvem kvalitet det er på arbeidsmediet etter nedstruping.

I tillegg til de inputverdiene som er felles for alle utarbeide EES-skriptene og vist i tabell 3, viser tabell 5, 6 og 7 hvem inputverdier som har blitt brukt i de enkelte scenarier.

Tabell 5: Input parametere i Scenario 1

Parametere	Input verdier	Kommentarer
Massestrøm vannside gasskjøler 1	0,3 [kg/s]	
Massestrøm vannside gasskjøler 2	4,2 [kg/s]	Optimal verdi funnet for scenarioet i med EES
Massestrøm CO_2	0,9 [kg/s]	Avgjør størrelsen på Q_h
Temperatur CO_2 retur	35 [°C]	
Temperatur romoppvarming tur/retur	40/30 [°C]	Typiske verdier for gulvvarme
Trykk i gasskjølere	8800 [kPa]	Optimal verdi funnet for scenarioet i med EES

Tabell 6: Input parametere i Scenario 2

Parametere	Input verdier	Kommentarer
Massestrøm vannside gasskjøler 1	0,3 [kg/s]	
Massestrøm vannside gasskjøler 2	2,08 [kg/s]	Optimalt verdi funnet for scenarioet i med EES
Massestrøm CO_2	1,49 [kg/s]	Avgjør størrelsen på Q_h
Temperatur CO_2 retur	65 [°C]	
Temperatur romoppvarming tur/retur	80/60 [°C]	
Trykk i gasskjølere	1200 [kPa]	Optimal verdi funnet for scenarioet i med EES

Tabell 7: Input parametere i Scenario 3

Parametere	Input verdier	Kommentarer
Massestrøm vannside gasskjøler	0,18 [kg/s]	
Massestrøm CO_2	0,15 [kg/s]	Avgjør størrelsen på Q_h
Temperatur CO_2 retur	12 [°C]	
Temperatur vann tur/retur	65/7 [°C]	
Trykk i gasskjøler	9900 [kPa]	

3.6.3 Optimalisering av varmepumpeanlegg

For å finne optimale driftforhold i varmepumpen har skriptet blitt benyttet til å plote ulike parametere. Disse plottene har igjen blitt benyttet til å analysere ulike driftforhold i varmepumpen. For å kunne optimalisere fysiske arealer, COP og temperaturer er det lest av optimale verdier for hver enkel situasjon, for å kunne dimensjonere og optimalisere en CO_2 -varmepumpe på en best mulig måte.

3.6.4 Sammenlikning av ulike arbeidsmedier

For å sammenlikne CO_2 mot andre arbeidsmedier har det blitt dimensjonering av fordampere med ulike medier. Sammenlikningene har blitt gjort på fordampere, siden dette er en lik komponent for alle varmepumper uavhengig av arbeidsmedier.

Arbeidsmediene som har blitt benyttet i sammenlikningene i tillegg til CO_2 er, $R32$, $R1234a$, $R290$ og $R1234ze$. I dimensjoneringen av fordampere med de ulike mediene har beregningene vært under helt identiske forhold og varmeoverføringsarealet har blitt dimensjonert.

Tabell 8: Input parametere ved sammenlikning av arbeidsmedier

Parametere	Input verdier	Kommentarer
Massestrøm CO_2	1 [kg/s]	
Temperatur CO_2 etter struping	-3 [°C]	
Kvalitet inn fordamper	0,3 [-]	
\dot{Q} fordamper	195 [kW]	

4 Resultater og diskusjon

Dette kapittelet presenterer og kommenterer funnene som er gjort i de ulike delene av oppgaven og diskuterer resultatene som er funnet. Funnene er pressantert i tabeller og diagrammer med plott av resultater.

4.1 Sammenlikning med anlegget på Frydenlund skole

Resultatene fra EES-skriptet og de faktiske dataene fra Frydenlund skole med utregnet avvik er presentert i Tabell 9. De fleste beregnede parameterene er innenfor et avvik på pluss/minus 10% noe som viser at beregningene er svært like det faktiske anlegget. Eksempelvis avviker effekten fra gasskjøleren for tappevann med mindre enn 1% sammenlignet med anlegget på Frydenlund. Det største avviket er på varmeoverføringsarealet til fordamperen og gasskjøleren for romoppvarming. Det beregnede arealet til fordamperen er 41,4% større og for gasskjøleren til romoppvarming er avviket 22,5% mindre enn på det eksisterende anlegget.

Siden det ikke er lagt inn en korreksjonsfaktor i beregningen av varmeoverføringsareal blir de beregnede arealene noe mindre enn hva de ville blitt med en korreksjonsfaktor. Om man antar en korreksjonsfaktor på 0,9 ville arealet blitt 10% større enn det er beregnet. At det beregnede arealet på fordameren er en god del større enn på det eksisterende anlegget skyldes blandt annet at i det dimensjonerte varmepumpeanlegget ikke er tatt med en væskeutskiller som det er i det eksisterende anlegget. Væskeutskilleren ville bidratt med å få ned dampfraksjonen før mediet går inn i fordamperen, som igjen ville resultert i en mer effektiv varmeoverføring og dermed et mindre fordamperareal.

Tabell 9: Sammenlikning mellom EES og Frydenlund skole

Parametere	Dimensjonerte størrelser	Faktiske størrelser	Avvik [%]
COP	3,4	3,36/3,75*	1,2/-9,3*
Gasskjøler tappevann	20,18 kW	20 kW	0,9
Gasskjøler romoppvarming	181,6 kW	190 kW	-4,4
\dot{Q}_H	201,8 kW	190,9 kW	5,7
\dot{Q}_L	142,5 kW	135 kW	5,6
Gasskjøler areal tappevann	0,49 m ²	0,45 m ²	8,9
Gasskjøler areal romoppvarming	12,82 m ²	16,58 m ²	-22,5
Areal på fordamper	20,27 m ²	14,34 m ²	41,4
Kompressor størrelse	59,3 kW	56,8 kW	4,4

*COP fra datablad / SCOP fra IWMAC

Resultatene av dimensjoneringen av anlegget på Frydenlund skole fra EES-skriptet og programmet *Simple CO₂ One Stage* er presentert i tabell 10. I denne sammenlikningen er resultatene fra EES-skriptet meget like referanse verdiene som er valgt for å verifisere beregningene i skriptet. For COP er det ingen forskjell innenfor en desimal, også for effektstørrelsene på gasskjølere, fordamper og kompressor er avviket meget lavt og ingen større enn 1%.

Tabell 10: Sammenlikning mellom EES og *Simple CO₂ One Stage*

Parametere	Dimensjonerte størrelser	Simple CO ₂ One Stage	Avvik [%]
COP	3,4	3,4	-
\dot{Q}_H	201,8 kW	202,3 kW	0,3
\dot{Q}_L	142,5 kW	142,5 kW	-
Kompressor størrelse	59,3 kW	59,8 kW	0,8

I simuleringen av varmpumpeanlegget i *Simple CO₂ One Stage* er det som i EES-skriptet, men i motsetning til det faktiske anlegget på Frydenlund skole, dimensjonert uten væskeutskiller. Siden avvikene er mindre mellom EES-skriptet og *Simple CO₂ One Stage* enn hva avviket var mot dataene fra Frydenlund skole, er dette med på å bygge oppunder argumentasjonen om at skriptet skiller seg fra det virkelige anlegget på grunn av denne ene komponenten ikke er tatt med. Når samme simulering ble gjort i *Simple CO₂ One Stage* med væskeutskiller økte avviket mellom programmet og EES-skriptet. *Simple CO₂ One Stage* beregner ikke ut varmeoverføringsarealer på varmevekslerene og disse har dermed ikke kunne blitt direkte kontrollert med programmet.

4.2 Dimensjonering

Resultatene fra dimensjoneringene i de tre ulike scenarioene er presentert nedenfor med dimensjonerte størrelser, temperaturprofiler i varmevekslerene og plott med optimaliseringer.

4.2.1 Scenario 1 - Lavtemperatur romoppvarming- og tappevannsvarmepumpe

Tabell 11 viser resultatene fra dimensjoneringen av scenario 1. Resultatene viser at man ved å bruke en CO₂-varmpumpe til kombianlegg med lavtemperatur romoppvarming og oppvarming av tappevann kan man få en høy COP. Resultatene viser en COP på 3,34 og en total oppvarmingseffekt på 194 kW.

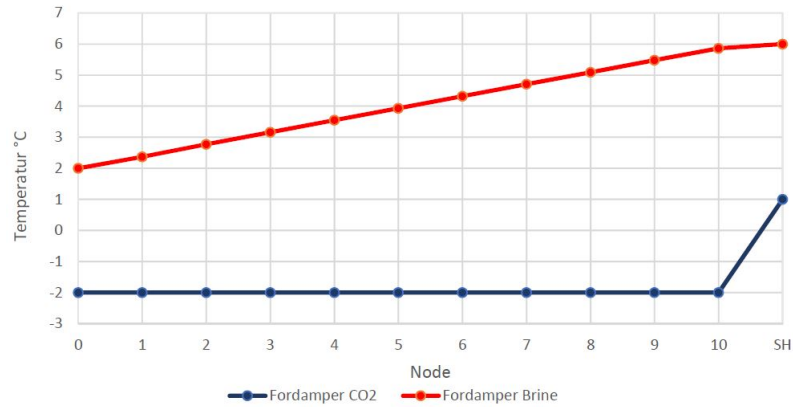
Tabell 11: Dimensjonerte størrelser i Scenario 1

Parametere	Dimensjonerte størrelser
COP	3,34 [-]
Areal på fordampner	18,76 [m ²]
Areal på gasskjøler for tappevann	0,32 [m ²]
Areal på gasskjøler for romoppvarming	11,04
$Q_{\text{tappevann}}$	19,4 kW
$Q_{\text{romoppvarming}}$	174,7 kW
$Q_{\text{fordampner}}$	136,0 kW
Kompressorarbeid	58,1 kW
Trykkløft i kompressor	5496 [kPa]
Kvalitet	0,39 [-]
Massestrøm brine	8,42 [kg/s]

Temperaturprofil i fordampner

Temperaturprofilen i fordampneren er vist i figur 39. Igjennom fordampningen er det ingen temperaturforandring på CO₂en og det er først når arbeidsmediet er ferdig med fordampning og er i super heating at temperaturen øker, fra -2°C til 1°C. Siden det er lik \dot{Q} mellom alle nodene i fordampningen er det en linjer temperaturreduksjon på brinen. I super heating er varmeoverføringen mindre effektiv enn i fordampningen og brinen har her en mindre temperaturreduksjon.

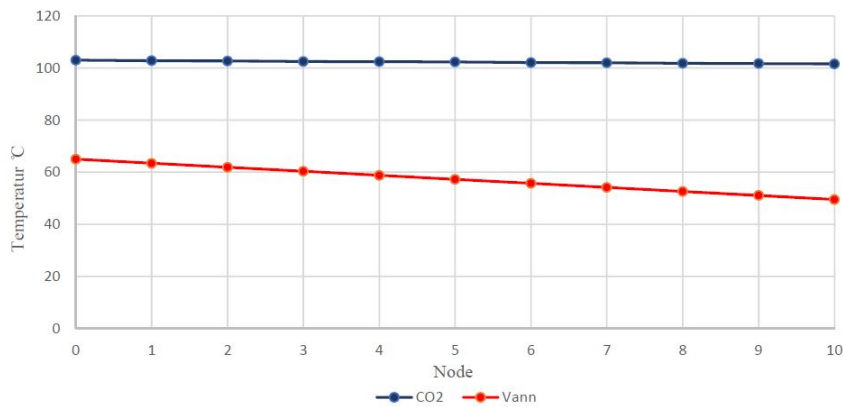
Temperaturen på brinen synker fra 6°C til 2°C. Fordamperen har en motstrøms strømningsretning og brinen går inne i node SH hvor CO_2 en går ut. Temperaturdifferansen mellom CO_2 og brine er minst i node 0 med 4°C, som er innløpet til CO_2 en og utløpet til brinen.



Figur 38: Temperaturprofil i fordamper

Temperaturprofil i gasskjøler for tappevann

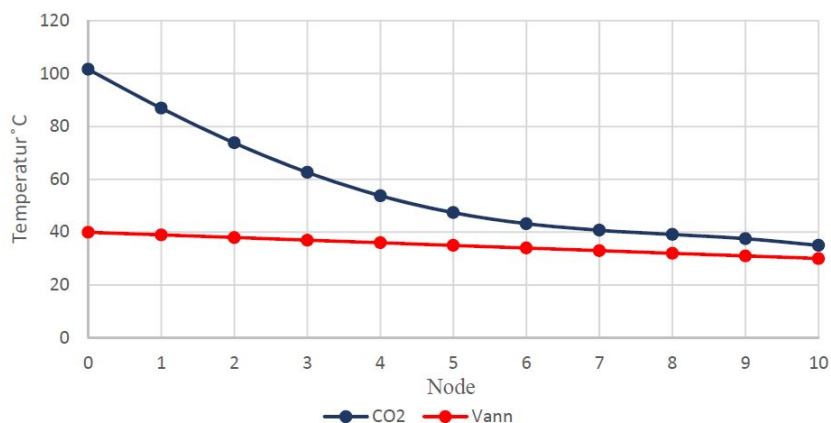
Figur 39 viser temperaturprofilen til gasskjøleren for tappevann. Både temperaturen i CO_2 og vannet har en svak endring, men grunnet de termodynamiske forskjellene på de to fluidene er endringen større for vannet.



Figur 39: Temperaturprofil i gasskjøler for tappevann

Temperaturprofil i gasskjøler for romoppvarming

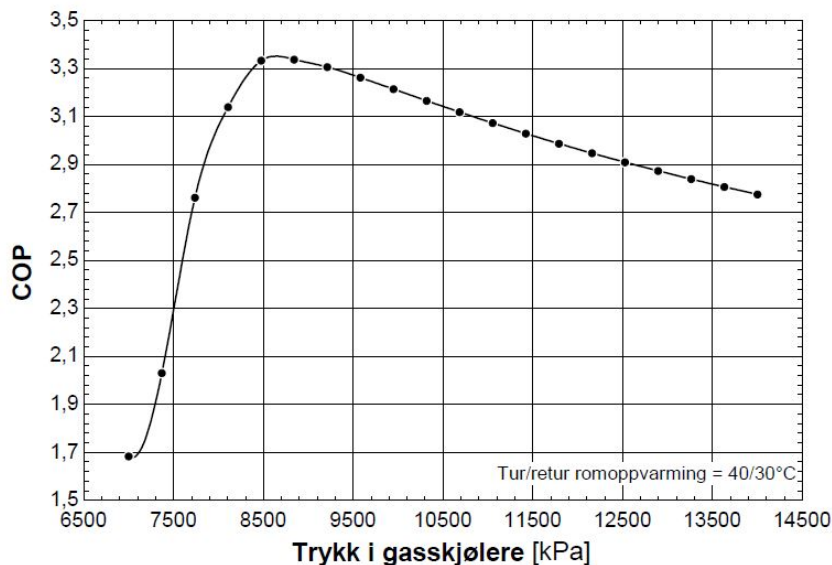
Figur 40 viser temperaturprofilen til gasskjøleren for romoppvarming. CO_2 temperaturen i node 0 er her den samme som i node 10 i gasskjøler for tappevann, nå er imidlertid temperaturdifferansen mot vannet langt større og \dot{Q} er 10 ganger så stor mellom nodene. Dette fører til at CO_2 temperaturer reduseres kraftig ned til temperaturen er like over vann temperaturen hvor endringen flater ut og i langt større grad følger temperatur endringen til vannet. CO_2 temperaturen starter på 60°C over temperaturen i utløpet til vannet.



Figur 40: Temperaturprofil i gasskjøler for romoppvarming

COP som funksjon av trykk i gasskjølerene

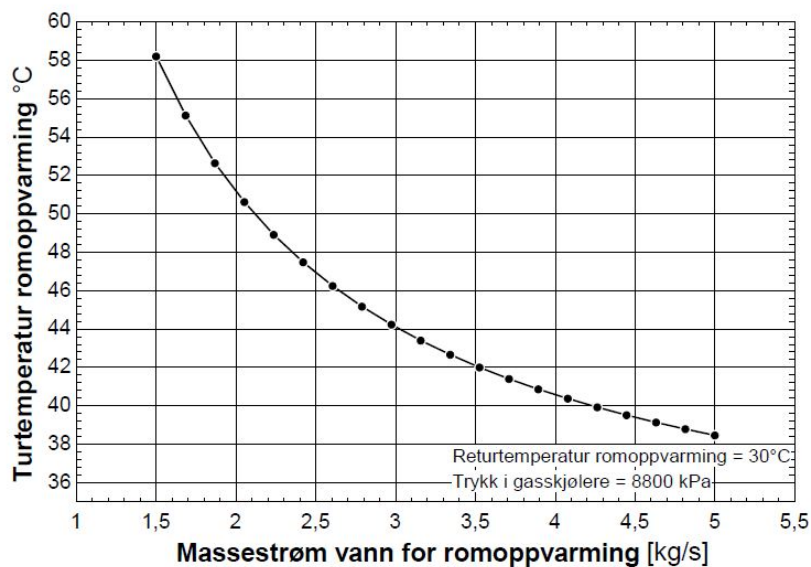
Figur 41 viser COPen i varmepumpeanlegget som funksjon av trykket i gasskjøleren. Det optimale trykket på 8500 har blitt benyttet for å i beregningen av varmepumpen.



Figur 41: Plott av COP over trykk i gasskjøler (scenario 1)

Temperatur som funksjon av massestrøm i gasskjøleren

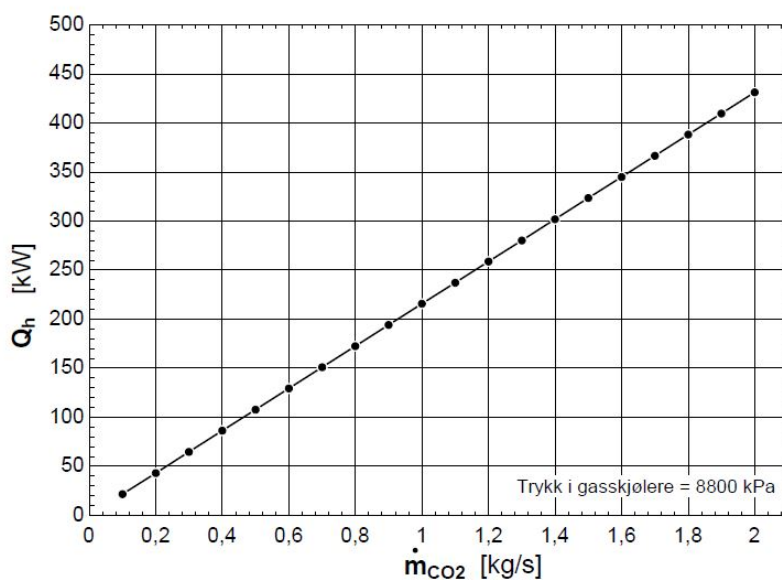
Plottet i figur 42 gir den nødvendige massestrømmen på 4,2 kg/s på vannsiden i gasskjøler 2 for å oppnå den ønskede tur temperaturen på 40°C. Grafen viser også hvordan temperaturen forandres ved forskjellige massestrømmer, og dermed hvordan man kan bruke en pumpe med frekvensstyring til å styre turtemperaturen etter behov.



Figur 42: Plott av turtemperatur over massestrøm i vannsiden på gasskjøler for romoppvarming (scenario 1)

\dot{Q} som funksjon av massestrømmen i varmepumpen

Figur 43 viser et plott av avgitt effekt som funksjon av massestrømmen i arbeidsmediet. Plottet gir en massestrøm på 0,9 kg/s for å få en effekt på 194 kW. Grafen viser også hvordan man ved frekvensstyring eller bruk av flere parallelle kompressorer som kan skrues av og på, kan variere Q_h etter behov.



Figur 43: Plott av Q_h over massestrøm i CO_2 -siden i varmepumpa (scenario 1)

4.2.2 Scenario 2 - Høytemperatur romoppvarming og tappevannsvarmepumpe

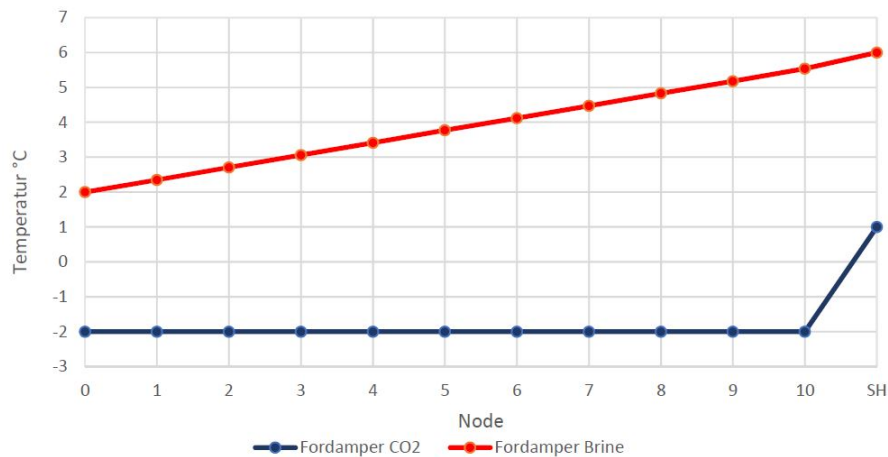
Tabell 12 viser resultatene fra dimensjoneringen av scenario 2. Resultatene viser at man ved å bruke en CO_2 -varmepumpe på et tradisjonelt høytemperatur varmeanlegg, uten å gjøre tilpassninger og modifikasjoner gir en meget lav COP. Varmepumpen har en COP på 1,51 ved en total oppvarmingseffekt på 194 kW. Resultatene gir en kvalitet (dampfraksjon) for arbeidsmediet ved inngangen til fordamperen på 0,84, som resulterer i en svært ineffektiv fordamping.

Tabell 12: Dimensjonerte størrelser i Scenario 2

Parametere	Dimensjonerte størrelser
COP	1,51 [-]
Areal på fordamper	8,73 [m^2]
Areal på gasskjøler for tappevann	0,18 [m^2]
Areal på gasskjøler for romoppvarming	9,46 [m^2]
$Q_{tappevann}$	19,4 kW
$Q_{romoppvarming}$	174,3 kW
$Q_{fordamper}$	65,6 kW
Kompressorarbeid	128,1 kW
Trykkløft i kompressor	8696 [kPa]
Kvalitet	0,84 [-]
Massestrøm brine	4,06 [kg/s]

Temperaturprofil i fordamper

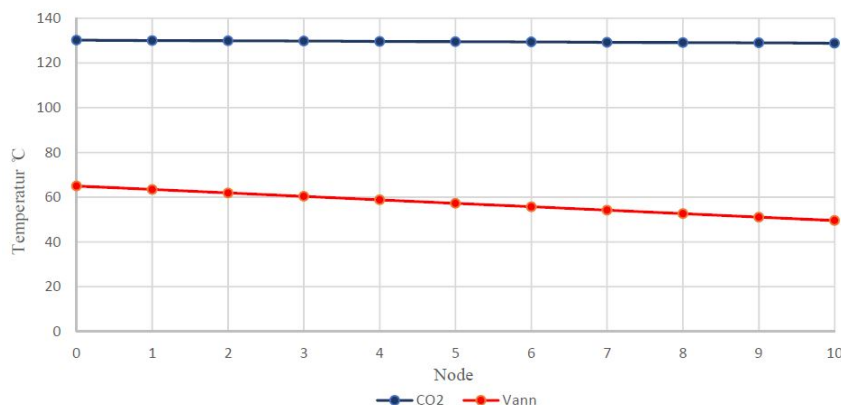
Temperaturprofilen i fordamperen er vist i figur 44. Temperaturprofilen følger samme tendenser som fordamperen i scenario 1. Med at CO_2 temperaturen er uendret på -2° i fordampninger og øker opp til $1^\circ C$ i super heating. Temperaturen i brinen endres lineært fra $6^\circ C$ til $2^\circ C$.



Figur 44: Høytemperaturprofil i fordamper

Temperaturprofil i gasskjøler for tappevann

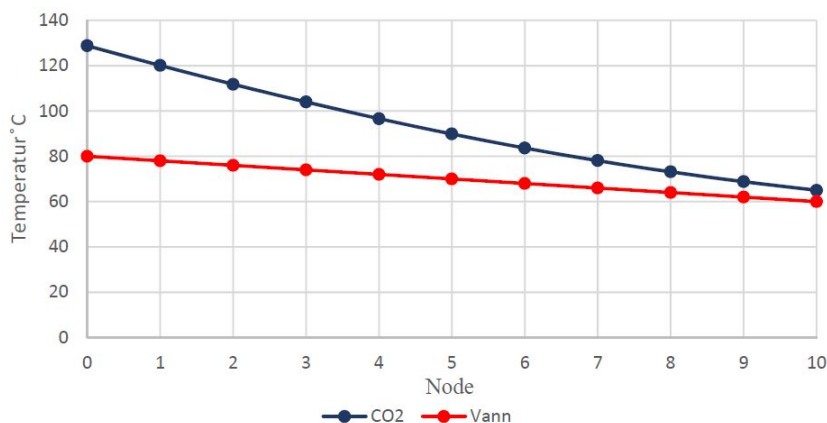
Figur 45 viser temperaturprofilen til gasskjøleren for tappevann. Temperaturprofilene går likt som i scenario 1, men temperaturene er litt høyere for begge fluidene. Det blir overført like mye varme mellom fluidene i dette tilfelle som i scenario 1. Siden det er andre forutsetninger i dette scenarioet for gasskjøler 2, blir temperaturene litt høyere for å oppnå samme varmeoverføring.



Figur 45: Høytemperaturprofil i gasskjøler for tappevann

Temperaturprofil i gasskjøler for romoppvarming

Figur 46 viser temperaturprofilen til gasskjøleren for romoppvarming. Også her er temperaturprofilen ganske lik profilen for gasskjøler 2 i scenario 1. Det er imidlertid en større temperaturendring i vannet som fører til en brattere profil. Profilen til CO_2 en følger vannet noe bedre enn i scenario 1 som følge av den større endringen i vanntemperaturen og starter på $50^\circ C$ over utløpet til vannet.



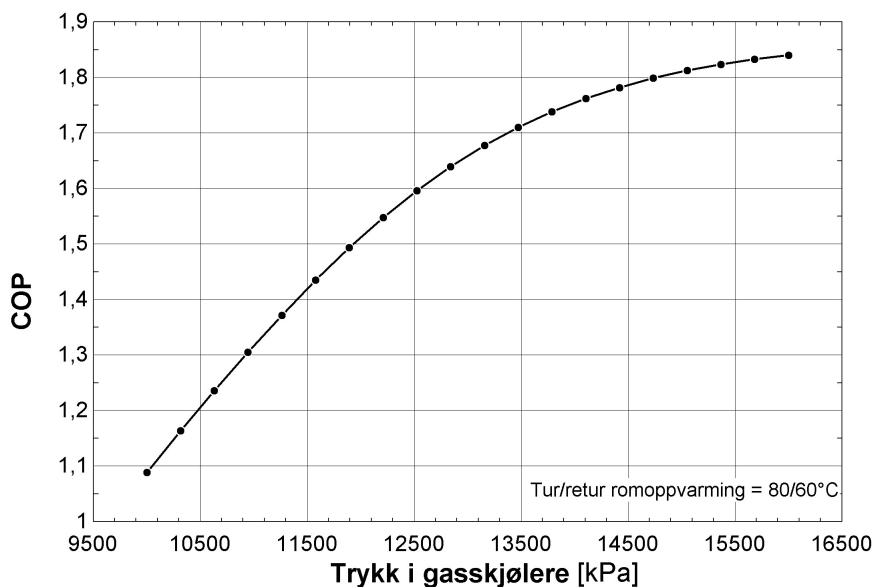
Figur 46: Høytemperaturprofil i gasskjøler for romoppvarming

COP som funksjon av trykket i gasskjølerene

Figur 47 viser hvilke COP ulike trykk i gasskjølerene vil gi for et kombianlegg bestående av et høytemperatur varmeanlegg med tur/retur temperatur på $60/80^\circ C$ og tappesvansoppvarming. Resultatet viser at COPen gradvis øker ved et økende trykk helt opp til 16.000 kPa som er det høyeste trykket i simuleringen, men selv med et trykk på 16.000 kPa har varmepumpen en COP på 1,81. Dette er et resultat som er langt dårligere enn hva simuleringen med et lavtemperatur varmeanlegg viste. 16.000 kPa er også et urealistisk høyt trykk å ha i gasskjølerene. I varmepumpeanlegget på Frydenlund skole som har blitt befart er varmevekslerene trykktestet for å tåle et trykk på 14000 kPa, ved dette trykket vil varmepumpen som er dimensjonert ha en COP på 1,75.

Resultatene av denne simuleringen bekrefter at et høytemperatur varmeanlegg ikke klarer å få ned returtemperaturen på arbeidsmediet på lik linje om det er lavtemperatur varmeanlegg klarer.

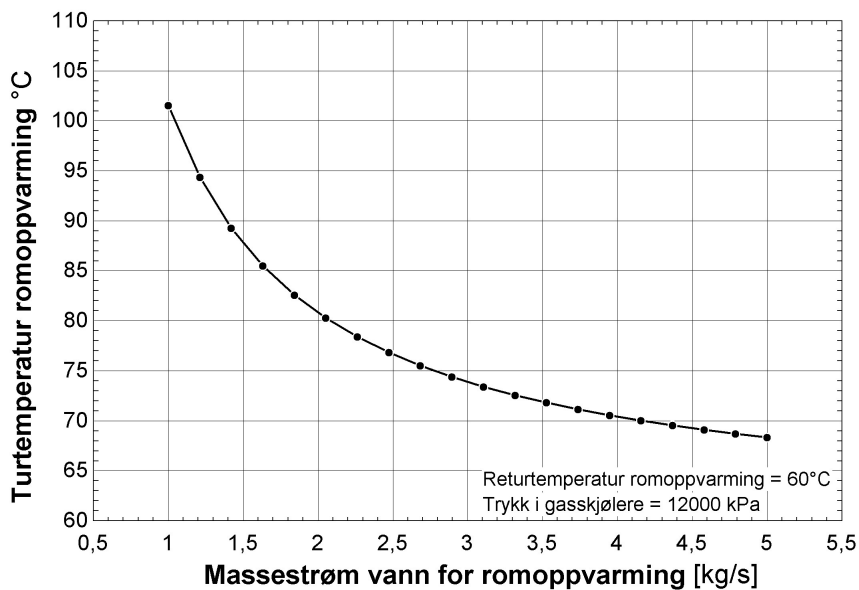
For at man skal kunne benytte en varmepumpe på et høytemperatur varmelegg kan man senke massestrømmen på vannet i distribusjonsnett, noe som vil bidra med å få ned temperaturen på arbeidsmediet. I denne simuleringen er det benyttet en massestrøm på vannet på 1,2 kg/s.



Figur 47: COP som funksjon av trykket i gasskjølere (scenario 2)

Temperatur som funksjon av massestrøm i gasskjølerene

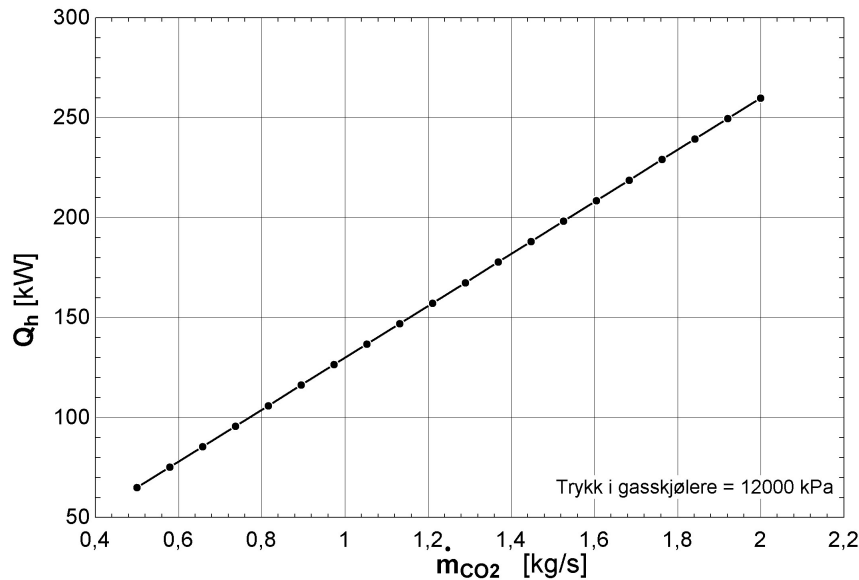
Plottet i figur 48 gir den nødvendige massestrømmen på 2,08 kg/s på vannsiden i gasskjøler 2 for å oppnå den ønskede tur temperaturen på 80°C.



Figur 48: Plott av turtemperatur over massestrøm i vannsiden på gasskjøler for romoppvarming (scenario 2)

\dot{Q} som funksjon av massestrømmen i varmepumpen

Figur 49 viser et plott av avgitt effekt som funksjon av massestrømmen i arbeidsmediet. Plottet gir en massestrøm på 1,49 kg/s for å få en effekt på 194 kW.



Figur 49: Plott av Q_h over massestrøm i CO_2 -siden i varmepumpa (scenario 2)

4.2.3 Scenario 3 - Tappevann

Tabell 13 viser resultatene fra dimensjoneringen av scenario 3. Resultatene viser at man ved å bruke en CO_2 -varmepumpe til oppvarming av tappevann fra 7 til 65 °C kan få en veldig høy COP. Resultatene viser en kvalitet (dampfraksjon) for arbeidsmediet ved inngangen til fordamperen på 0,09, som resulterer i en svært effektiv fordampning og dermed lite fordamperareal. Simuleringen er kontrollert mot *Simple CO2 one stage plant* med et svært lite avvik mellom resultatene.

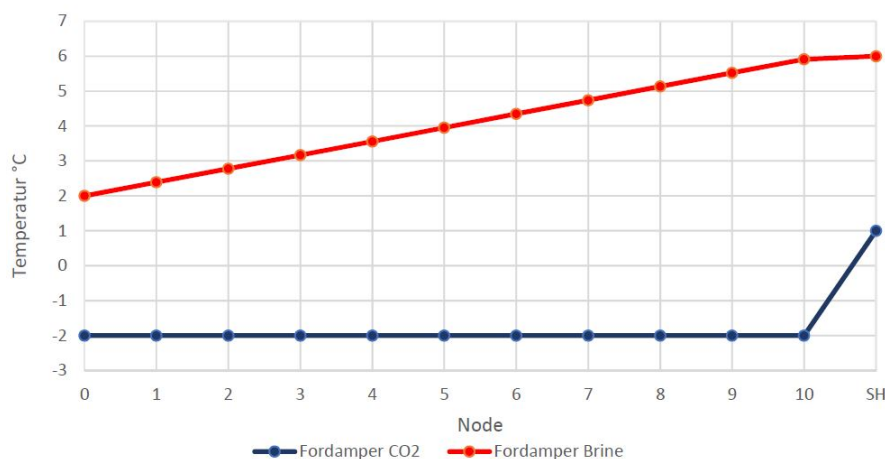
Tabell 13: Dimensjonerte størrelser i Scenario 3

Parametere	Dimensjonerte størrelser
COP	4,19 [-]
Areal på fordamper 7,01	[m^2]
Areal på gasskjøler for tappevann	7,36 [m^2]
$Q_{tappevann}$	43,6 kW
$Q_{fordamper}$	33,2 kW
Kompressorarbeid	10,4 kW
Trykkløft i kompressor	6596 [kPa]
Kvalitet	0,09 [-]
Massestrøm brine	2,1 [kg/s]

Temperaturprofil i fordamper

Figur 50 viser temperaturprofilen til arbeidsmediet og brinet i fordamperen. Plottet viser en konstant fordampningstemperatur med superheating fra node 10 til SH. Fordi \dot{Q} er lik mellom

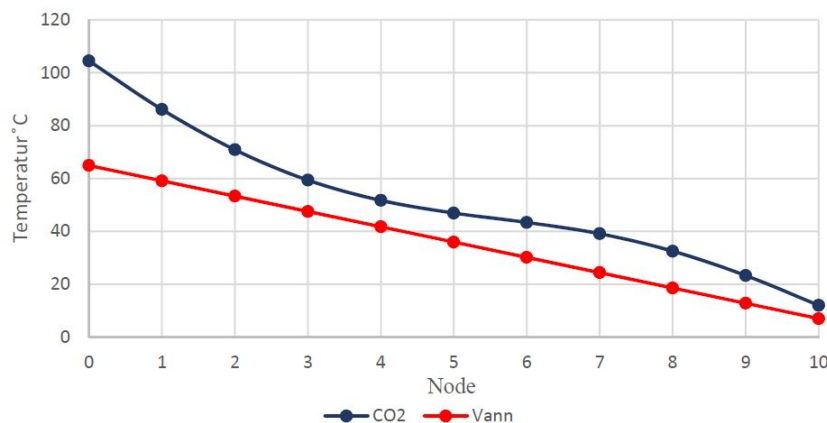
tallnodene er brinetemperaturen her lineær, mens temperaturendringen er mindre mellom node 10 og SH som har en mindre $\Delta\dot{Q}$.



Figur 50: Temperaturprofil i fordampere for tappevann

Temperaturprofil i gasskjøleren

Figur 51 viser hvordan den glidende temperaturavgivelsen foregår gjennom gasskjøleren. Plottet viser tydelig at temperaturendringen i CO_2 -en ikke er lineær men at de termodynamiske egenskapene varierer som funksjon av temperaturen. Om trykket i gasskjøleren hadde vært lavere, som ville gitt en lavere temperatur på CO_2 -en i node 0, kunne det ført til pinch mellom vannet og arbeidsmediet i node 4.

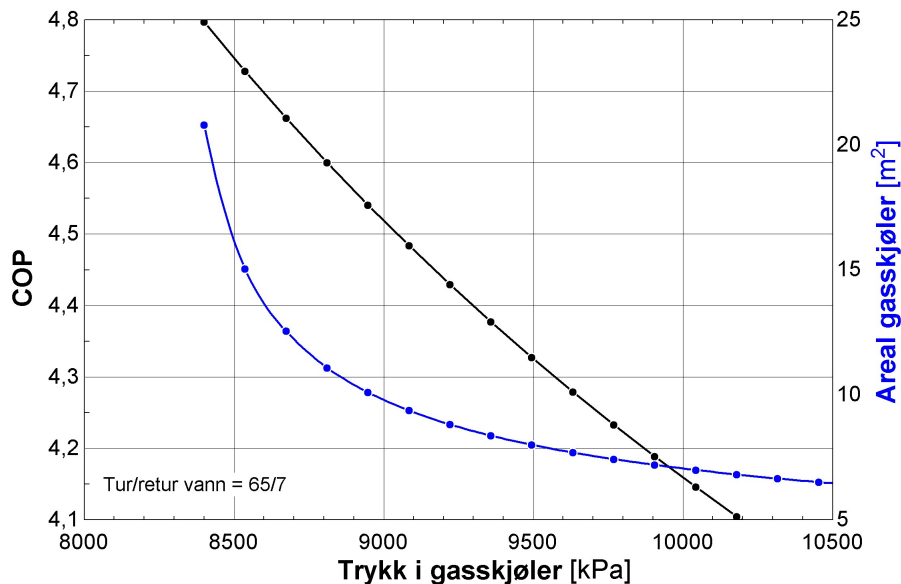


Figur 51: Temperaturprofil i gasskjøler for tappevannsvarmepumpe

COP som funksjon av trykk i gasskjøleren

Figur 52 viser et plott med COP og gasskjølerareal som funksjon av trykket i gasskjøleren. Grafene krysser hverandre rundt 9900 kPa som også er det dimensjonerte trykket. Som man kan se av plottet vil en liten trykkreduksjon føre til litt høyere COP men en langt større varmeveksler, dette er fordi høyere gasskjølertrykk gir en høyere CO_2 -temperatur og derfor større temperaturdifferanse mellom vannet og arbeidsmediet. Intervallene på areal-aksen er $5 m^2$ mens intervallet

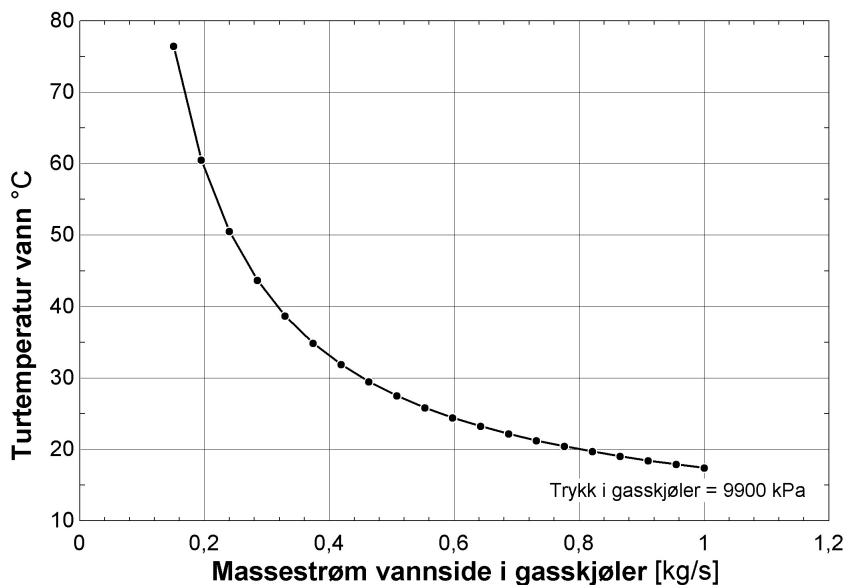
på COP-aksen er 0,1. Det kan derfor se ut som at en liten trykkreduksjon vil føre til mye høyere COP, noe som ikke er tilfellet.



Figur 52: COP og gasskjølerareal som funksjon av trykket i gasskjøler (scenario 3)

Turtemperatur som funksjon av massestrøm i gasskjøleren

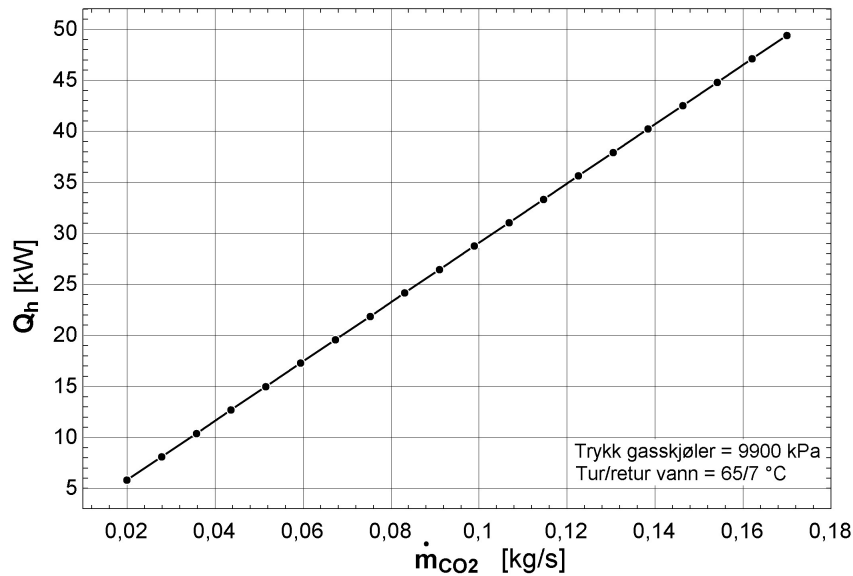
Figur 53 viser et plott av turtemperatur som funksjon av massestrømmen på vannsiden i gasskjøleren, ved konstant trykk på CO_2 -siden. Resultat gir en massestrøm på 0,18 kg/s for å oppnå en turtemperatur på $65^\circ C$.



Figur 53: Plott av turtemperatur over massestrøm i vannsiden på gasskjøler (scenario 3)

Q_h som funksjon av massestrømmen i varmepumpa

Figur 54 viser et plott av avgitt effekt som funksjon av massestrømmen i arbeidsmediet. Plottet gir en massestrøm på 0,15 kg/s for å få en effekt på 44 kW.



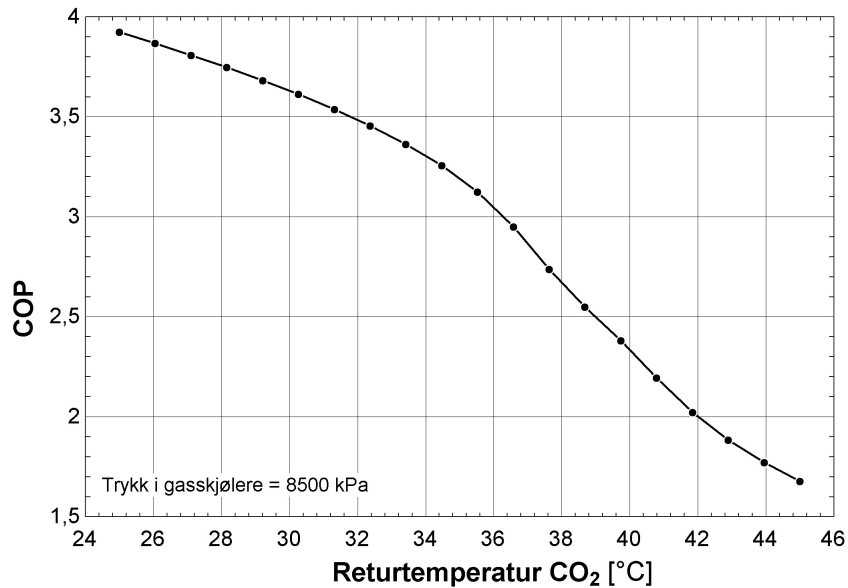
Figur 54: Plott av Q_h over massestrøm på CO_2 -siden av varmepumpa (scenario 3)

4.3 Optimaliseringer

Resultatene fra en rekke simuleringer for optimalisering av driftsforholdene er presentert nedenfor.

4.3.1 Returtemperatur

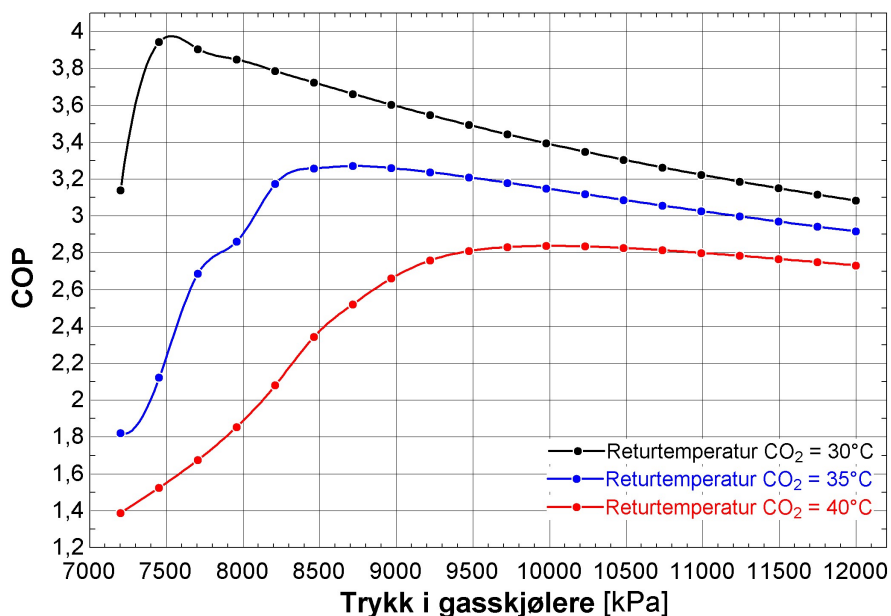
Som omtalt i kapittel 2.4.3 er det viktig å få ned returtemperaturen på arbeidsmediet for å oppnå en god COP. Figur 55 viser hvordan COPen i den dimensjonerte varmepumpen varierer ved konstant trykk som funksjon av temperaturen ut av den 2. gasskjøleren.



Figur 55: COP som funksjon av returtemperatur på CO₂-siden i gasskjølere

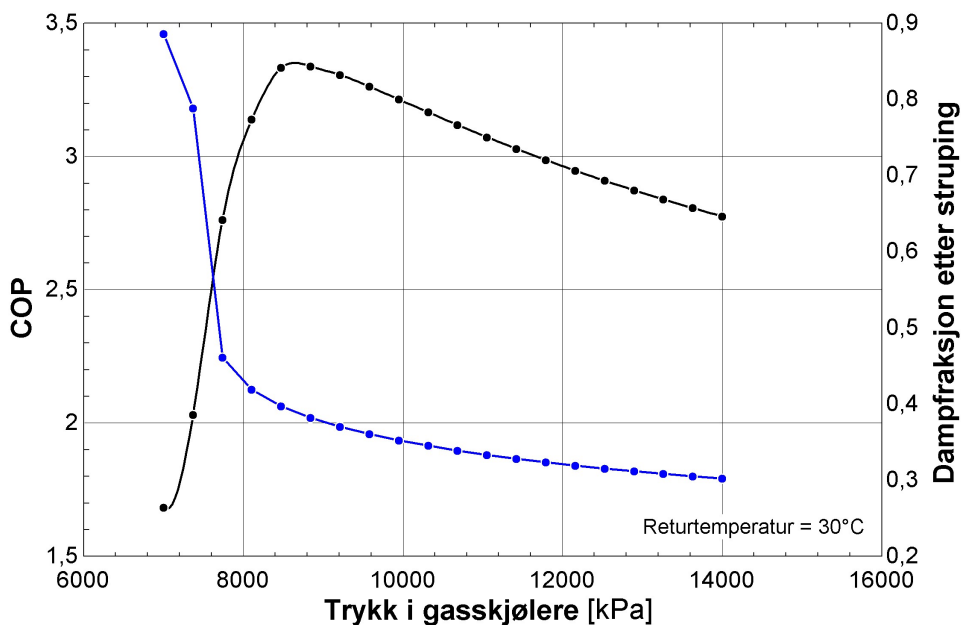
4.3.2 Optimalt trykk i gasskjøler

Figur 56 viser hvordan COP endrer seg som funksjon av trykket i gasskjølerene under konstante returtemperaturer på 30°C, 35°C og 40°C. Resultatene viser at det er mye å hente på å optimalisere trykket på høytrykksiden. Optimalt trykk for en returtemperatur på 30 °C ved de beregnede forholdene ligger rundt 7500 kPa. Det er imidlertid viktig å merke seg at om trykket er lavere enn det optimale trykket vil dette få store utfall på COP, ved et trykk som er noe høyere enn det som er optimalt vil utslagene være mindre. Om returtemperaturen blir høyere enn temperaturen det optimale trykket er beregnet for, vil dette gi store utslag på COP. Siden en høyere returtemperatur vil ha et optimalt trykk på et høyere nivå. For å ikke risikere å havne under det optimale trykket kan det være hensiktsmessig å bevist legge seg på et litt for høyt trykk enn hva som er optimalt.



Figur 56: COP som funksjon av trykk i gasskjølere

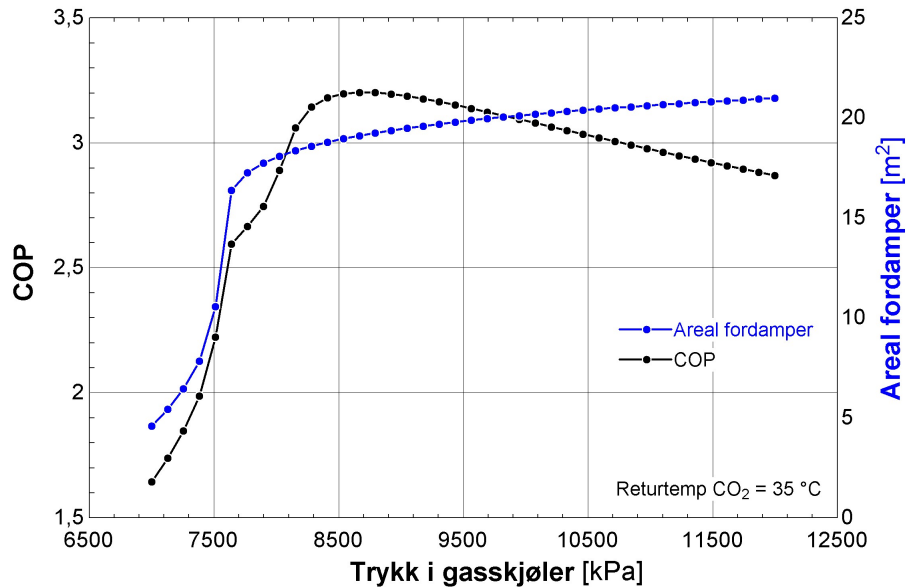
Figur 57 viser COP og dampfraksjon som funksjon av trykket i gasskjølerne. Som i figur 56 kan man se at et litt for lavt trykk får veldig stor innvirkning på COPen. Man ser samtidig hvordan dampfraksjonen gir en tilsvarende svak verdi ved litt for lavt trykk.



Figur 57: COP og dampfraksjon som funksjon av trykket i gasskjølere

Figur 58 viser et plott av COP og fordampereareal som funksjon av trykket i gasskjølerne. Plottet viser at arealet følger COPen ganske godt, dette er fordi en høyere COP betyr større energiopptak

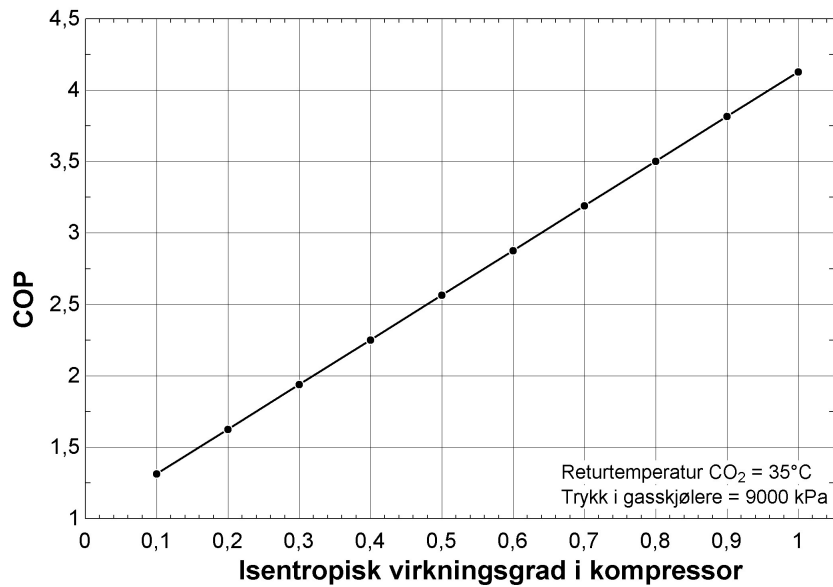
fra brinet, som fører til en større fordamer. Det optimale trykket vil være i området mellom de to stedene der grafene krysser hverandre. Etter det siste krysset ser man at COPen går ned mens arealet fortsetter oppover mens før det første krysset ser man en tydelig lavere COP.



Figur 58: COP og areal som funksjon av trykk i gasskjølere

4.3.3 Virkningsgrad i kompressor

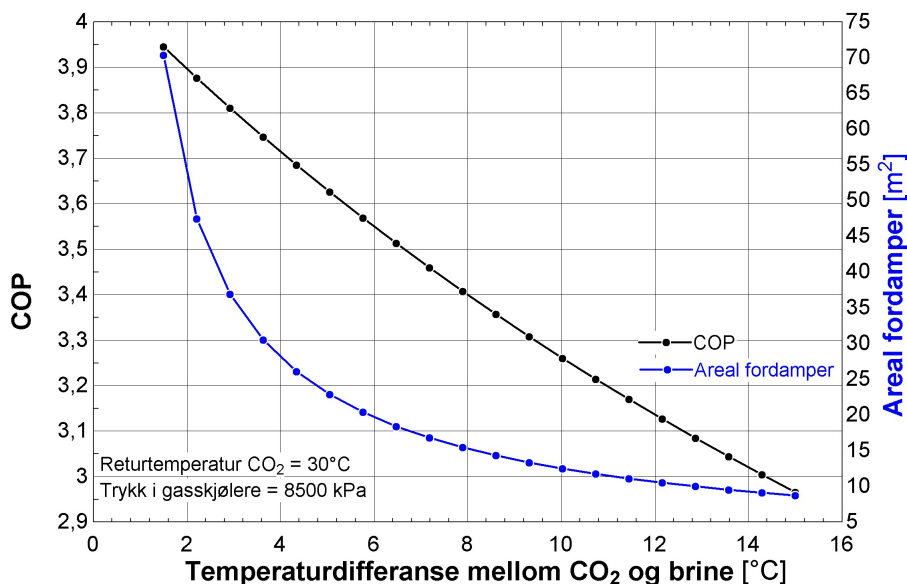
Hvordan den isentropiske virkningsgraden påvirker COPen i varmepumpen er vist i figur 59. Resultatene viser tydelig at valg av en effektiv kompressor med en høy isentropisk virkningsgrad er viktig for å oppnå en god COP på varmepumpen. I denne simuleringen med EES-skriptet varierer COPen linjert mellom 1,5 og 5 når den isentropiske virkningsgraden går fra 10% til 100%. Med en isentropiske virkningsgrad på 70% som er det som har blitt benyttet i dimensjoneringen i de tideligere omtalte senarione, ville det gitt en COP på 3,2 i denne simuleringen.



Figur 59: COP som funksjon av isentropisk virkningsgrad

4.3.4 Optimal temperaturforskjell mellom fluidene i fordamperen

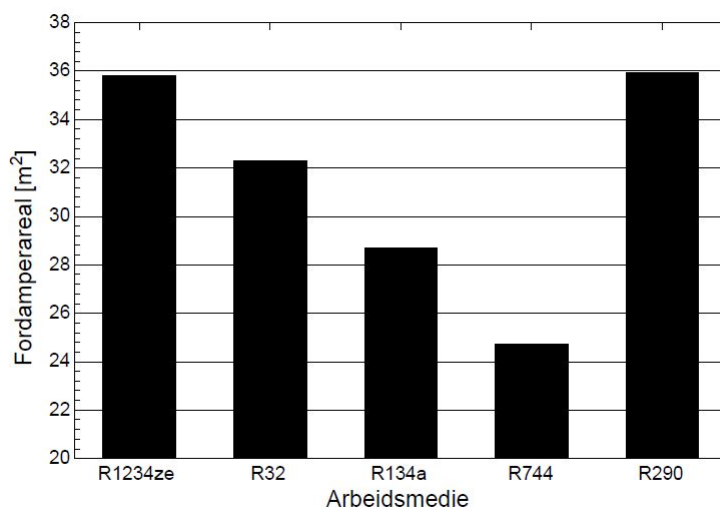
Figur 60 viser et plott av COP og fordamperareal som funksjon av temperaturredifferansen mellom brinet og arbeidsmediet i node 10. Plottet viser at arealet blir veldig stort ved en liten temperaturforskjell, samtidig som COPen blir bedre. Grafen kan også leses ved å se på x-aksen som grader superheating, der 2 grader temperaturredifferanse vil representere stor ΔT superheating og 15 grader temperaturredifferanse vil representere liten ΔT i superheating. Grunnen til den høye COPen er at arbeidsmediet kan ta opp mer energi fra brinet med en mindre temperaturredifferanse, men dette vil kreve en veldig stor fordamper. I grafen ser man at den optimale temperaturredifferansen ligger rundt 5 °C.



Figur 60: COP og fordampnerareal som funksjon temperaturdifferansen mellom brine og CO_2

4.4 Sammenlikning av ulike arbeidsmedier

Dimensjonert varmeoverføringsareal i fordampneren for ulike arbeidsmedier er vist i diagrammet i figur 61. Beregningen av arealene er utført under helt eksakte forhold og det er kun de termodynamiske ulikhetene i fluidene som fører til ulike arealer. CO_2 gir det desidert minste arealet, og det er propan og HFO-fluidet R1234ze som gir de største arealene. CO_2 gir et areal som er 31,2% mindre enn hva propan gir. Et mindre areal vil i utgangspunktet gi en lavere investeringskostnad. Det må imidlertid også tas med i kostnadsberegningen at varmevekslerene i et CO_2 anlegg må tåle et langt større trykk enn for de andre mediene, som igjen gir en høyere kostnad. Et mindre areal på varmevekslerene i varmepumpeanlegget vil føre til at det er mulig å bygge mere kompakte anlegg som fysisk tar langt mindre plass.



Figur 61: Fordampnerareal for ulike arbeidsmedier

5 Konklusjon

Som en følge av at HFK-fluider er bestemt faset ut som arbeidsmedier må det tenkes nytt i oppbygningen av varmepumper og kjølemaskiner. CO_2 -varmepumper vil være et godt alternativ dersom det blir hensyntatt under planlegging av det totale varmeanlegget. Ved bruk av gulvarme som varmeavgiver kan man oppnå lav retur til varmepumpen og dermed høy COP. Det har vist seg at styringen av massestrømmen i varmeanlegget har stor innvirkning for hvilke temperaturer man får ut av gasskjøleren, og denne er dermed avgjørende for å få et optimalt varmeanlegg.

Scenarie 1 og 2 har vist at en kombinert CO_2 -varmepumpe for oppvarming av rom og tappevann, kan gi en veldig god COP ved varmeavgivelse til et lavtemperaturanlegg. Resultatene viser en god COP selv med et tappevannsbehov på kun er 10% av det totale effektbehovet. Scenarie 3 har vist at en ren varmepumpe til tappevann som varmer vann fra kaldt springvann opp til $65^\circ C$ gir svært gode driftsforhold for CO_2 .

Det som har skilt seg mest ut i funnene er hvor viktig det er å styre komprimeringen av CO_2 -en. Et litt for lavt trykk vil føre til en høy dampfraksjon etter struping og dermed en dårlig varmeoverføring i fordampere. Det har vist seg at det er lønnsomt å heller kjøre med litt for høyt enn litt for lavt trykk.

En fordel med de termodynamiske egenskapene til CO_2 er at en CO_2 -varmepumpe kan bygges mer kompakt sammenlignet med anlegg med andre kjølemedier. Dette fordi CO_2 trenger et langt mindre varmeoverføringareal og kan dermed benytte mindre varmevekslere.

Ut ifra et miljøperspektiv er det liten tvil om at CO_2 er godt egnet som arbeidsmedium. Ved en eventuell lekkasje vil det ikke føre til noen ekstra miljøbelastning. CO_2 gir også en god COP, som igjen fører til et lavere energiforbruk.

Problemstillingen i innledningen stilte spørsmål ved om CO_2 kunne brukes som arbeidsmedium i en varmepumpe, og om det var mulig å oppnå en høy COP. Basert på funnene i oppgaven kan det konkluderes med at CO_2 er meget godt egnet som arbeidsmedium i varmepumper for både tappevann og romoppvarming og at man ved riktig styring kan oppnå en god effektfaktor.

6 Forslag til videre arbeid

Forbedringer i EES-skript

Det utarbeide skriptet bør utvides til å også kunne regne subkritiske prosesser. Dette kan gjøres ved å dimensjonere et nytt sett med gasskjølere etter samme modell som fordampere. På den måten vil skriptet kunne sammenligne flere faktorer med forskjellige arbeidsmedier. I tillegg kan man legge inn en eller-løkke i skriptet som velger å kjøre det ene eller det andre settet med gasskjølere avhengig av hvor høy temperatur det er behov for i arbeidsmediet på høytrykk-siden. Det bør også implementeres en væskeutskiller.

For å gjøre skriptet enda mer virkelighetsnært anbefales det at det jobbes videre med å gjøre kretsprosessene mindre ideelle ved å ta hensyn til flere av tapene som er i systemet, som foreksempel trykktapet som er i rørene i pumpen. Den volumetriske og mekanisk virkningsgraden i kompressoren bør også inkluderes i skriptet.

For å komprimere skriptet kan det vurderes og bake node-likningene inn i for-løkker. Dette vil gjøre skriptet betydelig mindre og det vil gi muligheter for å dele opp varmevekslerne i mange flere noder.

Testing av varmepumpen

For å finne ut hvor stor feilmargin det er i dimensjoneringsverktøyet bør det gjennomføres tester i et faktisk varmepumpeanlegg i en testrigg. Her bør man teste med de samme forholdene som det er dimensjonert med i skriptet og se på hvor stort avviket er mellom de bergende verdiene og de målte verdiene.

Kartlegging av miljømessige og økonomiske forhold

I arbeidet med oppgaven har det kommet frem at mye av skepsisen til bruk av CO_2 som arbeidsmedie handler om økonomien i prosjektene. Det anbefales derfor å gjennomføre en livsløpsanalyse hvor det blir kartlagt de faktiske kostnadene knyttet til investering og drift, og se på det økonomiske og miljømessige innsparingspotensialet ved bruk av CO_2 opp mot andre arbeidsmedier.

Referanser

- [1] Institutt for biovitenskap ved Universitetet i Oslo, "Konduksjon". [Online]. Tilgjengelig: <http://www.mn.uio.no/ibv/tjenester/kunnskap/plantefys/leksikon/k/konduksjon.html> [Hentet 05.04.2018]
- [2] Institutt for biovitenskap ved Universitetet i Oslo, "Konveksjon". [Online]. Tilgjengelig: <http://www.mn.uio.no/ibv/tjenester/kunnskap/plantefys/leksikon/k/konveksjon.html> [Hentet 05.04.2018]
- [3] Institutt for biovitenskap ved Universitetet i Oslo, "Stefan-Boltzmanns lov". [Online]. Tilgjengelig: <http://www.mn.uio.no/ibv/tjenester/kunnskap/plantefys/leksikon/s/stefan.html> [Hentet 05.04.2018]
- [4] Y. A. Cengel, og M. A. Boles, *Thermodynamics An Engineering Approach*. New York: McGraw-Hill Education, 2015
- [5] Y. A. Cengel, og A. J. Ghajar, *Heat and Mass Transfer Fundamentals Applications*. New York: McGraw-Hill Education, 2015
- [6] D. Zijdemans, *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Oslo: Skarland Press AS, 2014.
- [7] H. T. Haukås, *kompedium CO₂ (R744) som kuldemedium*. Oslo: Norsk Kjøleteknisk Forening, 2016
- [8] T. Ericson, A. Fidje, J. E. Fonnelop, B. Langseth, I. H. Magnussen, W. W. Rode og B. Saugen, "Varmepumper i energisystemet", Norges vassdrags- og energidirektorat, Oslo, Rapport nr 60-2016, 2016. [Online]. Tilgjengelig: http://publikasjoner.nve.no/rapport/2016/rapport2016_60.pdf
- [9] Bygg 21, "Bygg- og eiendomssektorens betydning for klimagassutslip", Bygg21, Oslo, 2018. [Online]. Tilgjengelig: http://www.bygg21.no/contentassets/901dbc37a0c242229f4d8248a12919dc/33019_delrapport-3b_digitalt.compressed.pdf
- [10] T. Kofstad, "Utredning av fluorholdige gasser i næringsbygg", COWI AS, Rapportnr: RAP 001, 2018. [Online]. Tilgjengelig: http://www.byggemiljo.no/wp-content/uploads/2018/03/Utredning-HFK-i-BA-avfall_050318_-NHP-nettverket.pdf
- [11] Miljødirektoratet, "Kyotoprotokollen". [Online]. Tilgjengelig: <http://www.miljostatus.no/tema/klima/internasjonalt-klimapolitikk/kyotoprotokollen/> [Hentet 15.04.2018]
- [12] Isovator AS, "Om F-gassforordningen". [Online]. Tilgjengelig: <http://www.returgass.no/sertifisering/f-gass-forordningen/om-f-gass-forordningen/> [Hentet 15.03.2018]
- [13] *Forskrift om tekniske krav til byggverk (Byggteknisk forskrift)*, 2017
- [14] k. N. Johannessen, *Teknisk termodynamikk med strømningslære*. Bergen: Fagbokforlaget, 2014.
- [15] D. Fleet, J. Hanlon, K Osborne, M. L. Vedrine og P. Ashford, "Varmepumper i energisystemet", Miljødirektoratet, Oslo, Rapport nr M-917|2017, 2017. [Online]. Tilgjengelig: <http://www.miljodirektoratet.no/Documents/publikasjoner/M917/M917.pdf>
- [16] S. N. Kazi, *Heat Transfer Studies and Applications*. London: IntechOpen, 2015.
- [17] Fang. Liu, W. Zhu, J. Zhao, "Model-based dynamic optimal control of a CO₂ heat pump coupled with hot and cold thermal storages", Elsevier Ltd, New York. 2017 [Online]. Tilgjengelig: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117332520?via%3Dihub>

- [18] Unfccc, "Global Warming Potentials". [Online]. <https://unfccc.int/process/transparency-and-reporting/greenhouse-gas-data/greenhouse-gas-data-unfccc/global-warming-potentials>. [18.01.2018]
- [19] AGA, "R290 (CARE 40) Propan". [Online]. http://www.aga.no/no/products_ren/refrigerants/natural_refrigerants/r290_care_propane/index.html. [Hentet 18.01.2018]
- [20] AGA, "SOLSTICE 1234ze (R1234ze)". [Online]. http://www.aga.no/no/products_ren/refrigerants/hfo_gases/solstice_1234ze/index.html. [18.01.2018]
- [21] DTU, "CoolPack". [Online]. <http://www.ipu.dk/Indhold/koele-og-energiteknik/CoolPack.aspx>. [20.05.2018]
- [22] Fchart, "Overview". [Online]. <http://www.fchart.com/ees/>. [21.05.2018]
- [23] Fchart, "Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems", 21.05.2018 [Online]. http://fchart.com/assets/downloads/ees_manual.pdf
- [24] IPU, "Simple one-stage CO₂". [Online]. <http://www.en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energy-technology/simple-one-stage-co2/simple-one-stage-co2.aspx>. [Hentet 21.05.2018]
- [25] Y, Kim og K, Chang, "Development of a thermodynamic performance-analysis program for CO₂ geothermal heat pump system", Elsevier Ltd, New York. 2013 [Online]. Tilgjengelig: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1226086X13000919?via%3Dihub> [Hentet 15.05.2018]
- [26] OPENSTAXCOLLEGE, "Phase Change and Latent Heat". [Online]. Tilgjengelig: <https://opentextbc.ca/physicstestbook2/chapter/phase-change-and-latent-heat/> [23.05.2018]
- [27] Unilab, "Carbon Dioxide as Refrigerant". [Online]. Tilgjengelig: <http://www.unilab.eu/articles/technical-articles/thermodynamic-engineering-articles/carbon-dioxide-refrigerant/> [Hentet 03.02.2018]
- [28] Store norske leksikon, "Carnots kretsprosess". [Online]. Tilgjengelig: https://snl.no/Carnots_kretsprosess [Hentet 19.03.2018]
- [29] A. Lund, L. Hellevik, G. Strand og J. Aalvik, "SKIPSMASKINER", Bergen, 2014. [Online]. Tilgjengelig: <http://www.marfag.no/f05/3-akselinstallasjoner> [Hentet: 26.03.2018]
- [30] G.U.N.T. Gerätebau GmbH, "WL 110.01 Tubular heat exchanger". [Online]. Tilgjengelig: <https://www.gunt.de/en/products/thermal-engineering/heat-exchangers/recuperators/tubular-heat-exchanger/060.11001/wl110-01/glct-1:pa-148:ca-96:pr-1458> [Hentet 18.04.2018]
- [31] Engineering ToolBox, "Arithmetic and Logarithmic Mean Temperature Differences in Heat Exchangers". [Online]. Tilgjengelig: https://www.engineeringtoolbox.com/arithmetic-logarithmic-mean-temperature-d_436.html [Hentet 12.05.2018]
- [32] NIBE, "Slik fungerer bergvarmepumpen". [Online]. <https://www.nibe.no/produkter/bergvarmepumper/#tab-2>. [Hentet 18.01.2018]

Figurer

1	Latent varme [26]	9
2	log Ph-diagram for R744 [27]	11
3	Carnot kretsprosess [28]	12
4	Ideell kretsprosess [29]	13
5	Underkritisk og transkritisk prosess i et log Ph-diagram [7]	15
6	Pinch-punkt i gasskjøler [7]	16
7	Prinsipptegning tappevannsvarmepumpe	17
8	Prinsipptegning varmepumpe for romoppvarming	17
9	Prinsipptegning kombinert varmepumpe for romoppvarming og tappevann	18
10	Prinsipptegning kjølemaskin	18
11	Systemtegning av et varmepumpeanlegg [7]	19
12	Prinsipp for motstrøms rør-i-rør-varmeveksler[30]	20
13	Prinsipp for motstrøms platevarmeveksler [16]	21
14	ΔT_{lm} ved ulike strømningsretning [31]	22
15	Effektiviteten til en motstrøms rør-varmeveksler [4]	23
16	Illustrasjon av en bergvarmepumpe [32]	28
17	Varmeytelse som funksjon av returtemperatur [7]	30
18	Skjermdump av EES	31
19	Skjermdump av biblioteket i EES	32
20	Skjermdump av resultatside i EES	33
21	Skjermdump av tabell-funksjon i EES	33
22	Skjermdump av plott-funksjon i EES	34
23	Skjermdump av Simple one-stage CO ₂	34
24	Systemtegning av det dimensjonerte anlegget fra Simple one-stage CO ₂ [24]	35
25	Dimensjonert anlegg presentert i log Ph-diagram fra Simple one-stage CO ₂ [24]	35
26	Illustrasjon av fordampere i log Ph-diagram	37
27	Nodeinndeling i fordampere	38
28	Illustrasjon av gasskjølere i log Ph-diagram	39
29	Nodeinndeling i gasskjøler	39
30	Skjermdump av IWMAC	41
31	Fordampere og stupeventil på Frydenlund skole	41
32	Gasskjøler til varmeanlegg på Frydenlund skole	42
33	Gasskjøler til tappevann på Frydenlund skole	42
34	Kompressorer på Frydenlund skole	43
35	Pumper til energibrønn på Frydenlund skole	43
36	Systemtegning varmeanlegg Frydenlund skole	44
37	Pumpe på returledning på Frydenlund skole	45
38	Temperaturprofil i fordampere	51
39	Temperaturprofil i gasskjøler for tappevann	51
40	Temperaturprofil i gasskjøler for romoppvarming	52
41	Plott av COP over trykk i gasskjølere (scenario 1)	52
42	Plott av turtemperatur over massestrøm i vannsiden på gasskjøler for romoppvarming (scenario 1)	53
43	Plott av Q_h over massestrøm i CO ₂ -siden i varmepumpe (scenario 1)	53
44	Høytemperaturprofil i fordampere	54
45	Høytemperaturprofil i gasskjøler for tappevann	55
46	Høytemperaturprofil i gasskjøler for romoppvarming	55
47	COP som funksjon av trykket i gasskjølere (scenario 2)	56
48	Plott av turtemperatur over massestrøm i vannsiden på gasskjøler for romoppvarming (scenario 2)	56
49	Plott av Q_h over massestrøm i CO ₂ -siden i varmepumpe (scenario 2)	57
50	Temperaturprofil i fordampere for tappevann	58
51	Temperaturprofil i gasskjøler for tappevannsvarmepumpe	58
52	COP og gasskjølerareal som funksjon av trykket i gasskjølere (scenario 3)	59

53	Plott av turtemperatur over massestrøm i vannsiden på gasskjøler (scenario 3)	59
54	Plott av Q_h over massestrøm på CO_2 -siden av varmepumpa (scenario 3)	60
55	COP som funksjon av returtemperatur på CO_2 -siden i gasskjølere	61
56	COP som funksjon av trykk i gasskjølere	62
57	COP og dampfraksjon som funksjon av trykket i gasskjølere	62
58	COP og areal som funksjon av trykk i gasskjølere	63
59	COP som funksjon av isentropisk virkningsgrad	64
60	COP og fordampereareal som funksjon temperaturdifferansen mellom brine og CO_2	65
61	Fordampereareal for ulike arbeidsmedier	65

Tabeller

1	GWP-verdier	4
2	Kritisk trykk og temperatur	14
3	Faste inputverdier i alle EES-skript	46
4	Input data for Frydenlund-simulering	47
5	Input parametere i Scenario 1	47
6	Input parametere i Scenario 2	48
7	Input parametere i Scenario 3	48
8	Input parametere ved sammenlikning av arbeidsmedier	48
9	Sammenlikning mellom EES og Frydenlund skole	49
10	Sammenlikning mellom EES og <i>Simple CO₂ One Stage</i>	50
11	Dimensjonerte størrelser i Scenario 1	50
12	Dimensjonerte størrelser i Scenario 2	54
13	Dimensjonerte størrelser i Scenario 3	57

Vedlegg

- A Resultatark fra EES-skriptet for hele prosessen
- B Resultatark fra EES-skriptet for sammenligning
- C Tabell fra *Heat Transfer Studies an Applicatons*
- D Dokumentasjon fra Frydenlund skole

Vedlegg A - Resultatark fra EES-skriptet for hele prosessen

File:Hele_prosessen_15.05.18.EES

22.05.2018 12.07.26 Page 1

EES Ver. 10.297: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Andeltappevann = 0,1

Afordamper,node.C = 0,00236

Afordamper,node.F = 0,001952

Afordamper,node.I = 0,001697

Agasskjøler1,node.A = 0,0000484

Agasskjøler1,node.D = 0,0000423

Agasskjøler1,node.G = 0,00003763

Agasskjøler1,node.J = 0,00003395

Agasskjøler2,node.C = 0,0008657

Agasskjøler2,node.F = 0,001797

Agasskjøler2,node.I = 0,001814

Atot,gasskjøler1 = 0,4036

COP = 3,63

Cpbrine,fordamper,node1 = 4,037

Cpbrine,fordamper,node3 = 4,038

Cpbrine,fordamper,node6 = 4,038

Cpbrine,fordamper,node9 = 4,038

Cpvann,gasskjøler1,node10 = 4,181

Cpvann,gasskjøler1,node4 = 4,182

Cpvann,gasskjøler1,node7 = 4,181

Cpvann,gasskjøler2,node0 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node2 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node5 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node8 = 4,183

Δ Entalpi_{gasskjøler1,node} = 0,1914

Δ Q_{brine,fordamper,node} = 16,51

Δ Q_{CO2,fordamper.sh} = 4,914

Δ Q_{vann,gasskjøler1,node} = 2,346

Δ T_{brine,node.sh.til.0} = 4

Δ T_{Im,gasskjøler1,node.B} = 36,25

Δ T_{Im,gasskjøler1,node.E} = 41,45

Δ T_{Im,gasskjøler1,node.H} = 46,65

Δ T_{Im,gasskjøler2,node.A} = 48,04

Δ T_{Im,gasskjøler2,node.D} = 15,93

Δ T_{Im,gasskjøler2,node.G} = 7,707

Δ T_{Im,gasskjøler2,node.J} = 6,202

Δ T_{Im,node.C} = 4,969

Δ T_{Im,node.F} = 6,134

Δ T_{Im,node.I} = 7,3

Δ T_{sh} = 3

D_{CO2,fordamper} = 0,023

Afordamper,node.A = 0,002769

Afordamper,node.D = 0,002202

Afordamper,node.G = 0,001853

Afordamper,node.J = 0,001638

Agasskjøler1,node.B = 0,00004617

Agasskjøler1,node.E = 0,00004061

Agasskjøler1,node.H = 0,00003631

Agasskjøler2,node.A = 0,000473

Agasskjøler2,node.D = 0,001197

Agasskjøler2,node.G = 0,001769

Agasskjøler2,node.J = 0,002541

Atot,gasskjøler2 = 14,35

Cp_{brine,fordamper,node.sh} = 4,038

Cp_{brine,fordamper,node10} = 4,038

Cp_{brine,fordamper,node4} = 4,038

Cp_{brine,fordamper,node7} = 4,038

Cpvann,gasskjøler1,node0 = 4,184

Cpvann,gasskjøler1,node2 = 4,183

Cpvann,gasskjøler1,node5 = 4,181

Cpvann,gasskjøler1,node8 = 4,181

Cpvann,gasskjøler2,node1 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node3 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node6 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node9 = 4,183

Δ Entalpi_{gasskjøler2,node} = 23,27

Δ Q_{brine,node.sh} = 4,914

Δ Q_{CO2,gasskjøler1,node} = 2,346

Δ Q_{vann,gasskjøler2,node} = 21,12

Δ T_{Internveksler.hp} = 3

Δ T_{Im,gasskjøler1,node.C} = 37,99

Δ T_{Im,gasskjøler1,node.F} = 43,19

Δ T_{Im,gasskjøler1,node.I} = 48,39

Δ T_{Im,gasskjøler2,node.B} = 34,89

Δ T_{Im,gasskjøler2,node.E} = 10,81

Δ T_{Im,gasskjøler2,node.H} = 7,928

Δ T_{Im,node.A} = 4,191

Δ T_{Im,node.D} = 5,357

Δ T_{Im,node.G} = 6,523

Δ T_{Im,node.J} = 7,689

Δ X_{fordamper,node} = 0,06806

D_{CO2,gasskjøler1} = 0,03

Afordamper,node.B = 0,002546

Afordamper,node.E = 0,002067

Afordamper,node.H = 0,001768

Afordamper,node.K = 0,002196

Agasskjøler1,node.C = 0,00004414

Agasskjøler1,node.F = 0,00003905

Agasskjøler1,node.I = 0,00003508

Agasskjøler2,node.B = 0,0006305

Agasskjøler2,node.E = 0,001571

Agasskjøler2,node.H = 0,001687

Atot,fordamper = 23,05

Brinekonsentrasjon = 10

Cp_{brine,fordamper,node0} = 4,037

Cp_{brine,fordamper,node2} = 4,038

Cp_{brine,fordamper,node5} = 4,038

Cp_{brine,fordamper,node8} = 4,038

Cpvann,gasskjøler1,node1 = 4,183

Cpvann,gasskjøler1,node3 = 4,182

Cpvann,gasskjøler1,node6 = 4,181

Cpvann,gasskjøler1,node9 = 4,181

Cpvann,gasskjøler2,node10 = 4,183

Cpvann,gasskjøler2,node4 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node7 = 4,183

C_h = 0,3

Δ Entalpi_{internveksler} = 11,7

Δ Q_{CO2,fordamper,node} = 16,51

Δ Q_{CO2,gasskjøler2,node} = 21,12

Δ T_{brine} = 4

Δ T_{Im,gasskjøler1,node.A} = 34,52

Δ T_{Im,gasskjøler1,node.D} = 39,72

Δ T_{Im,gasskjøler1,node.G} = 44,92

Δ T_{Im,gasskjøler1,node.J} = 50,12

Δ T_{Im,gasskjøler2,node.C} = 24,02

Δ T_{Im,gasskjøler2,node.F} = 8,336

Δ T_{Im,gasskjøler2,node.I} = 7,848

Δ T_{Im,node.B} = 4,58

Δ T_{Im,node.E} = 5,746

Δ T_{Im,node.H} = 6,912

Δ T_{Im,node.K} = 6,333

D_{brine,fordamper} = 0,056

D_{CO2,gasskjøler2} = 0,056

Dvann,gasskjøler1 = 0,03

EntalpiCO2,fordamper.node.sh = 437,9

EntalpiCO2,fordamper.node10 = 432,9

EntalpiCO2,gasskjøler1.node10 = 512,3

EntalpiCO2,gasskjøler1.node4 = 513,4

EntalpiCO2,gasskjøler1.node7 = 512,9

EntalpiCO2,gasskjøler2.node0 = 512,3

EntalpiCO2,gasskjøler2.node2 = 465,7

EntalpiCO2,gasskjøler2.node5 = 395,9

EntalpiCO2,gasskjøler2.node8 = 326,1

Entalpiinternvekser.hp.ut = 267,9

Fbrine = 0,000352

Fvann,gasskjøler2 = 0,000175

hbrine,fordamper.node.C = 15608

hbrine,fordamper.node.F = 15850

hbrine,fordamper.node.I = 16092

hbrine,fordamper.node.sh = 16238

hbrine,fordamper.node10 = 16214

hbrine,fordamper.node4 = 15729

hbrine,fordamper.node7 = 15971

hCO2,fordamper.node.A = 10224

hCO2,fordamper.node.D = 9064

hCO2,fordamper.node.G = 7765

hCO2,fordamper.node.J = 6232

hCO2,fordamper.node0 = 10408

hCO2,fordamper.node2 = 9659

hCO2,fordamper.node5 = 8439

hCO2,fordamper.node8 = 7040

hCO2,gasskjøler1.node.B = 4406

hCO2,gasskjøler1.node.E = 4409

hCO2,gasskjøler1.node.H = 4412

hCO2,gasskjøler1.node0 = 4405

hCO2,gasskjøler1.node2 = 4407

hCO2,gasskjøler1.node5 = 4410

hCO2,gasskjøler1.node8 = 4413

hCO2,gasskjøler2.node.B = 1692

hCO2,gasskjøler2.node.E = 2856

hCO2,gasskjøler2.node.H = 5714

hCO2,gasskjøler2.node0 = 1564

hCO2,gasskjøler2.node2 = 1756

hCO2,gasskjøler2.node5 = 3265

hCO2,gasskjøler2.node8 = 5435

Dvann,gasskjøler2 = 0,056

EntalpiCO2,fordamper.node0 = 267,9

EntalpiCO2,gasskjøler1.node0 = 514,2

EntalpiCO2,gasskjøler1.node2 = 513,8

EntalpiCO2,gasskjøler1.node5 = 513,2

EntalpiCO2,gasskjøler1.node8 = 512,7

EntalpiCO2,gasskjøler2.node1 = 489

EntalpiCO2,gasskjøler2.node3 = 442,5

EntalpiCO2,gasskjøler2.node6 = 372,6

EntalpiCO2,gasskjøler2.node9 = 302,8

Entalpiinternvekser.lp.ut = 449,6

FCO2 = 0,000176

hbrine,fordamper.node.A = 15446

hbrine,fordamper.node.D = 15688

hbrine,fordamper.node.G = 15931

hbrine,fordamper.node.J = 16173

hbrine,fordamper.node0 = 15406

hbrine,fordamper.node2 = 15567

hbrine,fordamper.node5 = 15809

hbrine,fordamper.node8 = 16052

hCO2,fordamper.node.B = 9849

hCO2,fordamper.node.E = 8650

hCO2,fordamper.node.H = 7287

hCO2,fordamper.node.K = 4164

hCO2,fordamper.node1 = 10039

hCO2,fordamper.node3 = 9267

hCO2,fordamper.node6 = 7998

hCO2,fordamper.node9 = 6514

hCO2,gasskjøler1.node.C = 4407

hCO2,gasskjøler1.node.F = 4410

hCO2,gasskjøler1.node.I = 4413

hCO2,gasskjøler1.node1 = 4406

hCO2,gasskjøler1.node3 = 4408

hCO2,gasskjøler1.node6 = 4411

hCO2,gasskjøler1.node9 = 4414

hCO2,gasskjøler2.node.C = 1877

hCO2,gasskjøler2.node.F = 3939

hCO2,gasskjøler2.node.I = 4664

hCO2,gasskjøler2.node1 = 1628

hCO2,gasskjøler2.node3 = 1997

hCO2,gasskjøler2.node6 = 4613

hCO2,gasskjøler2.node9 = 3894

EntalpiCO2,a.hp = 514,2

EntalpiCO2,fordamper.node1 = 284,4

EntalpiCO2,gasskjøler1.node1 = 514

EntalpiCO2,gasskjøler1.node3 = 513,6

EntalpiCO2,gasskjøler1.node6 = 513

EntalpiCO2,gasskjøler1.node9 = 512,5

EntalpiCO2,gasskjøler2.node10 = 279,6

EntalpiCO2,gasskjøler2.node4 = 419,2

EntalpiCO2,gasskjøler2.node7 = 349,4

EntalpiCO2.isen.hp = 494,8

ηisen,comp = 0,7

Fvann,gasskjøler1 = 0,000176

hbrine,fordamper.node.B = 15527

hbrine,fordamper.node.E = 15769

hbrine,fordamper.node.H = 16011

hbrine,fordamper.node.K = 16226

hbrine,fordamper.node1 = 15487

hbrine,fordamper.node3 = 15648

hbrine,fordamper.node6 = 15890

hbrine,fordamper.node9 = 16133

hCO2,fordamper.node.C = 9463

hCO2,fordamper.node.F = 8218

hCO2,fordamper.node.I = 6777

hCO2,fordamper.node.sh = 2378

hCO2,fordamper.node10 = 5950

hCO2,fordamper.node4 = 8861

hCO2,fordamper.node7 = 7533

hCO2,gasskjøler1.node.A = 4405

hCO2,gasskjøler1.node.D = 4408

hCO2,gasskjøler1.node.G = 4411

hCO2,gasskjøler1.node.J = 4414

hCO2,gasskjøler1.node10 = 4415

hCO2,gasskjøler1.node4 = 4409

hCO2,gasskjøler1.node7 = 4412

hCO2,gasskjøler2.node.A = 1596

hCO2,gasskjøler2.node.D = 2222

hCO2,gasskjøler2.node.G = 5303

hCO2,gasskjøler2.node.J = 3508

hCO2,gasskjøler2.node10 = 3122

hCO2,gasskjøler2.node4 = 2447

hCO2,gasskjøler2.node7 = 5993

hvann,gasskjøler1.node.A = 8306

hvann,gasskjøler1.node.B = 8217
hvann,gasskjøler1.node.E = 7944
hvann,gasskjøler1.node.H = 7661
hvann,gasskjøler1.node0 = 8351
hvann,gasskjøler1.node2 = 8172
hvann,gasskjøler1.node5 = 7897
hvann,gasskjøler1.node8 = 7614
hvann,gasskjøler2.node.B = 11485
hvann,gasskjøler2.node.E = 11030
hvann,gasskjøler2.node.H = 10563
hvann,gasskjøler2.node0 = 11708
hvann,gasskjøler2.node2 = 11410
hvann,gasskjøler2.node5 = 10953
hvann,gasskjøler2.node8 = 10485
Kbrine,fordamper.node0 = 0,5233
Kbrine,fordamper.node2 = 0,5245
Kbrine,fordamper.node5 = 0,5263
Kbrine,fordamper.node8 = 0,5282
KCO2,fordamper.node.sh = 0,01757
KCO2,fordamper.node10 = 0,01761
KCO2,fordamper.node4 = 0,05691
KCO2,fordamper.node7 = 0,03726
KCO2,fordamper.vapor = 0,01761
KCO2,gasskjøler1.node10 = 0,02881
KCO2,gasskjøler1.node4 = 0,02883
KCO2,gasskjøler1.node7 = 0,02882
KCO2,gasskjøler2.node0 = 0,02881
KCO2,gasskjøler2.node2 = 0,02975
KCO2,gasskjøler2.node5 = 0,04637
KCO2,gasskjøler2.node8 = 0,07723
Kp,gasskjøler1 = 393,5
Kvann,gasskjøler1.node1 = 0,6439
Kvann,gasskjøler1.node3 = 0,6405
Kvann,gasskjøler1.node6 = 0,6348
Kvann,gasskjøler1.node9 = 0,6284
Kvann,gasskjøler2.node10 = 0,5948
Kvann,gasskjøler2.node4 = 0,6109
Kvann,gasskjøler2.node7 = 0,6031
μbrine,fordamper.node.sh = 0,002048
μbrine,fordamper.node10 = 0,002056
μbrine,fordamper.node4 = 0,002223
μbrine,fordamper.node7 = 0,002137
hvann,gasskjøler1.node.C = 8127
hvann,gasskjøler1.node.F = 7851
hvann,gasskjøler1.node.I = 7565
hvann,gasskjøler1.node1 = 8262
hvann,gasskjøler1.node3 = 8082
hvann,gasskjøler1.node6 = 7804
hvann,gasskjøler1.node9 = 7517
hvann,gasskjøler2.node.C = 11335
hvann,gasskjøler2.node.F = 10876
hvann,gasskjøler2.node.I = 10405
hvann,gasskjøler2.node1 = 11560
hvann,gasskjøler2.node3 = 11259
hvann,gasskjøler2.node6 = 10799
hvann,gasskjøler2.node9 = 10326
Kbrine,fordamper.node1 = 0,5239
Kbrine,fordamper.node3 = 0,5251
Kbrine,fordamper.node6 = 0,5269
Kbrine,fordamper.node9 = 0,5288
KCO2,fordamper.node0 = 0,08311
KCO2,fordamper.node2 = 0,07001
KCO2,fordamper.node5 = 0,05036
KCO2,fordamper.node8 = 0,03071
KCO2,gasskjøler1.node0 = 0,02884
KCO2,gasskjøler1.node2 = 0,02884
KCO2,gasskjøler1.node5 = 0,02883
KCO2,gasskjøler1.node8 = 0,02882
KCO2,gasskjøler2.node1 = 0,02882
KCO2,gasskjøler2.node3 = 0,03227
KCO2,gasskjøler2.node6 = 0,05998
KCO2,gasskjøler2.node9 = 0,07459
Kp,gasskjøler2 = 395
Kvann,gasskjøler1.node10 = 0,6261
Kvann,gasskjøler1.node4 = 0,6387
Kvann,gasskjøler1.node7 = 0,6327
Kvann,gasskjøler2.node0 = 0,6204
Kvann,gasskjøler2.node2 = 0,6158
Kvann,gasskjøler2.node5 = 0,6084
Kvann,gasskjøler2.node8 = 0,6004
μbrine,fordamper.node0 = 0,002345
μbrine,fordamper.node2 = 0,002283
μbrine,fordamper.node5 = 0,002194
μbrine,fordamper.node8 = 0,00211
hvann,gasskjøler1.node.D = 8036
hvann,gasskjøler1.node.G = 7756
hvann,gasskjøler1.node.J = 7468
hvann,gasskjøler1.node10 = 7419
hvann,gasskjøler1.node4 = 7990
hvann,gasskjøler1.node7 = 7709
hvann,gasskjøler2.node.A = 11634
hvann,gasskjøler2.node.D = 11183
hvann,gasskjøler2.node.G = 10720
hvann,gasskjøler2.node.J = 10246
hvann,gasskjøler2.node10 = 10166
hvann,gasskjøler2.node4 = 11107
hvann,gasskjøler2.node7 = 10642
Kbrine,fordamper.node.sh = 0,5295
Kbrine,fordamper.node10 = 0,5294
Kbrine,fordamper.node4 = 0,5257
Kbrine,fordamper.node7 = 0,5276
KCO2,fordamper.lq = 0,1138
KCO2,fordamper.node1 = 0,07656
KCO2,fordamper.node3 = 0,06346
KCO2,fordamper.node6 = 0,04381
KCO2,fordamper.node9 = 0,02416
KCO2,gasskjøler1.node1 = 0,02884
KCO2,gasskjøler1.node3 = 0,02883
KCO2,gasskjøler1.node6 = 0,02883
KCO2,gasskjøler1.node9 = 0,02882
KCO2,gasskjøler2.node10 = 0,07814
KCO2,gasskjøler2.node4 = 0,03738
KCO2,gasskjøler2.node7 = 0,07419
Kp,fordamper = 398,7
Kvann,gasskjøler1.node0 = 0,6456
Kvann,gasskjøler1.node2 = 0,6422
Kvann,gasskjøler1.node5 = 0,6367
Kvann,gasskjøler1.node8 = 0,6306
Kvann,gasskjøler2.node1 = 0,6181
Kvann,gasskjøler2.node3 = 0,6134
Kvann,gasskjøler2.node6 = 0,6058
Kvann,gasskjøler2.node9 = 0,5977
μbrine,fordamper.node1 = 0,002314
μbrine,fordamper.node3 = 0,002253
μbrine,fordamper.node6 = 0,002165
μbrine,fordamper.node9 = 0,002083

```

μCO2,fordamper.lq = 0,0001066
μCO2,fordamper.node1 = 0,00007086
μCO2,fordamper.node3 = 0,00005831
μCO2,fordamper.node6 = 0,00003948
μCO2,fordamper.node9 = 0,00002066
μCO2,gasskjøler1.node1 = 0,00002073
μCO2,gasskjøler1.node3 = 0,00002073
μCO2,gasskjøler1.node6 = 0,00002072
μCO2,gasskjøler1.node9 = 0,00002071
μCO2,gasskjøler2.node10 = 0,00005934
μCO2,gasskjøler2.node4 = 0,00002198
μCO2,gasskjøler2.node7 = 0,00003195
μvann,gasskjøler1.node0 = 0,0004335
μvann,gasskjøler1.node2 = 0,0004579
μvann,gasskjøler1.node5 = 0,0004991
μvann,gasskjøler1.node8 = 0,0005468
μvann,gasskjøler2.node1 = 0,0006515
μvann,gasskjøler2.node3 = 0,0006948
μvann,gasskjøler2.node6 = 0,0007692
μvann,gasskjøler2.node9 = 0,0008574
ṁCO2,fordamper = 1
n = 0,663
vbrine,fordamper.node1 = 1655
vbrine,fordamper.node3 = 1669
vbrine,fordamper.node6 = 1689
vbrine,fordamper.node9 = 1709
vCO2,fordamper.node1 = 3016
vCO2,fordamper.node3 = 3359
vCO2,fordamper.node6 = 4199
vCO2,fordamper.node9 = 6202
vCO2,gasskjøler1.node10 = 4597
vCO2,gasskjøler1.node4 = 4588
vCO2,gasskjøler1.node7 = 4592
vCO2,gasskjøler2.node0 = 3039
vCO2,gasskjøler2.node2 = 3305
vCO2,gasskjøler2.node5 = 3943
vCO2,gasskjøler2.node8 = 3941
vvann,gasskjøler1.node1 = 384,9
vvann,gasskjøler1.node3 = 378,5
vvann,gasskjøler1.node6 = 368,8
vvann,gasskjøler1.node9 = 358,9
vvann,gasskjøler2.node10 = 957

μCO2,fordamper.node.sh = 0,00001449
μCO2,fordamper.node10 = 0,00001439
μCO2,fordamper.node4 = 0,00005203
μCO2,fordamper.node7 = 0,00003321
μCO2,fordamper.vapor = 0,00001439
μCO2,gasskjøler1.node10 = 0,00002071
μCO2,gasskjøler1.node4 = 0,00002072
μCO2,gasskjøler1.node7 = 0,00002071
μCO2,gasskjøler2.node0 = 0,00002071
μCO2,gasskjøler2.node2 = 0,00002049
μCO2,gasskjøler2.node5 = 0,00002391
μCO2,gasskjøler2.node8 = 0,00003908
μvann,gasskjøler1.node1 = 0,0004454
μvann,gasskjøler1.node3 = 0,000471
μvann,gasskjøler1.node6 = 0,0005142
μvann,gasskjøler1.node9 = 0,0005644
μvann,gasskjøler2.node10 = 0,0008905
μvann,gasskjøler2.node4 = 0,0007182
μvann,gasskjøler2.node7 = 0,0007969
ṁbrine = 10,53
ṁvann,gasskjøler1 = 0,3
vbrine,fordamper.node.sh = 1717
vbrine,fordamper.node10 = 1715
vbrine,fordamper.node4 = 1675
vbrine,fordamper.node7 = 1695
vCO2,fordamper.node.sh = 7580
vCO2,fordamper.node10 = 7773
vCO2,fordamper.node4 = 3582
vCO2,fordamper.node7 = 4651
vCO2,gasskjøler1.node0 = 4582
vCO2,gasskjøler1.node2 = 4585
vCO2,gasskjøler1.node5 = 4589
vCO2,gasskjøler1.node8 = 4594
vCO2,gasskjøler2.node1 = 3165
vCO2,gasskjøler2.node3 = 3466
vCO2,gasskjøler2.node6 = 4307
vCO2,gasskjøler2.node9 = 2923
vvann,gasskjøler1.node10 = 355,5
vvann,gasskjøler1.node4 = 375,3
vvann,gasskjøler1.node7 = 365,5
vvann,gasskjøler2.node0 = 1057
vvann,gasskjøler2.node2 = 1038

μCO2,fordamper.node0 = 0,00007713
μCO2,fordamper.node2 = 0,00006458
μCO2,fordamper.node5 = 0,00004576
μCO2,fordamper.node8 = 0,00002694
μCO2,gasskjøler1.node0 = 0,00002074
μCO2,gasskjøler1.node2 = 0,00002073
μCO2,gasskjøler1.node5 = 0,00002072
μCO2,gasskjøler1.node8 = 0,00002071
μCO2,gasskjøler2.node1 = 0,00002046
μCO2,gasskjøler2.node3 = 0,00002093
μCO2,gasskjøler2.node6 = 0,00002708
μCO2,gasskjøler2.node9 = 0,00004848
μvann,gasskjøler1.node10 = 0,0005829
μvann,gasskjøler1.node4 = 0,0004847
μvann,gasskjøler1.node7 = 0,0005301
μvann,gasskjøler2.node0 = 0,0006314
μvann,gasskjøler2.node2 = 0,0006726
μvann,gasskjøler2.node5 = 0,000743
μvann,gasskjøler2.node8 = 0,0008262
ṁCO2 = 1
ṁvann,gasskjøler2 = 3
vbrine,fordamper.node0 = 1649
vbrine,fordamper.node2 = 1662
vbrine,fordamper.node5 = 1682
vbrine,fordamper.node8 = 1702
vCO2,fordamper.node0 = 2881
vCO2,fordamper.node2 = 3173
vCO2,fordamper.node5 = 3855
vCO2,fordamper.node8 = 5274
vCO2,gasskjøler1.node1 = 4583
vCO2,gasskjøler1.node3 = 4586
vCO2,gasskjøler1.node6 = 4591
vCO2,gasskjøler1.node9 = 4595
vCO2,gasskjøler2.node10 = 2238
vCO2,gasskjøler2.node4 = 3667
vCO2,gasskjøler2.node7 = 4523
vvann,gasskjøler1.node0 = 388,1
vvann,gasskjøler1.node2 = 381,7
vvann,gasskjøler1.node5 = 372,1
vvann,gasskjøler1.node8 = 362,2
vvann,gasskjøler2.node1 = 1047
vvann,gasskjøler2.node3 = 1028

```

```

vvann,gasskjøler2.node4 = 1018
vvann,gasskjøler2.node7 = 988,1
Prbrine,fordamper.node.sh = 15,62
Prbrine,fordamper.node10 = 15,69
Prbrine,fordamper.node4 = 17,07
Prbrine,fordamper.node7 = 16,36
PrCO2,fordamper.lq = 2,277
PrCO2,fordamper.node1 = 1,933
PrCO2,fordamper.node3 = 1,812
PrCO2,fordamper.node6 = 1,63
PrCO2,fordamper.node9 = 1,449
PrCO2,gasskjøler1.node1 = 0,9983
PrCO2,gasskjøler1.node3 = 0,9997
PrCO2,gasskjøler1.node6 = 1,002
PrCO2,gasskjøler1.node9 = 1,004
PrCO2,gasskjøler2.node10 = 3,256
PrCO2,gasskjøler2.node4 = 1,988
PrCO2,gasskjøler2.node7 = 7,848
Prvann,gasskjøler1.node0 = 2,809
Prvann,gasskjøler1.node2 = 2,982
Prvann,gasskjøler1.node5 = 3,277
Prvann,gasskjøler1.node8 = 3,625
Prvann,gasskjøler2.node1 = 4,408
Prvann,gasskjøler2.node3 = 4,737
Prvann,gasskjøler2.node6 = 5,311
Prvann,gasskjøler2.node9 = 6
Pvann,gasskjøler1.node0 = 300
Pvann,gasskjøler1.node2 = 300
Pvann,gasskjøler1.node5 = 300
Pvann,gasskjøler1.node8 = 300
Pvann,gasskjøler2.node1 = 300
Pvann,gasskjøler2.node3 = 300
Pvann,gasskjøler2.node6 = 300
Pvann,gasskjøler2.node9 = 300
Qtot,gasskjøler1 = 23,46
Rebrine,fordamper.node0 = 102054
Rebrine,fordamper.node2 = 104828
Rebrine,fordamper.node5 = 109076
Rebrine,fordamper.node8 = 113427
ReCO2,fordamper.node0 = 717728
ReCO2,fordamper.node2 = 857185
ReCO2,fordamper.node5 = 1,210E+06

vvann,gasskjøler2.node5 = 1008
vvann,gasskjøler2.node8 = 977,9
Prbrine,fordamper.node0 = 18,09
Prbrine,fordamper.node2 = 17,57
Prbrine,fordamper.node5 = 16,83
Prbrine,fordamper.node8 = 16,13
PrCO2,fordamper.node.sh = 1,306
PrCO2,fordamper.node10 = 1,388
PrCO2,fordamper.node4 = 1,751
PrCO2,fordamper.node7 = 1,57
PrCO2,fordamper.vapor = 1,388
PrCO2,gasskjøler1.node10 = 1,004
PrCO2,gasskjøler1.node4 = 1
PrCO2,gasskjøler1.node7 = 1,002
PrCO2,gasskjøler2.node0 = 1,004
PrCO2,gasskjøler2.node2 = 1,265
PrCO2,gasskjøler2.node5 = 2,922
PrCO2,gasskjøler2.node8 = 7,748
Prvann,gasskjøler1.node1 = 2,893
Prvann,gasskjøler1.node3 = 3,075
Prvann,gasskjøler1.node6 = 3,387
Prvann,gasskjøler1.node9 = 3,755
Prvann,gasskjøler2.node10 = 6,261
Prvann,gasskjøler2.node4 = 4,917
Prvann,gasskjøler2.node7 = 5,526
PCO2.in,fordamper = 3130
Pvann,gasskjøler1.node1 = 300
Pvann,gasskjøler1.node3 = 300
Pvann,gasskjøler1.node6 = 300
Pvann,gasskjøler1.node9 = 300
Pvann,gasskjøler2.node10 = 300
Pvann,gasskjøler2.node4 = 300
Pvann,gasskjøler2.node7 = 300
Qh = 234,6
Qtot,gasskjøler2 = 211,2
Rebrine,fordamper.node1 = 103436
Rebrine,fordamper.node3 = 106233
Rebrine,fordamper.node6 = 110515
Rebrine,fordamper.node9 = 114901
ReCO2,fordamper.node1 = 781282
ReCO2,fordamper.node3 = 949422
ReCO2,fordamper.node6 = 1,402E+06

vvann,gasskjøler2.node6 = 998,3
vvann,gasskjøler2.node9 = 967,5
Prbrine,fordamper.node1 = 17,83
Prbrine,fordamper.node3 = 17,32
Prbrine,fordamper.node6 = 16,59
Prbrine,fordamper.node9 = 15,91
PrCO2,fordamper.node0 = 1,993
PrCO2,fordamper.node2 = 1,872
PrCO2,fordamper.node5 = 1,691
PrCO2,fordamper.node8 = 1,509
PrCO2,gasskjøler1.node0 = 0,9977
PrCO2,gasskjøler1.node2 = 0,999
PrCO2,gasskjøler1.node5 = 1,001
PrCO2,gasskjøler1.node8 = 1,003
PrCO2,gasskjøler2.node1 = 1,107
PrCO2,gasskjøler2.node3 = 1,523
PrCO2,gasskjøler2.node6 = 4,877
PrCO2,gasskjøler2.node9 = 4,857
Prvann,gasskjøler1.node10 = 3,892
Prvann,gasskjøler1.node4 = 3,173
Prvann,gasskjøler1.node7 = 3,503
Prvann,gasskjøler2.node0 = 4,256
Prvann,gasskjøler2.node2 = 4,568
Prvann,gasskjøler2.node5 = 5,108
Prvann,gasskjøler2.node8 = 5,755
PCO2,gasskjøler = 8500
Pvann,gasskjøler1.node10 = 300
Pvann,gasskjøler1.node4 = 300
Pvann,gasskjøler1.node7 = 300
Pvann,gasskjøler2.node0 = 300
Pvann,gasskjøler2.node2 = 300
Pvann,gasskjøler2.node5 = 300
Pvann,gasskjøler2.node8 = 300
Qtot,fordamper = 170
Rebrine,fordamper.node.sh = 116830
Rebrine,fordamper.node10 = 116386
Rebrine,fordamper.node4 = 107649
Rebrine,fordamper.node7 = 111965
ReCO2,fordamper.node.sh = 3,820E+06
ReCO2,fordamper.node10 = 3,847E+06
ReCO2,fordamper.node4 = 1,064E+06
ReCO2,fordamper.node7 = 1,667E+06

```

```

ReCO2,fordamper.node8 = 2,055E+06
ReCO2,gasskjøler1.node1 = 2,047E+06
ReCO2,gasskjøler1.node3 = 2,048E+06
ReCO2,gasskjøler1.node6 = 2,049E+06
ReCO2,gasskjøler1.node9 = 2,049E+06
ReCO2,gasskjøler2.node10 = 383136
ReCO2,gasskjøler2.node4 = 1,034E+06
ReCO2,gasskjøler2.node7 = 711670
Revann,gasskjøler1.node0 = 29373
Revann,gasskjøler1.node2 = 27807
Revann,gasskjøler1.node5 = 25513
Revann,gasskjøler1.node8 = 23287
Revann,gasskjøler2.node1 = 104699
Revann,gasskjøler2.node3 = 98171
Revann,gasskjøler2.node6 = 88679
Revann,gasskjøler2.node9 = 79556
T.diffbine.CO2,fordamper = 5
Tbrine,fordamper.node.sh = 4
Tbrine,fordamper.node10 = 3,884
Tbrine,fordamper.node4 = 1,554
Tbrine,fordamper.node7 = 2,719
TCO2,in,fordamper = -4
TCO2,gasskjøler1.node10 = 97,29
TCO2,gasskjøler1.node4 = 98,11
TCO2,gasskjøler1.node7 = 97,7
TCO2,gasskjøler2.node0 = 97,29
TCO2,gasskjøler2.node2 = 67,63
TCO2,gasskjøler2.node5 = 42,45
TCO2,gasskjøler2.node8 = 36,48
Tinternvekser.hp.ut = 27
tp.fordamper = 0,005
Tplate.gasskjøler1 = 76,81
Tvann,gasskjøler1.node1 = 63,13
Tvann,gasskjøler1.node3 = 59,39
Tvann,gasskjøler1.node6 = 53,78
Tvann,gasskjøler1.node9 = 48,17
Tvann,gasskjøler2.node10 = 25
Tvann,gasskjøler2.node4 = 35,1
Tvann,gasskjøler2.node7 = 30,05
Ufordamper.node.A = 1422
Ufordamper.node.D = 1399
Ufordamper.node.G = 1366

ReCO2,fordamper.node9 = 2,679E+06
ReCO2,gasskjøler1.node10 = 2,050E+06
ReCO2,gasskjøler1.node4 = 2,048E+06
ReCO2,gasskjøler1.node7 = 2,049E+06
ReCO2,gasskjøler2.node0 = 1,098E+06
ReCO2,gasskjøler2.node2 = 1,110E+06
ReCO2,gasskjøler2.node5 = 950759
ReCO2,gasskjøler2.node8 = 581862
Revann,gasskjøler1.node1 = 28587
Revann,gasskjøler1.node3 = 27035
Revann,gasskjøler1.node6 = 24763
Revann,gasskjøler1.node9 = 22561
Revann,gasskjøler2.node10 = 76600
Revann,gasskjøler2.node4 = 94967
Revann,gasskjøler2.node7 = 85596
Sinternvekser.lp.ut = 1,928
T.diffvann.CO2,gasskjøler2 = 5
Tbrine,fordamper.node0 = 0
Tbrine,fordamper.node2 = 0,777
Tbrine,fordamper.node5 = 1,942
Tbrine,fordamper.node8 = 3,108
TCO2,gasskjøler1.node0 = 98,66
TCO2,gasskjøler1.node2 = 98,39
TCO2,gasskjøler1.node5 = 97,97
TCO2,gasskjøler1.node8 = 97,56
TCO2,gasskjøler2.node1 = 81,46
TCO2,gasskjøler2.node3 = 56,3
TCO2,gasskjøler2.node6 = 39,4
TCO2,gasskjøler2.node9 = 34,27
Tinternvekser.lp.ut = 6,917
tp.gasskjøler1 = 0,005
Tplate.gasskjøler2 = 48,53
Tvann,gasskjøler1.node10 = 46,3
Tvann,gasskjøler1.node4 = 57,52
Tvann,gasskjøler1.node7 = 51,91
Tvann,gasskjøler2.node0 = 41,83
Tvann,gasskjøler2.node2 = 38,46
Tvann,gasskjøler2.node5 = 33,41
Tvann,gasskjøler2.node8 = 28,37
Ufordamper.node.B = 1415
Ufordamper.node.E = 1390
Ufordamper.node.H = 1351

ReCO2,gasskjøler1.node0 = 2,047E+06
ReCO2,gasskjøler1.node2 = 2,047E+06
ReCO2,gasskjøler1.node5 = 2,048E+06
ReCO2,gasskjøler1.node8 = 2,049E+06
ReCO2,gasskjøler2.node1 = 1,111E+06
ReCO2,gasskjøler2.node3 = 1,086E+06
ReCO2,gasskjøler2.node6 = 839712
ReCO2,gasskjøler2.node9 = 468987
Revann,gasskjøler1.node10 = 21843
Revann,gasskjøler1.node4 = 26270
Revann,gasskjøler1.node7 = 24021
Revann,gasskjøler2.node0 = 108021
Revann,gasskjøler2.node2 = 101416
Revann,gasskjøler2.node5 = 91802
Revann,gasskjøler2.node8 = 82555
sisen = 1,928
Trykkløftkompressor = 5370
Tbrine,fordamper.node1 = 0,3885
Tbrine,fordamper.node3 = 1,165
Tbrine,fordamper.node6 = 2,331
Tbrine,fordamper.node9 = 3,496
TCO2,gasskjøler1.node1 = 98,52
TCO2,gasskjøler1.node3 = 98,25
TCO2,gasskjøler1.node6 = 97,84
TCO2,gasskjøler1.node9 = 97,43
TCO2,gasskjøler2.node10 = 30
TCO2,gasskjøler2.node4 = 47,9
TCO2,gasskjøler2.node7 = 37,79
Tinternvekser.hp.inn = 30
Tp = 0,75
tp.gasskjøler2 = 0,005
Tvann,gasskjøler1.node0 = 65
Tvann,gasskjøler1.node2 = 61,26
Tvann,gasskjøler1.node5 = 55,65
Tvann,gasskjøler1.node8 = 50,04
Tvann,gasskjøler2.node1 = 40,15
Tvann,gasskjøler2.node3 = 36,78
Tvann,gasskjøler2.node6 = 31,73
Tvann,gasskjøler2.node9 = 26,68
Ufordamper.node.C = 1408
Ufordamper.node.F = 1379
Ufordamper.node.I = 1333

```

Ufordamper,node.J = 1311
Ugasskjøler1,node.B = 1402
Ugasskjøler1,node.E = 1394
Ugasskjøler1,node.H = 1385
Ugasskjøler2,node.A = 929,2
Ugasskjøler2,node.D = 1107
Ugasskjøler2,node.G = 1549
Ugasskjøler2,node.J = 1340
Xfordamper,node10 = 1
Xfordamper,node4 = 0,5916
Xfordamper,node7 = 0,7958

Ufordamper,node.K = 1187
Ugasskjøler1,node.C = 1399
Ugasskjøler1,node.F = 1391
Ugasskjøler1,node.I = 1382
Ugasskjøler2,node.B = 960
Ugasskjøler2,node.E = 1243
Ugasskjøler2,node.H = 1579
Xfordamper,node0 = 0,3194
Xfordamper,node2 = 0,4555
Xfordamper,node5 = 0,6597
Xfordamper,node8 = 0,8639

Ugasskjøler1,node.A = 1404
Ugasskjøler1,node.D = 1397
Ugasskjøler1,node.G = 1388
Ugasskjøler1,node.J = 1379
Ugasskjøler2,node.C = 1016
Ugasskjøler2,node.F = 1409
Ugasskjøler2,node.I = 1483
Xfordamper,node1 = 0,3874
Xfordamper,node3 = 0,5235
Xfordamper,node6 = 0,7277
Xfordamper,node9 = 0,9319

248 potential unit problems were detected.

Vedlegg B - Resultatark fra EES-skriptet for sammenligning

File:Fordamper medier.EES

23.05.2018 10.36.22 Page 1

EES Ver. 10.297: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Afordamper,node.A = 0,002691
Afordamper,node.C = 0,002502
Afordamper,node.E = 0,002358
Afordamper,node.G = 0,002257
Afordamper,node.I = 0,002202
Afordamper,node.K = 0,0009926
Brinekonsentrasjon = 10
Cpbrine,fordamper,node0 = 4,038
Cpbrine,fordamper,node10 = 4,039
Cpbrine,fordamper,node3 = 4,038
Cpbrine,fordamper,node5 = 4,038
Cpbrine,fordamper,node7 = 4,038
Cpbrine,fordamper,node9 = 4,038
 ΔQ_{AM} ,fordamper,node = 16,78
 ΔQ_{brine} ,fordamper,node = 16,78
 ΔT_{brine} = 3
 $\Delta T_{Im,node.B}$ = 5,386
 $\Delta T_{Im,node.D}$ = 5,903
 $\Delta T_{Im,node.F}$ = 6,419
 $\Delta T_{Im,node.H}$ = 6,935
 $\Delta T_{Im,node.J}$ = 7,452
 ΔT_{sh} = 3
DAM,fordamper = 0,04
EntalpiAM,fordamper,node.sh = 459,7
EntalpiAM,fordamper,node1 = 281,5
FAM = 0,000176
hAM,fordamper,node.A = 4126
hAM,fordamper,node.C = 3820
hAM,fordamper,node.E = 3492
hAM,fordamper,node.G = 3136
hAM,fordamper,node.I = 2739
hAM,fordamper,node.K = 2139
hAM,fordamper,node0 = 4201
hAM,fordamper,node10 = 2408
hAM,fordamper,node3 = 3741
hAM,fordamper,node5 = 3407
hAM,fordamper,node7 = 3043
hAM,fordamper,node9 = 2633
hbrine,fordamper,node.B = 25446
hbrine,fordamper,node.D = 25618
hbrine,fordamper,node.F = 25790
hbrine,fordamper,node.H = 25962
hbrine,fordamper,node.J = 26134
hbrine,fordamper,node.sh = 26316
hbrine,fordamper,node1 = 25403
hbrine,fordamper,node2 = 25489
hbrine,fordamper,node4 = 25661
hbrine,fordamper,node6 = 25833
hbrine,fordamper,node8 = 26005
KAM,fordamper,lq = 0,1126
KAM,fordamper,node0 = 0,08416
KAM,fordamper,node10 = 0,01788
KAM,fordamper,node3 = 0,06428
KAM,fordamper,node5 = 0,05102
KAM,fordamper,node7 = 0,03777
Afordamper,node.B = 0,00259
Afordamper,node.D = 0,002424
Afordamper,node.F = 0,002302
Afordamper,node.H = 0,002223
Afordamper,node.J = 0,002197
Atot,fordamper = 24,74
Cpbrine,fordamper,node.sh = 4,039
Cpbrine,fordamper,node1 = 4,038
Cpbrine,fordamper,node2 = 4,038
Cpbrine,fordamper,node4 = 4,038
Cpbrine,fordamper,node6 = 4,038
Cpbrine,fordamper,node8 = 4,038
Ch = 0,3
 ΔQ_{AM} ,fordamper.sh = 27,21
 $\Delta Q_{brine,node.sh}$ = 27,21
 $\Delta T_{Im,node.A}$ = 5,128
 $\Delta T_{Im,node.C}$ = 5,644
 $\Delta T_{Im,node.E}$ = 6,161
 $\Delta T_{Im,node.G}$ = 6,677
 $\Delta T_{Im,node.I}$ = 7,194
 $\Delta T_{Im,node.K}$ = 17,68
 $\Delta X_{fordamper,node}$ = 0,07
Dbrine,fordamper = 0,05
EntalpiAM,fordamper,node0 = 264,7
EntalpiAM,fordamper,node10 = 432,5
Fbrine = 0,000352
hAM,fordamper,node.B = 3975
hAM,fordamper,node.D = 3659
hAM,fordamper,node.F = 3318
hAM,fordamper,node.H = 2944
hAM,fordamper,node.J = 2521
hAM,fordamper,node.sh = 1871
hAM,fordamper,node1 = 4052
hAM,fordamper,node2 = 3899
hAM,fordamper,node4 = 3577
hAM,fordamper,node6 = 3229
hAM,fordamper,node8 = 2845
hbrine,fordamper,node.A = 25360
hbrine,fordamper,node.C = 25532
hbrine,fordamper,node.E = 25704
hbrine,fordamper,node.G = 25876
hbrine,fordamper,node.I = 26048
hbrine,fordamper,node.K = 26246
hbrine,fordamper,node0 = 25317
hbrine,fordamper,node10 = 26177
hbrine,fordamper,node3 = 25575
hbrine,fordamper,node5 = 25747
hbrine,fordamper,node7 = 25919
hbrine,fordamper,node9 = 26091
KAM,fordamper,node.sh = 0,01782
KAM,fordamper,node1 = 0,07754
KAM,fordamper,node2 = 0,07091
KAM,fordamper,node4 = 0,05765
KAM,fordamper,node6 = 0,0444
KAM,fordamper,node8 = 0,03114

KAM,fordamper.node9 = 0,02451
Kbrine,fordamper.node.sh = 0,5311
Kbrine,fordamper.node1 = 0,5268
Kbrine,fordamper.node2 = 0,5272
Kbrine,fordamper.node4 = 0,528
Kbrine,fordamper.node6 = 0,5288
Kbrine,fordamper.node8 = 0,5296
Kp,fordamper = 398,6
 μ AM,fordamper.lq = 0,0001047
 μ AM,fordamper.node0 = 0,00007766
 μ AM,fordamper.node10 = 0,00001448
 μ AM,fordamper.node3 = 0,00005871
 μ AM,fordamper.node5 = 0,00004607
 μ AM,fordamper.node7 = 0,00003344
 μ AM,fordamper.node9 = 0,0000208
 μ brine,fordamper.node.sh = 0,001982
 μ brine,fordamper.node1 = 0,002171
 μ brine,fordamper.node2 = 0,002152
 μ brine,fordamper.node4 = 0,002115
 μ brine,fordamper.node6 = 0,002079
 μ brine,fordamper.node8 = 0,002044
 \dot{m} AM,fordamper = 1
n = 0,663
vAM,fordamper.node0 = 1996
vAM,fordamper.node10 = 5385
vAM,fordamper.node3 = 2328
vAM,fordamper.node5 = 2671
vAM,fordamper.node7 = 3222
vAM,fordamper.node9 = 4297
vbrine,fordamper.node0 = 2405
vbrine,fordamper.node10 = 2467
vbrine,fordamper.node3 = 2423
vbrine,fordamper.node5 = 2436
vbrine,fordamper.node7 = 2449
vbrine,fordamper.node9 = 2461
PrAM,fordamper.node.sh = 1,32
PrAM,fordamper.node1 = 1,961
PrAM,fordamper.node2 = 1,899
PrAM,fordamper.node4 = 1,776
PrAM,fordamper.node6 = 1,653
PrAM,fordamper.node8 = 1,53
PrAM,fordamper.vapor = 1,406
Prbrine,fordamper.node0 = 16,8
Prbrine,fordamper.node10 = 15,3
Prbrine,fordamper.node3 = 16,33
Prbrine,fordamper.node5 = 16,02
Prbrine,fordamper.node7 = 15,73
Prbrine,fordamper.node9 = 15,44
Qtot,fordamper = 195
ReAM,fordamper.node0 = 409854
ReAM,fordamper.node10 = 2,198E+06
ReAM,fordamper.node3 = 542173
ReAM,fordamper.node5 = 690869
ReAM,fordamper.node7 = 951949
ReAM,fordamper.node9 = 1,530E+06
Rebrine,fordamper.node0 = 187189
KAM,fordamper.vapor = 0,01788
Kbrine,fordamper.node0 = 0,5264
Kbrine,fordamper.node10 = 0,5304
Kbrine,fordamper.node3 = 0,5276
Kbrine,fordamper.node5 = 0,5284
Kbrine,fordamper.node7 = 0,5292
Kbrine,fordamper.node9 = 0,53
medie\$ = 'R744'
 μ AM,fordamper.node.sh = 0,00001458
 μ AM,fordamper.node1 = 0,00007135
 μ AM,fordamper.node2 = 0,00006503
 μ AM,fordamper.node4 = 0,00005239
 μ AM,fordamper.node6 = 0,00003976
 μ AM,fordamper.node8 = 0,00002712
 μ AM,fordamper.vapor = 0,00001448
 μ brine,fordamper.node0 = 0,00219
 μ brine,fordamper.node10 = 0,00201
 μ brine,fordamper.node3 = 0,002133
 μ brine,fordamper.node5 = 0,002097
 μ brine,fordamper.node7 = 0,002061
 μ brine,fordamper.node9 = 0,002027
 \dot{m} brine = 16,1
vAM,fordamper.node.sh = 5249
vAM,fordamper.node1 = 2090
vAM,fordamper.node2 = 2199
vAM,fordamper.node4 = 2482
vAM,fordamper.node6 = 2910
vAM,fordamper.node8 = 3654
vbrine,fordamper.node.sh = 2478
vbrine,fordamper.node1 = 2411
vbrine,fordamper.node2 = 2417
vbrine,fordamper.node4 = 2430
vbrine,fordamper.node6 = 2442
vbrine,fordamper.node8 = 2455
PrAM,fordamper.lq = 2,287
PrAM,fordamper.node0 = 2,023
PrAM,fordamper.node10 = 1,406
PrAM,fordamper.node3 = 1,838
PrAM,fordamper.node5 = 1,714
PrAM,fordamper.node7 = 1,591
PrAM,fordamper.node9 = 1,468
Prbrine,fordamper.node.sh = 15,08
Prbrine,fordamper.node1 = 16,64
Prbrine,fordamper.node2 = 16,48
Prbrine,fordamper.node4 = 16,17
Prbrine,fordamper.node6 = 15,88
Prbrine,fordamper.node8 = 15,58
PAM.in,fordamper = 3216
ReAM,fordamper.node.sh = 2,183E+06
ReAM,fordamper.node1 = 446149
ReAM,fordamper.node2 = 489496
ReAM,fordamper.node4 = 607555
ReAM,fordamper.node6 = 800663
ReAM,fordamper.node8 = 1,174E+06
Rebrine,fordamper.node.sh = 206761
Rebrine,fordamper.node1 = 188827

Rebrine,fordamper.node10 = 203960
Rebrine,fordamper.node3 = 192129
Rebrine,fordamper.node5 = 195466
Rebrine,fordamper.node7 = 198837
Rebrine,fordamper.node9 = 202244
Tbrine,fordamper.node.sh = 5
Tbrine,fordamper.node1 = 2,258
Tbrine,fordamper.node2 = 2,516
Tbrine,fordamper.node4 = 3,033
Tbrine,fordamper.node6 = 3,549
Tbrine,fordamper.node8 = 4,065
T_p = 1,75
Ufordamper.node.A = 1216
Ufordamper.node.C = 1188
Ufordamper.node.E = 1155
Ufordamper.node.G = 1114
Ufordamper.node.I = 1059
Ufordamper.node.K = 955,9
Xfordamper,node1 = 0,37
Xfordamper,node2 = 0,44
Xfordamper,node4 = 0,58
Xfordamper,node6 = 0,72
Xfordamper,node8 = 0,86

Rebrine,fordamper.node2 = 190474
Rebrine,fordamper.node4 = 193793
Rebrine,fordamper.node6 = 197147
Rebrine,fordamper.node8 = 200536
TAM.in,fordamper = -3
Tbrine,fordamper.node0 = 2
Tbrine,fordamper.node10 = 4,581
Tbrine,fordamper.node3 = 2,774
Tbrine,fordamper.node5 = 3,291
Tbrine,fordamper.node7 = 3,807
Tbrine,fordamper.node9 = 4,323
tp.fordamper = 0,005
Ufordamper.node.B = 1203
Ufordamper.node.D = 1172
Ufordamper.node.F = 1135
Ufordamper.node.H = 1088
Ufordamper.node.J = 1025
Xfordamper,node0 = 0,3
Xfordamper,node10 = 1
Xfordamper,node3 = 0,51
Xfordamper,node5 = 0,65
Xfordamper,node7 = 0,79
Xfordamper,node9 = 0,93

64 potential unit problems were detected.

4.2. Optimization

Any industrial process, whether at the project level or at the operational level, has aspects that can be enhanced. In general, the optimization of an industrial process aims to increase profits and/or minimize costs. Heat exchangers are designed for different applications, so there can be multiple optimization criteria, such as minimum initial and operational costs, minimum volume or area of heat transfer, and minimum weight (important for space applications).

β	Heat transfer			Pressure drop		
	Re	C_h	n	Re	K_p	m
$\leq 30^\circ$	≤ 10	0.718	0.349	≤ 10	50.000	1.000
	> 10	0.348	0.663	10 - 100	19.400	0.589
				> 100	2.990	0.183
45°	< 10	0.718	0.349	< 15	47.000	1.000
	10 - 100	0.400	0.598	15 - 300	18.290	0.652
	> 100	0.300	0.663	> 300	1.441	0.206
50°	< 20	0.630	0.333	< 20	34.000	1.000
	20 - 300	0.291	0.591	20 - 300	11.250	0.631
	> 300	0.130	0.732	> 300	0.772	0.161
60°	< 20	0.562	0.326	< 40	24.000	1.000
	20 - 200	0.306	0.529	40 - 00	3.240	0.457
	> 400	0.108	0.703	> 400	0.760	0.215
$\geq 65^\circ$	< 20	0.562	0.326	< 50	24.000	1.000
	20 - 500	0.331	0.503	50 - 500	2.800	0.451
	> 500	0.087	0.718	> 500	0.639	0.213

Table 3. Constants for the heat transfer and pressure drop calculation in a PHE with chevron plates [14]

The optimization problem is formulated in such a way that the best combination of the parameters of a given PHE minimizes the number of plates. The optimization method used is based on screening [15], where for a given type of plate, the number of thermal plates is the objective function that has to be minimized. In order to avoid impossible or non-optimal solutions, certain inequality constraints are employed. An algorithm has been proposed in a screening method that uses MATLAB for optimization of a PHE, considering the plate type as the optimization variable [16]. For each type of plate, local optimal configurations are found (if they exist) that employ the fewest plates. Comparison of all the local optima then gives a global optimum.

Vedlegg D - Dokumentasjon fra Frydenlund skole



LEVERANSEOMFANG FRYDENLUND SKOLE BERGVARMEPUMPER

Anlegget er levert i henhold til beskrivelse fra Thermoconsult

Gjennomføring av prosjekt

Prosjektet er gjennomført som et samarbeid mellom entreprenører som kan vise til 20 års erfaring med å gjennomføre tilsvarende prosjekter i felleskap

- * Prosjektering, prosjektledelse, dokumentasjon og CE-merking gjennomføres av Kelvin AS. Kelvin AS er et ingeniørselskap som gjennom 24 år har spesialisert seg på salg, prosjektering og prosjektgjennomføring av kuldetekniske leveranser. De siste årene har vi stort sett utelukkende fokusert på anlegg med CO₂ som kuldemedium, både til dagligvare og industriell sektor. I 2016 leverte Kelvin ca 30 nye CO₂ anlegg.
- * Kuldeteknisk montasje og i driftsettelse er tenkt gjennomført av Akershus kjøleservice AS. Akershus kjøleservice AS et kuldeentreprenørfirma med allsidig erfaring fra et utall av forskjellige kuldetekniske anlegg. De har mye erfaring med denne typen anlegg over mange år og har god kapasitet og kunnskap til å realisere dette prosjektet.

Leveransens omfang

Leveransen omfatter 2 stk varmpumper, elektriske styringstavler, materiell og utstyr som beskrevet i mottatte forespørsel og Thermoconsult sitt flytskjema. Alt materiell er ferdig idriftsatt.

Grensesnittet følger beskrivelsen samt flytskjema og går på kald side ved stengeventiler til brønnborrer, samt ved alle tilknytninger og modifiseringer av i varmesystemet, og brønnskrets med brønnpumper, trykkløst og påfylling fram til ventiler ved maskinromsvegg som tegnet med svart på flytskjemaet. Intern elektrisk tilkobling er ikke tatt med.

Leveransen omfatter leveranse og installasjon av utstyr som tilfredsstiller alle gjeldene lover og regler for trykkløst utstyr, samt at det utarbeides FDV og lovpålagt samsvarserklæring, samt CE-merke, på anlegget.

Det monteres gassalarmer med visuell og akustisk varsling i teknisk rom samt nød ventilering av dette.

Anleggsløsning

Dette anlegget er basert på vårt standard transkritiske system med kompressoraggregat og karbondioksid (CO₂) som kuldemedium. Anlegget er tilpasset og skreddersydd tilpasset i henhold til beskrivelse og oppgitte driftssenaorier.

Kapasiteten er fordelt på 2 identiske kompressoraggregat og anlegget skal være bygd for automatisk drift. Det vil ikke være nødvendig med rutinemessig daglig tilsyn i form av kontroll- og inspeksjonsrunder.

Anleggene leveres komplett med støydempende innkapsling.

Styring av anlegget.

Anlegget styres av standard Danfoss regulatorer for å sikre enkelt brukergrensesnitt og funksjon.

Anlegget er optimalisert for mest mulig effektiv drift, og kjøres med flytende topp- og lavtrykk for å være så energioptimalt som mulig og ta opp variasjoner i brønnparken, utetemperatur og tidsstyringen i ventilasjonen.

Energimålere og pumper leveres med Modbus grensesnitt.

Kuldeanlegget leveres med Danfoss styring og kommunikasjon med Danfoss LON.

Følgende materiell er levert av oss:

- * 2 stk varmegpumper med CO₂ som kuldemedium, hver med:
 - o 1 stk varmeveksler for å avgi overskuddsvarme til tappevann
 - o 1 stk varmeveksler for å avgi overskuddsvarme til varmekretsen
 - o Elektriske styringer til maskinene er ferdig montert på aggregatene
- * 2 stk Grundfoss pumper til brønnpark (JP501 og JP502)
 - o Integriert frekvensomformer i pumper med Modbus
 - o 54m³/h mot 30m
 - o Pumpesøyle
- * 1 stk Grundfoss returvannpumpe (JP405)
 - o Integriert frekvensomformer i pumpe med Modbus
 - o 20m³/h mot 20m
- * 1 stk Grundfoss tappevannpumpe (JP403)
 - o Integriert frekvensomformer i pumpe med Modbus
 - o 1,2m³/h mot 8m
- * 1 stk Johnson Controls Modulerende shuntventil SB401
- * 1 stk Kamstrup energimåler 320.001 til DN 80 rør og ca 20m³/h
 - o Modbus kommunikasjon
- * 1 stk Kamstrup energimåler 310.001 DN 25 rør og ca 1,2 m³/h
 - o Modbus kommunikasjon
- * 1 stk Kamstrup energimåler barnehage DN 15 rør og ca 0,86 m³/h
 - o Modbus kommunikasjon
- * 1 stk Ekspansjonskar og påfylling til brønnkrets
- * Diverse ventiler fra flytskjema:
 - o 2 stk DN 20 strupeventiler
 - o 2 stk DN 50 strupeventiler
 - o 2 stk DN 100 strupeventiler
 - o 2 stk DN 20 stengeventiler
 - o 2 stk DN 25 stengeventiler
 - o 2 stk DN 50 stengeventiler
 - o 2 stk DN 100 stengeventiler
 - o 2 stk DN 50 Motorventiler, modulerende
 - o 2 stk DN 100 Motorventiler, modulerende
 - o 3 stk tilbakeslagsventiler (Etylenglykol) med DN 80
- * Etanol til våre rør på kald side
- * Iwmac som beskrevet lengre bak i dette dokumentet

Følgende utstyr er ikke levert av oss:

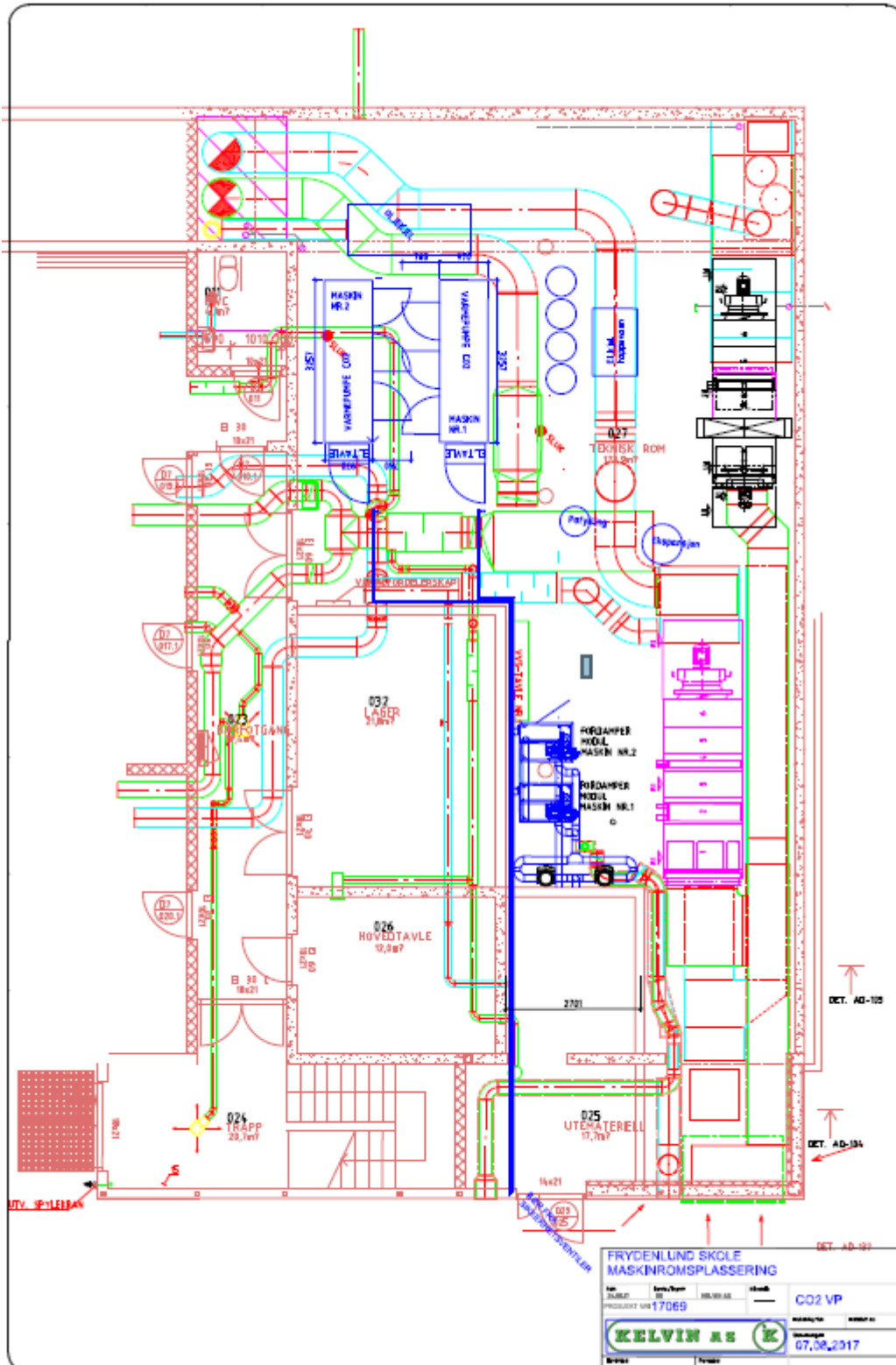
- * Alle elektriske arbeider og materiell til samtlige levert utstyr
- * Elektrisk styreskap og styring av komponenter i varme- og kaldkrets.
- * Eventuelle bygningsmessige arbeider

LEVERANSEOMFANG FRYDENLUND SKOLE BERGVARMEPUMPER



Plassering av utstyr:

Utstyret er plassert som vist under



CO₂ KOMPRESSORAGGREGAT:

Det er levert 2 stk identiske maskiner. Hver med:

- Kompressorer
- Oljevarmere på kompressorer
- Væsketank 130 liter
- Doble sikkerhetsventiler
- Stålrør
- Elektrisk styreskap
- UPS på ventiler
- Oljeutligningssystemer
- Filtre m/utsiftbare innsatser
- HP/LP pressostater
- Danfoss styring.
- Serviceventiler
- Nødvendige avstengingskraner
- Internt koblet alle komponenter på ramme

Følgende tillegg er inkludert i aggregatet:

- * Inverterdrift av 1 stk MT kompressor
- * Heatgassveksler for varmegjenvinning til tappevann
- * Gasskjøler for varmegjenvinning til ventilasjon
- * Styring av varmegjenvinningspumpe(r)

Dimensjonerende stillstandstrykk:

* Sugeseide kompressorer	80	Bar
* Resiver	80	Bar
* Høytrykkside	120	Bar

Mellomtrykkside

* Nominell kuldeytelse	133	kW
* Fordamper	Plateveksler	
* Medium	Etanol / vann	
* Tur- / returtemperatur brønn	4 / 0	°C
* Volumstrøm	28	m ³ /h
* Fordampningstemperatur	-4	°C
* Type kompressorer	Semihermetisk	
* Antall kompressorer	3	Stk
* Resivertrykk (drift)	38	Bar

Høytrykkside

* Nominell varmekapasitet	190	kW
* Gasskjøler	Plateveksler	
* Gasskjølertrykk	85	Bar
* Medium	Vann	
* Tur- / returtemperatur vann	45 / 21	°C
* Volumstrøm	10,9	m ³ /h

Tappevannsvexler

* Nominell varmekapasitet	20	kW
* Veksler	Plateveksler	
* Gasskjølertrykk	85	Bar
* Medium	Vann	
* Tur- / returtemperatur vann	65 / 50	°C

Energiforbruk

* Spenning	400	V
* Effekt (Max running)	56,8	kW

Lyddata

* Uten lydskabinett	79	dB(A)@1m
* Med lydskabinett	44	dB(A)@10m

Ytelser i designpunk (30/45°C - 4/0°C)

- * Varmeytelse 190,0 kW
- * Effektilførsel 56,8 kW

Nattdrift ved lave utetemperaturer (35/60°C - 4/0°C)

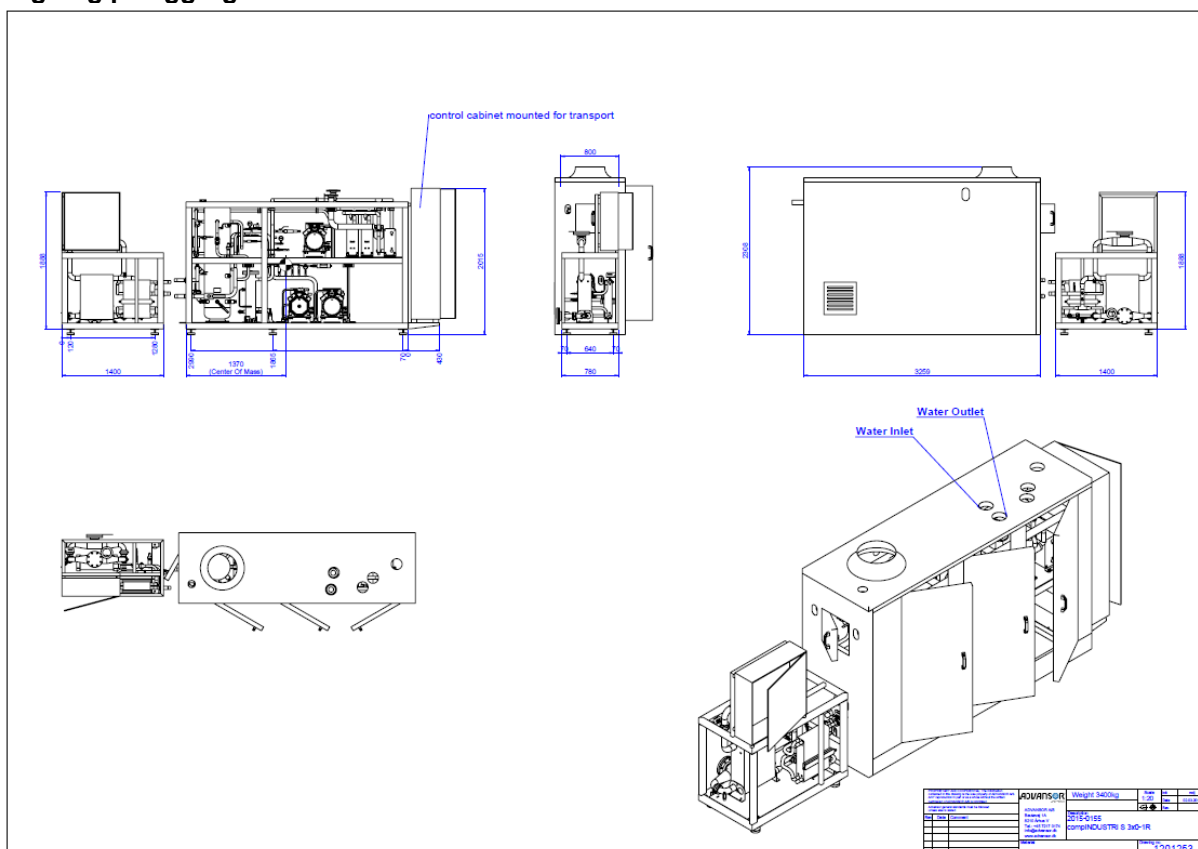
- * Varmeytelse 182,8 kW
- * Effektilførsel 64 kW

Effektforbruk på delast 30/45°C - 4/0°C:

Varmeytelse		Effektforbruk	
kW	% av total	kW	COP _{varme}
190,9	100 %	56,8	3,36
175	92 %	52,3	3,35
150	79 %	45	3,33
125	65 %	37,3	3,35
100	52 %	30	3,33
75	39 %	22,7	3,30
50	26 %	15	3,33
27	14 %	8,2	3,29

For komplett oversikt og mer informasjon, vennligst se vedlegg

Tegning på aggregat



Rørsystem

CO ₂ :	Alle rør til CO ₂ anlegget er komplett ferdig i aggregatene, tilknytning til isvannsvexsler er gjort i maskinrommet
Varm side:	Nødvendige rør og deler til tilpasning som vist på flytskjema er inkludert
Kald side:	Rør og nødvendige deler til å knytte seg til kraner på brønnparken i maskinrommet er inkludert
Sikkerhetsventiler:	Rør fra sikkerhetsventiler trekkes til friluft, i nærheten av der hvor ventilering er i dag.

Materialer

- * Rør til CO₂ anleggenes varmeopptak er utført i CU K65.
- * Rør til varmside leveres i tilsvarende materiale og utføres som er på bygget i dag.
- * Rør til kald side utføres i sveisete rustfrie AISI 304 rør

Designtrykk

Rørsystemet designes og monteres for følgende trykk:

- | | |
|-----------------------|--------|
| * CO ₂ rør | 80 Bar |
| * Kald side | 10 Bar |
| * Varm side | 10 Bar |

Isolering

- * CO₂ rør isoleres med cellegummiisolasjon
- * Varme og kalde rør isoleres hensiktsmessig og i tilsvarende utførelse som er på bygget i dag

Mengder

Vi har basert oss på føringsrør oppgitte på befaring og vedlagte tegning.

- * Rør kald side som vist på tegning
- * Rør varm side som vist på tegning
- * Rør fra sikkerhetsventiler 20 meter

Support og klamring

Hovedrør klamres og festes ihht til Norsk Kuldenorm og NS 378.

Automatikk varmepumper

Kompressoraggregatene er utstyrt med egen automatikk som styrer alle reguleringsfunksjoner og sikkerhetsfunksjoner i aggregatet. Det leveres med Danfoss Gateway AK-SM 720

Automatikk varm og kald krets

Vi har ikke med noe form for styringer her, siden det i forespørsel er beskrevet at dette leveres av annen entreprenør.

CO₂ alarm og nød ventilering av maskinrom

Det monteres CO₂ gassalarm i teknisk rom og eksisterende kanalnett tilpasses så det kan benyttes som nødventilering. Det leveres ny avtrekksvifte.

Elektriske arbeider

Det er ikke medtatt elektriske arbeider eller materiell.
Vi leverer underlag til elektriker.

Trafo

Maskinene vi leverer er bygd for 400V tilførsel. Vi har ikke inkludert trafo eller annet utstyr til dette.

Overvåkingssystem, logging iht. IKmat og alarmhåndtering

Det leveres et komplett overvåkingssystem for pålogging eksternt over internett, alarmer sendes til SMS, IK-mat rapportering m.m.

Det består av en stk PC med IWMAC Gateway komplett med 17" flatskjerm, tastatur og mus, og benyttes som egen dedikert lokal PC med UPS for bare dette systemet.

Omfang lwmac

lwmac SD anlegg er inkludert følgende:

- * 2 stk varmepumper leses
- * PC med mus, tastatur og skjerm
- * UPS
- * 2 stk systembilder tegnes
- * Videresende 20 parameter til eksternt system på Modbus

Driftsavtale

Drifts og supportavtale er inngått direkte med lwmac og er ikke inkludert i tilbudet.

CE Merking

I henhold til krav fra Norske myndigheter skal kuldeanlegget samsvarserklæres og CE merkes. Alle utgifter vedrørende CE merking er inkludert i tilbudet.

Kelvin arbeider etter gjeldende lovpålagt "Forskrift om trykkpåsatt utstyr / PED 97/23 og Europeisk standard EN 378" Vi er sertifisert av CE 0435/ Teknologisk Institutt etter modul H1.

Beskrivelse

Rørsystem til køleanlæg i stål P235GH og/eller K65 CU konstrueret i overensstemmelse med direktiv nr. 06/42/EF + 2014/68/EU..

Procedure for overensstemmelsesvurdering:
 Fremstillingsnom: EN 13480 / EN378
 Klassificering af enhed: Trykudstyrsdirektiv 2014/68/EU, artikel 13

Klassificeret for kølemiddel i gruppe II: CO2
 Kølemiddelfylning: 190 kg

Designbetingelser:
 Tilføjede temperaturer: -50 – 150°C

Designtryk:
 Køl/frost (sugeside): 0
 Køl/frost (trykside): 120/60 bar
 Receiver: 80 bar
 Prøvetryk: 66 / 88 / 132 bar (nitrogen eller luft)

Lækagetest i henhold til Advansor ISO 9001 procedure: P_09_04.

Rør:
 Materiale: P235GH, EN10216-2, K65 CU
 I henhold til konstruktionsplan: TI-11.00.1/ TI-13.00.1/ TI-14.00.1

Bundramme: Stål

Bøjninger, reduktioner, endebrunde, T-stykker:
 Materiale: P235GH, EN10216-2, K65 CU.
 I henhold til konstruktionsplan: TI-11.00.1/ TI-13.00.1/ TI-14.00.1

Isvejsninger:
 Gennemføres i overensstemmelse med beskrivelse, beregninger og dokumentation beskrevet i afsnit 4 i dokumentationen til fremstillingsgodkendelse.
 "IS" = isvejsning
 "HF" = Hydraulik fittings

Materiale certifikater:
 Materialecertifikat EN 10204 Type 3.1.B
 Krav til materialer: 2014/68/EU, Bilag I, 4. afsnit
 CU nr: DIN 17671.
 Tilsatmatr.: DIN 8513.

Sammenføjning:
 Kølemiddelsystem: Svejsning
 Oliesystem: Gevind og klemninge

Krav til lodninger:
 Indpasninger efter 2014/68/EU Bilag I, 3. afsnit
 Loddeprocedure: EN 13134:2000.

Krav til svejsninger:
 Indpasninger efter 2014/68/EU, artikel 14 stk. 6
 Svejsprocedure: EN 15609-1, EN 15614-1
 Svejscertificering: EN 287-1, EN 9606-1

Understøtning af rør:
 I henhold til EN-378-2, afsnit 6

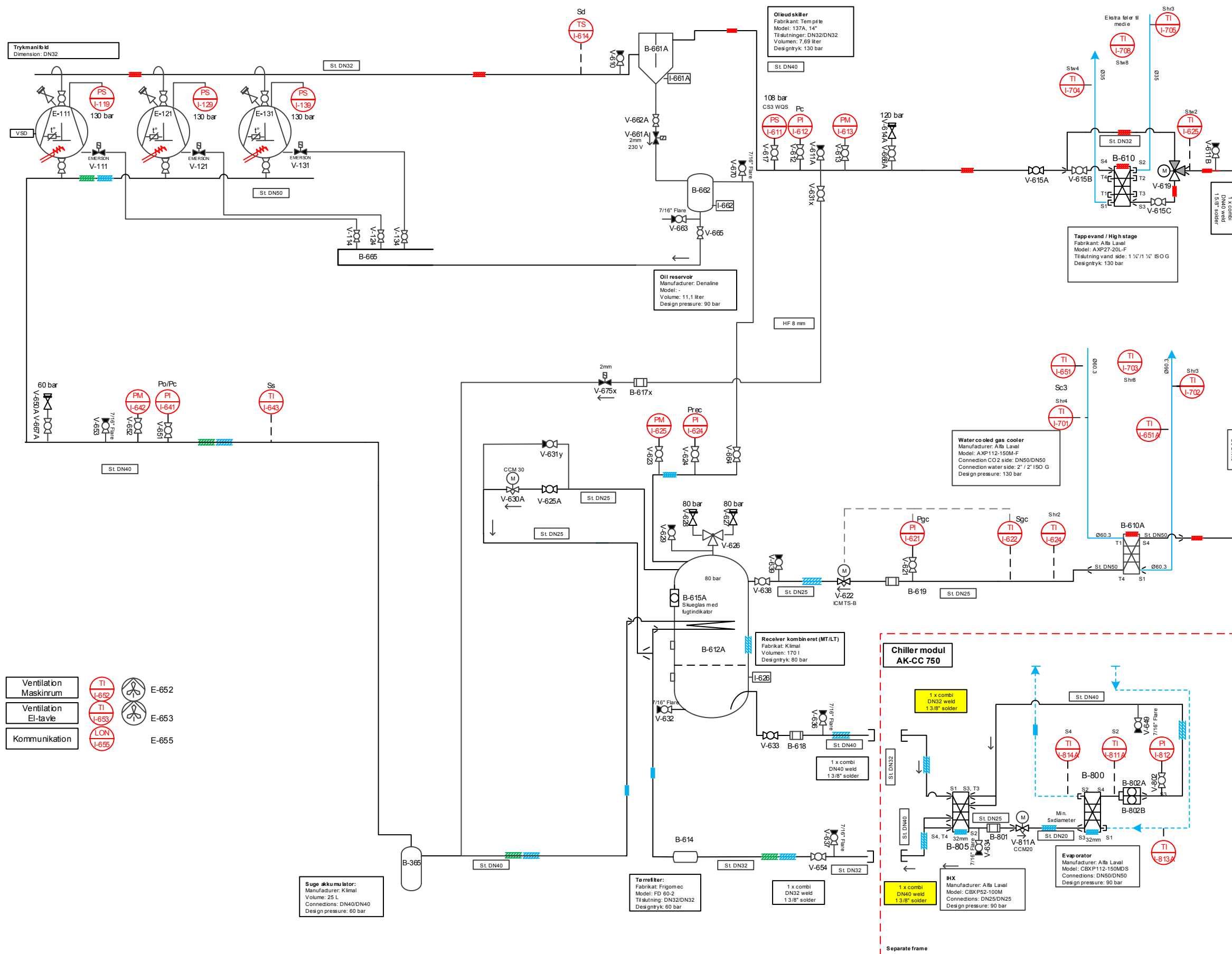
Isolering (kolde komponenter):
 Beholdere: Kaiflex eller lignende
 Rør: Kaiflex eller lignende

Overfladebehandling:
 Rør/ beholdere: One Coat, PPG Selemix 7-535, Glans 50 Ral 7032.
 Ramme: One Coat, PPG Selemix 7-535, Glans 50 Ral 7032.

CU: Ingen.

ADVANSOR A/S Bautavej 1A
8210 Aarhus V
Denmark

Model	compSUPER S 3x0-1R			
Projekt Nr.	2017-0483			
Projekt Navn	Frydenlund Skole VP 1			
Tegnings Nr.	Init.	Preliminary version	Revision	Dato
80.0046	NAP	-	Rev.4	17-07-2017
	NAP	-	Rev.5	14-08-2017
	NAP	-	Rev. 6	14-08-2017
	NAP	-	Rev.7	16-08-2017



- Ventilation Maskinrum (TI I-652) E-652
- Ventilation El-tavle (TI I-653) E-653
- Kommunikation (LON I-655) E-655

Suge akkumulatør:
 Fabrikat: Klimal
 Volumen: 25 L
 Connections: DN40/DN40
 Design pressure: 60 bar

Tørrefilter:
 Fabrikat: Frigomec
 Model: FD 60-2
 Tilslutning: DN32/DN32
 Designtryk: 60 bar

Nomenklatur	Nomenklatur
NO ball valve	P: tryk (S: Sikkerhedsstyr, I: Instrument, M: mekanisk inst)
NC ball valve	T: Temperatur (S: Sikkerhedsstyr, I: Instrument, M: mekanisk inst)
NO solenoid	F: Flow
NC solenoid	G: Gasconcentration
Isolering	Komponenter:
DENS O	A-X-Y-Z:
Kold overflade	A: E: Elektrisk komponent B: Beholder V: Ventil
Varm overflade	X: nr. på modul Y: nr. på kompressor Z: nr. på komponent
	E-111: 1. modul, 1. kompressor, komponent nr. 1
	A-1xx>A-5xx: CO2-modul
	A-6xx: Anlægsniveau, CO2-siden
	A-7xx: Anlægsniveau, Vartsiden

All rights reserved:
 No part of this information or design of drawings may be reproduced, without the prior written permission of Advansor A/S

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Andeltappevann = 0,1

Afordamper,node.C = 0,00236

Afordamper,node.F = 0,001952

Afordamper,node.I = 0,001697

Agasskjøler1,node.A = 0,0000484

Agasskjøler1,node.D = 0,0000423

Agasskjøler1,node.G = 0,00003763

Agasskjøler1,node.J = 0,00003395

Agasskjøler2,node.C = 0,0008657

Agasskjøler2,node.F = 0,001797

Agasskjøler2,node.I = 0,001814

Atot,gasskjøler1 = 0,4036

COP = 3,63

Cpbrine,fordamper,node1 = 4,037

Cpbrine,fordamper,node3 = 4,038

Cpbrine,fordamper,node6 = 4,038

Cpbrine,fordamper,node9 = 4,038

Cpvann,gasskjøler1,node10 = 4,181

Cpvann,gasskjøler1,node4 = 4,182

Cpvann,gasskjøler1,node7 = 4,181

Cpvann,gasskjøler2,node0 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node2 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node5 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node8 = 4,183

 Δ Entalpi_{gasskjøler1,node} = 0,1914 Δ Q_{brine,fordamper,node} = 16,51 Δ Q_{CO2,fordamper.sh} = 4,914 Δ Q_{vann,gasskjøler1,node} = 2,346 Δ T_{brine,node.sh.til.0} = 4 Δ T_{Im,gasskjøler1,node.B} = 36,25 Δ T_{Im,gasskjøler1,node.E} = 41,45 Δ T_{Im,gasskjøler1,node.H} = 46,65 Δ T_{Im,gasskjøler2,node.A} = 48,04 Δ T_{Im,gasskjøler2,node.D} = 15,93 Δ T_{Im,gasskjøler2,node.G} = 7,707 Δ T_{Im,gasskjøler2,node.J} = 6,202 Δ T_{Im,node.C} = 4,969 Δ T_{Im,node.F} = 6,134 Δ T_{Im,node.I} = 7,3 Δ T_{sh} = 3

DCO2,fordamper = 0,023

Afordamper,node.A = 0,002769

Afordamper,node.D = 0,002202

Afordamper,node.G = 0,001853

Afordamper,node.J = 0,001638

Agasskjøler1,node.B = 0,00004617

Agasskjøler1,node.E = 0,00004061

Agasskjøler1,node.H = 0,00003631

Agasskjøler2,node.A = 0,000473

Agasskjøler2,node.D = 0,001197

Agasskjøler2,node.G = 0,001769

Agasskjøler2,node.J = 0,002541

Atot,gasskjøler2 = 14,35

Cpbrine,fordamper,node.sh = 4,038

Cpbrine,fordamper,node10 = 4,038

Cpbrine,fordamper,node4 = 4,038

Cpbrine,fordamper,node7 = 4,038

Cpvann,gasskjøler1,node0 = 4,184

Cpvann,gasskjøler1,node2 = 4,183

Cpvann,gasskjøler1,node5 = 4,181

Cpvann,gasskjøler1,node8 = 4,181

Cpvann,gasskjøler2,node1 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node3 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node6 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node9 = 4,183

 Δ Entalpi_{gasskjøler2,node} = 23,27 Δ Q_{brine,node.sh} = 4,914 Δ Q_{CO2,gasskjøler1,node} = 2,346 Δ Q_{vann,gasskjøler2,node} = 21,12 Δ T_{internveksler.hp} = 3 Δ T_{Im,gasskjøler1,node.C} = 37,99 Δ T_{Im,gasskjøler1,node.F} = 43,19 Δ T_{Im,gasskjøler1,node.I} = 48,39 Δ T_{Im,gasskjøler2,node.B} = 34,89 Δ T_{Im,gasskjøler2,node.E} = 10,81 Δ T_{Im,gasskjøler2,node.H} = 7,928 Δ T_{Im,node.A} = 4,191 Δ T_{Im,node.D} = 5,357 Δ T_{Im,node.G} = 6,523 Δ T_{Im,node.J} = 7,689 Δ X_{fordamper,node} = 0,06806

DCO2,gasskjøler1 = 0,03

Afordamper,node.B = 0,002546

Afordamper,node.E = 0,002067

Afordamper,node.H = 0,001768

Afordamper,node.K = 0,002196

Agasskjøler1,node.C = 0,00004414

Agasskjøler1,node.F = 0,00003905

Agasskjøler1,node.I = 0,00003508

Agasskjøler2,node.B = 0,0006305

Agasskjøler2,node.E = 0,001571

Agasskjøler2,node.H = 0,001687

Atot,fordamper = 23,05

Brinekonsentrasjon = 10

Cpbrine,fordamper,node0 = 4,037

Cpbrine,fordamper,node2 = 4,038

Cpbrine,fordamper,node5 = 4,038

Cpbrine,fordamper,node8 = 4,038

Cpvann,gasskjøler1,node1 = 4,183

Cpvann,gasskjøler1,node3 = 4,182

Cpvann,gasskjøler1,node6 = 4,181

Cpvann,gasskjøler1,node9 = 4,181

Cpvann,gasskjøler2,node10 = 4,183

Cpvann,gasskjøler2,node4 = 4,182

Cpvann,gasskjøler2,node7 = 4,183

C_h = 0,3 Δ Entalpi_{internveksler} = 11,7 Δ Q_{CO2,fordamper,node} = 16,51 Δ Q_{CO2,gasskjøler2,node} = 21,12 Δ T_{brine} = 4 Δ T_{Im,gasskjøler1,node.A} = 34,52 Δ T_{Im,gasskjøler1,node.D} = 39,72 Δ T_{Im,gasskjøler1,node.G} = 44,92 Δ T_{Im,gasskjøler1,node.J} = 50,12 Δ T_{Im,gasskjøler2,node.C} = 24,02 Δ T_{Im,gasskjøler2,node.F} = 8,336 Δ T_{Im,gasskjøler2,node.I} = 7,848 Δ T_{Im,node.B} = 4,58 Δ T_{Im,node.E} = 5,746 Δ T_{Im,node.H} = 6,912 Δ T_{Im,node.K} = 6,333

Dbrine,fordamper = 0,056

DCO2,gasskjøler2 = 0,056

Dvann,gasskjøler1 = 0,03

EntalpiCO2,fordamper.node.sh = 437,9

EntalpiCO2,fordamper.node10 = 432,9

EntalpiCO2,gasskjøler1.node10 = 512,3

EntalpiCO2,gasskjøler1.node4 = 513,4

EntalpiCO2,gasskjøler1.node7 = 512,9

EntalpiCO2,gasskjøler2.node0 = 512,3

EntalpiCO2,gasskjøler2.node2 = 465,7

EntalpiCO2,gasskjøler2.node5 = 395,9

EntalpiCO2,gasskjøler2.node8 = 326,1

Entalpiinternvekser.hp.ut = 267,9

Fbrine = 0,000352

Fvann,gasskjøler2 = 0,000175

hbrine,fordamper.node.C = 15608

hbrine,fordamper.node.F = 15850

hbrine,fordamper.node.I = 16092

hbrine,fordamper.node.sh = 16238

hbrine,fordamper.node10 = 16214

hbrine,fordamper.node4 = 15729

hbrine,fordamper.node7 = 15971

hCO2,fordamper.node.A = 10224

hCO2,fordamper.node.D = 9064

hCO2,fordamper.node.G = 7765

hCO2,fordamper.node.J = 6232

hCO2,fordamper.node0 = 10408

hCO2,fordamper.node2 = 9659

hCO2,fordamper.node5 = 8439

hCO2,fordamper.node8 = 7040

hCO2,gasskjøler1.node.B = 4406

hCO2,gasskjøler1.node.E = 4409

hCO2,gasskjøler1.node.H = 4412

hCO2,gasskjøler1.node0 = 4405

hCO2,gasskjøler1.node2 = 4407

hCO2,gasskjøler1.node5 = 4410

hCO2,gasskjøler1.node8 = 4413

hCO2,gasskjøler2.node.B = 1692

hCO2,gasskjøler2.node.E = 2856

hCO2,gasskjøler2.node.H = 5714

hCO2,gasskjøler2.node0 = 1564

hCO2,gasskjøler2.node2 = 1756

hCO2,gasskjøler2.node5 = 3265

hCO2,gasskjøler2.node8 = 5435

Dvann,gasskjøler2 = 0,056

EntalpiCO2,fordamper.node0 = 267,9

EntalpiCO2,gasskjøler1.node0 = 514,2

EntalpiCO2,gasskjøler1.node2 = 513,8

EntalpiCO2,gasskjøler1.node5 = 513,2

EntalpiCO2,gasskjøler1.node8 = 512,7

EntalpiCO2,gasskjøler2.node1 = 489

EntalpiCO2,gasskjøler2.node3 = 442,5

EntalpiCO2,gasskjøler2.node6 = 372,6

EntalpiCO2,gasskjøler2.node9 = 302,8

Entalpiinternvekser.lp.ut = 449,6

FCO2 = 0,000176

hbrine,fordamper.node.A = 15446

hbrine,fordamper.node.D = 15688

hbrine,fordamper.node.G = 15931

hbrine,fordamper.node.J = 16173

hbrine,fordamper.node0 = 15406

hbrine,fordamper.node2 = 15567

hbrine,fordamper.node5 = 15809

hbrine,fordamper.node8 = 16052

hCO2,fordamper.node.B = 9849

hCO2,fordamper.node.E = 8650

hCO2,fordamper.node.H = 7287

hCO2,fordamper.node.K = 4164

hCO2,fordamper.node1 = 10039

hCO2,fordamper.node3 = 9267

hCO2,fordamper.node6 = 7998

hCO2,fordamper.node9 = 6514

hCO2,gasskjøler1.node.C = 4407

hCO2,gasskjøler1.node.F = 4410

hCO2,gasskjøler1.node.I = 4413

hCO2,gasskjøler1.node1 = 4406

hCO2,gasskjøler1.node3 = 4408

hCO2,gasskjøler1.node6 = 4411

hCO2,gasskjøler1.node9 = 4414

hCO2,gasskjøler2.node.C = 1877

hCO2,gasskjøler2.node.F = 3939

hCO2,gasskjøler2.node.I = 4664

hCO2,gasskjøler2.node1 = 1628

hCO2,gasskjøler2.node3 = 1997

hCO2,gasskjøler2.node6 = 4613

hCO2,gasskjøler2.node9 = 3894

EntalpiCO2,a.hp = 514,2

EntalpiCO2,fordamper.node1 = 284,4

EntalpiCO2,gasskjøler1.node1 = 514

EntalpiCO2,gasskjøler1.node3 = 513,6

EntalpiCO2,gasskjøler1.node6 = 513

EntalpiCO2,gasskjøler1.node9 = 512,5

EntalpiCO2,gasskjøler2.node10 = 279,6

EntalpiCO2,gasskjøler2.node4 = 419,2

EntalpiCO2,gasskjøler2.node7 = 349,4

EntalpiCO2.isen.hp = 494,8

ηisen,comp = 0,7

Fvann,gasskjøler1 = 0,000176

hbrine,fordamper.node.B = 15527

hbrine,fordamper.node.E = 15769

hbrine,fordamper.node.H = 16011

hbrine,fordamper.node.K = 16226

hbrine,fordamper.node1 = 15487

hbrine,fordamper.node3 = 15648

hbrine,fordamper.node6 = 15890

hbrine,fordamper.node9 = 16133

hCO2,fordamper.node.C = 9463

hCO2,fordamper.node.F = 8218

hCO2,fordamper.node.I = 6777

hCO2,fordamper.node.sh = 2378

hCO2,fordamper.node10 = 5950

hCO2,fordamper.node4 = 8861

hCO2,fordamper.node7 = 7533

hCO2,gasskjøler1.node.A = 4405

hCO2,gasskjøler1.node.D = 4408

hCO2,gasskjøler1.node.G = 4411

hCO2,gasskjøler1.node.J = 4414

hCO2,gasskjøler1.node10 = 4415

hCO2,gasskjøler1.node4 = 4409

hCO2,gasskjøler1.node7 = 4412

hCO2,gasskjøler2.node.A = 1596

hCO2,gasskjøler2.node.D = 2222

hCO2,gasskjøler2.node.G = 5303

hCO2,gasskjøler2.node.J = 3508

hCO2,gasskjøler2.node10 = 3122

hCO2,gasskjøler2.node4 = 2447

hCO2,gasskjøler2.node7 = 5993

hvann,gasskjøler1.node.A = 8306

hvann,gasskjøler1.node.B = 8217
hvann,gasskjøler1.node.E = 7944
hvann,gasskjøler1.node.H = 7661
hvann,gasskjøler1.node0 = 8351
hvann,gasskjøler1.node2 = 8172
hvann,gasskjøler1.node5 = 7897
hvann,gasskjøler1.node8 = 7614
hvann,gasskjøler2.node.B = 11485
hvann,gasskjøler2.node.E = 11030
hvann,gasskjøler2.node.H = 10563
hvann,gasskjøler2.node0 = 11708
hvann,gasskjøler2.node2 = 11410
hvann,gasskjøler2.node5 = 10953
hvann,gasskjøler2.node8 = 10485
Kbrine,fordamper.node0 = 0,5233
Kbrine,fordamper.node2 = 0,5245
Kbrine,fordamper.node5 = 0,5263
Kbrine,fordamper.node8 = 0,5282
KCO2,fordamper.node.sh = 0,01757
KCO2,fordamper.node10 = 0,01761
KCO2,fordamper.node4 = 0,05691
KCO2,fordamper.node7 = 0,03726
KCO2,fordamper.vapor = 0,01761
KCO2,gasskjøler1.node10 = 0,02881
KCO2,gasskjøler1.node4 = 0,02883
KCO2,gasskjøler1.node7 = 0,02882
KCO2,gasskjøler2.node0 = 0,02881
KCO2,gasskjøler2.node2 = 0,02975
KCO2,gasskjøler2.node5 = 0,04637
KCO2,gasskjøler2.node8 = 0,07723
Kp,gasskjøler1 = 393,5
Kvann,gasskjøler1.node1 = 0,6439
Kvann,gasskjøler1.node3 = 0,6405
Kvann,gasskjøler1.node6 = 0,6348
Kvann,gasskjøler1.node9 = 0,6284
Kvann,gasskjøler2.node10 = 0,5948
Kvann,gasskjøler2.node4 = 0,6109
Kvann,gasskjøler2.node7 = 0,6031
μbrine,fordamper.node.sh = 0,002048
μbrine,fordamper.node10 = 0,002056
μbrine,fordamper.node4 = 0,002223
μbrine,fordamper.node7 = 0,002137
hvann,gasskjøler1.node.C = 8127
hvann,gasskjøler1.node.F = 7851
hvann,gasskjøler1.node.I = 7565
hvann,gasskjøler1.node1 = 8262
hvann,gasskjøler1.node3 = 8082
hvann,gasskjøler1.node6 = 7804
hvann,gasskjøler1.node9 = 7517
hvann,gasskjøler2.node.C = 11335
hvann,gasskjøler2.node.F = 10876
hvann,gasskjøler2.node.I = 10405
hvann,gasskjøler2.node1 = 11560
hvann,gasskjøler2.node3 = 11259
hvann,gasskjøler2.node6 = 10799
hvann,gasskjøler2.node9 = 10326
Kbrine,fordamper.node1 = 0,5239
Kbrine,fordamper.node3 = 0,5251
Kbrine,fordamper.node6 = 0,5269
Kbrine,fordamper.node9 = 0,5288
KCO2,fordamper.node0 = 0,08311
KCO2,fordamper.node2 = 0,07001
KCO2,fordamper.node5 = 0,05036
KCO2,fordamper.node8 = 0,03071
KCO2,gasskjøler1.node0 = 0,02884
KCO2,gasskjøler1.node2 = 0,02884
KCO2,gasskjøler1.node5 = 0,02883
KCO2,gasskjøler1.node8 = 0,02882
KCO2,gasskjøler2.node1 = 0,02882
KCO2,gasskjøler2.node3 = 0,03227
KCO2,gasskjøler2.node6 = 0,05998
KCO2,gasskjøler2.node9 = 0,07459
Kp,gasskjøler2 = 395
Kvann,gasskjøler1.node10 = 0,6261
Kvann,gasskjøler1.node4 = 0,6387
Kvann,gasskjøler1.node7 = 0,6327
Kvann,gasskjøler2.node0 = 0,6204
Kvann,gasskjøler2.node2 = 0,6158
Kvann,gasskjøler2.node5 = 0,6084
Kvann,gasskjøler2.node8 = 0,6004
μbrine,fordamper.node0 = 0,002345
μbrine,fordamper.node2 = 0,002283
μbrine,fordamper.node5 = 0,002194
μbrine,fordamper.node8 = 0,00211
hvann,gasskjøler1.node.D = 8036
hvann,gasskjøler1.node.G = 7756
hvann,gasskjøler1.node.J = 7468
hvann,gasskjøler1.node10 = 7419
hvann,gasskjøler1.node4 = 7990
hvann,gasskjøler1.node7 = 7709
hvann,gasskjøler2.node.A = 11634
hvann,gasskjøler2.node.D = 11183
hvann,gasskjøler2.node.G = 10720
hvann,gasskjøler2.node.J = 10246
hvann,gasskjøler2.node10 = 10166
hvann,gasskjøler2.node4 = 11107
hvann,gasskjøler2.node7 = 10642
Kbrine,fordamper.node.sh = 0,5295
Kbrine,fordamper.node10 = 0,5294
Kbrine,fordamper.node4 = 0,5257
Kbrine,fordamper.node7 = 0,5276
KCO2,fordamper.lq = 0,1138
KCO2,fordamper.node1 = 0,07656
KCO2,fordamper.node3 = 0,06346
KCO2,fordamper.node6 = 0,04381
KCO2,fordamper.node9 = 0,02416
KCO2,gasskjøler1.node1 = 0,02884
KCO2,gasskjøler1.node3 = 0,02883
KCO2,gasskjøler1.node6 = 0,02883
KCO2,gasskjøler1.node9 = 0,02882
KCO2,gasskjøler2.node10 = 0,07814
KCO2,gasskjøler2.node4 = 0,03738
KCO2,gasskjøler2.node7 = 0,07419
Kp,fordamper = 398,7
Kvann,gasskjøler1.node0 = 0,6456
Kvann,gasskjøler1.node2 = 0,6422
Kvann,gasskjøler1.node5 = 0,6367
Kvann,gasskjøler1.node8 = 0,6306
Kvann,gasskjøler2.node1 = 0,6181
Kvann,gasskjøler2.node3 = 0,6134
Kvann,gasskjøler2.node6 = 0,6058
Kvann,gasskjøler2.node9 = 0,5977
μbrine,fordamper.node1 = 0,002314
μbrine,fordamper.node3 = 0,002253
μbrine,fordamper.node6 = 0,002165
μbrine,fordamper.node9 = 0,002083

```

μCO2,fordamper.lq = 0,0001066
μCO2,fordamper.node1 = 0,00007086
μCO2,fordamper.node3 = 0,00005831
μCO2,fordamper.node6 = 0,00003948
μCO2,fordamper.node9 = 0,00002066
μCO2,gasskjøler1.node1 = 0,00002073
μCO2,gasskjøler1.node3 = 0,00002073
μCO2,gasskjøler1.node6 = 0,00002072
μCO2,gasskjøler1.node9 = 0,00002071
μCO2,gasskjøler2.node10 = 0,00005934
μCO2,gasskjøler2.node4 = 0,00002198
μCO2,gasskjøler2.node7 = 0,00003195
μvann,gasskjøler1.node0 = 0,0004335
μvann,gasskjøler1.node2 = 0,0004579
μvann,gasskjøler1.node5 = 0,0004991
μvann,gasskjøler1.node8 = 0,0005468
μvann,gasskjøler2.node1 = 0,0006515
μvann,gasskjøler2.node3 = 0,0006948
μvann,gasskjøler2.node6 = 0,0007692
μvann,gasskjøler2.node9 = 0,0008574
ṁCO2,fordamper = 1
n = 0,663
vbrine,fordamper.node1 = 1655
vbrine,fordamper.node3 = 1669
vbrine,fordamper.node6 = 1689
vbrine,fordamper.node9 = 1709
vCO2,fordamper.node1 = 3016
vCO2,fordamper.node3 = 3359
vCO2,fordamper.node6 = 4199
vCO2,fordamper.node9 = 6202
vCO2,gasskjøler1.node10 = 4597
vCO2,gasskjøler1.node4 = 4588
vCO2,gasskjøler1.node7 = 4592
vCO2,gasskjøler2.node0 = 3039
vCO2,gasskjøler2.node2 = 3305
vCO2,gasskjøler2.node5 = 3943
vCO2,gasskjøler2.node8 = 3941
vvann,gasskjøler1.node1 = 384,9
vvann,gasskjøler1.node3 = 378,5
vvann,gasskjøler1.node6 = 368,8
vvann,gasskjøler1.node9 = 358,9
vvann,gasskjøler2.node10 = 957

μCO2,fordamper.node.sh = 0,00001449
μCO2,fordamper.node10 = 0,00001439
μCO2,fordamper.node4 = 0,00005203
μCO2,fordamper.node7 = 0,00003321
μCO2,fordamper.vapor = 0,00001439
μCO2,gasskjøler1.node10 = 0,00002071
μCO2,gasskjøler1.node4 = 0,00002072
μCO2,gasskjøler1.node7 = 0,00002071
μCO2,gasskjøler2.node0 = 0,00002071
μCO2,gasskjøler2.node2 = 0,00002049
μCO2,gasskjøler2.node5 = 0,00002391
μCO2,gasskjøler2.node8 = 0,00003908
μvann,gasskjøler1.node1 = 0,0004454
μvann,gasskjøler1.node3 = 0,000471
μvann,gasskjøler1.node6 = 0,0005142
μvann,gasskjøler1.node9 = 0,0005644
μvann,gasskjøler2.node10 = 0,0008905
μvann,gasskjøler2.node4 = 0,0007182
μvann,gasskjøler2.node7 = 0,0007969
ṁbrine = 10,53
ṁvann,gasskjøler1 = 0,3
vbrine,fordamper.node.sh = 1717
vbrine,fordamper.node10 = 1715
vbrine,fordamper.node4 = 1675
vbrine,fordamper.node7 = 1695
vCO2,fordamper.node.sh = 7580
vCO2,fordamper.node10 = 7773
vCO2,fordamper.node4 = 3582
vCO2,fordamper.node7 = 4651
vCO2,gasskjøler1.node0 = 4582
vCO2,gasskjøler1.node2 = 4585
vCO2,gasskjøler1.node5 = 4589
vCO2,gasskjøler1.node8 = 4594
vCO2,gasskjøler2.node1 = 3165
vCO2,gasskjøler2.node3 = 3466
vCO2,gasskjøler2.node6 = 4307
vCO2,gasskjøler2.node9 = 2923
vvann,gasskjøler1.node10 = 355,5
vvann,gasskjøler1.node4 = 375,3
vvann,gasskjøler1.node7 = 365,5
vvann,gasskjøler2.node0 = 1057
vvann,gasskjøler2.node2 = 1038

μCO2,fordamper.node0 = 0,00007713
μCO2,fordamper.node2 = 0,00006458
μCO2,fordamper.node5 = 0,00004576
μCO2,fordamper.node8 = 0,00002694
μCO2,gasskjøler1.node0 = 0,00002074
μCO2,gasskjøler1.node2 = 0,00002073
μCO2,gasskjøler1.node5 = 0,00002072
μCO2,gasskjøler1.node8 = 0,00002071
μCO2,gasskjøler2.node1 = 0,00002046
μCO2,gasskjøler2.node3 = 0,00002093
μCO2,gasskjøler2.node6 = 0,00002708
μCO2,gasskjøler2.node9 = 0,00004848
μvann,gasskjøler1.node10 = 0,0005829
μvann,gasskjøler1.node4 = 0,0004847
μvann,gasskjøler1.node7 = 0,0005301
μvann,gasskjøler2.node0 = 0,0006314
μvann,gasskjøler2.node2 = 0,0006726
μvann,gasskjøler2.node5 = 0,000743
μvann,gasskjøler2.node8 = 0,0008262
ṁCO2 = 1
ṁvann,gasskjøler2 = 3
vbrine,fordamper.node0 = 1649
vbrine,fordamper.node2 = 1662
vbrine,fordamper.node5 = 1682
vbrine,fordamper.node8 = 1702
vCO2,fordamper.node0 = 2881
vCO2,fordamper.node2 = 3173
vCO2,fordamper.node5 = 3855
vCO2,fordamper.node8 = 5274
vCO2,gasskjøler1.node1 = 4583
vCO2,gasskjøler1.node3 = 4586
vCO2,gasskjøler1.node6 = 4591
vCO2,gasskjøler1.node9 = 4595
vCO2,gasskjøler2.node10 = 2238
vCO2,gasskjøler2.node4 = 3667
vCO2,gasskjøler2.node7 = 4523
vvann,gasskjøler1.node0 = 388,1
vvann,gasskjøler1.node2 = 381,7
vvann,gasskjøler1.node5 = 372,1
vvann,gasskjøler1.node8 = 362,2
vvann,gasskjøler2.node1 = 1047
vvann,gasskjøler2.node3 = 1028

```

```

vvann,gasskjøler2.node4 = 1018
vvann,gasskjøler2.node7 = 988,1
Prbrine,fordamper.node.sh = 15,62
Prbrine,fordamper.node10 = 15,69
Prbrine,fordamper.node4 = 17,07
Prbrine,fordamper.node7 = 16,36
PrCO2,fordamper.lq = 2,277
PrCO2,fordamper.node1 = 1,933
PrCO2,fordamper.node3 = 1,812
PrCO2,fordamper.node6 = 1,63
PrCO2,fordamper.node9 = 1,449
PrCO2,gasskjøler1.node1 = 0,9983
PrCO2,gasskjøler1.node3 = 0,9997
PrCO2,gasskjøler1.node6 = 1,002
PrCO2,gasskjøler1.node9 = 1,004
PrCO2,gasskjøler2.node10 = 3,256
PrCO2,gasskjøler2.node4 = 1,988
PrCO2,gasskjøler2.node7 = 7,848
Prvann,gasskjøler1.node0 = 2,809
Prvann,gasskjøler1.node2 = 2,982
Prvann,gasskjøler1.node5 = 3,277
Prvann,gasskjøler1.node8 = 3,625
Prvann,gasskjøler2.node1 = 4,408
Prvann,gasskjøler2.node3 = 4,737
Prvann,gasskjøler2.node6 = 5,311
Prvann,gasskjøler2.node9 = 6
Pvann,gasskjøler1.node0 = 300
Pvann,gasskjøler1.node2 = 300
Pvann,gasskjøler1.node5 = 300
Pvann,gasskjøler1.node8 = 300
Pvann,gasskjøler2.node1 = 300
Pvann,gasskjøler2.node3 = 300
Pvann,gasskjøler2.node6 = 300
Pvann,gasskjøler2.node9 = 300
Qtot,gasskjøler1 = 23,46
Rebrine,fordamper.node0 = 102054
Rebrine,fordamper.node2 = 104828
Rebrine,fordamper.node5 = 109076
Rebrine,fordamper.node8 = 113427
ReCO2,fordamper.node0 = 717728
ReCO2,fordamper.node2 = 857185
ReCO2,fordamper.node5 = 1,210E+06

vvann,gasskjøler2.node5 = 1008
vvann,gasskjøler2.node8 = 977,9
Prbrine,fordamper.node0 = 18,09
Prbrine,fordamper.node2 = 17,57
Prbrine,fordamper.node5 = 16,83
Prbrine,fordamper.node8 = 16,13
PrCO2,fordamper.node.sh = 1,306
PrCO2,fordamper.node10 = 1,388
PrCO2,fordamper.node4 = 1,751
PrCO2,fordamper.node7 = 1,57
PrCO2,fordamper.vapor = 1,388
PrCO2,gasskjøler1.node10 = 1,004
PrCO2,gasskjøler1.node4 = 1
PrCO2,gasskjøler1.node7 = 1,002
PrCO2,gasskjøler2.node0 = 1,004
PrCO2,gasskjøler2.node2 = 1,265
PrCO2,gasskjøler2.node5 = 2,922
PrCO2,gasskjøler2.node8 = 7,748
Prvann,gasskjøler1.node1 = 2,893
Prvann,gasskjøler1.node3 = 3,075
Prvann,gasskjøler1.node6 = 3,387
Prvann,gasskjøler1.node9 = 3,755
Prvann,gasskjøler2.node10 = 6,261
Prvann,gasskjøler2.node4 = 4,917
Prvann,gasskjøler2.node7 = 5,526
PCO2.in,fordamper = 3130
Pvann,gasskjøler1.node1 = 300
Pvann,gasskjøler1.node3 = 300
Pvann,gasskjøler1.node6 = 300
Pvann,gasskjøler1.node9 = 300
Pvann,gasskjøler2.node10 = 300
Pvann,gasskjøler2.node4 = 300
Pvann,gasskjøler2.node7 = 300
Qh = 234,6
Qtot,gasskjøler2 = 211,2
Rebrine,fordamper.node1 = 103436
Rebrine,fordamper.node3 = 106233
Rebrine,fordamper.node6 = 110515
Rebrine,fordamper.node9 = 114901
ReCO2,fordamper.node1 = 781282
ReCO2,fordamper.node3 = 949422
ReCO2,fordamper.node6 = 1,402E+06

vvann,gasskjøler2.node6 = 998,3
vvann,gasskjøler2.node9 = 967,5
Prbrine,fordamper.node1 = 17,83
Prbrine,fordamper.node3 = 17,32
Prbrine,fordamper.node6 = 16,59
Prbrine,fordamper.node9 = 15,91
PrCO2,fordamper.node0 = 1,993
PrCO2,fordamper.node2 = 1,872
PrCO2,fordamper.node5 = 1,691
PrCO2,fordamper.node8 = 1,509
PrCO2,gasskjøler1.node0 = 0,9977
PrCO2,gasskjøler1.node2 = 0,999
PrCO2,gasskjøler1.node5 = 1,001
PrCO2,gasskjøler1.node8 = 1,003
PrCO2,gasskjøler2.node1 = 1,107
PrCO2,gasskjøler2.node3 = 1,523
PrCO2,gasskjøler2.node6 = 4,877
PrCO2,gasskjøler2.node9 = 4,857
Prvann,gasskjøler1.node10 = 3,892
Prvann,gasskjøler1.node4 = 3,173
Prvann,gasskjøler1.node7 = 3,503
Prvann,gasskjøler2.node0 = 4,256
Prvann,gasskjøler2.node2 = 4,568
Prvann,gasskjøler2.node5 = 5,108
Prvann,gasskjøler2.node8 = 5,755
PCO2,gasskjøler = 8500
Pvann,gasskjøler1.node10 = 300
Pvann,gasskjøler1.node4 = 300
Pvann,gasskjøler1.node7 = 300
Pvann,gasskjøler2.node0 = 300
Pvann,gasskjøler2.node2 = 300
Pvann,gasskjøler2.node5 = 300
Pvann,gasskjøler2.node8 = 300
Qtot,fordamper = 170
Rebrine,fordamper.node.sh = 116830
Rebrine,fordamper.node10 = 116386
Rebrine,fordamper.node4 = 107649
Rebrine,fordamper.node7 = 111965
ReCO2,fordamper.node.sh = 3,820E+06
ReCO2,fordamper.node10 = 3,847E+06
ReCO2,fordamper.node4 = 1,064E+06
ReCO2,fordamper.node7 = 1,667E+06

```

```

ReCO2,fordamper.node8 = 2,055E+06
ReCO2,gasskjøler1.node1 = 2,047E+06
ReCO2,gasskjøler1.node3 = 2,048E+06
ReCO2,gasskjøler1.node6 = 2,049E+06
ReCO2,gasskjøler1.node9 = 2,049E+06
ReCO2,gasskjøler2.node10 = 383136
ReCO2,gasskjøler2.node4 = 1,034E+06
ReCO2,gasskjøler2.node7 = 711670
Revann,gasskjøler1.node0 = 29373
Revann,gasskjøler1.node2 = 27807
Revann,gasskjøler1.node5 = 25513
Revann,gasskjøler1.node8 = 23287
Revann,gasskjøler2.node1 = 104699
Revann,gasskjøler2.node3 = 98171
Revann,gasskjøler2.node6 = 88679
Revann,gasskjøler2.node9 = 79556
T.diffbine.CO2,fordamper = 5
Tbrine,fordamper.node.sh = 4
Tbrine,fordamper.node10 = 3,884
Tbrine,fordamper.node4 = 1,554
Tbrine,fordamper.node7 = 2,719
TCO2,in,fordamper = -4
TCO2,gasskjøler1.node10 = 97,29
TCO2,gasskjøler1.node4 = 98,11
TCO2,gasskjøler1.node7 = 97,7
TCO2,gasskjøler2.node0 = 97,29
TCO2,gasskjøler2.node2 = 67,63
TCO2,gasskjøler2.node5 = 42,45
TCO2,gasskjøler2.node8 = 36,48
Tinternvekser.hp.ut = 27
tp.fordamper = 0,005
Tplate.gasskjøler1 = 76,81
Tvann,gasskjøler1.node1 = 63,13
Tvann,gasskjøler1.node3 = 59,39
Tvann,gasskjøler1.node6 = 53,78
Tvann,gasskjøler1.node9 = 48,17
Tvann,gasskjøler2.node10 = 25
Tvann,gasskjøler2.node4 = 35,1
Tvann,gasskjøler2.node7 = 30,05
Ufordamper.node.A = 1422
Ufordamper.node.D = 1399
Ufordamper.node.G = 1366

ReCO2,fordamper.node9 = 2,679E+06
ReCO2,gasskjøler1.node10 = 2,050E+06
ReCO2,gasskjøler1.node4 = 2,048E+06
ReCO2,gasskjøler1.node7 = 2,049E+06
ReCO2,gasskjøler2.node0 = 1,098E+06
ReCO2,gasskjøler2.node2 = 1,110E+06
ReCO2,gasskjøler2.node5 = 950759
ReCO2,gasskjøler2.node8 = 581862
Revann,gasskjøler1.node1 = 28587
Revann,gasskjøler1.node3 = 27035
Revann,gasskjøler1.node6 = 24763
Revann,gasskjøler1.node9 = 22561
Revann,gasskjøler2.node10 = 76600
Revann,gasskjøler2.node4 = 94967
Revann,gasskjøler2.node7 = 85596
Sinternvekser.lp.ut = 1,928
T.diffvann.CO2,gasskjøler2 = 5
Tbrine,fordamper.node0 = 0
Tbrine,fordamper.node2 = 0,777
Tbrine,fordamper.node5 = 1,942
Tbrine,fordamper.node8 = 3,108
TCO2,gasskjøler1.node0 = 98,66
TCO2,gasskjøler1.node2 = 98,39
TCO2,gasskjøler1.node5 = 97,97
TCO2,gasskjøler1.node8 = 97,56
TCO2,gasskjøler2.node1 = 81,46
TCO2,gasskjøler2.node3 = 56,3
TCO2,gasskjøler2.node6 = 39,4
TCO2,gasskjøler2.node9 = 34,27
Tinternvekser.lp.ut = 6,917
tp.gasskjøler1 = 0,005
Tplate.gasskjøler2 = 48,53
Tvann,gasskjøler1.node10 = 46,3
Tvann,gasskjøler1.node4 = 57,52
Tvann,gasskjøler1.node7 = 51,91
Tvann,gasskjøler2.node0 = 41,83
Tvann,gasskjøler2.node2 = 38,46
Tvann,gasskjøler2.node5 = 33,41
Tvann,gasskjøler2.node8 = 28,37
Ufordamper.node.B = 1415
Ufordamper.node.E = 1390
Ufordamper.node.H = 1351

ReCO2,gasskjøler1.node0 = 2,047E+06
ReCO2,gasskjøler1.node2 = 2,047E+06
ReCO2,gasskjøler1.node5 = 2,048E+06
ReCO2,gasskjøler1.node8 = 2,049E+06
ReCO2,gasskjøler2.node1 = 1,111E+06
ReCO2,gasskjøler2.node3 = 1,086E+06
ReCO2,gasskjøler2.node6 = 839712
ReCO2,gasskjøler2.node9 = 468987
Revann,gasskjøler1.node10 = 21843
Revann,gasskjøler1.node4 = 26270
Revann,gasskjøler1.node7 = 24021
Revann,gasskjøler2.node0 = 108021
Revann,gasskjøler2.node2 = 101416
Revann,gasskjøler2.node5 = 91802
Revann,gasskjøler2.node8 = 82555
sisen = 1,928
Trykkluftkompressor = 5370
Tbrine,fordamper.node1 = 0,3885
Tbrine,fordamper.node3 = 1,165
Tbrine,fordamper.node6 = 2,331
Tbrine,fordamper.node9 = 3,496
TCO2,gasskjøler1.node1 = 98,52
TCO2,gasskjøler1.node3 = 98,25
TCO2,gasskjøler1.node6 = 97,84
TCO2,gasskjøler1.node9 = 97,43
TCO2,gasskjøler2.node10 = 30
TCO2,gasskjøler2.node4 = 47,9
TCO2,gasskjøler2.node7 = 37,79
Tinternvekser.hp.inn = 30
Tp = 0,75
tp.gasskjøler2 = 0,005
Tvann,gasskjøler1.node0 = 65
Tvann,gasskjøler1.node2 = 61,26
Tvann,gasskjøler1.node5 = 55,65
Tvann,gasskjøler1.node8 = 50,04
Tvann,gasskjøler2.node1 = 40,15
Tvann,gasskjøler2.node3 = 36,78
Tvann,gasskjøler2.node6 = 31,73
Tvann,gasskjøler2.node9 = 26,68
Ufordamper.node.C = 1408
Ufordamper.node.F = 1379
Ufordamper.node.I = 1333

```

Ufordamper.node.J = 1311
Ugasskjøler1.node.B = 1402
Ugasskjøler1.node.E = 1394
Ugasskjøler1.node.H = 1385
Ugasskjøler2.node.A = 929,2
Ugasskjøler2.node.D = 1107
Ugasskjøler2.node.G = 1549
Ugasskjøler2.node.J = 1340
Xfordamper,node10 = 1
Xfordamper,node4 = 0,5916
Xfordamper,node7 = 0,7958

Ufordamper.node.K = 1187
Ugasskjøler1.node.C = 1399
Ugasskjøler1.node.F = 1391
Ugasskjøler1.node.I = 1382
Ugasskjøler2.node.B = 960
Ugasskjøler2.node.E = 1243
Ugasskjøler2.node.H = 1579
Xfordamper,node0 = 0,3194
Xfordamper,node2 = 0,4555
Xfordamper,node5 = 0,6597
Xfordamper,node8 = 0,8639

Ugasskjøler1.node.A = 1404
Ugasskjøler1.node.D = 1397
Ugasskjøler1.node.G = 1388
Ugasskjøler1.node.J = 1379
Ugasskjøler2.node.C = 1016
Ugasskjøler2.node.F = 1409
Ugasskjøler2.node.I = 1483
Xfordamper,node1 = 0,3874
Xfordamper,node3 = 0,5235
Xfordamper,node6 = 0,7277
Xfordamper,node9 = 0,9319

248 potential unit problems were detected.

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Afordamper,node.A = 0,002691
 Afordamper,node.C = 0,002502
 Afordamper,node.E = 0,002358
 Afordamper,node.G = 0,002257
 Afordamper,node.I = 0,002202
 Afordamper,node.K = 0,0009926
 Brinekonsentrasjon = 10
 Cpbrine,fordamper,node0 = 4,038
 Cpbrine,fordamper,node10 = 4,039
 Cpbrine,fordamper,node3 = 4,038
 Cpbrine,fordamper,node5 = 4,038
 Cpbrine,fordamper,node7 = 4,038
 Cpbrine,fordamper,node9 = 4,038
 ΔQ_{AM} ,fordamper,node = 16,78
 ΔQ_{brine} ,fordamper,node = 16,78
 ΔT_{brine} = 3
 $\Delta T_{Im,node.B}$ = 5,386
 $\Delta T_{Im,node.D}$ = 5,903
 $\Delta T_{Im,node.F}$ = 6,419
 $\Delta T_{Im,node.H}$ = 6,935
 $\Delta T_{Im,node.J}$ = 7,452
 ΔT_{sh} = 3
 DAM,fordamper = 0,04
 EntalpiAM,fordamper,node.sh = 459,7
 EntalpiAM,fordamper,node1 = 281,5
 FAM = 0,000176
 hAM,fordamper,node.A = 4126
 hAM,fordamper,node.C = 3820
 hAM,fordamper,node.E = 3492
 hAM,fordamper,node.G = 3136
 hAM,fordamper,node.I = 2739
 hAM,fordamper,node.K = 2139
 hAM,fordamper,node0 = 4201
 hAM,fordamper,node10 = 2408
 hAM,fordamper,node3 = 3741
 hAM,fordamper,node5 = 3407
 hAM,fordamper,node7 = 3043
 hAM,fordamper,node9 = 2633
 hbrine,fordamper,node.B = 25446
 hbrine,fordamper,node.D = 25618
 hbrine,fordamper,node.F = 25790
 hbrine,fordamper,node.H = 25962
 hbrine,fordamper,node.J = 26134
 hbrine,fordamper,node.sh = 26316
 hbrine,fordamper,node1 = 25403
 hbrine,fordamper,node2 = 25489
 hbrine,fordamper,node4 = 25661
 hbrine,fordamper,node6 = 25833
 hbrine,fordamper,node8 = 26005
 KAM,fordamper,lq = 0,1126
 KAM,fordamper,node0 = 0,08416
 KAM,fordamper,node10 = 0,01788
 KAM,fordamper,node3 = 0,06428
 KAM,fordamper,node5 = 0,05102
 KAM,fordamper,node7 = 0,03777
 Afordamper,node.B = 0,00259
 Afordamper,node.D = 0,002424
 Afordamper,node.F = 0,002302
 Afordamper,node.H = 0,002223
 Afordamper,node.J = 0,002197
 Atot,fordamper = 24,74
 Cpbrine,fordamper,node.sh = 4,039
 Cpbrine,fordamper,node1 = 4,038
 Cpbrine,fordamper,node2 = 4,038
 Cpbrine,fordamper,node4 = 4,038
 Cpbrine,fordamper,node6 = 4,038
 Cpbrine,fordamper,node8 = 4,038
 Ch = 0,3
 ΔQ_{AM} ,fordamper.sh = 27,21
 $\Delta Q_{brine,node.sh}$ = 27,21
 $\Delta T_{Im,node.A}$ = 5,128
 $\Delta T_{Im,node.C}$ = 5,644
 $\Delta T_{Im,node.E}$ = 6,161
 $\Delta T_{Im,node.G}$ = 6,677
 $\Delta T_{Im,node.I}$ = 7,194
 $\Delta T_{Im,node.K}$ = 17,68
 $\Delta X_{fordamper,node}$ = 0,07
 Dbrine,fordamper = 0,05
 EntalpiAM,fordamper,node0 = 264,7
 EntalpiAM,fordamper,node10 = 432,5
 Fbrine = 0,000352
 hAM,fordamper,node.B = 3975
 hAM,fordamper,node.D = 3659
 hAM,fordamper,node.F = 3318
 hAM,fordamper,node.H = 2944
 hAM,fordamper,node.J = 2521
 hAM,fordamper,node.sh = 1871
 hAM,fordamper,node1 = 4052
 hAM,fordamper,node2 = 3899
 hAM,fordamper,node4 = 3577
 hAM,fordamper,node6 = 3229
 hAM,fordamper,node8 = 2845
 hbrine,fordamper,node.A = 25360
 hbrine,fordamper,node.C = 25532
 hbrine,fordamper,node.E = 25704
 hbrine,fordamper,node.G = 25876
 hbrine,fordamper,node.I = 26048
 hbrine,fordamper,node.K = 26246
 hbrine,fordamper,node0 = 25317
 hbrine,fordamper,node10 = 26177
 hbrine,fordamper,node3 = 25575
 hbrine,fordamper,node5 = 25747
 hbrine,fordamper,node7 = 25919
 hbrine,fordamper,node9 = 26091
 KAM,fordamper,node.sh = 0,01782
 KAM,fordamper,node1 = 0,07754
 KAM,fordamper,node2 = 0,07091
 KAM,fordamper,node4 = 0,05765
 KAM,fordamper,node6 = 0,0444
 KAM,fordamper,node8 = 0,03114

```

KAM,fordamper.node9 = 0,02451
Kbrine,fordamper.node.sh = 0,5311
Kbrine,fordamper.node1 = 0,5268
Kbrine,fordamper.node2 = 0,5272
Kbrine,fordamper.node4 = 0,528
Kbrine,fordamper.node6 = 0,5288
Kbrine,fordamper.node8 = 0,5296
Kp,fordamper = 398,6
μAM,fordamper.lq = 0,0001047
μAM,fordamper.node0 = 0,00007766
μAM,fordamper.node10 = 0,00001448
μAM,fordamper.node3 = 0,00005871
μAM,fordamper.node5 = 0,00004607
μAM,fordamper.node7 = 0,00003344
μAM,fordamper.node9 = 0,0000208
μbrine,fordamper.node.sh = 0,001982
μbrine,fordamper.node1 = 0,002171
μbrine,fordamper.node2 = 0,002152
μbrine,fordamper.node4 = 0,002115
μbrine,fordamper.node6 = 0,002079
μbrine,fordamper.node8 = 0,002044
mAM,fordamper = 1
n = 0,663
vAM,fordamper.node0 = 1996
vAM,fordamper.node10 = 5385
vAM,fordamper.node3 = 2328
vAM,fordamper.node5 = 2671
vAM,fordamper.node7 = 3222
vAM,fordamper.node9 = 4297
vbrine,fordamper.node0 = 2405
vbrine,fordamper.node10 = 2467
vbrine,fordamper.node3 = 2423
vbrine,fordamper.node5 = 2436
vbrine,fordamper.node7 = 2449
vbrine,fordamper.node9 = 2461
PrAM,fordamper.node.sh = 1,32
PrAM,fordamper.node1 = 1,961
PrAM,fordamper.node2 = 1,899
PrAM,fordamper.node4 = 1,776
PrAM,fordamper.node6 = 1,653
PrAM,fordamper.node8 = 1,53
PrAM,fordamper.vapor = 1,406
Prbrine,fordamper.node0 = 16,8
Prbrine,fordamper.node10 = 15,3
Prbrine,fordamper.node3 = 16,33
Prbrine,fordamper.node5 = 16,02
Prbrine,fordamper.node7 = 15,73
Prbrine,fordamper.node9 = 15,44
Qtot,fordamper = 195
ReAM,fordamper.node0 = 409854
ReAM,fordamper.node10 = 2,198E+06
ReAM,fordamper.node3 = 542173
ReAM,fordamper.node5 = 690869
ReAM,fordamper.node7 = 951949
ReAM,fordamper.node9 = 1,530E+06
Rebrine,fordamper.node0 = 187189
KAM,fordamper.vapor = 0,01788
Kbrine,fordamper.node0 = 0,5264
Kbrine,fordamper.node10 = 0,5304
Kbrine,fordamper.node3 = 0,5276
Kbrine,fordamper.node5 = 0,5284
Kbrine,fordamper.node7 = 0,5292
Kbrine,fordamper.node9 = 0,53
medie$ = 'R744'
μAM,fordamper.node.sh = 0,00001458
μAM,fordamper.node1 = 0,00007135
μAM,fordamper.node2 = 0,00006503
μAM,fordamper.node4 = 0,00005239
μAM,fordamper.node6 = 0,00003976
μAM,fordamper.node8 = 0,00002712
μAM,fordamper.vapor = 0,00001448
μbrine,fordamper.node0 = 0,00219
μbrine,fordamper.node10 = 0,00201
μbrine,fordamper.node3 = 0,002133
μbrine,fordamper.node5 = 0,002097
μbrine,fordamper.node7 = 0,002061
μbrine,fordamper.node9 = 0,002027
mbrine = 16,1
vAM,fordamper.node.sh = 5249
vAM,fordamper.node1 = 2090
vAM,fordamper.node2 = 2199
vAM,fordamper.node4 = 2482
vAM,fordamper.node6 = 2910
vAM,fordamper.node8 = 3654
vbrine,fordamper.node.sh = 2478
vbrine,fordamper.node1 = 2411
vbrine,fordamper.node2 = 2417
vbrine,fordamper.node4 = 2430
vbrine,fordamper.node6 = 2442
vbrine,fordamper.node8 = 2455
PrAM,fordamper.lq = 2,287
PrAM,fordamper.node0 = 2,023
PrAM,fordamper.node10 = 1,406
PrAM,fordamper.node3 = 1,838
PrAM,fordamper.node5 = 1,714
PrAM,fordamper.node7 = 1,591
PrAM,fordamper.node9 = 1,468
Prbrine,fordamper.node.sh = 15,08
Prbrine,fordamper.node1 = 16,64
Prbrine,fordamper.node2 = 16,48
Prbrine,fordamper.node4 = 16,17
Prbrine,fordamper.node6 = 15,88
Prbrine,fordamper.node8 = 15,58
PAM.in,fordamper = 3216
ReAM,fordamper.node.sh = 2,183E+06
ReAM,fordamper.node1 = 446149
ReAM,fordamper.node2 = 489496
ReAM,fordamper.node4 = 607555
ReAM,fordamper.node6 = 800663
ReAM,fordamper.node8 = 1,174E+06
Rebrine,fordamper.node.sh = 206761
Rebrine,fordamper.node1 = 188827

```

Rebrine,fordamper.node10 = 203960
Rebrine,fordamper.node3 = 192129
Rebrine,fordamper.node5 = 195466
Rebrine,fordamper.node7 = 198837
Rebrine,fordamper.node9 = 202244
Tbrine,fordamper.node.sh = 5
Tbrine,fordamper.node1 = 2,258
Tbrine,fordamper.node2 = 2,516
Tbrine,fordamper.node4 = 3,033
Tbrine,fordamper.node6 = 3,549
Tbrine,fordamper.node8 = 4,065
T_p = 1,75
Ufordamper.node.A = 1216
Ufordamper.node.C = 1188
Ufordamper.node.E = 1155
Ufordamper.node.G = 1114
Ufordamper.node.I = 1059
Ufordamper.node.K = 955,9
Xfordamper,node1 = 0,37
Xfordamper,node2 = 0,44
Xfordamper,node4 = 0,58
Xfordamper,node6 = 0,72
Xfordamper,node8 = 0,86

Rebrine,fordamper.node2 = 190474
Rebrine,fordamper.node4 = 193793
Rebrine,fordamper.node6 = 197147
Rebrine,fordamper.node8 = 200536
TAM.in,fordamper = -3
Tbrine,fordamper.node0 = 2
Tbrine,fordamper.node10 = 4,581
Tbrine,fordamper.node3 = 2,774
Tbrine,fordamper.node5 = 3,291
Tbrine,fordamper.node7 = 3,807
Tbrine,fordamper.node9 = 4,323
tp.fordamper = 0,005
Ufordamper.node.B = 1203
Ufordamper.node.D = 1172
Ufordamper.node.F = 1135
Ufordamper.node.H = 1088
Ufordamper.node.J = 1025
Xfordamper,node0 = 0,3
Xfordamper,node10 = 1
Xfordamper,node3 = 0,51
Xfordamper,node5 = 0,65
Xfordamper,node7 = 0,79
Xfordamper,node9 = 0,93

64 potential unit problems were detected.