



Norwegian University of
Science and Technology

Heat Generation by Heat Pump for LNG Plants

Bjørn Kristian Moe

Master of Science in Energy and Environment

Submission date: June 2011

Supervisor: Geir Asle Owren, EPT

Norwegian University of Science and Technology
Department of Energy and Process Engineering

Varmegenerering med varmepumpe for LNG anlegg

Bjørn Kristian Moe

Master i Energi og Miljø

Oppgaven levert: juni 2011

Hovedveileder: Geir Asle Owren, NTNU

Biveileder: Kirsti Tangvik, Statoil

Oppgavetekst

Målet med oppgaven er å designe og simulere et varmegenereringssystem for CO₂-stripperen på et elektrisk drevet LNG-anlegg basert på en varmepumpe med butan som arbeidsmedium.

Oppgaven skal inneholde følgende punkter:

1. En termodynamisk analyse av det valgte varmepumpesystemet med fokus på prosesstap og mulige løsninger.
2. En analyse av hvordan bruken av et blandingskuldemedium kan forbedre varmepumpen.
3. Optimalisering og design av varmepumpeprosessen.

Oppgaven gitt: 28. januar 2011

Hovedveileder: Geir Asle Owren, EPT



POSTADRESSE	TELEFONER	TELEFAX
NTNU	Sentralbord NTNU: 73 59 40 00	Instituttkontor: 73 59 83 90
INSTITUTT FOR ENERGI OG PROSESSTEKNIKK	Instituttkontor: 73 59 27 00	Vannkraftlaboratoriet: 73 59 38 54
Kolbjørn Hejes vei 1A	Vannkraftlaboratoriet 73 59 38 57	
N-7491 Trondheim - NTNU	:	

Rapportens tittel	Dato
Varmegenerering med varmepumpe for LNG anlegg	Antall sider og bilag 51/11
Saksbehandler / forfatter Bjørn Kristian Moe	Ansv. sign.
Avdeling Institutt for energi og prosesseteknikk	Prosjektnummer EPT-M-2011-12
ISBN nr.	Prisgruppe

Oppdragsgiver NTNU	Oppdragsgivers ref. Geir Owren (NTNU) og Kirsti Tangvik (Statoil)
-----------------------	---

Ekstrakt:

Produksjonsanlegget for LNG knyttet til Snøhvitfeltet utenfor Hammerfest blir i dag forsynt med elektrisitet og varme produsert lokalt på anlegget med gassturbiner. Det vurderes nå bygging av et nytt produksjonstog som skal forsynes med elektrisitet fra kraftnettet. Med elektrisitet levert fra nettet vil det måtte finnes nye løsninger for å dekke varmebehovene på anlegget. I denne sammenheng ble det høsten 2010 skrevet en prosjektoppgave hvor hovedoppgaven var å vurdere varmeproduksjon med varmepumper. Det ble konkludert med at varmepumper var egnet for å dekke en del av varmebehovet på et slikt anlegg, og

at det mest aktuelle varmebehovet å dekke ville være knyttet til CO₂-fjerningsanlegget.

I denne oppgaven er varmpumpen forslått i prosjektoppgaven analysert med særlig fokus på å identifisere tapene. Med utgangspunkt i denne analysen er det forslått flere endringer som vil forbedre varmpumpens virkningsgrad. Bruken av alternative arbeidsmedier og blandinger er også analysert. Det er gjort simuleringer av varmpumpesystemene med prosesssimuleringsverktøyet Pro/II. Simuleringene har vist at det bør benyttes et system med totrinns struping og mellomtrykksbeholder, samt en så stor overhetning av sugegassen som mulig.

En samlet vurdering fører frem til to endelige løsninger: Ett system med butan som arbeidsmedium og ett med pentan, begge med mellomtrykksbeholder og høy overhetning av sugegass. Pentansystemet gir en COP på 3,54, butansystemet 3,35.

Kompressorvolumene er henholdsvis 150.000 og 55.000 m³/h. Det er ikke konkludert med hvilket av de to foreslåtte alternativene som er det beste.

	Stikkord på norsk	Indexing Terms English
<i>Gruppe 1</i>	Varmepumper	Heat pumps
<i>Gruppe 2</i>	LNG anlegg	LNG plants
<i>Egenvalgte stikkord</i>		

EPT-M-2011-12

MASTER THESIS

for

Stud.techn. Bjørn Kristian Moe
Spring 2011

Heat Generation by Heat Pump for LNG Plants
Varmegenerering med varmepumpe for LNG anlegg

Background and objective

Snøhvit Train I, sited outside Hammerfest in Northern Norway, is the first LNG facility in the world where the refrigeration compressors are driven by electric motors. Heat and power requirements are met by the internal combined heat and power (CHP) plant.

The CO₂ emission from the CHP is slightly above 1 mill ton per year. It is rated as one of the largest emission points in Norway. Consequently, Melkøya is high up on the list when measures under the climate settlement in the Norwegian Parliament (Stortinget) are considered. The Norwegian Climate and Pollution Agency (KLIF) has instructed the Operator of Snøhvit to study measures that can reduce the CO₂ emission from the LNG plant.

Snøhvit LNG Train II is planned with electric drives with electricity provided by the national grid. Several methods for heat generation are under consideration. One possible method is to provide heat with heat pumps.

The candidate has during his project work assessed possible alternatives for heat generation with heat pump in an electrical operated LNG plant. He has concluded that heat to the CO₂ stripper as the most promising candidate. His recommendation is to use butane as working fluid although the choice has some disadvantages with respect to thermodynamic losses.

The objective of the thesis is to design heat generation system for the CO₂ stripper in an electric operated LNG plant based on a heat pump with butane as working fluid.

The work includes the possibility for dialogue with industrial companies and organizations, and it is up to the candidate to make use of this possibility.

The following questions should be considered in the work:

1. A thermodynamic analysis of the chosen butane based heat pump system with emphasize on identifying losses and propose improvements.
2. An analysis whether a mixed refrigerant, e.g. a binary mixture, could improve the the heat pump performance.
3. Optimize the process design for the heat pump system
4. Sizing of the major compressors and heat exchangers in the heat pump system.

Within 14 days of receiving the written text on the diploma thesis, the candidate shall submit a research plan for his project to the department.

When the thesis is evaluated, emphasis is put on processing of the results, and that they are presented in tabular and/or graphic form in a clear manner, and that they are analyzed carefully.

The thesis should be formulated as a research report with summary both in English and Norwegian, conclusion, literature references, table of contents etc. During the preparation of the text, the candidate should make an effort to produce a well-structured and easily readable report. In order to ease the evaluation of the thesis, it is important that the cross-references are correct. In the making of the report, strong emphasis should be placed on both a thorough discussion of the results and an orderly presentation.


The candidate is requested to initiate and keep close contact with his/her academic supervisor(s) throughout the working period. The candidate must follow the rules and regulations of NTNU as well as passive directions given by the Department of Energy and Process Engineering.

Pursuant to "Regulations concerning the supplementary provisions to the technology study program/Master of Science" at NTNU §20, the Department reserves the permission to utilize all the results and data for teaching and research purposes as well as in future publications.


One – 1 complete original of the thesis shall be submitted to the authority that handed out the set subject. (A short summary including the author's name and the title of the thesis should also be submitted, for use as reference in journals (max. 1 page with double spacing)).

Two – 2 – copies of the thesis shall be submitted to the Department. Upon request, additional copies shall be submitted directly to research advisors/companies. A CD-ROM (Word format or corresponding) containing the thesis, and including the short summary, must also be submitted to the Department of Energy and Process Engineering

Department of Energy and Process Engineering, 17. January 2010



Olav Bolland
Department Head



Geir Owren
Academic Supervisor

Research Advisors:
Kirsti Tangvik, Senior Advisor, Statoil

Forord

Denne masteroppgaven, "Varmegenerering med varmepumpe for LNG anlegg", er skrevet i tiende og siste semester av sivilingeniørutdanningen Energi og Miljø på NTNU ved institutt for energi- og prosessteknikk våren 2011.

Målet med oppgaven er å vurdere muligheten for å bruke varmepumper for varmegenerering på et LNG-anlegg som drives med elektrisitet fra kraftnettet. Konvensjonelle anlegg som produserer kraften lokalt vil normalt ha et varmeoverskudd knyttet til kraftproduksjonen. Ved overgang til ekstern kraftforsyning må varmen produseres på en annen måte. Bruk av varmepumper er en mulig løsning for å dekke deler av dette varmebehovet.

Jeg vil gjerne takke mine veiledere, Geir Owren og Kirsti Tangvik, for jevnlig oppfølging både i form av møter og annen kontakt.

Trondheim, 17.6.2011

Bjørn Kristian Moe

Sammendrag

Produksjonsanlegget for LNG knyttet til Snøhvitfeltet utenfor Hammerfest blir i dag forsynt med elektrisitet og varme produsert lokalt på anlegget med gassturbiner. Det vurderes nå bygging av et nytt produksjonstog som skal forsynes med elektrisitet fra kraftnettet, blant annet for å redusere de store CO₂-utslippene fra gassturbinene. Med elektrisitet levert fra nettet vil det måtte finnes nye løsninger for å dekke varmebehovene på anlegget.

I denne sammenheng ble det høsten 2010 skrevet en prosjektoppgave hvor hovedoppgaven var å vurdere varmeproduksjon med varmepumper. Det ble konkludert med at varmepumper var egnet for å dekke en del av varmebehovet på et slikt anlegg, og at det mest aktuelle varmebehovet å dekke ville være knyttet til CO₂-fjerningsanlegget. Ved full drift av anlegget er varmebehovet for denne forbrukeren omtrent 62 MW. Simuleringene i prosjektoppgaven viste at en standard varmepumpe med butan som arbeidsmedium kunne dekke dette varmebehovet med nødvendig tilført elektrisk effekt på 23,3 MW.

I denne oppgaven er varmepumpen forslått i prosjektoppgaven analysert med særlig fokus på å identifisere tapene. Med utgangspunkt i denne analysen er det forslått flere endringer som vil forbedre varmepumpens virkningsgrad. Bruken av alternative arbeidsmedier og blandinger er også analysert.

Det er gjort simuleringer av varmepumpesystemene med prosesssimuleringsverktøyet Pro/II. Simuleringene har vist at det bør benyttes et system med totrinns struping og mellomtrykksbeholder, samt en så stor overheting av sugegassen som mulig. Det er vist at bruk av blandingsmedier ikke bedrer varmepumpens virkningsgrad.

En samlet vurdering fører frem til to endelige løsninger: Ett system med butan som arbeidsmedium og ett med pentan, begge med mellomtrykksbeholder og høy overheting av sugegass. Pentansystemet gir høyest COP for varmepumpen, men krever over dobbelt så store kompressorer som butansystemet. De viktigste resultatene er gjengitt i tabellen under.

Arbeidsmedium	Elektrisk effekt [MW]	Volumstrøm sugegass lavtrykkkompressor [m ³ /h]	COP
Butan (C ₄ H ₁₀)	18,6	55.000	3,35
Pentan (C ₅ H ₁₂)	17,5	150.000	3,54

Elektrisiteten fra kraftnettet er antatt å være uten CO₂-utslipp. Å dekke varmebehovet i CO₂-fjerningsystemet ved forbrenning av naturgass vil generere CO₂-utslipp på i størrelsesorden 120.000 tonn per år. Sammenlignet med dette vil bruk av varmepumper vil være et godt alternativ både fordi CO₂-utslippet unngås og fordi mye av varmen hentes som "gratis" spillvarme.

Abstract

The LNG production plant processing natural gas from the Snøhvit field outside Hammerfest in northern Norway utilizes heat and power produced locally with gas turbines. Building a new production train supplied with electricity from the power grid is being evaluated as a possible solution for reducing CO₂ emissions from the plant. Buying electricity from the grid rather than producing it in a combined heat and power plant makes it necessary to find new ways to cover the heat loads at the production plant.

A project thesis was written in the fall semester 2010 evaluating the possibility of generating the necessary heat with heat pumps. It was concluded that parts of the required heat could be delivered with reasonable efficiencies using heat pumps. Further, a heat pump delivering heat to the CO₂-removal system was analyzed. Simulations showed that the required heat load, reaching approximately 62 MW at full production, could be delivered from a heat pump using butane as working fluid. The electrical power consumption for the compressors would be 23.3 MW, giving the heat pump a COP of 2.66.

In this master thesis the heat pump suggested earlier is analyzed, focusing on identifying losses. Several possible changes that will enhance the heat pump's efficiency are suggested. The use of other working fluids and mixed refrigerants are analyzed as well, using the process simulation software Pro/II. The simulations indicate that the heat pump should be equipped with a flash tank at middle pressure, thereby reducing throttling losses and required mass flows through the evaporators. In addition, the suction gas should be overheated as much as possible. Using mixed refrigerants lowers the efficiency of the heat pump.

Finally, two new systems are suggested: One with butane as working fluid and one with pentane, both with flash tank at middle pressure and superheated suction gas. The pentane-system gives the highest system COP, but requires much bigger compressors than the butane-system. The table shows the most important results.

Working fluid	Electrical power consumption [MW]	Volume flow suction gas [m ³ /h]	COP
Butane (C ₄ H ₁₀)	18.6	55000	3.35
Pentane (C ₅ H ₁₂)	17.5	150000	3.54

The power grid electricity is assumed to have been produced without any CO₂ emissions. Covering the heat required by the CO₂ removal system with a gas fired furnace would generate CO₂ emissions of approximately 120,000 tons per year. Heat pumps are a good solution because they deliver relatively cheap heat without these CO₂ emissions.

Innhold

Forord	I
Sammendrag.....	II
Abstract	III
Innhold.....	IV
Figurliste	VI
Tabeller.....	VII
1 Innledning.....	1
2 Bakgrunn	3
3 Butanvarmepumpe foreslått i prosjektoppgaven.....	5
3.1 Varmekildene	6
3.1.1 Aminkjøler	6
3.1.2 CO ₂ -kondensator (5).....	6
3.2 Detaljer, skisse og simulering	8
3.3 Termodynamisk analyse	11
3.3.1 Carnot-virkningsgrad	12
3.3.2 Identifisering av tap.....	12
3.4 Mulige Prosessforbedringer	15
3.4.1 Totrinns trykkreduksjon med åpen mellomtrykksbeholder (I)	15
3.4.2 Tretrinns trykkreduksjon (II).....	19
3.4.3 Sugegassvarmeveksler.....	21
3.4.4 Større overhetning av sugegass (III).....	22
4 Blandingsmedier.....	27
4.1 Bruk av blandingsmedier på Snøhvit	27
4.1.1 Utfordringer knyttet til varmevekslerne	28
4.2 Egnethet for varmepumpeprosessen.....	29
4.3 Propan/Butan	29
4.4 Pentan/Butan.....	32
4.4.1 20 % pentan	32

4.4.2	20-100 % pentan.....	33
4.5	Konklusjon.....	34
5	Alternativer til butan – rene arbeidsmedier	37
5.1	Sammenligninger av aktuelle arbeidsmedier	38
5.2	Totrinns struping med mellomtrykksbeholder – cis-2-buten.....	40
5.3	Konklusjon.....	40
6	Endelig varmpumpeløsning	43
6.1	Komponenter	43
6.1.1	Fordampere	43
6.1.2	Kondensator	46
6.1.3	Kompressorer	47
6.1.4	Mellomtrykksbeholder/separator	47
6.1.5	Rør	49
6.2	Simulering med nye betingelser	49
6.2.1	Endelig system butan	49
6.2.2	Endelig system pentan	51
6.2.3	Sammenligninger av de endelige løsningene.....	51
6.3	Kommentarer og feilkilder.....	52
6.4	Konklusjon.....	52
7	Videre arbeid	55
8	Referanser	57
	Vedlegg A – CO ₂ -kondensator	59
	Vedlegg B – Varmepumpealternativ fra prosjektoppgave	60
	Vedlegg C – Utregninger alternativ med mellomtrykksbeholder	61
	Vedlegg D – Simulering med mellomtrykksbeholder	62
	Vedlegg E – Simuleringer med økt overhetning	63
	Vedlegg F – Excelark blandingsmedium butan/propan	65
	Vedlegg G – Simuleringer med blandingsmedier	66
	Vedlegg H – Simulering tretrinns struping	67
	Vedlegg I – Endelig system butan	68
	Vedlegg J – Endelig system pentan.....	69

Figurliste

Figur 1 - Temperaturforløp fordampere	6
Figur 2 - Skisse av grunnsystemet	11
Figur 3 – Ideell carnotprosess	12
Figur 4 - T/S-diagram med tap	13
Figur 5 - System med mellomtrykksbeholder	15
Figur 6 - Trykk/entalpi-diagram	18
Figur 7 - Prinsipielt trykk/entalpidiagram sugegassvarmeveksler	22
Figur 8 - Temperaturforløp varmeveksler blandingsmedium	28
Figur 9 - Trykk/entalpi-diagram for 80/20 butan/propan	31
Figur 10 – Trykk/entalpi – diagram for 80/20 butan/pentan	32
Figur 11 - strømningsmønster ved koking i rør (11)	44
Figur 12 - Varmeovergang koking av R134a	45
Figur 13 – Temperaturforløp fordampere	46
Figur 14 - Alternativer mellomtrykksbeholder	48

Tabeller

Tabell 1 - Tilgjengelig varme i CO ₂ -kondensator	8
Tabell 2 - Tilgjengelig varme	8
Tabell 3 - Ulikheter butandata	9
Tabell 4 - Resultater grunnsystem CoolPack og Pro/II	10
Tabell 5 - Sammenligninger simulering	15
Tabell 6 - Simuleringer med ulik T _f	17
Tabell 7 - Verdier overhetet gass	17
Tabell 8 - Resultater (I)	18
Tabell 9 - Data til simulering tretrinns struping	20
Tabell 10 – Resultater (II)	21
Tabell 11 - Virkning av økt overhetning på grunnsystem	23
Tabell 12 – Virkning av økt overhetning på alternativ I	24
Tabell 13 - Resultater propan/butan	31
Tabell 14 - Resultater Butan/Pentan (80/20)	33
Tabell 15 - Egenskaper butan og pentan	33
Tabell 16 - Resultater grunnsystem med pentan som arbeidsmedium	34
Tabell 17 - Sammenligning hydrokarboner	38
Tabell 18 - Simulering alternative arbeidsmedier	39
Tabell 19 - Resultater alt I cis-2-buten	40
Tabell 20 - Resultater endelig løsning butan	50
Tabell 21 - Endelig system pentan	51
Tabell 22 - Kjøpt energi og CO ₂ -utslipp * <i>Trykktap i varmevekslere tilsvarende som for butan</i>	52

1 Innledning

Hammerfest LNG (Snøhvit) er verdens nordligste og Europas første produksjonsanlegg for flytende naturgass (LNG). Det er også verdens første LNG-anlegg hvor kjølekompressorene drives elektrisk. Et gassfyrte kraftvarmeverk produserer nødvendig elektrisitet og varme til anlegget. Kraftvarmeverket står for mesteparten av anleggets CO₂-utslipp – i størrelsesorden 1 million tonn per år. Det gjør Snøhvit til et av Norges største punktutslipp av CO₂.

Snøhvit Tog I ble satt i produksjon i 2007. Det planlegges et Tog II som skal forsynes med elektrisitet fra strømmettet. Dette forutsetter bygging av ny 420 kV kraftledning fra Balsfjord til Hammerfest. Forutsatt at det gis konsesjon er det planlagt at linjen settes i ordinær drift i løpet av 2016 (1). En utfordring for Tog II vil være å få til en varmeproduksjon som gir lave klimagassutslipp. Bruk av varmepumper er et av alternativene som skal undersøkes nærmere.

Denne masteroppgaven bygger på arbeid som ble gjort i forbindelse med prosjektoppgaven høsten 2010. Ved analyse av varmebehov og spillvarmekilder på LNG-anlegget ble det konkludert med at det er mest energieffektivt å benytte en varmepumpe til å dekke varmebehovet i CO₂-stripperen. En gjennomgang av ulike arbeidsmedier viste at n-butan (R600) er mest egnet til denne prosessen. I løpet av de neste kapitlene vil det gjennomføres en analyse av varmepumpesystemet som ble foreslått i prosjektoppgaven og mulige forbedringer av dette. Dette vil lede til et nytt system som vil bli optimalisert og dimensjonert så langt det lar seg gjøre.

2 Bakgrunn

Snøhvit-prosjektet omfatter utbygging av de tre funnene Snøhvit, Albatross og Askeladd (2). Statoil er operatør. Produksjonsanlegget ligger på havbunnen (250 – 345 meter under havoverflaten) cirka 140 km nordvest for Hammerfest (3). Gassen transporteres fra feltet til Melkøya, hvor den kjøles ned til LNG (Liquified Natural Gas) og transporteres med spesialbygde LNG-skip til mottaksterminaler rundt om i verden.

Produksjon av LNG er svært energikrevende. I tillegg til kraft for å drive kjølekompressorene trengs det store mengder varme for forbehandling av naturgassen. Det er nødvendig å fjerne CO₂ fra gassen for å hindre dannelse av tørris ved nedkjølingen. For at gassen skal tilfredsstillere krav til renhet og brennverdi blir også en del tyngre hydrokarboner og andre stoffer (blant annet nitrogen, svovel og kvikksølv) fjernet fra gassen før den kjøles ned.

Gassammensetningen varierer mye fra anlegg til anlegg, og vil bestemme hvor mye energi som må brukes på forbehandling. Gassen fra Snøhvit inneholder 5-8 % CO₂ (4), noe som gjør CO₂-fjerningsprosessen til den største varmekrevende prosessen på Melkøya.

Det produseres store mengder spillvarme på LNG-anlegget, særlig i forbindelse med kjøleprosessene. Mesteparten av denne varmen har for lav temperatur til å kunne brukes direkte til å dekke et varmebehov andre steder i prosessen. Derfor avgis det meste av varmen til sjøvann. Ved å bruke varmepumper kan spillvarmen løftes til en høyere temperatur, slik at den kan benyttes i de varmekrevende prosessene.

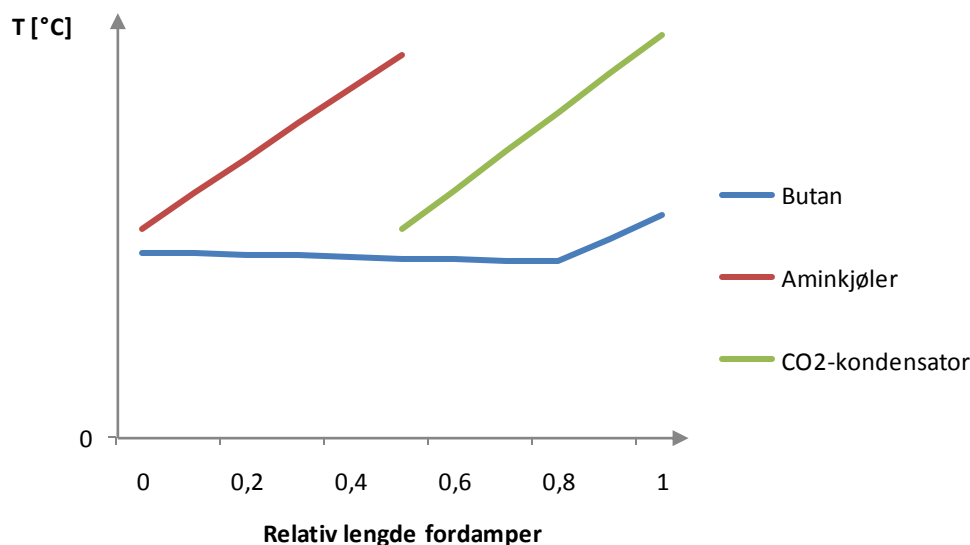
3 Butanvarmepumpe foreslått i prosjektoppgaven

Grunnlaget for denne masteroppgaven er lagt gjennom arbeidet med prosjektoppgaven "Varmegenerering med varmepumpe for LNG-anlegg" høsten 2010 (5). I denne oppgaven ble de ulike varmeforbrukerne på et typisk LNG-anlegg av typen Snøhvit analysert for å kartlegge størrelser og temperaturnivå. Spillvarmekildene ble også kartlagt med fokus på hva som kunne være best egnet for bruk sammen med varmepumpen. Gjennom dette arbeidet ble det klart at CO₂-stripperen vil være mest aktuelt å dekke med varme fra en varmepumpe.

CO₂-stripperen er en del av systemet som fjerner karbondioksid fra naturgassen. Dette må gjøres for å hindre tørrisdannelse i det ferdige LNG-produktet. På Snøhvit Tog 1 fjernes CO₂ ved at naturgassen går gjennom en absorberkolonne hvor den møter en aminløsning som binder karbondioksid til seg i en kjemisk reaksjon. Aminløsningen som brukes er metyldiethanolamin (MDEA). Etter absorpsjonen fjernes karbondioksidet fra aminløsningen ved gradvis oppvarming og møte med vanddamp i strippekolonnen. Stripperen i dette tilfellet har en temperatur på 113 °C i bunnen og et varmebehov på 62 MW ved designtilstand.

Det høye temperaturkravet i stripperen utelukker de fleste arbeidsmedier brukt i konvensjonelle varmepumper fordi en ved å bruke disse må operere over eller svært nær kritisk punkt. Av mulige arbeidsmedier ble vann, n-butan og ammoniakk sett nærmere på i prosjektoppgaven, og det ble konkludert med at n-butan var best egnet.

Varmepumpesystemet som danner utgangspunktet for denne oppgaven benytter aminkjøleren og CO₂-kondensatoren som varmekilder. Systemet har minste temperaturredifferanse på fem grader i fordampere og kondensator og 75 % isentropisk kompressorvirkningsgrad. Sugegassen overhetes for å hindre kondensdannelse under kompresjon. Trykktapene i rørstrekk mellom komponentene neglisjeres, men i fordampere og kondensator antas trykktap tilsvarende et temperaturfall på to grader. **Feil! Fant ikke referanse kilden.** viser en forenklet skisse av temperaturforløpet i fordampere. Det lineære temperaturforløpet antydnet i figuren stemmer godt med virkeligheten for butan og aminkjøleren, mens temperaturforløpet i CO₂-kondensatoren ikke vil være lineært.



Figur 1 - Temperaturforløp fordampere

3.1 Varmekildene

3.1.1 Aminkjøler

Aminkjøleren og CO₂-kondensatoren ble analysert i prosjektoppgaven. Aminkjøleren avgir en varmemengde på 36 MW til sjøvann. I løpet av denne prosessen senkes temperaturen på aminløsningen fra 81 °C til 44 °C (5). Aminet er i væskeform under hele avkjølingen med en varmeoverføringskoeffisient c_p som er omtrent 10 % høyere ved innløpet av varmeveksleren (81 °C) enn ved utløpet (44 °C). Dette betyr at noe mer varme avgis i øvre del av temperaturspennet. I denne oppgaven er ikke detaljgraden større enn at c_p kan antas å være konstant over hele spennet. Endringen i varmeoverføringskoeffisienten vil da gi en sikkerhetsmargin i forhold til hvor mye varme som kan hentes ut over en gitt temperatur.

3.1.2 CO₂-kondensator (5)

Karbondioksid som fjernes i stripperen forlater strippekolonnen i toppen sammen med en andel vanndamp. Det er ønskelig med ren CO₂ for reinjisering, derfor fjernes vannet og tilbakeføres til stripperen. Separeringen av CO₂ og vann gjøres ved at temperaturen senkes til et nivå hvor så godt som all vanndampen har kondensert.

Kondensasjonen vil skje ved glidende temperatur fordi duggpunktstemperaturen synker gjennom kondensatoren. Dette skjer fordi damptrykket synker ettersom dampen kondenserer. Varmen fra kondensering av vann varierer lite med temperaturen, og er på omtrent 2300 kJ/kg ved 85 °C (6). Avkjøling av CO₂-gass avgir mye mindre varme per kg. Med gjennomsnittlig varmekapasitet på ca 0,86 kJ/kg·K og avkjøling på 65 grader, avgir karbondioksidet omtrent 56 kJ/kg. Varme fra avkjølingen av kondensert vann må også tas med. Varmekapasiteten til vann endrer seg lite med temperaturen, og vil være omtrent 4,2 kJ/kg·K over hele temperaturområdet (6).

Gassblandingen ut fra stripperen vil inneholde i størrelsesorden 80 % CO₂ og 20 % vanndamp. Med denne sammensetningen kan man se ut i fra varmekapasitetene og kondensasjonsentalpien angitt over at det er vanndampen som vil være dominerende for varmeavgivelsen. Det interessante i forhold til tilknytning til varmepumpen er ved hvilke temperaturer varmen avgis. Dette avhenger i stor grad av hvordan damptrykket endrer seg gjennom kondensatoren.

For å gjøre et overslag på hvilke temperaturer varmen avgis i kondensatoren, kan man ta utgangspunkt i kondensasjon av ren vanndamp i en lukket beholder. Etter hvert som dampen kondenserer, minker damptrykket. Når halvparten av dampens masse er kondensert, er trykket omtrent halvparten. Med en initialtemperatur på 85 °C (som for kondensatoren) og tilhørende metningstrykk på 0,58 bar vil trykket ha sunket til 0,29 bar når halve dampens masse er kondensert. Kondensasjonstemperaturen i tanken vil da være 68 °C. Dette betyr at halvparten av kondensasjonsenergien avgis over de første 17 gradene (7) (8).

I kondensatoren vil det samme skje, men CO₂- og vannavkjøling vil også påvirke temperaturforløpet. Siden mesteparten av dampen kondenserer i øvre del av temperaturspennet, vil også mesteparten av vannet måtte avkjøles fra disse temperaturene, slik at gjennomsnittlig ΔT for vannavkjøling vil være differansen mellom gjennomsnittlig kondensasjonstemperatur og temperaturen ut av veksleren (20 °C). I dette tilfellet vil dette tilsvare $\Delta T = 48$, som omtrent tilsvarer 202 kJ/kg. Med den antatte gassblandingen (80/20) kan da energiavgivelsen i kondensatoren uttrykkes slik:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_k &= \dot{m}_{\text{damp}} \cdot (\overline{\Delta h}_{\text{kondensasjon}} + \overline{\Delta h}_{\text{væskeskjøling}}) + \dot{m}_{\text{CO}_2} \cdot \overline{\Delta h}_{\text{gasskjøling}} \\ &= \dot{m}_{\text{tot}} \cdot (0,2 \cdot (2300 + 202) + 0,8 \cdot 56) = \dot{m}_{\text{tot}} \cdot (500,4 + 44,8) \text{ kW} \end{aligned}$$

Med total effekt på 18 MW tilsvarer dette en total massestrøm på 33 kg/s. Energien som kommer fra vannandelen er over ti ganger så stor som energien fra CO₂-gassen. Ved å bruke energifordelingen gitt av ligningen over sammen med trykk/temperatur-sammenheng for vann finnes verdiene i tabellen under. Hvor stor andel av vannet som er kondensert ved en gitt temperatur er gitt av trykkforholdet ved de respektive temperaturene. Verdier for trykk, entalpi og varmekapasitet hentet fra Coolpack (9). Se vedlegg A for utledninger og ytterligere antakelser.

Temperatur [°C]	Damptrykkforhold P_t/P_{85} [-]	$\Delta h_{k,middel}$ [kJ/kg]	Tilgjengelig varme over gitt temperatur [MW]
80	0,82	2301	2,9
70	0,54	2305	7,5
60	0,34	2311	11,1
50	0,21	2318	13,6
40	0,13	2325	15,5

Tabell 1 - Tilgjengelig varme i CO₂-kondensator

Temperaturforløpet i kondensatoren er komplisert å regne nøyaktig på, men disse utregningene er en god tilnærming. Det bør gjøres en mer detaljert analyse av varmeavgivelsen i denne varmeveksleren ved en eventuell detaljprosjektering.

3.2 Detaljer, skisse og simulering

For å få mest mulig ut av varmepumpen er det viktig at den dimensjoneres for å dekke hele varmebehovet i stripperen. Det vil være nødvendig med et reservesystem som kan sikre operasjon av systemet hvis varmepumpen må stoppes, men det er ikke ønskelig å tilføre ekstra varme fra dette systemet ved vanlig kjøring av anlegget da dette vil senke systemvirkningsgraden betraktelig. Kondensatorytelsen settes derfor til 62 MW, tilsvarende varmebehovet i stripperen

Med antagelser om 75 % isentropisk virkningsgrad for kompressorene (10), isentalpisk struping (11) og ingen underkjøling står kun valg av fordampningstemperatur, trykktap og overhetning igjen. Grunnen til at underkjøling ikke er interessant er at det er ønskelig med lavest mulig trykkdifferanse i systemet, noe som gir kokepunktstemperatur lik 118 °C i kondensatoren. En underkjøler vil kun ha varme på temperaturer lavere enn dette tilgjengelig. Denne varmen kan ikke brukes direkte i stripperen, og er derfor kun interessant i en eventuell intern sugegassvarmeveksler.

Fordampningstemperaturen velges ut i fra hvor mye varme som er tilgjengelig på forskjellige temperaturer. Tabell 2 under viser tilgjengelig varme for forskjellige fordampnings-temperaturer, medregnet et trykkfall i fordamper tilsvarende to grader og en minste temperaturforskjell på fem grader (5). Varmemengdene er altså hvor mye varme som er tilgjengelig over fordampningstemperatur ved innløp av fordamperen pluss fem grader.

T_f [°C]	$Q_{aminkjøler}$ [MW]	$Q_{CO_2-kondensator}$ [MW]	$Q_{tilgjengelig}$ [MW]
40	35,03	14,60	49,6
45	30,16	13,58	43,7
50	25,30	12,39	37,7
55	20,43	11,01	31,4
60	15,57	9,40	25,0

Tabell 2 - Tilgjengelig varme

I prosjektoppgaven ble beregningsverktøyet CoolPack (9) brukt for beregninger på det foreslåtte varmpumpesystemet. Fordelen med å bruke dette programmet er at det er enkelt å bruke og at prosessen og resultatene kan fremstilles i forskjellige diagrammer som gjør det enkelt å tolke de. Ulempen med CoolPack er at en må velge varmpumpeprosesser som ligger inne i programmet når en skal simulere ulike systemer. Dette gjør at simulering med "uvanlige" løsninger er vanskelig å gjennomføre. Det er heller ikke mulig å simulere systemer med blandingsmedier. Siden dette er en viktig del av oppgaven, vil ikke CoolPack bli brukt som simuleringsverktøy i denne masteroppgaven. I stedet brukes prosessimuleringsverktøyet Pro/II (12).

Systemet som ble foreslått i prosjektoppgaven danner utgangspunktet for videre sammenligninger og simuleringer i denne oppgaven. Det viser seg at resultatene fra CoolPack ikke stemmer overens med tilsvarende simuleringer i Pro/II med n-butan som arbeidsmedium. De termodynamiske dataene for n-butan i CoolPack er noe ulik de i Pro/II, blant annet verdier for kritisk trykk og temperatur, som er en del av utgangspunktet for beregning av de andre tilstandene for stoffet. Verdiene i kritisk punkt og trykk ved 118 og 45 °C for de to programmene er gitt i Tabell 3 under. Det er brukt Peng-Robinson tilstandsligninger i beregningen i Pro/II.

	T_c [°C]	P_c [bar]	P_{118} [bar]	P_{45} [bar]
CoolPack	150,80	37,181	21,236	4,300
Pro/II	151,97	37,960	21,523	4,335

Tabell 3 - Ulikheter butandata

De kritiske verdiene til n-butan kan finnes i flere kilder. Disse bekrefter verdiene fra Pro/II. Hvordan verdier for ulike tilstander utregnes i CoolPack er ikke undersøkt, men forskjellene i disse faste dataene indikerer at resultatene fra dette programmet ikke kan brukes i sammenligninger med simuleringer i for eksempel Pro/II.

Tabell 4 under viser sammenligning av grunnsystemet fra prosjektoppgaven beregnet i CoolPack og Pro/II. Det er resultatene fra simulering i Pro/II som danner utgangspunktet for sammenligninger videre i denne oppgaven. Det er brukt Peng-Robinson (PR) tilstandsligninger, siden denne i følge (13) gir bedre nøyaktighet for kalkulasjoner i tofase-området enn alternativet Soave-Redlich-Kwong (SRK).

	CoolPack	Pro/II
$Q_{\text{fordamper}}$	39,9 MW	38,7 MW
$Q_{\text{kondensator}}$	62,0 MW	62,0 MW
\dot{m}	256,4 kg/s	269,8 kg/s
W	22,1 MW	23,3 MW
V_1	88.200 m ³ /h	90.700 m ³ /h
COP	2,80	2,66
η_c	0,44	0,41

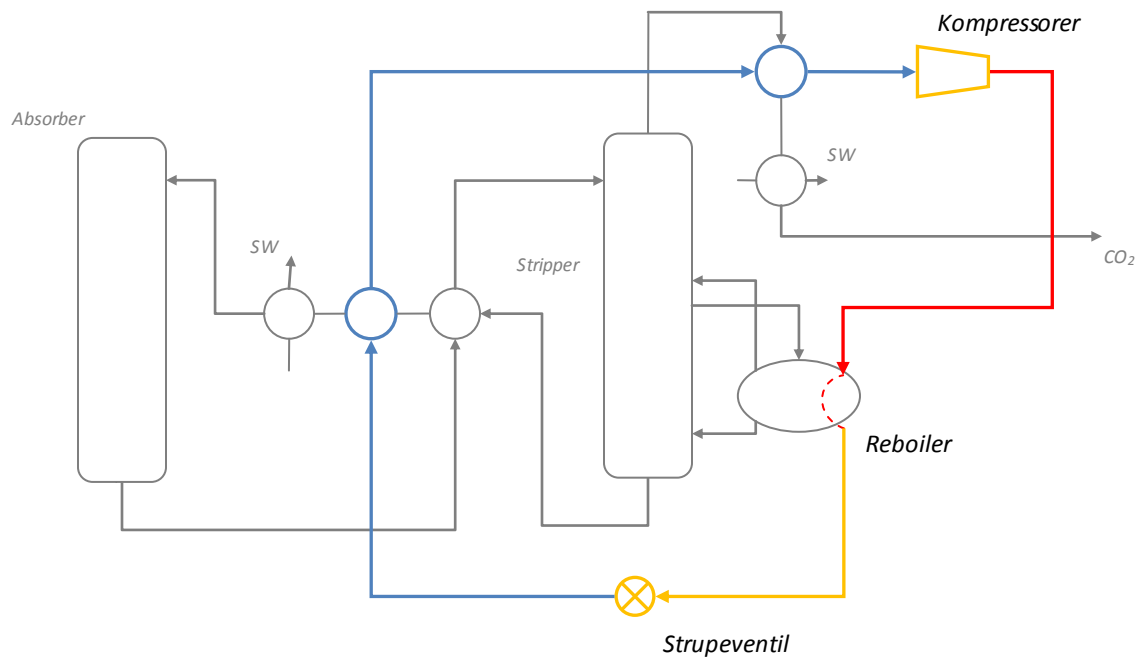
Tabell 4 - Resultater grunnsystem CoolPack og Pro/II

Forskjellene er ikke veldig store, men videre i oppgaven benyttes Pro/II-simuleringen gitt her som nytt grunnsystem. Fordamperytelsen på 38,7 MW tilsvarer en fordampningstemperatur på 48,7 °C i starten på fordamperen. Tilgjengelig varme over 53,7 °C fra de to varmekildene er omtrent 39,3 MW. Differansen på 0,6 MW vil brukes videre ved andre prosesser senere i oppgaven for å få en så riktig sammenligning med grunnsystemet som mulig.

Grunnsystemet har ti graders overheting av sugegassen og et trykkforhold på omtrent 4,9 mellom høy- og lavtrykksside. Dette trykkforholdet vil kreve to kompressortrinn (10).

Det er brukt trykktap tilsvarende to graders temperaturfall i kondensator og fordampere. Dette tilsvarer 0,78 bar i kondensatoren og 0,24 bar i fordampere. Trykktap i rørstrekk mellom komponentene er sett bort i fra for å forenkle simuleringene. Dette tapet vil være lite i forhold til de andre tapene i prosessen, og det vil være forholdsvis likt for alle de alternative prosessene som presenteres.

Skissen under viser hvordan systemet er tenkt å kobles sammen. De grå komponentene og koblingene viser CO₂-fjerningssystemet og de fargede komponentene representerer varmepumpesyklusen, med temperaturnivåer indikert med farger. Parallellkobling av fordampere er mulig, men krever ekstra ventiler og følere som sørger for at riktig mengde arbeidsmedium sendes til hver fordamper. Ved å seriekoble fordampere unngår man denne utfordringen.



Figur 2 - Skisse av grunnsystemet

Temperaturforløpet vil være noe forskjellig for de to fordampere. Etter at arbeidsmediet har passert gjennom den første fordampere, har temperaturen falt noe på grunn av trykktapet, slik at gjennomsnittlig temperatur i den andre fordampere (sett bort i fra overhetningen) vil være lavere. Fordampere arbeidsmediet passerer gjennom til slutt må også ta seg av overhetningen. Disse faktorene gjør at fordampningstemperaturen kan være noe høyere enn det som er beregnet. Forskjellene fra det teoretiske scenarionet er små, så det anses som unødvendig å ta med dette i simuleringene. Det er allikevel viktig å huske på at disse faktorene sannsynligvis vil gjøre at det ikke er likegyldig hvilken varmekilde som plasseres først i kretsen.

3.3 Termodynamisk analyse

I prosjektoppgaven ble det lagt vekt på å foreslå en varmepumpe løsning som var gjennomførbar og lite komplisert. Det resulterte i en standard varmepumpeprosess, med unntak av overhetningen av butan i fordampere som er nødvendig for å hindre kondensdannelse under kompresjon. De fleste arbeidsmedier brukt i varmepumper har duggpunktstemperaturer ved avtagende entropi med økende trykk. Dette gir en duggpunktlinje som heller mot venstre i T/s-diagrammet. Mettet gass kan da komprimeres uten fare for kondensdannelse. Butan har derimot en ganske annerledes duggpunktlinje, som gjør at mettet sugegass vil gi trykkgass i tofase-området ved normale kompressorvirkningsgrader.

3.3.1 Carnot-virkningsgrad

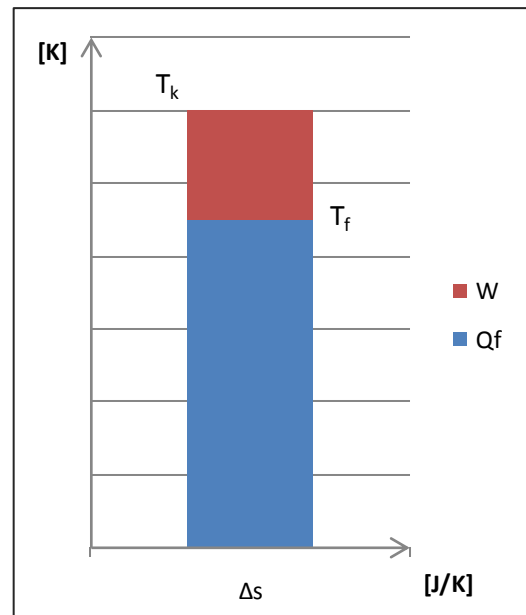
En måte å beskrive effektiviteten til en varmepumpe på er å sammenligne den med en tapsfri varmepumpe. Denne ideelle varmepumpen vil ha isentropisk kompresjon og trykkreduksjon, isotermisk varmeopptak og varmeavgivelse samt uendelig liten temperaturdifferanse i varmevekslerne (11). Figur 3 viser hvordan differansen mellom kondensasjons- og fordampningstemperatur bestemmer virkningsgraden til varmepumpen.

Ved fordampningen opptas fordampningsvarmen Q_f , før kompresjonen gir temperaturløftet fra T_f til T_k . Summen av Q_f og kompressorarbeidet W avgis i kondensatoren som Q_k .

Med utgangspunkt i at all varme avgis ved fordampningstemperatur vil Carnot-effekt faktoren ϵ_c og carnotvirkningsgraden η_c til grunnsystemet være:

$$\epsilon_c = \frac{Q_k}{W} = \frac{T_k}{T_k - T_f} = \frac{113 + 273,15}{113 - 53,7} = 6,51$$

$$\eta_c = \frac{\text{COP}}{\epsilon_c} = \frac{2,66}{6,43} = 0,408$$



Figur 3 – Ideell carnotprosess

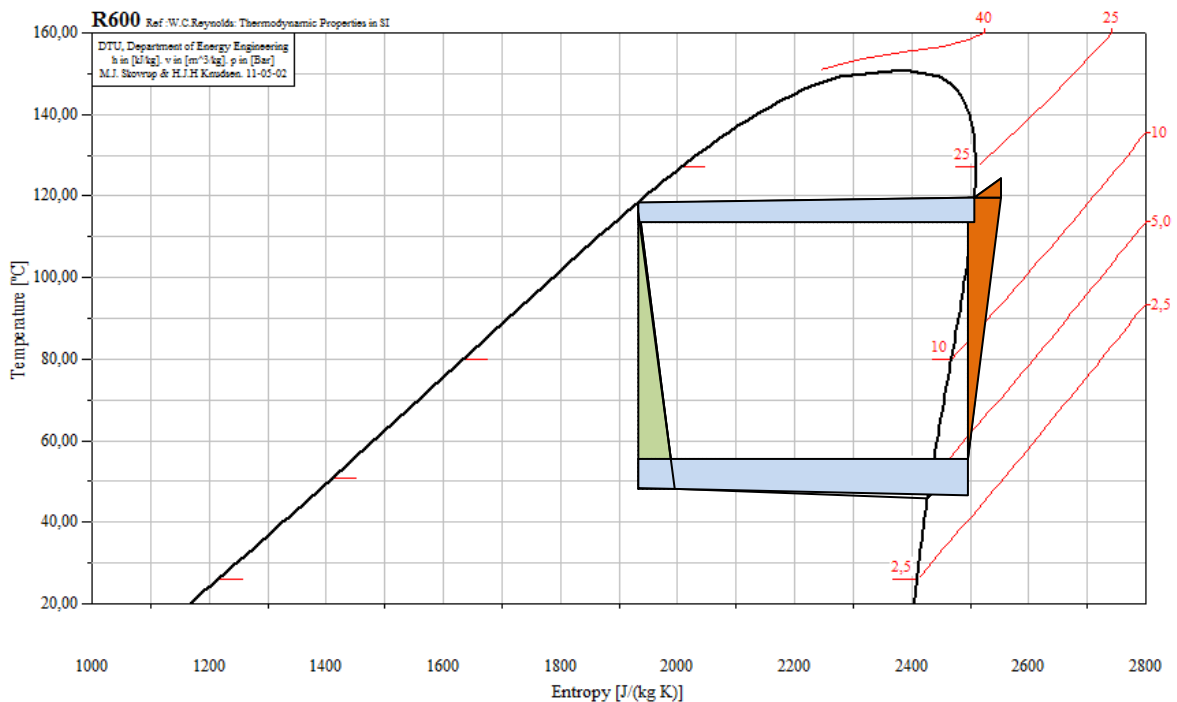
Carnot-effekt faktoren tar utgangspunkt i varmeopptakelse fra en isoterm varmekilde i fordampningen. Det er ikke tilfellet her, og derfor vil ikke Carnot-effekt faktoren være den høyest teoretiske virkningsgraden til varmepumpen. Varmekildene har glidende temperatur. En ideell varmepumpe ville hatt en fordampningstemperatur som fulgte temperaturen i varmekildene. I tilfellet med inngående fordampningstemperatur på 48,7 °C og 38,7 MW varmeeffekt i fordampningen vil gjennomsnittlig temperatur for varmeavgivelse være omtrent 69 °C for varmekildene. Dette indikerer en maksimal virkningsgrad på omtrent 8,8. Forskjellen fra Carnot-virkningsgraden på 6,51 er stor, noe som indikerer et stort potensial for utnyttelse av at varmen finnes over et stort temperaturspenn.

3.3.2 Identifisering av tap

Det er mange fordeler med en enkel varmepumpeprosess: Få komponenter, enkel feilsøking og lav investeringskostnad er noen av dem. Ulempene med en slik varmepumpe er at den blir mindre effektiv. Figur 3 under viser prosessen i et T/s-diagram, med strupningstap og kompressortap inntegnet i henholdsvis grønn og oransje farge. Temperaturtapet i varmevekslerne er antydnet i lysblått, og overlapper til en viss grad strupnings- og kompressortapene

Carnot-effekt faktoren på 6,43 forteller at den ideelle varmepumpen ville trenge omtrent 9,64 MW tilført effekt for å levere kondensatorytelsen på 62 MW. Siden prosessen avviker

fra carnotprosessen på grunn av overhettet gass inn og ut av kompressorene er det vanskelig å kvantifisere tapene og plassere de i en gitt kategori. For eksempel skyldes det økte kompresjonsarbeidet både at kompressorene ikke komprimerer isentropisk og at varmevekslerne opererer med en temperaturdifferanse. Tapene i kompressoren er i så måte knyttet både til forhold som har med kompressoren og varmeoverføringsprosessene å gjøre.



Figur 4 - T/S-diagram med tap

3.3.2.1 Kompressor

Kompressortapene representerer en stor del av tapene i denne varmepumpeprosessen. Den aktuelle kompressortypen for denne prosessen er radiell turbokompressor. Tapene knyttet til kompressoren består av mekaniske tap og prosesstap. De mekaniske tapene er tap i motoren som driver kompressoren og i kraftoverføringen mellom motor og kompressor. Disse forandrer seg lite når prosessen endrer seg. Prosesstapene, derimot, avhenger i stor grad av trykkforholdet i varmepumpen. Jo større trykkforhold, jo lavere virkningsgrad.

Å få til lave kompressortap handler i stor grad om å velge gode kompressorer, gjenvinne varmetap fra kompressorene og redusere trykkforholdet i varmepumpen. Når kondensasjonstemperatur og varmekilder er valgt, avhenger trykkforholdet kun av de ulike trykktapene rundt om i systemet og temperaturdifferansen i varmevekslerne.

3.3.2.2 Varmevekslere

Varmeoverføringen i kondensator og fordampere drives av temperaturdifferansen mellom arbeidsmediet og varmekilde/varmesluk. I prosjektoppgaven ble temperaturdifferansen satt til fem grader, som er en vanlig verdi å ende på når varmepumpeanlegg dimensjoneres.

Lavere temperaturdifferanser krever høyere varmevekslerareal eller varmeovergangstall (u-verdi) for å opprettholde varmeoverføringen.

Sammenlignet med en carnot-prosess, hvor temperaturdifferansen er uendelig liten, er tapene svært store i varmevekslerne. Det er allikevel ikke enkelt å redusere disse tapene. Til syvende og sist vil det være en økonomisk vurdering av varmevekslerne som bestemmer størrelse og type, og dermed temperaturdifferansene.

I tillegg til tapene som følge av valgt temperaturdifferanse ΔT vil varmevekslerne ha et trykktap. Dette trykktapet må dekkes inn i form av økt kompressorarbeid. Grunnsystemet er antatt å ha et trykktap tilsvarende to graders temperaturfall gjennom både kondensator og fordampere. I følge (14) regnes trykktap tilsvarende 1-2 K redusert metningstemperatur som optimalt. Dette tilsvarer 0,78 bar i kondensatoren og 0,24 bar i fordampene (9). Siden trykktapet noe forenklet er proporsjonalt med ρV^2 , vil det være naturlig at kondensatoren har lavere trykktap enn fordampene. Dette fordi gasstettheten er omtrent fem ganger høyere i kondensatoren, noe som medfører en tilsvarende lavere strømningshastighet. Kondensatoren er imidlertid større og har lavere LMTD enn fordampene, noe som krever at vekslerarealet er større. Dette fører igjen til større trykktap.

Utrekning av virkelig trykktap krever detaljerte data som ikke vil være tilgjengelig i en forstudie som dette.

3.3.2.3 Trykkreduksjon/strupning

Trykkreduksjonen fra høyt til lavt trykk gjøres isentalpisk i en vanlig strupeventil (11). Dette gir en økning i entropi som representerer tapt ekspansjonsarbeid. Denne varmpumpeprosessen har et høyt strupningstap først og fremst fordi temperaturdifferansen er stor. Det er derfor svært interessant å se på løsninger for å redusere dette tapet.

3.4 Mulige Prosessforbedringer

3.4.1 Totrinns trykkreduksjon med åpen mellomtrykksbeholder (I)

Grunnsystemet benytter den enkleste løsningen for trykkreduksjon: En enkelt strupeventil som reduserer trykket ved konstant entalpi. Ved å redusere trykket trinnvis har man muligheten til å skille gass- og væskefasen i en mellomtrykksbeholder. Gassen som dannes ved struping til mellomtrykk sendes til høytrykkkompressoren, og den mettede væsken strupes til fordampetrykk. Da oppnås lavere massestrøm gjennom fordampere og lavtrykkkompressoren både ved at noe av massen resirkuleres direkte fra mellomtrinn (gassgjenvinning) og at Δh øker i fordampere.

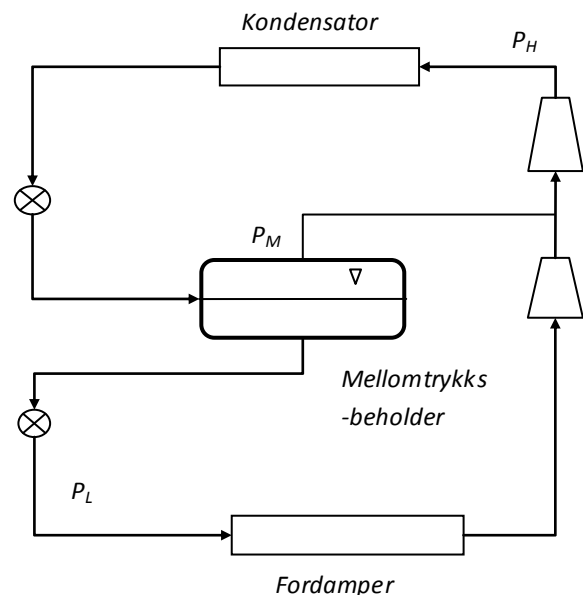
Mellomtrykket bør velges til det trykket som gir den laveste gjennomsnittlige trykkstigningen per trinn for kompressorene. Dette medfører at trykkforholdet mellom mellomtrykk og lavtrykk skal være likt som trykkforholdet mellom høytrykk og mellomtrykk:

$$\frac{P_M}{P_L} = \frac{P_H}{P_M} \Rightarrow P_M = \sqrt{P_H \cdot P_L}$$

Med de samme betingelsene som for grunnsystemet vil trykket i mellomtrykksbeholderen være omtrent 10,1 bar. I tabell x under sammenlignes fordampningsentalpi og gassandel etter struping for grunnsystemet og det forbedrede systemet.

	Grunnsystem	System med mellomtrykksbeholder
P_H (bar _a)	22,303	22,303
P_L (bar _a)	4,542	4,542
P_M (bar _a)	-	10,064
Δh_f (kJ/kg)	143,453	268,854
x_M (kg/kg)	-	0,423
x_L (kg/kg)	0,624	0,254

Tabell 5 - Sammenligning simulering



Figur 5 - System med mellomtrykksbeholder

De to mest interessante virkningene av systemendringen er at fordampningsentalpien øker betraktelig (ca 87 %) og at over 40 % av massestrømmen kan sendes direkte som gass til høytrykkkompressoren. Den økte fordampningsentalpien gjør at massestrømmen kan reduseres betraktelig. Ved like betingelser som for grunnsystemet skal arbeidsmediet oppta ca 38,7 MW varme i fordampnerne. Sammenhengen mellom massestrøm, varmeeffekt og fordampningsentalpi er gitt av ligningen under.

$$Q_f = \Delta h_f \cdot \dot{m}_f \quad (11)$$

Massestrømmen i fordampneren kan med det nye systemet senkes fra 269,8 til 143,9 kg/s gitt at den samme varmemengden skal tas opp. Dette gir en betydelig reduksjon i kompressorarbeid for lavtrykkkompressoren og dermed høyere COP. Dette fører igjen til at mer varme må tas opp i fordampneren for at varmpumpen skal kunne levere den samme varmeeffekten som i grunnsystemet (62 MW).

En utfordring med denne løsningen er at gassen som gjenvinnes på mellomtrinnet er tørrmettet. Ingen overheting her kan gi problemer både i forhold til væskedråper i kompressoren og kondensdannelse ved kompresjon. Derfor er det viktig at gassen ut fra fordampneren overhetes tilstrekkelig til at blandingen av den tørrmettede gassen fra mellomtrinnet og gassen som har passert gjennom lavtrykkkompressoren holder høy nok temperatur til at disse problemene unngås.

Trykkgassen i grunnsystemet holder omtrent 124,7 °C. For sammenligningens skyld er det derfor rimelig å operere med samme trykkgasstemperatur i det nye systemet. Dette gir en sikkerhetsmargin på omtrent fem grader i forhold til kondensdannelse. Hvorvidt dette er en tilstrekkelig margin bør vurderes nærmere ved mer detaljert prosjektering. I tottrinnsystemet reguleres denne temperaturen ved overheting av butan i fordampneren. Den samme trykkgasstemperaturen gir den samme entalpiendring og massestrøm gjennom kondensatoren som for grunnsystemet (269,8 kg/s).

Med disse betingelsene blir spørsmålet hvor mye mer fordampereffekt som trengs. For de to valgte varmekildene er det ikke mer tilgjengelig varme ved lik fordampertemperatur som i grunnsystemet. Derfor må temperaturen senkes for å få tilgang til mer varme, med de negative effektene det har på systemeffektiviteten. Med utgangspunkt i verdiene fra **Feil! Fant ikke referanse kilden.** kan systemet simuleres med ulike fordampningstemperaturer. Tabell 6 under viser resultater fra simulering i Pro/II med tilgjengelig varme utregnet lineært for aminkjøleren og fra formel i vedlegg A for CO₂-kondensatoren. Verdiene $h_{M,dp}$ og $h_{M,mix}$ representerer henholdsvis entalpien for tørrmettet gass ved middeltrykk og nødvendig entalpi for blandingen mellom gassen fra mellomtrykksbeholderen og lavtrykkkompressoren. Som for grunnsystemet er fordampertemperaturen valgt slik at det er omtrent 0,6 MW overskuddseffekt fra varmekildene.

T_f [°C]	P_H/P_L [-]	P_M [bar _a]	x_M [kg/kg]	$Q_{f, tilg.}$ [MW]	$h_{M,dp}$ [kJ/kg]	$h_{M,mix}$ [kJ/kg]
42	5,941	9,150	0,455	47,3	500,99	518,57
43	5,771	9,285	0,451	46,1	501,88	519,36
44	5,605	9,421	0,446	44,9	502,76	520,16
45	5,446	9,557	0,441	43,7	503,63	520,96
46	5,294	9,694	0,436	42,5	504,50	521,76
47	5,146	9,832	0,431	41,3	505,36	522,56
48	5,003	9,971	0,427	40,1	506,21	523,37

Tabell 6 - Simuleringer med ulik T_f

Nødvendig overhetning av butan i fordampere bestemmes av mengden gass som gjenvinnes. For å oppnå samme temperatur på gassen ut av høytrekkkompressoren som for grunnsystemet (124,7 °C) må gassen inn på denne kompressoren være i samme tilstand som ved tilsvarende trykk i kompresjonsprosessen til grunnsystemet. Ved å simulere grunnsystemet med kompresjon kun opp til mellomtrykk finnes denne verdien. Ligningen under beskriver hvordan blandingen av de to gassene gir riktig entalpi på blandingen.

$$x_m \cdot h_{M,dp} + (1 - x_M) \cdot h_{M,kompressor} = h_{M,mix} \Rightarrow h_{M,kompressor} = \frac{h_{M,mix} - x_M \cdot h_{M,dp}}{1 - x_M}$$

Bruk av ligningen over sammen med verdiene i Tabell 6 gir entalpiene for trykk-gassen ut av lavtrykkkompressoren. Tilstandspunktet for gassen ut av fordampere finnes i Pro/II ved å simulere lavtrinn-syklusen med kompresjon opp til riktig entalpiverdi. Denne verdien kan settes i en controller hvor endringsvariabelen er overhetningen av butan i fordampere

Tabell 7 viser nødvendig overhetning ved ulike fordampningstemperaturer. Med disse verdiene kan det nå kjøres simuleringer for å finne ut hvilken fordampningstemperatur man vil havne på med dette systemet og aminkjøler og CO₂-kondensator som varmekilder.

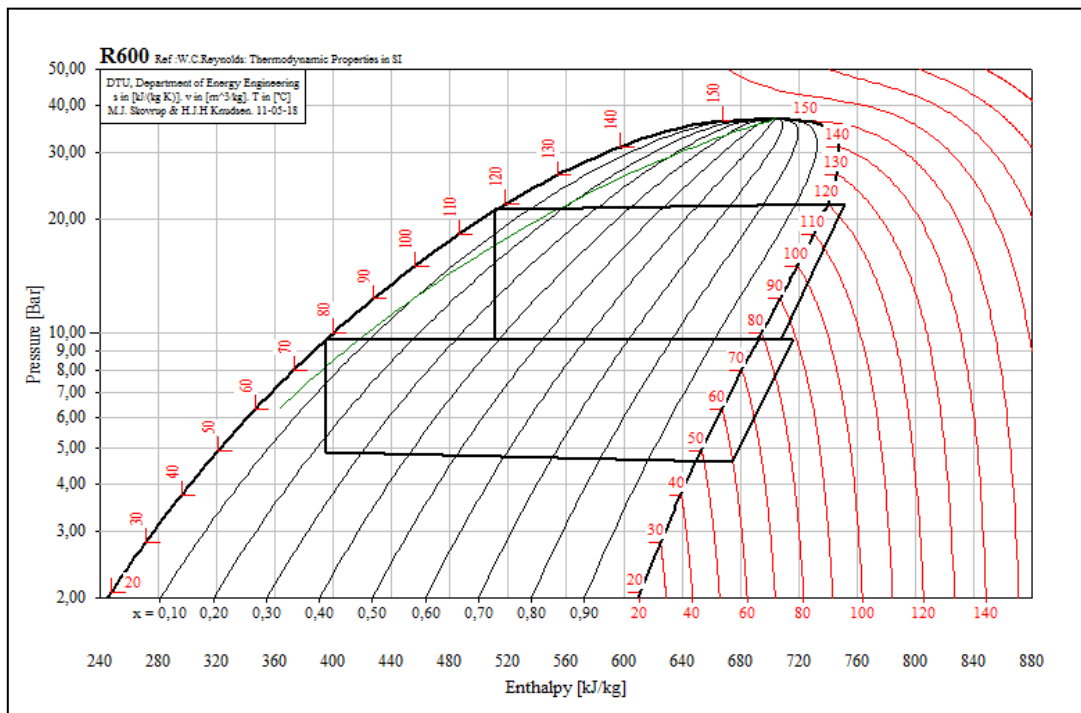
T_f [°C]	P_f [bar _a]	$h_{oh,lt}$	$T_{oh,lt}$ [°C]
42	3,754	482,00	56,79
43	3,865	483,34	57,67
44	3,979	484,64	58,54
45	4,095	485,92	59,40
46	4,213	487,26	60,29
47	4,334	488,55	61,16
48	4,458	489,95	62,08

Tabell 7 - Verdier overhetet gass

Simulering av dette systemet viser at en fordampningstemperatur på 45,5 °C gir en nødvendig fordampertyelse på 42,7 MW. Dette gir en margin på 0,5 MW og er derfor sammenlignbart med grunnsystemet. Utregningen av disse verdiene er gjort ved simulering av hvert trinn i varmepumpen for seg. Masseflyten for høytrinnet er beregnet med utgangspunkt i gitt kondensatorytelse. For lavtrinnet er masseflyten beregnet lik væskeandelen ved gitt mellomtrykk fra Tabell 6. Grensebetingelsene har vært utgående

temperatur og trykk fra høytrykkkompressoren og trykk/temperatur-verdier fra Tabell 7 for lavtrykkkompressoren. Flytskjema og detaljerte data fra simuleringen er gjengitt i vedlegg D.

Figuren under viser prosessen i et log P/h-diagram skissert i CoolPack. Sammenlignet med grunnsystemet ser en at entalpiforandringen i fordampere er blitt betydelig større. Det gjør at massestrømmen kan senkes tilsvarende og fortsatt ta opp den samme varmemengden. En ser også at temperaturen synker noe for gassen mellom de to kompresjonstrinnene, noe som skyldes at tørrmettet gass fra mellomtrinnet møter den overhete gassen fra lavtrykkkompressoren.



Figur 6 - Trykk/entalpi-diagram

Introduksjonen av totrinns trykkreduksjon og mellomtrykksbeholder med gjenvinning av gass på mellomtrinn fører til en bedre varmepumpeprosess. Resultatene i Tabell 8 viser at samlet kompressorarbeid synker med omtrent 4 MW i forhold til grunnsystemet. Dette gir en COP på 3,22, mot tidligere 2,66. Et annet interessant resultat er volumstrømmen inn på lavtrykkskompressoren. Volumreduksjonen er på over 35 % sammenlignet med grunnsystemet. Dette vil redusere investeringskostnadene for lavtrykkkompressoren, noe som vil virke positivt i forhold til de økte kostnadene knyttet til mellomtrykkssystemet.

$Q_{\text{fordamper}}$	42,7 MW
$Q_{\text{kondensator}}$	62,0 MW
\dot{m}_h	269,8 kg/s
\dot{m}_l	151,5 kg/s
W_h	12,0 MW
W_l	7,3 MW
V_h	42.500 m ³ /h
V_l	57.000 m ³ /h
COP	3,22

Tabell 8 - Resultater (I)

Økningen i varmebehov fra fordampene gjør det interessant å se på hvordan innføringen av en tredje varmekilde kan bedre systemet. Ved kun å bruke aminkjøleren og CO₂-kondensatoren vil en måtte senke fordampningstemperaturen hvis prosessen forbedres. Dette gjør at en ikke får fullt utbytte av prosessforbedringer. Jo bedre prosessen blir, jo mer interessant vil det være å introdusere en tredje varmekilde til varmepumpen.

Kommentarer

I beregningene er isentropisk kompressorvirkningsgrad satt til 75 % for begge systemene. Kompressorene i det foreslåtte systemet har et trykkforhold som er omtrent 5 % høyere enn i grunnsystemet. Dette vil sannsynligvis gi en noe lavere virkningsgrad for kompressorene i den foreslåtte prosessen.

For mellomtrykksbeholderen er det tatt utgangspunkt i at all gassen som dannes ved struping til mellomtrykk sendes til høytrykkkompressoren. Denne beholderen er en svært stor tank som holder omkring 80 °C. Selv om den isoleres, vil temperaturdifferansen mellom tanken og omgivelsene være såpass stor at det vil avgis betydelige varmemengder. Dette vil føre til kondensasjon av en del av gassen og på den måten trekke ned effekten av mellomtrykksbeholderen.

For dette alternativet er det tatt utgangspunkt i identiske trykkløft for kompressorene. For standard varmepumpeprosesser vil dette alltid være den beste løsningen, siden arbeidsfordelingen mellom kompressorene da kun vil påvirke kompressorvirkningsgradene. I tilfellet med mellomtrykksbeholder vil også mellomtrykket påvirkes. Et lavere mellomtrykk vil gi en høyere gassandel og en lavere massestrøm på lavtrinnet. Selv om total kompressorvirkningsgrad da vil synke, kan det tenkes at den totale effektiviteten øker. Det er ikke sett på optimalisering av mellomtrykket i denne omgang.

3.4.2 Tretrinns trykkreduksjon (II)

Effekten av tottrinns trykkreduksjon er stor, så det må antas at å bruke enda et trinn vil gi en god økning av COP. Gassen fra mellomtrykkene må innføres på riktig trykknivå mellom to kompressorhjul. For at det skal være aktuelt med to mellomtrykk må det derfor benyttes tre kompressortrinn. Dette fører til økte investeringskostnader. Trykkforholdet for hver kompressor blir lavere, noe som kan gi en liten økning i virkningsgraden.

I tillegg til komponentene som kreves for alternativ I behøves det her en tredje strupeventil, en ekstra mellomtrykksbeholder, et tredje kompressortrinn (som nevnt over), flere rør og et mer avansert styringssystem. Man oppnår en lavere massestrøm gjennom de to første kompressortrinnene på grunn av at gassen fra mellomtrinnene gjenvinnes og at entalpidifferansen i fordampene økes. Strupningstapet vil også bli betydelig lavere ved flere trinn med trykkreduksjon.

Forbedringen av grunnsystemet til alternativ I gav en reduksjon av kompressorarbeidet på omtrent 4 MW, tilsvarende 17 %. Innføringen av det neste mellomtrinnet vil ha en lavere

effekt. Simuleringene vil bli svært kompliserte hvis hele tretrinns-systemet skal simuleres i ett enkelt oppsett. Derfor er det på forhånd regnet ut verdier for case med forskjellige fordampningstemperaturer. Ved å finne verdier for gassandel etter struping og mellomtrykk ved ulike fordampningstemperaturer forenkles simuleringsarbeidet betraktelig.

Høytrykket i varmepumpen er gitt av nødvendig utløpstrykk i kondensatoren pluss trykktapet i denne. Dette gir som for de andre alternativene et høytrykk på 22,303 bar. Lavtrykket (fordampertrykket) er gitt av fordampningstemperaturen. Denne må velges slik at det er nok tilgjengelig varme for fordampere. De to mellomtrykkene velges slik at trykkstigningen for hvert trinn er den samme. Med kjente verdier for høy- og lavtrykk kan de to mellomtrykkene finnes ved å finne trykkforholdet Π (som er likt for hvert kompressortrinn):

$$P_L \cdot \Pi = P_{ML} \quad P_{ML} \cdot \Pi = P_{MH} \quad P_{MH} \cdot \Pi = P_H$$

$$\Rightarrow P_L \cdot \Pi^3 = P_H \quad \Rightarrow \Pi = \sqrt[3]{\frac{P_H}{P_L}}$$

Det antas at fordampningstemperaturen vil ligge under 45 °C for denne løsningen. Tabell 9 - Data til simulering tretrinns struping under viser data som tas med inn i simuleringene for ulike fordampningstemperaturer. Siden reduksjonen i kompressorarbeid vil være lavere ved innføringen av mellomtrinn nummer to enn det første mellomtrinnet, er det ikke nødvendig å kalkulere verdier for fordampningstemperaturer lavere enn 42 °C. Dette er fordi denne fordampningstemperaturen tilsvarer en fordampereffekt 4 MW høyere enn for alternativ I. Med samme kondensatorytelse vil dette medføre en nedgang i kompressorarbeid med 4 MW, noe som tilsier like stor forbedring som for første mellomtrinn.

I tabellen er P_{ML} lavt mellomtrykk, P_{MH} er høyt mellomtrykk og x -verdiene er gassandelen som dannes ved struping fra kokepunktlinjen et trykknivå over. Q_t er tilgjengelig varme ved fordampningstemperatur pluss fem grader minste temperaturdifferanse. P_L er lavtrykket etter trykktap i fordampere.

T_f [°C]	P_L [bar _a]	Π	P_{ML} [bar _a]	P_{MH} [bar _a]	x_{ML}	x_{MH}	Q_t [MW]
45	4,095	1,759	7,205	12,676	0,235	0,334	43,74
44	3,979	1,776	7,068	12,555	0,237	0,338	44,93
43	3,865	1,794	6,932	12,434	0,239	0,342	46,12
42	3,754	1,811	6,799	12,314	0,241	0,346	47,29

Tabell 9 - Data til simulering tretrinns struping

Entalpidifferansen i kondensatoren er den samme som før. Derfor må også massestrømmen gjennom kondensatoren være lik. Med en kjent massestrøm på 269,8 kg/s gjennom kondensatoren kan massestrømmene ellers i systemet regnes ut når en vet hvor mye gass

som gjenvinnes for hvert av strupningstrinnene. Ytterligere detaljer bak simuleringen er gitt i Vedlegg H.

Simuleringene viser at balansepunktet ligger ved en fordampningstemperatur på 44,5 °C. Det er da omtrent 0,6 MW til overs i varmekildene. Resultatene vises i Tabell 10. Virkningen av enda et strupingstrinn er 1 MW lavere kompressorarbeid. Reduksjonen ved innføringen av det første mellomtrinnet gav en reduksjon på 4 MW. En kan derfor forvente liten effekt av et eventuelt tredje mellomtrinn med denne løsningen. Volumstrømmen gjennom lavtrykkskompressoren reduseres med rundt 9 % i forhold til alternativ I.

Siden effekten av et ekstra mellomtrykk er såpass liten virker det fornuftig å konkludere med at dette alternativet ikke vil være aktuelt å gjennomføre med tanke på alle ekstra kostnader forbundet med det. Skulle det vise seg at det behøves tre kompressortrinn kan det være en aktuell løsning.

Med dette alternativet vil mellomtrykksbeholderen på laveste mellomtrykk holde en temperatur på omtrent 65 °C, noe som gjør det mulig å øke gassandelen i tanken ved å la en av spillvarmekildene varmeveksle her før den avgir resten av varmen til arbeidsmediet på lavtrykk. Da vil COP øke ytterligere. Ulempen med dette er at det behøves enda en varmevekslersom kompliserer og fordyrer varmepumpesystemet.

Kort oppsummert vurderes alternativ I på bakgrunn av faktorer nevnt over som et mer fornuftig valg enn alternativ II.

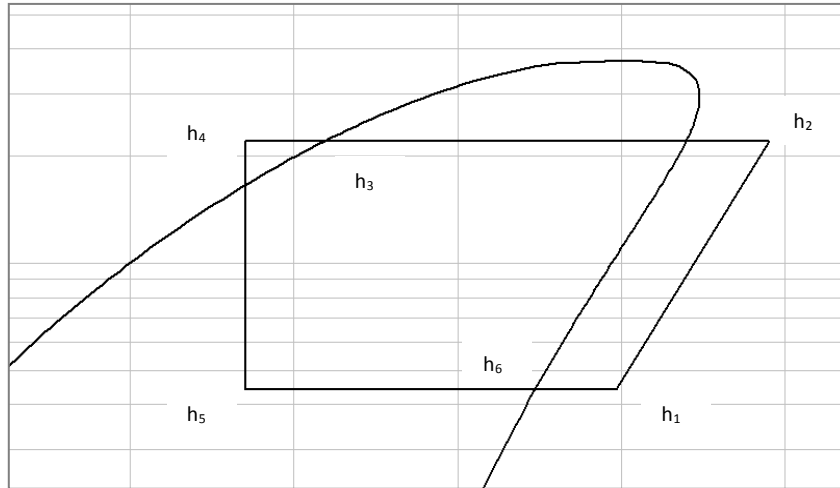
3.4.3 Sugegassvarmeveksler

Overhetningen av sugegassen gjøres i en av fordamperne for de to systemene som er beskrevet til nå. Ved bruk av en sugegassvarmeveksler overhetes i stedet sugegassen av den varme væsken på høytrykk.

Figur 7 viser prosessen prinsipielt i et log P/h-diagram.

$Q_{\text{fordamper}}$	43,7 MW
$Q_{\text{kondensator}}$	62,0 MW
\dot{m}_H	269,8 kg/s
\dot{m}_M	179,1 kg/s
\dot{m}_L	136,9 kg/s
W_H	8,0 MW
W_M	5,8 MW
W_L	4,5 MW
V_H	31.700 m ³ /h
V_M	39.100 m ³ /h
V_L	53.100 m ³ /h
COP	3,39

Tabell 10 – Resultater (II)



Figur 7 - Prinsipielt trykk/entalpidiagram sugegassvarmeveksler

Siden massestrømmen er den samme gjennom hele prosessen vil en kunne sette opp en energibalanse for sugegassvarmeveksleren direkte med entalpiene:

$$h_1 - h_6 = h_3 - h_4$$

For å levere nødvendig kondensatorytelse (62 MW) må massestrømmen i systemet være den samme som tidligere. Den eneste forskjellen sugegassvarmeveksleren gjør er at en ikke får noe overheting av gassen i fordampere. Siden varmekildene i dette anlegget har såpass høy temperaturglidning vil det ikke være noe problem å gjøre overhetingen i fordampere. Derfor vil ikke en sugegassvarmeveksler ha noen effekt på effektiviteten til systemet. For varmepumper som benytter varmekilder med liten temperaturredifferanse i fordampere (sjøvann, grunnvarme, luft) vil en sugegassvarmeveksler være et godt tiltak, siden en ikke kan få til overheting ved hjelp av varmekilden.

Konklusjonen er at en sugegassvarmeveksler ikke vil ha noen effekt på COP for dette systemet, og derfor er uaktuelt. Det kan vise seg at kompressorene krever overheting av gass på mellomtrykk for tottrinns systemer. Da kan det være aktuelt med en sugegassvarmeveksler for å hindre kompressorproblemer, men den vil fortsatt ikke forbedre varmepumpens effektivitet.

3.4.4 Større overheting av sugegass (III)

I grunnsystemet opereres det med en overheting på ti grader. I alternativ I er overhetingen omtrent 16,5 grader, noe som gir samme trykkgasstemperatur på høytrykk som for grunnsystemet. Økning av temperaturen på sugegassen vil for begge alternativene gjøre at entalpidifferansen (Δh) i fordampere og kondensator øker, og at en større del av varmeopptak og varmeavgivelse gjøres i gassfase.

I utgangspunktet er det flere ulemper knyttet til varming av gass i fordampere, som lavere varmeovergangstall i denne delen av fordampere og lavere gasstetthet. Dette diskuteres i slutten av delkapittelet.

Den øvre grensen for overhetning av sugegassen bestemmes av varmekildens temperatur og størrelse. Begge varmekildene har øvre temperatur på over 80 °C, noe som i teorien gir muligheter for gasstemperaturer på over 70 °C ut av den siste fordampere.

3.4.4.1 På grunnsystem

For grunnsystemet starter overhetningen på i underkant av 47 °C. Med en spesifikk varmekapasitet på omtrent 2 kJ/kgK og en massestrøm som for grunnsystemet vil nødvendig varmeeffekt for overhetningen være omtrent 0,5 MW/K. Med minste ΔT i varmeveksleren på fem grader, vil denne effekten måtte være tilgjengelig på temperaturer over 52 °C. CO₂-kondensatoren har omtrent 13 MW tilgjengelig over denne temperaturen. Ved å bruke all denne varmen til overhetning vil sugegassen nå omtrent 26 graders overhetning (72 °C). Aminkjøleren har nesten 30 MW tilgjengelig over samme temperatur, nok til at gassen kan nå høyeste amintemperatur minus ΔT (81 – 5 = 76 °C).

Overhetning på 10 grader er antatt nødvendig for å hindre kondensdannelse under kompresjon. Med en antatt øvre grense for overhetning på 30 grader er det interessant å se hvordan prosessen bedres med overhetning mellom disse grenseverdiene. Tabell 11 under viser simuleringer med overhetning fra 10-30 grader med fem graders trinn på grunnsystemet. Overhetningsverdien settes direkte på varmeveksleren i Pro/II-simuleringen. For å finne riktig fordampningstemperatur- og effekt settes en kontroller inn som regulerer effekten i fordampere til en gitt verdi ved å tilpasse utløpstrykket fra strupeventilen. Dermed justeres også fordampertemperaturen. Denne temperaturen settes så inn i et excel-ark som regner ut tilgjengelig varme fra formler oppgitt tidligere i oppgaven (excel-ark forklart i vedlegg E). Verdiene justeres så manuelt ned til en nøyaktighet på to desimaler i fordampereffekten. Differansen mellom simulert fordampereffekt og tilgjengelig varmeeffekt ligger mellom 0,59 og 0,62 MW for alle de fem tabellscenarioene.

Overhetning [K]	T _f [°C]	Q _f [MW]	W [MW]	COP
10	48,68	38,70	23,30	2,66
15	48,33	39,12	22,88	2,71
20	48,00	39,52	22,48	2,76
25	47,71	39,90	22,10	2,81
30	47,40	40,27	21,73	2,85

Tabell 11 - Virkning av økt overhetning på grunnsystem

Resultatene viser at nødvendig kompressoreffekt reduseres ganske jevnt med økende overhetning. Med maksimal overhetning på 30 grader vil kompressorarbeidet blir ca 7 % lavere enn ved overhetning på 10 grader som i grunnsystemet, alt annet likt. Detaljerte utregninger i vedlegg E.

3.4.4.2 På alternativ I

For dette alternativet er fordampningsentalpien allerede økt betydelig. Overhetningen av sugegassen står for en mye mindre andel av den totale entalpidifferansen her enn i grunnsystemet. En økning av sugegasstemperaturen her vil derfor ha mindre effekt. Det er allikevel interessant å se på hva det vil utgjøre. Siden fordampertemperaturen er lavere for dette alternativet, er det også mulig med en større overhetning.

Simulering av ulike temperaturer på sugegassen gjøres ved å ta utgangspunkt i det opprinnelige scenarioet med $T_f = 45,5$ °C, overhetning på 16,44 grader og mellomtrykk på 9,625 bar. Endring av sugegasstemperaturen fører til noe lavere kompressorarbeid på grunn av lavere massestrøm, og fordampertemperaturen må senkes noe. Siden effekten av overhetningen viste seg å være nær lineær for grunnsystemet, holder det å simulere ett scenario med 30 graders overhetning. Alternativ I har 0,5 MW lavere fordampereffekt enn den tilgjengelige varmen. For riktig sammenligning må alternativet med 30 graders overhetning operere med samme margin

Ved $T_f = 43,0$ °C og 30 graders overhetning viser simuleringen nødvendig varmeeffekt på 42,54 MW. Marginen er på 3,4 MW, og fordampningstemperaturen kan økes. Med $T_f = 45,0$ °C og samme overhetning blir resultatet 43,12 MW. Tilgjengelig varmeeffekt er nå 43,7 MW (se Tabell 6). Marginen er på ca 0,6 MW, nært nok marginen i alternativ I til at temperaturen ikke behøver å tilpasses nærmere.

Overhetning [K]	T_f [°C]	Q_f [MW]	W [MW]	COP
16,44	45,5	42,72	19,28	3,22
30	45,0	43,12	18,88	3,28

Tabell 12 – Virkning av økt overhetning på alternativ I

Som for grunnsystemet vil kompressorarbeidet reduseres tilnærmet lineært med økning av overhetningstemperaturen. Resultatene i Tabell 12 antyder en reduksjon av kompressorarbeidet på 30 kW per grad økt overhetning. Til sammenligning virkningen nesten 80 kW per grad for grunnsystemet.

3.4.4.3 Konklusjon

Økning av overhetningstemperaturen til butan på lavtrykk vil bedre COP for både grunnsystemet og alternativ I. Tiltaket vil ha absolutt størst virkning på grunnsystemet fordi fordampningsentalpien i utgangspunktet er svært liten for dette alternativet. En økning av overhetningstemperaturen vil derfor gi en stor prosentvis økning av fordampningsentalpien, og dermed en tilsvarende stor reduksjon av massestrømmen gjennom kompressorene. På den annen side synker tettheten til gassen mer enn massestrømmen, så økt overhetning vil kreve større kompressorumfang.

Høy temperatur på gassen fra fordampere innebærer at en stor del av varmeoverføringen må skje mot arbeidsmediet i gassfase. Generelt er u-verdien mye høyere i den delen av varmeveksleren hvor arbeidsmediet fordampes enn der ren gass overhetes (15). Jo større

andel av varmen som overføres ved overheting av ren gass, jo lavere vil den gjennomsnittlige u-verdien for varmeveksleren være. Derfor vil størrelsen på varmeveksleren måtte økes jo mer gassen overhetes.

Størstedelen av trykktapet i fordampere kommer stammer fra strømningsmotstanden i tofase-området. Området med ren, overhettet gass vil ha et betydelig lavere trykktap per meter enn tofase-området, så trykktapet i fordampere vil ikke endre seg noe særlig selv om størrelsen på varmeveksleren må økes. Det vil sees nærmere på detaljer rundt varmevekslerne senere i oppgaven.

Hvis det skal være forsvarlig å kjøre varmepumpen med en høy sugegasstemperatur må den økte effektiviteten veie opp for de økte investeringskostnadene for fordampere og kompressorene. Effektforbedringen som følge av økt overheting er lav, særlig for alternativ I, men siden ekstra varmevekslerflate vil være forholdsvis rimelig kan det tenkes at det lønner seg å kjøre varmepumpen med en stor overheting.

4 Blandingsmedier

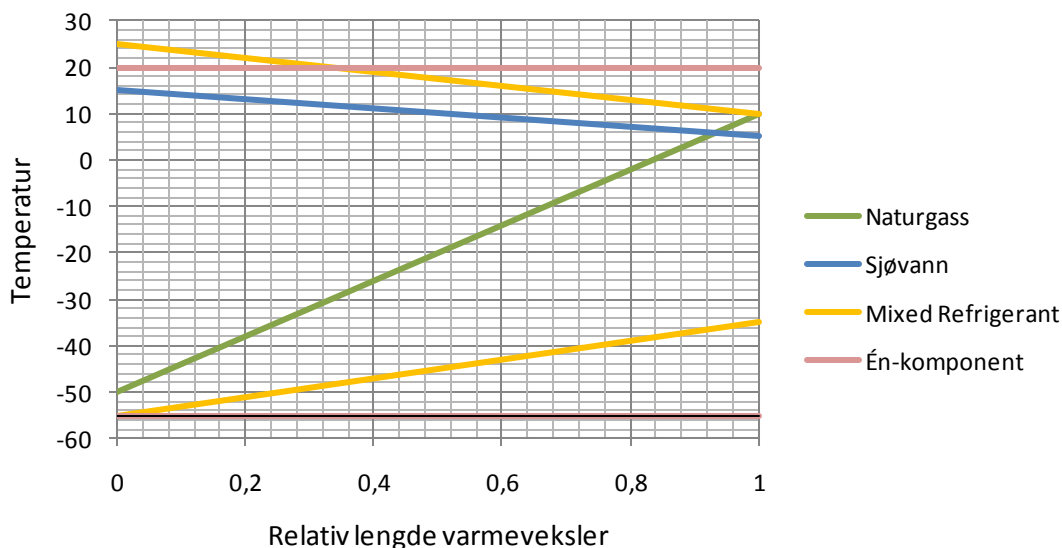
Det har i lang tid vært vanlig med syntetisk fremstilte arbeidsmedier i varme- og kjølesystemer. Disse består gjerne av flere komponenter med ulike termodynamiske egenskaper. Disse arbeidsmediene får andre egenskaper enn de som er bestått av rene stoffer, blant annet i form av temperaturglidning ved fordampning og kondensasjon. Avhengig av prosessen de brukes i, kan dette være en ønsket egenskap.

4.1 Bruk av blandingsmedier på Snøhvit

Kuldemediene som brukes på Snøhvit for nedkjøling av naturgass er blandingsmedier. Prosessen er utviklet av Linde-Statoil Technology Alliance og kalles MFC (Mixed Fluid Cascade) (16). De tre kjøletrinnene bruker kuldemedier bestående primært av propan, etan, metan og nitrogen i forskjellige sammensetninger. Forkjølingskretsen, som har høyest temperatur av de tre, bruker en blanding av propan og etan. I trykkområdet det opereres i medfører dette en temperaturglidning på omtrent 15-20 grader mellom koke- og duggpunkt. Temperaturglidningen avtar når trykket øker.

En av de største fordelene med å bruke blandingsmedier i kjøleprosessen for LNG er at kuldemediene kan designes slik at effekten fra hvert kjøletrinn er optimal i forhold til totalt kompressorarbeid. Når driftstilstandene endres kan også sammensetningen til kuldemediene endres for å optimalisere driften. Bruken av rene komponenter setter store begrensninger når det kommer til arbeidsfordelingen mellom trinnene, og vil gi en mindre effektiv prosess.

Temperaturglidningen er ikke noe problem verken i kondensator eller fordamper siden mediene det varmeveksles mot (henholdsvis sjøvann og naturgass) også har en betydelig temperaturglidning. Figur 8 under viser hvordan temperaturforløpet i forkjølingskretsen kan være, både med én- og flerkomponent kuldemedium. De tre øverste linjene viser hvordan kuldemediet kondenseres mot sjøvann (avtagende sjøvannstemperatur gjennom kondensatoren). De tre nederste linjene viser temperaturforløpet i fordampere. Blandingsmediet har bedre temperaturløsning enn det rene arbeidsmediet, noe som kan bedre ytelsen til varmevekslerne.



Figur 8 - Temperaturforløp varmeveksler blandingsmedium

4.1.1 Utfordringer knyttet til varmevekslerne

På Snøhvit har det vært problemer med flere varmevekslere i kjølekretsen. Dette har ført til flere perioder med driftsstans, periodevis redusert produksjonskapasitet og utbygging av flere varmevekslere (17) (18). En del av disse problemene har vært knyttet til bruken av blandingsmedier. Av disse kan det nevnes feil/ulikt trykknivå på forskjellige deler av varmevekslerne på grunn av ujevn kondensasjon/fordampning av arbeidsmediet, væskedannelse på feil sted og for lav kjølekapasitet på grunn av dårligere varmeovergang enn forventet. Selv om disse utfordringene nå er løst og anlegget går som det skal, er det trygt å si at bruken av blandingsmedier gjør valg og design av varmevekslerne betydelig mer komplisert enn ved bruk av rene arbeidsmedier.

Ved bruk av blandingsmedier er valg av varmevekslertype viktig. Det er blant annet svært viktig å hindre komponentene i å fordele seg ujevnt i varmeveksleren. Dette vil skje for eksempel når mediet sendes med lav hastighet på mantelsiden i en rørkjelvarmeveksler. Forskjellene i densiteten og kokepunktstemperaturen til stoffene vil da føre til at stoffene lagdeles. I en kondensator vil dette føre til at konsentrasjonen av den komponenten som har lavest kondensasjonstemperatur vil avta gjennom varmeveksleren. Dette fører til at resten av kondensasjonen vil foregå på en høyere temperatur enn hvis det hadde vært god blanding av stoffene gjennom hele varmevekslerlengden, noe som kan redusere ytelsen til varmeveksleren betraktelig.

Det bør velges varmevekslere som sikrer at stoffene er blandet godt hele veien gjennom veksleren. Dette kan oppnås med mange typer varmevekslere, men vil i de fleste tilfeller føre til økt strømningsmotstand og dermed økte trykktap.

I denne oppgaven skal ikke varmevekslerne detaljprosjekteres. For å komme fram til en fornuftig varmepumpeløsning er det allikevel viktig å ta hensyn til utfordringene nevnt i dette delkapittelet.

4.2 Egnethet for varmepumpeprosessen

Bruk av blandingsmedier i kjølesyklusen på Snøhvit har vist seg å gi gode resultater, tross mange utfordringer. Det kan allikevel ikke uten videre konkluderes med at blandingsmedier vil være et godt alternativ for varmepumpeprosessen i denne oppgaven. I motsetning til for kjøleprosessen skal varmepumpen avgi varme mot konstant temperatur i kondensatoren. Et arbeidsmedium med temperaturglidning vil måtte ha en høyere gjennomsnittstemperatur i kondensatoren enn et med konstant temperatur hvis minste temperaturredifferanse skal være den samme. I motsetning til for kjølekretsen, vil LMTD altså være høyere med blandingsmedier enn med rene arbeidsmedier.

I varmepumpens fordamper blir det tatt opp varme fra spillvarmekildene. Her kan det være en fordel med glidende temperatur siden mulighetene er til stede for å velge hvor lavt i temperatur en vil gå på hver av varmekildene. Temperaturredifferansen på varmekildene er allikevel så høy at LMTD ikke vil påvirkes noe særlig av glidende fordampningstemperatur.

Det er i de neste delkapitlene sett på hvordan varmepumpeprosessen vil endres ved å blande inn propan og pentan i butanet.

4.3 Propan/Butan

Alene er propan uegnet som arbeidsmedium for denne prosessen på grunn av for lav kritisk temperatur ($T_k = 96,7 \text{ °C}$). Kritisk trykk for propan er på 42,5 bar (12). Til sammenligning er trykket for n-butan ved 96,7 °C 14,4 bar. Jo mer propan som blandes inn i butanet, jo høyere trykk vil derfor systemet måtte jobbe ved. I tillegg vil prosessen ligge nærmere blandingens kritiske punkt, noe som vil kreve høyere massestrøm på grunn av lavere kondensasjonsentalpi.

Molvekten er lavere for propan enn for butan. Trykkforholdet som oppnås i en radiell turbokompressor er avhengig av molvekten til arbeidsmediet som brukes. Energien som tilføres gjennom løpéhjulet (løftehøyde) omdannes til trykkenergi i diffusoren.

Trykkstigningen per trinn er gitt av ligningen under (19).

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{trinn}} = \left(1 + H_{is} \cdot M \cdot \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{1}{R_u \cdot T_1}\right)^{\left(\frac{\kappa}{\kappa - 1}\right)}$$

Trykkstigningen for kompressorene vil være lavere jo mer propan som blandes inn, noe som kan føre til økte investeringskostnader på kompressorsiden.

Kriteriene for systemet med blandingsmedium må være det samme som for systemene det er sett på så langt i oppgaven:

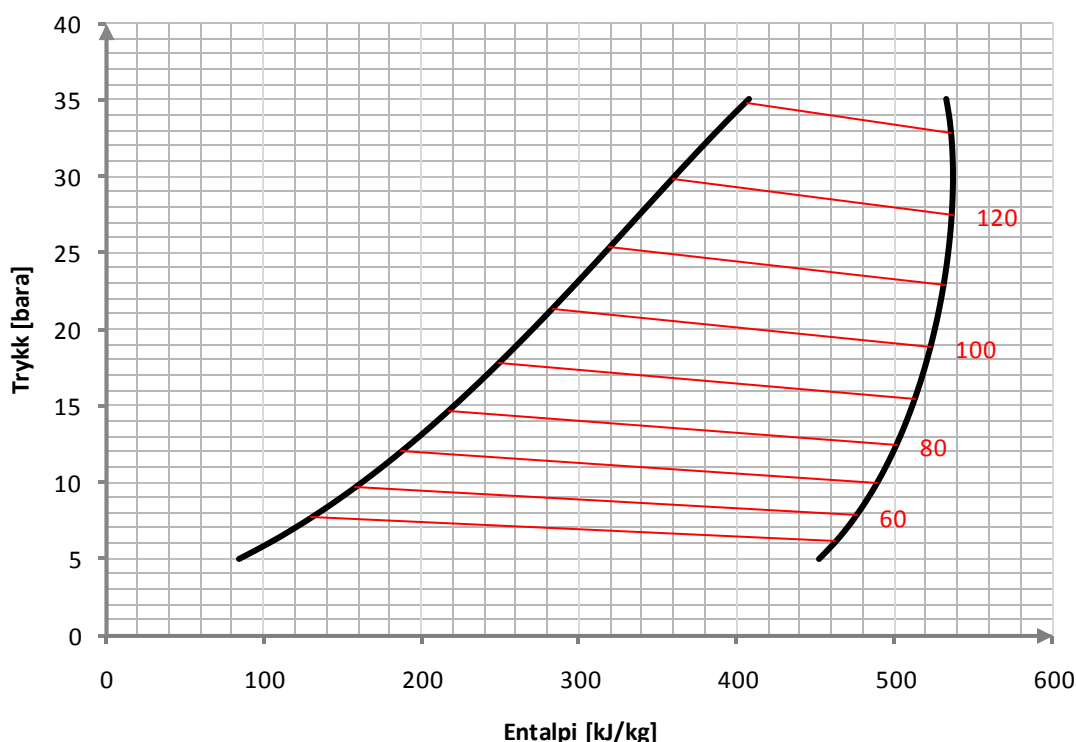
- Det skal leveres 62 MW varme i kondensatoren ved minimum 118 °C på varm side.
- Fordampningstemperaturen må velges slik at fordampereffekten blir mindre enn den tilgjengelige varmemengden ved denne temperaturen pluss fem graders minste temperaturdifferanse.
- Arbeidsmediet må overhetes tilstrekkelig til at det ikke oppstår kondensasjon under kompresjonen til høytrykk.
- Isentropisk virkningsgrad for kompressorene er 75 %, trykkstruping skjer isentalpisk og trykktapene er på 0,24 bar i fordamperne og 0,78 bar i kondensatoren.

Molvekten er for propan 44,0965 og for n-butan 58,1234 kg/kmol. Det kan ikke legges inn strømningsrater som masse per tid i Pro/II, det må legges inn som kmol/s. For en blanding med like mye av hvert stoff (vekt) vil det være flere mol propan enn butan. Forholdet mellom antall mol propan og butan i en blanding ved en kjent masseandel m vil være gitt av ligningen under:

$$\frac{M_{\text{propan}}}{M_{\text{n-butan}}} = \frac{m_{\text{propan}} \cdot W_{\text{propan}}^{-1}}{m_{\text{propan}} \cdot W_{\text{propan}}^{-1} + m_{\text{butan}} \cdot W_{\text{butan}}^{-1}}$$

En blanding med 20 masse- % propan vil derfor ha en molandel propan på omtrent 0,248. Det er i simuleringene sett på en blanding med dette forholdet. For å danne et bilde av temperaturglidningene og nødvendig trykk brukes et casestudy i Pro/II for å finne sammenhengen mellom trykk, temperatur og entalpi på koke- og duggpunktslinjene. Dette gjøres med et enkelt to-strøms oppsett med en varmeveksler som fordamper arbeidsmediet fra kokepunkt til duggpunkt. Disse resultatene overføres til et excel-ark og brukes som grunnlag for et trykk/entalpi-diagram, vist i Figur 9 under. De røde linjene viser hvordan temperaturen forandrer seg ved likt trykk. Verdiene fra excel-arket finnes i vedlegg F.

80 % n-butan : 20 % propan



Figur 9 - Trykk/entalpi-diagram for 80/20 butan/propan

I forhold til grunnsystemet ser man av diagrammet at trykket ved 118 °C kokepunktstemperatur (utløp kondensator) vil være betydelig høyere her. Ved å se nærmere på verdiene fra vedlegg F ser en at temperaturlidningen ved kondensasjon vil være omtrent 5 grader. I fordampere, derimot, vil glidningen være på omtrent 10 grader. Et annet interessant resultat er redusert kondensasjonsentalpi. Den vil være ca 186 kJ/kg for blandingen ved nødvendig trykk (ca 30 bar). Med 100 % butan er tilsvarende verdi 215 kJ/kg. Dette fører til at massestrømmen må være høyere med dette blandingsmediet enn for rent butan. Alle disse forskjellene fra grunnsystemet med rent butan vil forsterkes hvis andelen propan økes.

$Q_{\text{fordamper}}$	37,1 MW
$Q_{\text{kondensator}}$	62,0 MW
\dot{m}	281,9 kg/s
W	24,9 MW
P_h / P_l	4,77
V_l	72.900 m ³ /h
COP	2,49

Tabell 13 - Resultater propan/butan

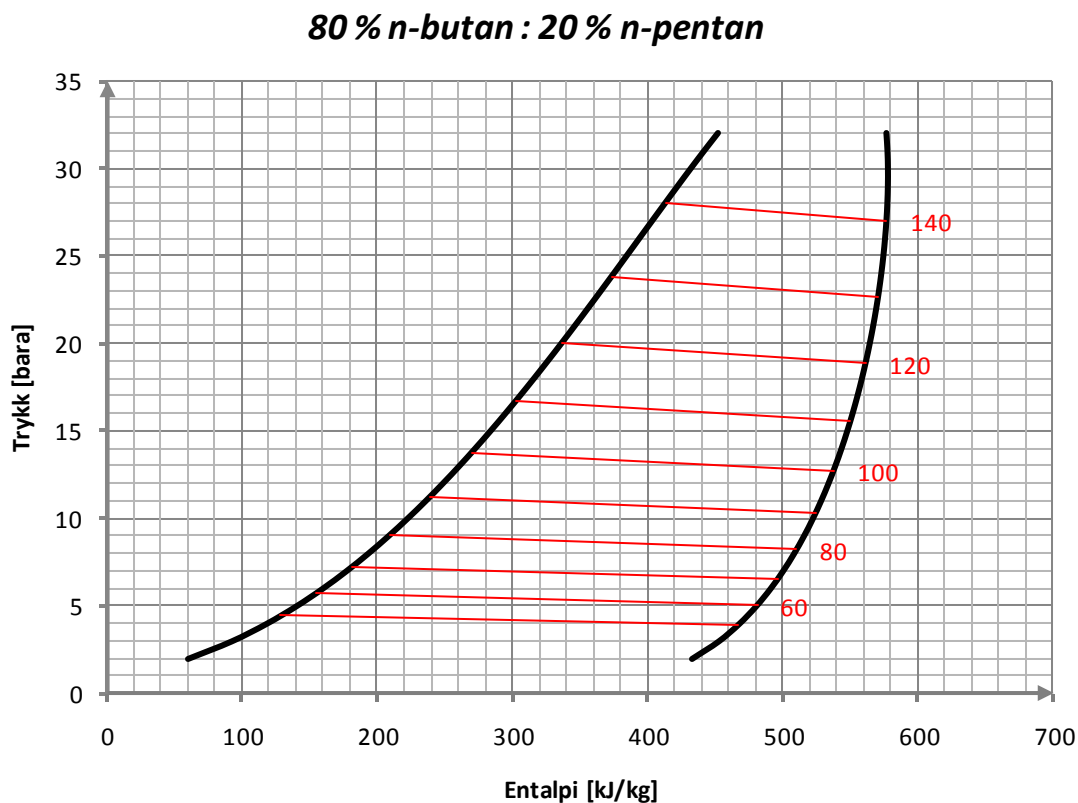
Detaljerte data rundt simuleringen for dette alternativet er gitt i vedlegg G. De viktigste resultatene er gjengitt i Tabell 13. Det kan konkluderes med at å blande inn propan i butanet gir lavere COP. Kompressorvolumet kan reduseres noe, siden lavtrykket er høyere for blandingen enn for rent butan. Med de negative konsekvensene bruken av blandingsmedier har på særlig varmevekslerne i systemet viser disse resultatene at det er uaktuelt å bruke en blanding av propan og butan som arbeidsmedium for denne varmepumpen.

4.4 Pentan/Butan

Pentan (C_5H_{12} – n-pentan) er det neste hydrokarbonet i rekken etter propan og butan. Stoffet har molvekt på 72,15 kg/kmol og kritisk temperatur og trykk er henholdsvis 196,6 °C og 33,7 bar. Å blande inn pentan i butanet vil gi arbeidsmediet en høyere molvekt, som er gunstig for trykkløftet i kompressorene. Varmepumpen vil arbeide ved et lavere trykk og lenger unna kritisk punkt. Ved hjelp av simuleringer i Pro/II er det sett på hva dette vil gjøre med varmpumpeprosessen.

4.4.1 20 % pentan

For å kunne sammenligne virkningen av innblandingen av pentan med propan i forrige delkapittel er det brukt samme andel pentan som propan – 20 masse-%. De samme kriteriene gjelder her som for propanalternativet.



Figur 10 – Trykk/entalpi – diagram for 80/20 butan/pentan

Fra diagrammet over ser en at varmpumpen vil arbeide ved et høytrykk på omtrent 20 bar. Sammenlignet med propanblandingen er temperaturglidningen mindre. Temperaturglidningen ved kondensatortrykk er på omtrent tre grader. Glidningen i fordampetrykkområdet er omtrent fem grader. Kondensasjonsentalpien ved trykk tilsvarende 118 °C kokepunktstemperatur er 233,16 kJ/kg. Det er omtrent 8 % høyere enn for rent butan og 25 % høyere enn for propanblandingen.

Resultatene fra simuleringen er gjengitt i Tabell 14. Prosessen har bedre COP enn grunnsystemet, tross høyere trykkforhold. Volumstrømmen er også høyere siden trykket i fordampere er lavere.

Siden det er gunstig for varmepumpens virkningsgrad å blande inn pentan, vil det være interessant å se på større andel pentan i butanet og rent pentan, siden det ikke har blitt vurdert som arbeidsmedium.

$Q_{\text{fordamper}}$	39,1 MW
$Q_{\text{kondensator}}$	62,0 MW
\dot{m}	253,5 kg/s
W	22,9 MW
P_h / P_l	5,36
V_l	101.600 m ³ /h
COP	2,71

Tabell 14 - Resultater Butan/Pentan (80/20)

4.4.2 20-100 % pentan

Å blande inn pentan i butanet vil gi en bedre COP for varmepumpen. Den eneste store ulempen med dette er at kompressorene blir en del større på grunn av at trykkene i systemet blir lavere. For å se på hvordan systemet vil endre seg med større andel pentan, er det interessant å se på rent pentan som arbeidsmedium. Pentan ble ikke vurdert i prosjektoppgaven, men har mange egenskaper som gjør det godt egnet i denne varmepumpeprosessen. Nøkkelvrdier for n-butan og n-pentan sammenlignes i Tabell 15 under (20).

	n-butan (C ₄ H ₁₀)	n-pentan (C ₅ H ₁₂)
Molvekt [kg/kmol]	58,1	72,2
Normalkokepunkt [°C]	-0,5	36,1
Kritisk temperatur [°C]	152,0	196,6
Kritisk trykk [bar _a]	38,0	33,7
Metningstrykk ved 118 °C [bar _a]	21,5	8,7
Δh_f ved 118 °C [kJ/kg]	214,9	277,0
Metningstrykk ved 50 °C [bar _a]	5,0	1,6
Δh_f ved 50 °C [kJ/kg]	337,2	347,8
Spesifikt gassvolum ved 50 °C [m ³ /kg]	0,082	0,222

Tabell 15 - Egenskaper butan og pentan

Pentan har gunstige egenskaper på mange områder sammenlignet med butan. Det viktigste er at en vil få en betydelig større entalpidifferanse i kondensator og fordampere med pentan enn butan. Den største ulempen er at kompressorene må være betydelig større fordi trykket er mye lavere ved samme metningstemperatur. En bedre prosess vil føre til lavere massestrøm, så volumforskjellene vil ikke bli like stor som ved å sammenligne spesifikt gassvolum direkte.

En interessant forskjell mellom de to stoffene er normalkokepunktet. Ved lekkasjer vil pentan ved normale temperaturer kondensere og samle seg i væskeform. Butan vil være en gass i temperaturer over 0 °C. For begge disse arbeidsmediene vil det derfor være en større risiko ved lekkasjer enn hvis de hadde vært gasser ved de mulige lufttemperaturene på

anlegget. Dette må det tas hensyn til ved design av sikringssystemet, så en ikke risikerer å få lett antenkelige "dammer" med butan eller pentan ved lekkasjer.

Simulering av grunnsystemet med pentan som arbeidsmedium gjøres med samme modell som for grunnsystemet. Resultatene er gitt i Tabell 16. Siden pentan opererer på et lavere trykk, vil et gitt trykktap gi et større temperaturfall her enn for butan. Et av kriteriene for grunnsystemet var trykktap tilsvarende to graders redusert metningstemperatur. Det er derfor brukt nye trykktapsverdier for denne simuleringen. Trykktapet fra 120 til 118 °C for pentan er på 0,36 bar. Fra 50 til 48 °C er tapet omtrent 0,10 bar. Disse lavere trykktapene krever mer av varmeveksleren, og vil være fordyrende i forhold til trykktapene en kan tillate seg i grunnsystemet. Siden temperaturfallet er såpass stort per trykktap for pentan i forhold til butan må det uansett stilles krav om lave trykkfall her, særlig på fordampersiden.

På samme måte som for butan vil kompresjon av pentan ved temperaturer rundt fordampningstemperatur for varmepumpen føre til kondensasjon under kompresjon hvis ikke gassen overhetes tilstrekkelig. Denne effekten er enda større for pentan enn butan. Det holder dermed ikke med 10 graders overhetning som i grunnsystemet. For å være like langt unna duggpunktet ved høytrykk som grunnsystemet er, må gassen overhetes 20 grader. Sammenligninger av COP bør derfor gjøres mot grunnsystemet med 20 graders overhetning (se 3.4.4.1), med COP = 2,76. Dette betyr en reduksjon av kompressorarbeid på omtrent 4 % ved bruk av pentan, hvorav omtrent en fjerdedel stammer fra trykktapsreduksjonen.

$Q_{\text{fordamper}}$	40,4 MW
$Q_{\text{kondensator}}$	62,0 MW
\dot{m}	213,8 kg/s
W	21,6 MW
P_h / P_l	6,67
V_l	211.330 m ³ /h
COP	2,86*
* 20 graders overhetning	

Tabell 16 - Resultater grunnsystem med pentan som arbeidsmedium

Volumstrømmen vil mer enn doble seg ved bruk av pentan i stedet for butan. Dette fører til en stor økning i investeringskostnaden for kompressorene. For en prosess uten mellomtrykksbeholder(e) vil derfor butan være å foretrekke framfor pentan. Blandinger av de to stoffene vil også være uaktuelt på grunn av store tilleggskostnader for varmevekslerne som ikke veies opp av tilstrekkelig økning av effektiviteten.

Gassandelen som dannes etter struping er betydelig mindre for pentan enn butan, noe som indikerer at effekten av å flashe gass på mellomtrykk vil være lavere enn ved bruk av butan.

4.5 Konklusjon

Bruk av en blanding av butan og et annet tyngre hydrokarbon kan øke COP for varmepumpen noe. Ulempen med dette er at lavtrykket i varmepumpen synker relativt mye, så kompressorvolumene må økes. Volumstrømmen for sugegassen er 12 % høyere for butan med 20 % pentan i forhold til rent butan. Rent pentan vil ha en volumstrøm som er 130 % høyere. For innblanding av pentan øker COP fra 2,76 ved 100 % butan til 2,86 ved 100 %

pentan. Blandinger av de to gir store utfordringer med tanke på varmevekslerne. Økningen i COP er så liten at bruk av en blanding derfor ikke kan forsvares.

Bruk av rent pentan øker COP med 3,6 % for grunnsystemet, men krever mye større kompressorer. Bruk av tyngre hydrokarboner enn pentan vil kreve fordampetrykk under atmosfæretrykk og gi svært store gassvolumer. Det er allikevel interessant å se på om det kan oppnås en forbedring av systemet ved å bruke andre 4- og 5-karbons hydrokarboner som butan- og pentan-isomerer, buten og penten. Disse stoffene vil kunne ha egenskaper som virker positivt inn på prosessen. I neste kapittel sees det derfor nærmere på disse hydrokarbonene.

5 Alternativer til butan – rene arbeidsmedier

Det ble i forrige kapittel konkludert med at blandingsmedier ikke vil være aktuelt å bruke i denne varmepumpen. Bruk av pentan viste seg å gi en høyere effektfaktor enn butan, men gav en stor økning i sugegassvolum. Hva som lønner seg å bruke, vil bli en økonomisk avveining.

For å finne ut av hvilke stoffer som kan være bedre å bruke enn butan eller pentan må det avklares hvilke egenskaper som ønskes. Pentan gir bedre COP enn butan primært fordi prosessen ligger lenger unna kritisk punkt og derfor gir høyere entalpidifferanser, særlig i kondensatoren. For pentan medfører dette også at trykkene i varmepumpen vil være betraktelig lavere, noe som er en uønsket egenskap på grunn av kompressorvolumene. Ønskede egenskaper for det optimale arbeidsmediet er derfor blant annet at kritisk trykk og temperatur skal være høyere enn for butan uten at trykket ved fordampningstemperatur blir særlig lavere.

Det er ønskelig med høy molvekt på stoffet. Jo høyere molvekt, jo høyere trykkforhold oppnås per trinn i kompressorene. En annen egenskap som er interessant å se på er mengden gass som dannes ved struping. Høy gassandel etter struping indikerer lav entalpidifferanse i kondensator og en lite effektiv prosess.

5.1 Sammenligninger av aktuelle arbeidsmedier

Med utgangspunkt i egenskapene nevnt over er ulike stoffer sammenlignet i Tabell 17. Stoffene som er valgt er hydrokarboner i Pro/II-biblioteket med 4 og 5 karbonatomer. Fordampningsentalpiene er gitt som entalpidifferansen mellom dugg- og kokepunkt ved henholdsvis 118 og 45 °C.

	Molvekt	P _K	T _K	P _{45°C}	X _{gass} *	Δh _k	Δh _f
N-butan (C ₄ H ₁₀)	58,1	38,0	152,0	4,34	0,64	214,9	343,0
N-pentan (C ₅ H ₁₂)	72,2	33,7	196,6	1,36	0,55	277,0	351,6
1,2-butadien (C ₄ H ₆)	54,1	43,6	178,9	3,12	0,47	295,8	398,3
1,3-butadien (C ₄ H ₆)	54,1	42,8	152,0	4,97	0,53	228,3	364,2
1-buten (C ₄ H ₈)	56,1	40,4	146,8	5,21	0,62	203,0	342,6
Cis-2-buten (C ₄ H ₈)	56,1	42,4	162,4	3,88	0,52	255,4	374,9
Trans-2-buten (C ₄ H ₈)	56,1	41,0	155,5	4,22	0,57	238,3	368,5
Isobutan (C ₄ H ₁₀)	58,1	36,5	135,0	6,04	0,76	149,3	307,1
Isobuten (C ₄ H ₈)	56,1	40,0	144,8	5,34	0,64	196,6	340,5
Isopentan (C ₅ H ₁₂)	72,2	33,8	187,3	1,76	0,59	253,6	331,0
1-penten (C ₅ H ₁₀)	70,1	35,1	191,6	1,65	0,53	270,0	347,5

Tabell 17 - Sammenligning hydrokarboner

* Gassandel som dannes ved struping fra 118 °C kokepunkt til trykk tilsvarende 45 °C metningstemperatur

Det kan trekkes en del viktige slutninger ved å se på verdiene i tabellen over. Stoffene med høye entalpidifferanser i kondensator og fordamper, samt lav gassandel etter struping, vil ha lave massestrømmer og dertil lavt kompressorarbeid. Trykket ved fordampningstemperatur vil sammen med blant annet massestrømmen bestemme volumstrømmen og dermed nødvendig kompressorstørrelse. De uthevede blå tallene i tabellen er de tre beste verdiene i sin kolonne. Stoffene med disse verdiene vil være gode valg med tanke på COP.

N-pentan og n-butan er analysert tidligere i oppgaven. Isopentan og isobutan har dårligere egenskaper enn disse, med unntak av trykket ved fordampningstemperatur, som er noe høyere. Disse vil derfor ikke bli vurdert videre. De resterende stoffene i tabellen er interessante å kjøre simuleringer på, selv om stoffene med de blå uthevingsverdiene nok vil komme best ut. Simuleringene gjøres på ettrinns-systemet med trykktap tilsvarende to graders temperaturfall i kondensator og fordamper. For å unngå kondensasjonsproblemer må noen av stoffene overhettes mer enn 10 grader og noen kan overhettes mindre. Overhettingsverdien er derfor valgt slik at trykkgasstemperaturen er omtrent fem grader over duggpunktstemperaturen ved høytrykk, som den er i grunnsystemet.

	Overhetning [K]	W [MW]	ΔP_K	ΔP_F	COP	V_1 [m ³ /h]
N-butan (C ₄ H ₁₀)	10	23,3	0,78	0,24	2,66	90.700
N-pentan (C ₅ H ₁₂)	21	20,6	0,36	0,09	3,01	215.300
1,2-butadien (C ₄ H ₆)	0*	20,7	0,61	0,18	3,00	104.100
1,3-butadien (C ₄ H ₆)	0*	22,7	0,88	0,27	2,73	76.400
1-buten (C ₄ H ₈)	1	23,7	0,90	0,28	2,62	78.000
Cis-2-buten (C ₄ H ₈)	0*	21,7	0,75	0,22	2,86	88.900
Trans-2-buten (C ₄ H ₈)	1	22,5	0,81	0,24	2,75	86.500
Isobuten (C ₄ H ₈)	2	24,1	0,92	0,29	2,58	77.600
1-penten (C ₅ H ₁₀)	16	20,7	0,41	0,11	3,00	182.500

Tabell 18 - Simulering alternative arbeidsmedier

* Disse stoffene vil ha en trykkgasstemperatur mer enn fem grader over metningstemperatur selv uten overhetning.

N-pentan, 1,2-butadien og 1-penten har best COP. Det er imidlertid ved svært forskjellig overhetningsverdi. Potensialet for høyest COP ligger høy 1,2-butadien, siden det er mulighet for å overhete gassen mer her. Alternativt kan det velges ikke å overhete for å kunne bruke mindre og billigere varmevekslere på fordampersiden. I forhold til volumstrømmer kommer n-pentan og 1-penten dårligst ut fordi de arbeider på lavere trykk.

Resultatene er som forventet etter å ha analysert Tabell 17. 1,2-butadien har høyest væskeandel etter struping og de største entalpidifferansene. Med 10 graders overhetning, som for grunnsystemet, får varmepumpen en COP på 3,05 ved bruk av 1,2-butadien, som er nesten 15 % bedre enn grunnsystemet. Av forskjeller som går i favør av n-butan er at butan tåler et noe høyere trykktap ved likt temperaturtap, som gjør at strømningstversnittene i anlegget kan være noe mindre. Volumstrømmen vil være en del større for 1,2-butadien (omtrent 13 %), noe som vil gi dyrere kompressorer. Forbedringen av COP er allikevel så stor at 1,2-butadien vil være langt å foretrekke som arbeidsmedium.

1,2-butadien (også kalt metylallen) brukes primært i produksjon av plastikk og gummi. Det polymeriseres lett i kontakt med luft, og kan brytes ned ved temperaturer og trykk over 70 °C og 7 bar (21). I et lukket kretsløp med rent stoff vil nedbryting av stoffet kunne unngås, men ustabiliteten til dette stoffet og mangelen på erfaringer med denne bruken av det gjør at det er uaktuelt som arbeidsmedium i denne varmepumpen.

Cis-2-buten vil kunne være et fornuftig valg både med tanke på COP og kompressorvolum. Det har ikke de samme uønskede egenskapene som 1,2-butadien (polymerisering, ustabilitet) og kan behandles på samme måte som n-butan og andre vanlige hydrokarboner. Siden det produseres små mengder av dette stoffet sammenlignet med for eksempel butan, vil prisen på arbeidsmediet sannsynligvis være betydelig høyere enn for butan.

Siden cis-2-buten neppe er brukt i varmpumpesammenheng tidligere, vil det være nødvendig med testing av stoffet ved forholdene det vil jobbe under i en varmpumpe av denne typen. På grunn av de gode egenskapene til stoffet er det valgt å se nærmere på hvordan alternativ I (totrinns trykkreduksjon) vil forbedres ved bruk av cis-2-buten.

5.2 Totrinns struping med mellomtryksbeholder – cis-2-buten

Med cis-2-buten er det ikke nødvendig med overhetning av gassen for å hindre kondensasjon under kompresjon. Overhetning av gassen gir en noe høyere COP, så det vil være fornuftig også med dette arbeidsmediet. I motsetning til n-butan vil cis-2-buten tåle en reduksjon i overhetningstemperatur helt ned mot duggpunktet uten at det er risiko for kompressorproblemer. Siden anlegget ikke alltid vil jobbe ved designtilstand kan det tenkes at slike endringer kan skje under drift. Derfor vil cis-2-buten kunne gi et noe sikrere anlegg. Simuleringene gjøres med 10 graders overhetning som for grunnsystemet.

$Q_{\text{fordamper}}$	43,5 MW
$Q_{\text{kondensator}}$	62,0 MW
\dot{m}	217,5 kg/s
W	18,5 MW
P_h / P_l	5,75
V_l	61.800 m ³ /h
COP	3,35

Samme prosedyre som i 3.4.1 (se vedlegg D) gir fordampningstemperatur på 44,8 °C. Dette gir et overskudd på 0,5 MW for varmekildene med fem grader minste temperaturredifferanse. Resultatene er gitt i Tabell 19.

Tabell 19 - Resultater alt I cis-2-buten

Innføringen av mellomtrinnet gir en reduksjon av kompressorarbeidet med omtrent 15 %. Forbedringen er ikke like stor som tilsvarende case for butan siden gassmengden som dannes ved struping er noe lavere (se Tabell 17). COP er 4 % høyere for dette alternativet ved bruk av cis-2-buten i stedet for n-butan. For grunnsystemet skiller det mer. Dette betyr at det er større gevinst knyttet til å skifte fra butan til cis-2-buten hvis løsning av type grunnsystemet velges.

Volumstrømmen er omkring 8 % høyere her enn for bruk av n-butan. Dette skyldes at cis-2-buten arbeider på et noe lavere trykk.

5.3 Konklusjon

Det finnes en rekke stoffer med egenskaper som i teorien gjør de bedre egnet enn n-butan til en varmpumpeprosess av denne typen. Stoffer som 1,2-butadien, cis-2-buten og 1-penten oppnår mellom 5 og 10 % høyere COP enn butan for grunnsystemet. Forskjellen er mindre med mellomtryksløsning. Disse stoffene er ikke vanlige å bruke i varmpumpende prosesser, så det er lite eller ikke noe erfaringsgrunnlag for slike systemer. Stoffene produseres også i betydelig mindre mengder enn for eksempel butan, noe som vil gjøre de dyrere i anskaffelse. Det er heller ikke funnet detaljert informasjon om hvordan de nevnte stoffene vil oppføre seg ved de nødvendige trykk og temperaturer i varmpumpen.

På grunn av usikkerheten rundt bruken av disse stoffene er det valgt å ikke gå videre med bruken av disse i oppgaven. Prosesseffektiviteten er imidlertid så god for disse stoffene at det bør vurderes å se nærmere på dem ved en eventuell nærmere utredning av varmepumpen.

6 Endelig varmepumpeløsning

I de foregående kapitlene er en rekke mulige varmepumpeløsninger analysert. Bruk av blandingsmedier har vist seg å ikke bedre varmepumpens effektivitet. En rekke andre stoffer enn butan er vurdert og har i flere tilfeller gitt bedre resultater. Ulemper som svært store volumstrømmer og manglende erfaringsgrunnlag fra bruk av disse stoffene har gjort at de fleste av disse stoffene ikke regnes som aktuelle i denne omgang. Pentan har i de innledende simuleringene gitt gode resultater. I motsetning til mange av de andre vurderte stoffene er egenskapene til pentan godt kartlagt og tilgjengeligheten er god. Store volumstrømmer og nødvendigheten av stor overhetning er ulempene knyttet til bruk av pentan kontra butan.

På bakgrunn av innledende simuleringer virker det trygt å si at en varmepumpe med pentan som arbeidsmedium gir høyere investeringskostnader enn en varmepumpe med butan som arbeidsmedium. Pentanvarmepumpen vil være mer effektiv og ha lavere operasjonskostnader knyttet til seg. Det er derfor valgt å presentere en endelig løsning med hvert av arbeidsmediene. Valg av løsning vil bestemmes av anleggets operatør ved hjelp av en økonomisk analyse som baseres på ulike faktorer som strømpris, CO₂-avgift, internrente og så videre. Disse faktorene vil være forskjellige for hvert anlegg.

Å separere væske og gass på mellomtrykk er en løsning som øker virkningsgraden til varmepumpen betraktelig. Jo flere mellomtrykksnivåer som brukes, jo bedre virkningsgrad vil systemet få, men effekten avtar for hvert trinn. Det er derfor valgt å bruke ett mellomtrykk i den endelige varmepumpeløsningen.

Med den valgte prosessen og med aminkjøler og CO₂-kondensator som varmekilder kan systemet optimaliseres på en mer detaljert måte enn i de innledende beregningene som er gjort hittil i oppgaven. I de neste delkapitlene presenteres de ulike komponentene i prosessen, endringer i forhold til antagelser gjort tidligere i oppgaven og simulering av det endelige systemet.

6.1 Komponenter

6.1.1 Fordampere

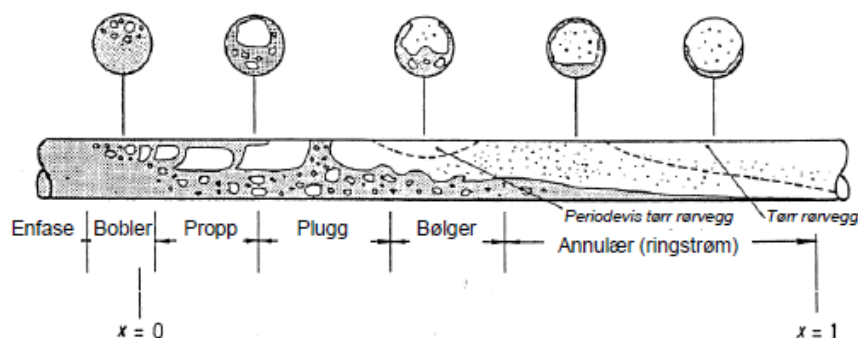
I varmepumpens fordampere skal varmen fra de to spillvarmekildene overføres til arbeidsmediet. Dette kan gjøres ved å bruke en eller to varmevekslere. Ved aktuelle fordampningstemperaturer rundt 45 °C vil aminkjøleren ha mer enn dobbelt så mye varme tilgjengelig som CO₂-kondensatoren. Som beskrevet tidligere i oppgaven (se 3.1) er også temperaturforløpet som den tilgjengelige varmen avgis ved svært forskjellig for de to varmekildene. Dette gjør det vanskelig å designe en fordampere som avgir varme til

arbeidsmediet fra begge varmekildene simultant. Det mest fornuftige virker derfor å være en løsning med to fordampere, en for hver av spillvarmekildene.

Fordamperne skal fordampe og overhete arbeidsmediet. De to varmevekslerne vil derfor jobbe under forskjellige forhold. Butan sendes til den første fordampere fra strupeventilen som struper væsken fra mellomtrykksbeholderen til lavtrykk. Gassandelen er da på omtrent 25 %. Den første fordampere vil kun fordampe butan til en høyere gasskvalitet. Den siste fordampere vil fordampe den resterende væskeandelen og overhete gassen til ønsket temperatur. Disse ulike forutsetningene gjør det interessant å analysere optimal utforming og plassering av de to varmevekslerne. For å gjøre en god vurdering her må en rekke forhold tas med i betraktningen:

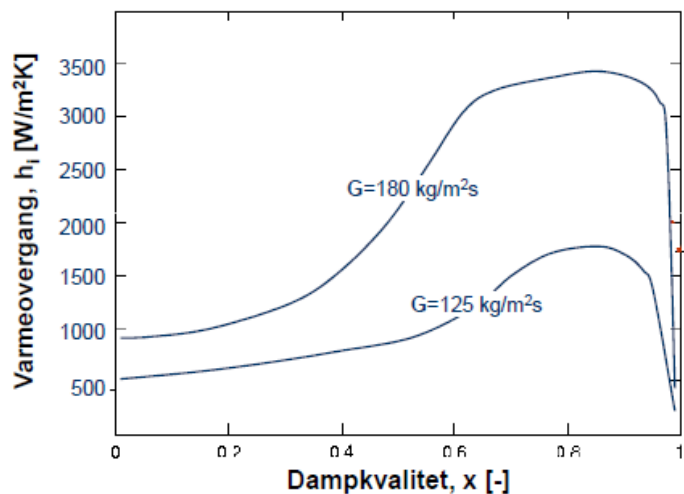
1. Varmeovergangen vil være betydelig større under fordampning enn ved ren gassvarming (overhetning) (15).
2. Volumstrømmen gjennom varmeveksleren som står sist vil være betydelig større enn gjennom den første.
3. Metningstemperaturen til arbeidsmediet vil synke noe gjennom begge fordampere på grunn av trykktap.

Punkt 1 medfører at fordampere som arbeidsmediet først passerer gjennom vil være mindre enn den andre i forhold til effekten den overfører. Varmeveksling mot CO₂-kondensatoren vil i utgangspunktet gi en bedre u-verdi enn varmeveksling mot aminkjøleren fordi varmeopptak eller -avgivelse er mest effektivt ved faseovergang. Dette taler for å plassere amin/butan-varmeveksleren først. Siden det skal avgis omtrent dobbelt så mye effekt fra amin som fra vandamp/CO₂-blandingen vil det være mest å spare størrelsesmessig på å sørge for at amin-varmeveksleren har de beste arbeidsforholdene.



Figur 11 - strømningmønster ved koking i rør (11)

Figur 11 over viser hvordan en væske som fordampes i et rør vil gjennomgå forskjellige koketyper etter som gasskvaliteten øker. Disse forskjellige koketyperne skaper ulike strømninger og grensesjikt som gjør varmeoverføringen fra rørveggen mer eller mindre effektiv. Det er gjort en rekke studier på hvordan varmeovergangstallet forandrer seg gjennom kokeforløpet. Flere arbeidsmedier for varmepumper er analysert i blant annet (22).



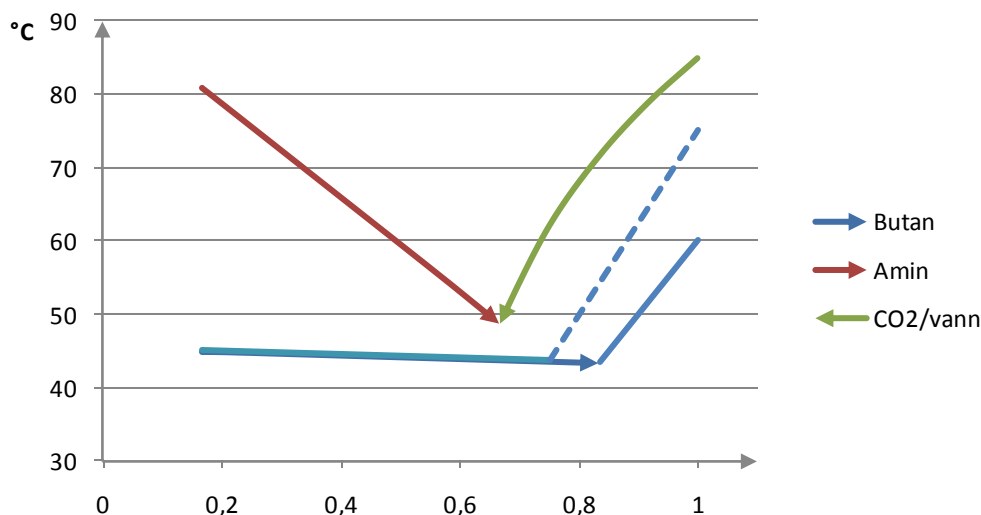
Figur 12 - Varmeovergang koking av R134a

Resultatene viser for alle de analyserte stoffene en kraftig økning i varmeovergangstall gjennom fordampere fram til en gasskvalitet på omtrent 0,9. Figur 12 viser resultatet for R134a for to ulike massestrømmer. Dette viser at varmeovergangen avhenger sterkt av hastigheten på arbeidsmediet. Strømningstverrsnittet vil derfor måtte dimensjoneres for det optimale forholdet mellom trykktap og u-verdi (størrelse/pris på varmeveksler).

Også trykktapet gjennom fordampere vil ha et lignende forløp, med høyest trykktap i slutten av varmeveksleren. Trykktapet synker en god del når all væsken har fordampet, men hastigheten til arbeidsmediet vil være svært stor i gassfase, så trykktapet vil fortsatt være på nivå med gjennomsnittlig trykktap i varmeveksleren. Det er ikke nødvendig med eksakte trykktaps- og varmeovergangsdata for arbeidsmediet og varmeveksleren som brukes, men prinsippene beskrevet her er viktige å tenke på under dimensjoneringen av varmevekslerne.

Redusert metningstemperatur som følge av trykktap gjennom fordampere (punkt 3) er negativt fordi kompressorene får et høyere trykkløft. Noe av den reduserte effektiviteten som følge av dette kan i dette tilfellet veies opp med at det kan hentes ut varme ved tilsvarende lavere temperatur fra varmekildene. Med en inngående fordamningstemperatur på 45 °C vil en med minste ΔT og en motstrøms varmeveksler kunne avkjøle varmekilden ned til 50 °C. Med én grad redusert metningstemperatur i for eksempel amin/butan-fordampere kan man med en medstrøms veksler i teorien avkjøle aminet til 49 °C. Dette tilsvarer nesten 1 MW mer tilgjengelig varme. Begge fordampere kan utnytte temperaturfallet, medstrøms for den første varmeveksleren og motstrøms for den andre.

Figur 13 under viser temperaturforholdene i fordampere med aminkjøleren plassert først. Dette vil være det beste oppsettet så lenge CO₂-kondensatoren har nok kapasitet til å overhete arbeidsmediet tilstrekkelig. Det ulineære forløpet for CO₂-kondensatoren viser hvordan størstedelen av effekten avgis ved de høyeste temperaturene



Figur 13 – Temperaturforløp fordampere

Det er vist at systemet bør kjøres med mest mulig overhetning (3.4.4). I simuleringene av det endelige systemet vil det derfor kjøres med en større overhetning enn for tidligere simuleringer. Dette forløpet er gitt av den stiplede linjen i figur 13.

Rørkjelvarmevekslere er mest brukt for så store ytelser det er snakk om her. Nøyaktig dimensjonering av disse er en stor jobb som faller utenfor denne oppgaven. Det kan allikevel trekkes noen slutninger i forhold til utformingen ved bruk av rørkjelvarmevekslere.

Aminkjøleren (første fordampere) har en liten volumstrøm på aminsiden. Fordi aminet kun er i væskefase vil det derfor passe best å ha amin på rørsiden og arbeidsmediet på mantelsiden (23). Trykktapet vil kunne være svært lavt for arbeidsmediet her, særlig ved bruk av skråstilte bafler (helix).

Den andre fordampere har store volumstrømmer på begge sider i fordampere som endres en del fordi vann kondenserer og arbeidsmedium fordampere. Forskjellene er ikke så store at det behøves spesielløsninger (for eksempel to pass med økt rørantall i annet pass). Hastigheten til arbeidsmediet vil være stor og varmeavgivelse til gass er mindre effektivt enn ved fordampning, så trykktapene her vil være noe høyere enn for den første varmeveksleren. En mulighet her er å ha CO₂/vanndamp på mantelsiden med varmeavgivelse primært ved kondensasjon utenpå rør og arbeidsmediet på rørsiden.

6.1.2 Kondensator

Kondensatoren skal levere 62 MW varme til bunnen av strippetårnet. Nesten all varmeoverføring skjer ved kondensasjon siden gassen har en relativt lav overhetning. Varmeopptagelse skjer ved fordampning av vann og oppvarming av aminløsningen. Forholdene ligger derfor til rette for svært god varmeoverføring.

I mange anlegg plasseres en tank (receiver) etter kondensatoren som fungerer som væskeresservoar. Varierende driftsforhold vil gjøre at den sirkulerte mengden rundt i varmpumpen vil endre seg. Disse forandringene vil gi et varierende væsknivå i tanken. Den brukes også ved fylling av anlegget.

Volumstrømmene varierer svært mye gjennom kondensatoren, særlig på aminsiden. Her kokes vann ut av aminløsningen, slik at dampvolumet vil være dominerende ved utløp på aminsiden. Dette medfører en stor økning i hastighet, noe som bør tas hensyn til i utformingen av varmeveksleren. Ved bruk av rørkjelvarmeveksler kan en løsning være amin på rørsiden, to rørplass og økt antall rør i annet pass. Økt rørantall senker hastigheten, slik at trykktapene ikke blir så store. Arbeidsmediet vil avgi varme ved kondensasjon på rør, som gir god varmeovergang og forholdsvis lave trykktap.

6.1.3 Kompressorer

I prosjektoppgaven og til nå i denne masteroppgaven er det tatt utgangspunkt i en isentropisk virkningsgrad på 75 % for kompresjon av arbeidsmediet. Det er sett bort i fra varmetap fra kompressoren til omgivelsene. I simuleringene er derfor hele kompressorarbeidet å finne igjen som entalpiøkning i arbeidsmediet.

I mindre varmpumper med hermetiske kompressorer (motor og kompressor i et sammensveiset hus) brukes ofte sugegassen for å kjøle motor og kompressor. Da vil varmetapet tas opp av arbeidsmediet. Sentrifugalkompressorene som vil brukes i varmpumpen beskrevet i denne oppgaven vil drives av en motor som står separert fra kompressorene, med kraftoverføring via en drivaksel. Av praktiske grunner vil motoren sannsynligvis være luftkjølt, slik at denne delen av varmetapet ikke blir å finne igjen som entalpi tilført arbeidsmediet. På grunn av problematikken rundt overhetingen av arbeidsmediet og generell virkningsgrad er det ønskelig å designe systemet slik at så mye som mulig av varmetapet blir å finne igjen som økt entalpi på trykkgassen.

I den endelige løsningen vil det benytte en isentropisk virkningsgrad på 75 %, som tidligere. Sentrifugalkompressorene fra Atlas Copco, som var utgangspunktet i prosjektoppgaven, leveres i størrelser opp mot volumstrømmer på 250.000 m³/h. Siden varmpumpeløsningen med både pentan og butan har betydelig lavere volumstrømmer enn dette for totrinns alternativet vil disse sentrifugalkompressorene fortsatt være mulig å bruke.

Det er ikke sett på aksialkompressorer i denne oppgaven. Denne typen kompressor brukes normalt ikke for så høye trykkløft som det er snakk om her, men kan være en god løsning hvis de mange trinnene som er nødvendig ikke gjør kompressoren uforholdsmessig dyr. Det vil da være mulig å bruke flere mellomtrinn, samt tilpasse disse så en kan avgi varme ved høyere temperaturer og dermed øke effektiviteten.

6.1.4 Mellomtrykksbeholder/separator

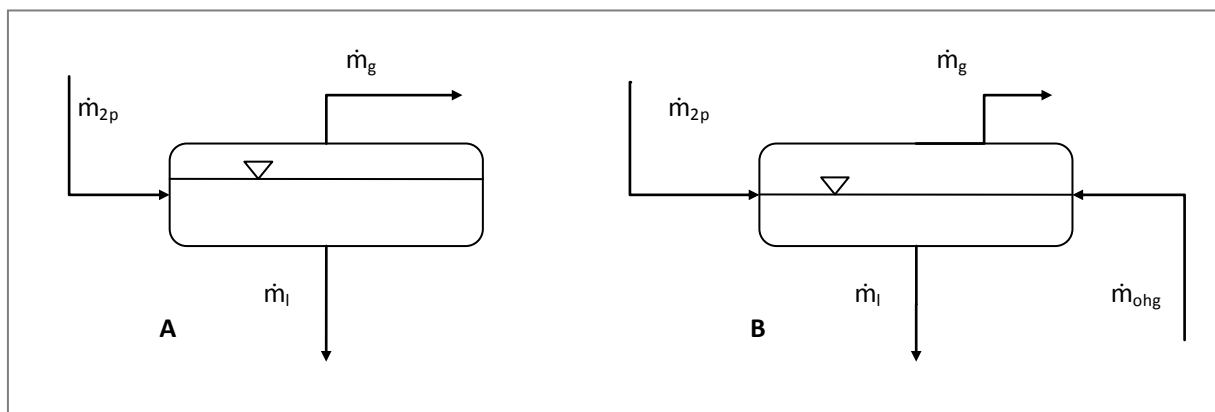
Simuleringene i 3.4.1 viser hvordan bruken av en mellomtrykksbeholder med gassgjenvinning på mellomtrykk forbedrer varmpumpens virkningsgrad betraktelig

sammenlignet med grunnsystemet. Mellomtrykksbeholderen er en tank som inneholder arbeidsmediet i væske- og gassfase på et trykknivå bestemt av fordamer- og kondensatortrykket.

Mellomtrykksbeholderen vil ha et væskenivå bestemt av gassandelen på det innstrømmende arbeidsmediet. Dette er igjen bestemt av utløpstrykket fra første strupeventil. For å sikre riktig trykknivå inn på høytrykkkompressoren vil det være fornuftig å regulere denne strupeventilen med utgangspunkt i gasstrykket ut av mellomtrykksbeholderen. Dette er fordi at eventuelle trykktap på vei mot høytrykkkompressoren ikke skal føre til at trykket mellom kompressorene blir lavere enn designet. Da vil trykkløftet fordeles ujevnt mellom kompressortrinnene, og virkningsgraden vil synke. Ved normal drift vil derfor trykket ut av den første strupeventilen være noe høyere enn ønsket trykk inn på høytrykkkompressoren.

I de innledende simuleringene er det benyttet en treports mellomtrykksbeholder. Den har én inngående massestrøm som deles opp i gass og væske som sendes videre hver for seg. Massebalansen blir enkel: $\dot{m}_{2p} = \dot{m}_g + \dot{m}_l$, illustrert i figuren under som alternativ A. Gassandelen vil blandes med overhettet gass fra lavtrykkkompressoren før den komprimeres videre.

Et annet alternativ er en foreports beholder, illustrert i figuren som alternativ B. Her tilføres i tillegg trykkgassen fra lavtrykkkompressoren i mellomtrykksbeholderen. Resultatet er at noe av væsken fordampes, og gassen som forlater tanken er mettet gass. Dette alternativet er gunstig fordi det gir en liten økning i gassandelen fra mellomtrykket og sikrer en homogen gass inn på høytrykkkompressoren. Ulempen er at det er nødvendig med overhetning for både pentan og butan for å hindre kondensdannelse under kompresjon. Dette fører til at en ved bruk av alternativ B må ha en varmeveksler som overheter gassen fra mellomtrykksbeholderen.



Figur 14 - Alternativer mellomtrykksbeholder

For beregningene videre velges det å bruke alternativ A for å slippe en ekstra varmeveksler. Det kan vise seg å være nødvendig allikevel, særlig for butan. Da vil alternativ B være et bedre valg.

6.1.5 Rør

Rørene som kobler de ulike komponentene i systemet sammen er en viktig del av varmpumpen. Ved beslutning om å realisere varmpumpen i et nytt LNG-anlegg vil det legges til rette for at rørstrekke ne vil bli så korte som mulig mellom komponentene, men det kan ikke unngås at det blir mange meter med rør. Rørene vil ha både trykk- og temperaturtap. Lave trykktap oppnås ved å ha store strømningsstverrsnitt, særlig der arbeidsmediets tetthet er lav. Det betyr at rørene vil være betydelig større for eksempel mellom fordampene og lavtrykkkompressoren enn mellom kondensatoren og første strupeventil. Lave varmetap fra rørene krever isolasjon, og da særlig der arbeidsmediet har høyest temperatur.

6.2 Simulering med nye betingelser

Innledende simuleringer og gjennomgang av komponentene danner utgangspunktet for simuleringene av de to endelige systemene. Betingelsene for varmpumpen blir da:

- Varmeeffekt på 62 MW i kondensator
- Minste temperaturdifferanser på fem grader i varmevekslerne
- Trykktap tilsvarende to graders redusert metningstemperatur i kondensator. Én grad redusert metningstemperatur i hver av fordampene
- Fordamper 1 er aminkjøler, medstrøms varmeveksler
- Fordamper 2 er CO₂-kondensatoren, motstrøms varmeveksler.
- Overhetningen av sugegassen skal være så høy som mulig. Med CO₂-kondensatoren som varmekilde antas det at 75 °C er maksimal temperatur på sugegassen. Dette fordi varmeovergangen i slutten av veksleren vil være dårlig i forhold til i tofase-området. Lavere temperaturdifferanse i slutten av veksleren krever mye større areal.
- Totrinns kompresjon med 75 % isentropisk virkningsgrad, varmetap inkludert.
- Neglisjerbare trykktap i rør mellom komponentene.
- Ingen økning i nødvendig pumpearbeid for varmekildene i forhold til systemet uten varmpumpe. Antagelsen gjør at elektrisitet til pumpene på varmekildesiden ikke tas med i utregningen av COP for varmpumpen.
- Tilgjengelig varme ved ulike fordampningstemperaturer som tidligere i oppgaven. Fordampningstemperatur velges slik at tilgjengelig varme er 0,5 MW høyere enn effekten beregnet for varmeveksleren.

6.2.1 Endelig system butan

For å finne fordampningstemperaturen som gir 0,5 MW overskuddsvarme er det kjørt simuleringer med ulik fordampningstemperatur hvor effektforbruket er sammenlignet med tilgjengelig varme. I motsetning til tidligere i oppgaven, gjør det nye varmeveksleroppsettet at minste temperaturdifferanse finnes i slutten av den første varmeveksleren og i begynnelsen av den andre (se Figur 13). Med betingelsen om trykktap tilsvarende én grads redusert metningstemperatur per fordamper gjør dette at tilgjengelig varme beregnes

etter innløpstemperatur på første fordamper pluss fire grader (utløpstemperatur pluss fem grader).

Endelig fordampningstemperatur blir på 45,9 °C ved innløpet av fordamperen. Trykktapet er 0,234 bar gjennom fordamperne og 0,784 bar gjennom kondensatoren. Mellomtrykket er gitt som geometrisk middeltemperatur av trykket inn på lavtrykkkompressor og trykket ut av høytrykkkompressor. Høytrykket er trykk tilsvarende 120 °C metningstemperatur for butan, siden butanet skal holde 118 °C ut av kondensatoren og kriteriet er 2 graders temperaturfall gjennom kondensator.

Mellomtrykket i varmepumpen blir 9,687 bar, med en gassandel etter struping på 43,7 %. Ut fra dette finnes de ulike massestrømmene i systemet med utgangspunkt i entalpidifferansen i kondensatoren og avgitt varmeeffekt som skal være 62 MW:

$$\dot{m}_{\text{tot}} = \dot{m}_L + \dot{m}_M = \frac{Q_C}{\Delta h_c} = \frac{62000 \text{ kW}}{249,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 248,2 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_M = 0,437 \cdot \dot{m}_{\text{tot}} \quad \dot{m}_L = (1 - 0,437) \cdot \dot{m}_{\text{tot}}$$

Detaljerte simuleringsdata er gitt i vedlegg I.

Resultatene er gjengitt i Tabell 20. I de innledende simuleringene fikk totrinns systemet med butan som arbeidsmedium en COP på 3,22 (se 3.4.1). At dette systemet får en ganske mye bedre virkningsgrad skyldes to faktorer: at arbeidsmediet er overhettet mer i dette tilfellet og at varmeveksleroppsettet fører til at det kan hentes ut varme ved lavere temperaturer.

$Q_{\text{fordamper}}$	43,4 MW
$Q_{\text{kondensator}}$	62,0 MW
\dot{m}_h	248,2 kg/s
\dot{m}_m	108,3 kg/s
\dot{m}_l	139,9 kg/s
W_h	11,5 MW
W_l	7,1 MW
V_h	40.400 m ³ /h
V_l	54.900 m ³ /h
COP	3,34

Tabell 20 - Resultater endelig løsning butan

6.2.2 Endelig system pentan

Riktig fordampningstemperaturer og fordeling av massestrømmer i systemet finnes på samme måte som for butansystemet.

Simuleringene fører fram til en endelig fordampningstemperatur for butan på 44,9 °C ved innløpet. Trykktapet i fordampere er på 0,084 bar og utløpstemperaturen fra siste fordampere er 75 °C. Mellomtrykket blir på 3,394 bar. Gassandelen etter struping til mellomtrinn er 35,2 %. Massestrømmer utregnes som for butan.

Simuleringen med detaljerte data for alle tilstandspunktene i systemet er gitt i vedlegg J. Resultatene er gitt i Tabell 21. Sugegassvolumet på 150.000 m³/h er innenfor kapasiteten til sentrifugalkompressoren. Varmepumpens COP blir på 3,55, en betydelig økning i forhold til den opprinnelige ett-trinns butanvarmepumpen fra prosjektoppgaven med COP på 2,66. Sammenligninger av de to endelige løsningene gjøres i neste delkapittel.

$Q_{\text{fordampere}}$	44,6 MW
$Q_{\text{kondensator}}$	62,0 MW
\dot{m}_h	209,6 kg/s
\dot{m}_m	73,7 kg/s
\dot{m}_l	135,9 kg/s
W_h	10,5 MW
W_l	7,0 MW
V_h	86.400 m ³ /h
V_l	149.500 m ³ /h
COP	3,55

Tabell 21 - Endelig system pentan

6.2.3 Sammenligninger av de endelige løsningene

Forskjellen i COP mellom butan- og pentansystemet er stor. Effektforbruket til kompressorene i pentansystemet er 1,1 MW lavere enn for butansystemet, noe som med døgnkontinuerlig drift tilsvarer en differanse på nesten 10 GWh årlig. De sparte kostnadene til kjøp av elektrisitet vil være det viktigste argumentet for å gå for en varmepumpeløsning med pentan som arbeidsmedium.

Butansystemet har også sine fordeler. Volumstrømmene er betydelig lavere, noe som gjør at lavtrykkompressoren kan være 65 % mindre og høytrykkompressoren 55 % mindre enn med pentan som arbeidsmedium. Dette representerer betydelige sparte investeringskostnader for kompressorene. De lavere volumene gjør også at andre komponenter i systemet kan være mindre og rimeligere, særlig den siste fordampere hvor store deler av varmevekslerarealet brukes på å overhete ren gass.

Betingelsene er like for begge systemene selv om de to stoffene har ulike egenskaper. Den største feilen her er knyttet til trykktapet i varmevekslerne. De endelige simuleringene bruker samme temperaturfall for begge stoffene, men dette tilsvarer svært forskjellige trykkfall. For at betingelsene skal holde, må fordampere i pentansystemet dimensjoneres for et over 60 % lavere trykkfall enn ved bruk av butan. Forholdet mellom trykkfallene i kondensatorene er nesten det samme. Det er sannsynlig at trykktapene ville blitt forholdsvis like for begge disse alternativene, noe som medfører et større temperaturtap i varmevekslerne i pentansystemet.

Simuleringer med de samme trykktapene som for butan i pentansystemet viser en økning fra 17,5 til 17,8 MW kompressorarbeid. Altså skyldes omtrent 25 % av det reduserte arbeidet i de to endelige løsningsene lavere trykktap i varmevekslerne for pentan. Dette gjør at forskjellen i årlig kompressorarbeid reduseres tilsvarende, slik at det skiller omtrent 7 GWh årlig for kontinuerlig drift (8760 timer/år).

6.3 Kommentarer og feilkilder

En viktig faktor for varmepumpenes virkningsgrad er tilgjengelig varme. Det er tatt utgangspunkt i arbeidet gjort i prosjektoppgaven, hvor varmekildene ble kartlagt. Sammenhenger mellom temperatur og tilgjengelig varme ble funnet og er brukt i denne masteroppgaven. Selv om disse sammenhengene kan gi et godt bilde av den tilgjengelige varmen på Snøhvit Tog I, vil den ikke nødvendigvis gjelde for nye tog og andre LNG produksjonsanlegg. Dette er derfor den største feilkilden.

Det er tatt utgangspunkt i bruken av to varmekilder knyttet til CO₂-fjerningssystemet. Ingen av varmekildene på anlegget er stor nok til at det er mulig å designe en god varmepumpe med bruk av bare én varmekilde. Det er derimot aktuelt å koble til en tredje varmekilde. Dette øker den tilgjengelige varmen, som fører til at fordampningstemperaturen kan økes. COP kan på denne måten bli langt bedre enn med forutsetningene som er gitt i denne oppgaven, men med økte investeringskostnader og kompleksitet for varmepumpen.

6.4 Konklusjon

Det er foreslått to forskjellige systemer, ett med butan som arbeidsmedium og ett med pentan. Det er vanskelig å avgjøre hvilket av systemene som er best, selv om pentan gir en høyere virkningsgrad. To av varmepumpens viktigste funksjoner er å redusere energi- og CO₂-kostnadene. Et alternativ til denne varmepumpen er å brenne naturgass for å dekke varmebehovet. Forbrenning av naturgass genererer omtrent 202 kg CO₂ per MWh (23). Virkningsgraden kan være i størrelsesorden 95 % for gassforbrenningsanlegg. Tabellen under sammenligner energibruk og CO₂-utslipp for varmepumpealternativene og varmegerenering med gassforbrenning for å dekke varmebehovet på 62 MW i stripperen. Det er antatt full drift hele året (8760 timer/år). Elkraften som brukes i varmepumpen er antatt å være CO₂-nøytral.

	Virkningsgrad	Mengde kjøpt energi [GWh/år]	CO ₂ -utslipp [tonn/år]
Varmepumpe butan	3,34	163	0
Varmepumpe pentan	3,55	153	0
Varmepumpe pentan*	3,48	156	0
Gassforbrenning	0,95	572	116.000

Tabell 22 - Kjøpt energi og CO₂-utslipp

* Trykktap i varmevekslere tilsvarende som for butan

Forskjellene mellom energibehovet ved gassforbrenning og bruk av varmepumpe er stor. Med en elektrifisering av Tog II vil varmepumper være en høyaktuell løsning for å senke CO₂-utslippene fra anlegget. Ved å bruke varmepumper også for å dekke varmebehovet til andre, mindre forbrukere på anlegget kan utslippene senkes ytterligere. Det må allikevel produseres varme også på andre måter på et slikt anlegg for å dekke høytemperatur varmebehov. Varmepumper er derfor bare en del av en mulig løsning på varmeproblematikken rundt et elektrisk drevet LNG-anlegg.

Pentanvarmepumpens virkningsgrad er betydelig bedre enn butanvarmepumpen, også når en bruker de samme trykktapene i varmevekslerne som for butansystemet. Med omtrent 7 GWh lavere årlig kraftforbruk vil reduserte kostnader til kraftkjøp tilsvare flere millioner kroner i året. Forskjellene i operasjonskostnader mellom de to alternativene vil avhenge av hva slags utvikling på strømprisene en regner med, samt mulige tilleggsutgifter som grønne sertifikater. Dette må veies opp mot økte investeringskostnader for pentansystemet, primært knyttet til behov for større kompressorer.

7 Videre arbeid

Det er mye som må undersøkes nærmere før en varmepumpeløsning knyttet til CO₂-stripperen kan realiseres. Et interessant punkt er å se på om det kan være gunstig energimessig å senke temperaturen i stripperen når varmen leveres fra en varmepumpe. Med lavere temperatur i stripperen vil mindre CO₂ fjernes fra aminløsningen (lean loading ut fra stripperen øker) hvis ikke det kompenseres med for eksempel økt væskesirkulasjon. Hvis det viser seg å være mulig å opprettholde rensekravene med lavere temperatur i stripperen, vil det være interessant å se hvor den energioptimale temperaturen ligger.

Siden størrelse og temperaturnivå på varmekildene er såpass viktig for virkningsgraden til varmepumpen, bør disse analyseres nærmere, både for eksisterende anlegg og for et nytt, elektrisk drevet anlegg. Særlig bør CO₂-kondensatoren analyseres nærmere på grunn av det spesielle temperaturforløpet. Forenklingene som er gjort i forhold til tilgjengelig varme ved ulike temperaturnivåer i denne oppgaven er den største feilkilden. Mer nøyaktige data her vil derfor bedre gyldigheten av resultatene betraktelig.

8 Referanser

1. **Statnett.** Hjemmesider Statnett. [Internett] [Sisert: 5 Oktober 2010.]
<http://www.statnett.no/no/Prosjekter/Balsfjord-Hammerfest/>.
2. **Store norske leksikon.** [Internett] [Sisert: 5 Oktober 2010.] <http://www.snl.no/Snøhvit>.
3. **Statoil ASA.** [Internett] [Sisert: 5 Oktober 2010.]
<http://www.statoil.com/no/ouoperations/explorationprod/ncs/snoehvit/pages/default.aspx>.
4. **O. Kårstad, G. Halmø.** NHOs hjemmesider. [Internett] Oktober 2009. [Sisert: 7 Oktober 2010.]
Temahefte: "Fangst og lagring av CO₂".
http://www.nho.no/getfile.php/bilder/RootNY/filer_og_vedlegg1/Temahefte%20Fangst%20og%20lagring%20av%20CO2.pdf.
5. **Moe, Bjørn Kristian.** *Varmegenerering med varmpumpe i LNG-anlegg.* Trondheim : s.n., 2010.
6. **Aylward, Gordon og Findlay, Tristan.** *SI Chemical Data.* 6. utgave. s.l. : John Wiley & Sons Ltd, 2007.
7. Martin Ystenes - Samtale 29. november 2010.
8. **Sintef - NTNU.** RnLib - Bibliotek med termodynamiske egenskaper for forskjellige kuldemedier (MS Excel).
9. **Technical University of Denmark, dep. of Mechanical Engineering.** Coolpack - dataprogram for simulering og design av kuldeanlegg. Lyngby, Danmark : s.n., 2000.
10. **Alanko, Heikki (heikko.alanko@fi.atlascopco.com).** Re: Centrifugal compressors for n-butane and water vapor. 7 Desember 2010.
11. **Stene, J.** Varmepumper - Grunnleggende varmpumpeteknikk. s.l. : SINTEF Energiforskning AS, avd. Energiprosesser, 1997.
12. **Invensys Operations Management.** [Internett] [Sisert: 12 April 2011.]
http://iom.invensys.com/EN/Pages/SimSci-Esscor_ProcessEngSuite_PROII.aspx.
13. **Ahmed, Tarek.** *Reservoir Engineering Handbook.* s.l. : Elsevier, 2010. 978-1-85617-803-7.
14. **Stene, Jørn.** Lysarkserie: 1 - Termodynamikk (termodynamiske tap). Trondheim : s.n., 2010. ss. 106-107.
15. **Cengel, Yunus A.** Heat and mass transfer - a practical approach. s.l. : McGraw-Hill, 2006, 10 - Boiling and condensation.

16. **Berger, Eginhard, et al.** *The Snøhvit Project*. [Artikkel] s.l. : Linde Engineering, 2003.
17. **Statoil ASA**. www.statoil.com. [Internett] 7 November 2009. [Sisert: 10 Mai 2011.] <http://www.statoil.com/no/NewsAndMedia/News/Pages/MajorMelkoyaUpgradeCompleted.aspx>.
18. **Teknisk Ukeblad**. www.tu.no. [Internett] 29 Januar 2008. [Sisert: 15 Mai 2010.] Intervju med Sivert Vist. <http://www.tu.no/nettarkiv/article132769.ece>.
19. **Haukås, Hans T.** *Turbokompressorer*. s.l. : Institutt for kjøleteknikk - NTH, 1980.
20. **SIMSCI-Esscor**. *Pro/II library*.
21. **GHC Gerling, Holz & Co.** Safety data sheet 1,2-butadiene. 1 November 2004. http://www.special-gases.com/pdf_e/2205.0004e.pdf.
22. **Greco, A.** *Convective boiling of pure and mixed refrigerants: An experimental study of the major parameters affecting heat transfer*. s.l. : International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007.
23. **Kuppan, T.** *Heat exchanger design handbook*. New York : Marcel Dekker, 2000.
24. **Energigassforeningen**. [Energigassforeningen.no](http://www.energigassforeningen.no). [Internett] [Sisert: 11 Desember 2010.] <http://www.energigassforeningen.no/Page.aspx?id=1126>.

Vedlegg A – CO₂-kondensator

Tilgjengelig effekt over gitt temperatur (t) er gitt av massestrøm kondensert damp ($\dot{m}_{H_2O,t}$), gjennomsnittlig kondensasjonsentalpi ($\Delta h_{k,middel}$), massestrøm CO₂ (\dot{m}_{CO_2}) og gjennomsnittlig varmekapasitet for CO₂-gass (c_{p,CO_2}) og kondensert vann ($c_{p,H_2O,l}$):

$$\dot{Q}_{\text{tilgjengelig}}(t) = \dot{m}_{H_2O,t} \cdot (\overline{\Delta h}_{\text{kond}} + (85 - t) \cdot c_{p,H_2O,l}) + \dot{m}_{CO_2} \cdot (85 - t) \cdot c_{p,CO_2}$$

Varmekapasitetene varierer lite med temperaturen, og settes som gjennomsnittlige konstanter.

- $c_{p,H_2O,l} = 4,20 \text{ kJ/kgK}$
- $c_{p,CO_2} = 0,862 \text{ kJ/kgK}$

Massestrømmene uttrykkes som andel av total massestrøm, 20 masse % vann og 80 masse % CO₂. Andelen vann av opprinnelig mengde som fortsatt er i gassfase ved en temperatur t er gitt av forholdet mellom trykket ved den temperaturen og trykket ved 85 °C (antakelse om ideell gass).

- $\dot{m}_{H_2O,t} = 0,2 \cdot \dot{m}_{\text{tot}} \cdot \frac{P_t}{P_{85}}$
- $\dot{m}_{CO_2} = 0,8 \cdot \dot{m}_{\text{tot}}$

Gjennomsnittlig kondensasjonsentalpi er kondensasjonsentalpien ved $(85 - 0,25 \cdot \Delta T)$, siden omtrent halvparten av vannet har kondensert etter en fjerdedel av temperaturfallet.

$$\rightarrow \dot{Q}_{\text{tilgjengelig}}(t) = \dot{m}_{\text{tot}} \cdot \left[0,2 \cdot \left(1 - \frac{P_t}{P_{85}} \right) \cdot (\overline{\Delta h}_{k,t} + (85 - t) \cdot 4,2) + 0,8 \cdot (85 - t) \cdot 0,862 \right]$$

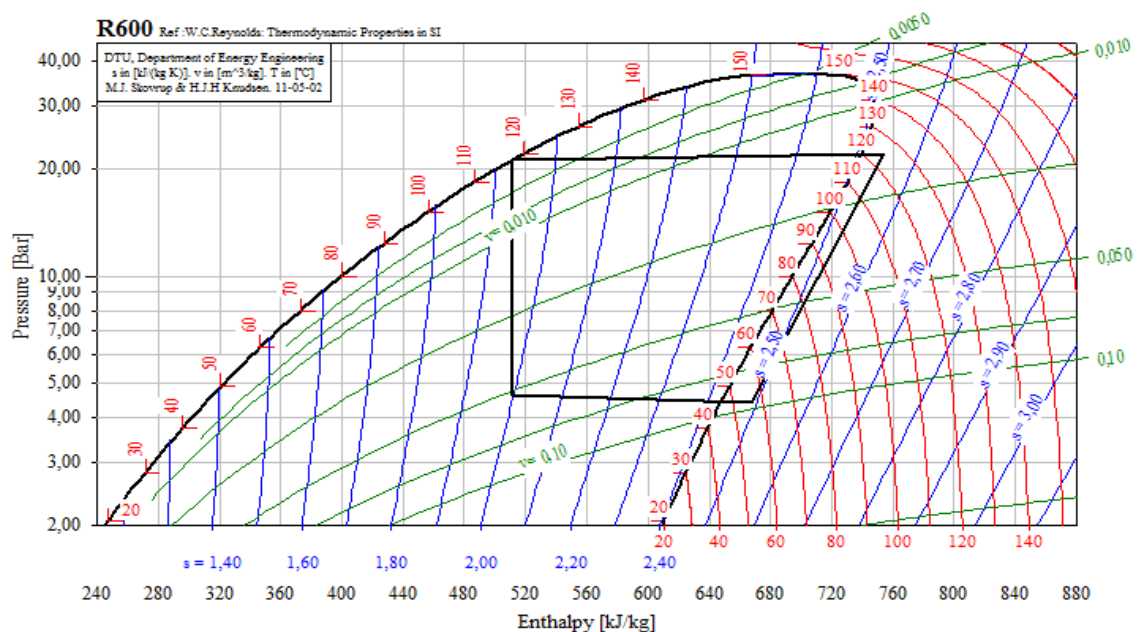
Vedlegg B – Varmepumpealternativ fra prosjektoppgave

Trykktap: Tilsvarende 2 grader (i tofaseområde) fordampner og kondensator.

Values:

Evaporating temperature:	46,00 °C	Condensing temperature:	120,00 °C
Superheat:	10,00 K	Subcooling:	0,00 K
Dp evaporator:	2,00 K	Dp condenser:	2,00 K
Dp suction line:	0,00 Bar	Dp liquid line:	0,00 Bar
Dp discharge line:	0,00 Bar		
Isentropic efficiency [0-1]:	0,75	Q loss...	

Log P / h – diagram (skisse fra CoolPack):



Resultater:

Fordamperytelse 39,9 MW
 Kondensatorytelse 62,0 MW
 Kompressorarbeid 22,1 MW

COP = 2,80

Dimensioning:	
Qe [kW]:	39850,936
Qc [kW]:	62000,000
m [kg/s]:	256,3954404
V [m ³ /h]:	88195,2230
W [kW]:	22149,064
Q loss [kW]:	0,000

Vedlegg C – Utregninger alternativ med mellomtrykksbeholder

Gassen som suges inn i høytrykkkompressoren er en blanding av overhettet gass fra lavtrykkkompressoren og tørrmettet gass fra mellomtrykksbeholderen. Ligningen under beskriver entalpien til blandingen.

$$x_m \cdot h_{M,dp} + (1 - x_M) \cdot h_{M,kompressor} = h_{M,mix} \Rightarrow h_{M,kompressor} = \frac{h_{M,mix} - x_M \cdot h_{M,dp}}{1 - x_M}$$

Entalpien $h_{M,mix}$ er den entalpien blandingen må ha ved mellomtrykk for å gjennomgå samme kompresjonsforløp i høytrykkkompressoren som arbeidsmediet gjør i grunnsystemet. Ved å gjøre det på denne måten blir det enkelt å sammenligne systemene, siden varmeavgivelsen i kondensatoren blir identisk for begge alternativene. Verdier for $h_{M,kompressor}$ for de aktuelle fordampningstemperaturene er vist i tabellen under.

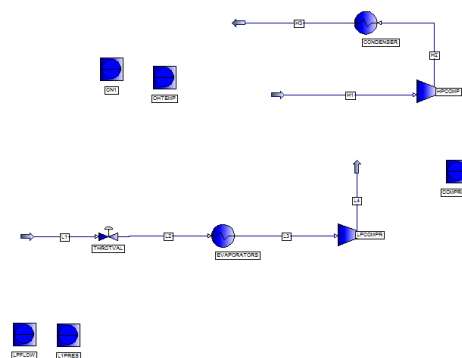
T_f [°C]	$h_{M,kompressor}$ [kJ/kg]
40	721,089456
41	721,58223
42	722,031273
43	722,520682
44	722,95462
45	723,453443
46	723,887073

Vedlegg D – Simulering med mellomtryksbeholder

Flytskjemaet fra Pro/II over. Data for hver stream i tabellen under.

De fem boksene som står utenfor hver "prosess" regulerer parametre slik at verdiene skal stemme for alle strømmene. COP kan finnes enten med entalpiene fra tabellen eller ved å se på resultatene for kompressorene i simuleringen.

Kompressorene bruker 7,32 og 11,96 MW for henholdsvis lav- og høytrinn.



Stream Name		H1	H2	H3	L1	L2	L3	L4
Stream Description								
Phase		Vapor	Vapor	Liquid	Liquid	Mixed	Vapor	Vapor
Total Stream								
Rate	KG-MOL/SEC	4,641	4,641	4,641	2,606	2,606	2,606	2,606
	KG/SEC	269,773	269,773	269,773	151,477	151,477	151,477	151,477
Std. Liq. Rate	M3/SEC	0,462	0,462	0,462	0,259	0,259	0,259	0,259
Temperature	C	85,801	124,720	118,001	77,615	45,482	59,850	92,080
Pressure	BAR	22,303	22,303	21,523	9,625	4,392	4,152	9,625
Molecular Weight		58,123	58,123	58,123	58,123	58,123	58,123	58,123
Enthalpy	M*WATT	140,676	152,633	90,633	30,993	30,993	73,710	81,029
	KJ/KG	521,462	565,784	335,961	204,602	204,602	486,606	534,923
Mole Fraction Liquid		0,0000	0,0000	1,0000	1,0000	0,7419	0,0000	0,0000
Reduced Temperature		0,8444	0,9359	0,9201	0,8251	0,7495	0,7833	0,8591
Reduced Pressure		0,2536	0,5875	0,5670	0,2536	0,1157	0,1094	0,2536
Acentric Factor		0,2002	0,2002	0,2002	0,2002	0,2002	0,2002	0,2002
UOP K factor		13,486	13,486	13,486	13,486	13,486	13,486	13,486
Std. Liquid Density	KG/M3	584,335	584,335	584,335	584,335	584,335	584,335	584,335
Sp. Gravity		0,5849	0,5849	0,5849	0,5849	0,5849	0,5849	0,5849
API Gravity		110,417	110,417	110,417	110,417	110,417	110,417	110,417
Vapor								
Rate	KG-MOL/SEC	4,641	4,641	n/a	n/a	0,673	2,606	2,606
	KG/SEC	269,773	269,773	n/a	n/a	39,099	151,477	151,477
	M3/SEC	11,811	4,484	n/a	n/a	3,617	15,826	6,834
Vapor Std Vol Flow	M3/SEC	104,032	104,032	n/a	n/a	15,078	58,414	58,414
Molecular Weight		58,123	58,123	n/a	n/a	58,123	58,123	58,123
Z (from K)		0,82065	0,63429	n/a	n/a	0,89135	0,91060	0,82108
Enthalpy	KJ/KG	521,462	565,784	n/a	0,000	458,685	486,606	534,923
CP	KJ/KG-C	2,136	2,766	n/a	n/a	1,863	1,915	2,152
Density	KG/M3	22,842	60,162	n/a	n/a	10,810	9,571	22,166
Th. Conductivity	W/M-K	0,02320	0,02818	n/a	n/a	0,01844	0,02008	0,02397
Viscosity	PAS	0,00001	0,00001	n/a	n/a	0,00001	0,00001	0,00001
Liquid								
Rate	KG-MOL/SEC	n/a	n/a	4,641	2,606	1,933	n/a	n/a
	KG/SEC	n/a	n/a	269,773	151,477	112,378	n/a	n/a
Liquid Std Vol Flow	M3/SEC	n/a	n/a	0,462	0,259	0,192	n/a	n/a
Molecular Weight		n/a	n/a	58,123	58,123	58,123	n/a	n/a
Z (from K)		n/a	n/a	0,09320	0,03727	0,01685	n/a	n/a
Enthalpy	KJ/KG	n/a	n/a	335,961	204,602	116,202	n/a	n/a
CP	KJ/KG-C	n/a	n/a	3,952	2,949	2,590	n/a	n/a
Density	KG/M3	n/a	n/a	433,720	500,339	546,892	n/a	n/a
Surface Tension	N/M	n/a	n/a	0,0024	0,0062	0,0096	n/a	n/a
Th. Conductivity	W/M-K	n/a	n/a	0,07361	0,08694	0,09875	n/a	n/a
Viscosity	PAS	n/a	n/a	0,00006	0,00010	0,00013	n/a	n/a

$$\text{COP} = 62000 / (11956,89 + 7318,93) = 3,2165 \approx \underline{3,22}$$

Vedlegg E – Simuleringer med økt overhetning

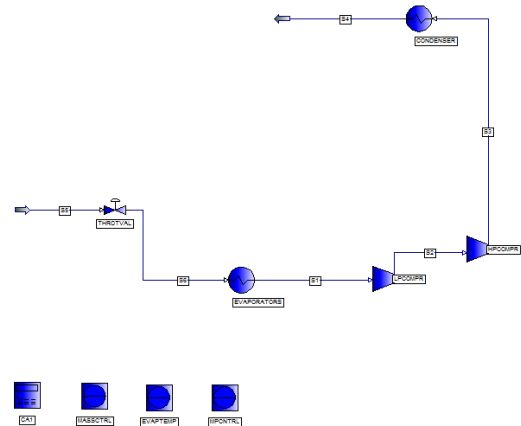
På grunnsystemet:

Skisse til høyre viser oppsettet i Pro/II. Det er det samme som for simulering av grunnsystemet. Kondensatorytelsen er satt til 62 MW konstant. Utløpstrykket er 22,303 bar for høytrykkkompressoren.

Massestrømmen reguleres av en kontroller for å holde kondensatorytelsen på 62 når systemet endres.

Trykkfordelingen mellom høy- og lavtrykk reguleres så kompressorene får det samme trykkforholdet. Lavtrykket

reguleres ved at strupeventilen tilpasser utløpsstrykket etter ønsket fordampereffekt, som settes til en tallverdi i den tilhørende kontrolleren.



Den resulterende fordampningstemperaturen kan leses av i resultatfilen eller direkte i en strømnings-oppsummering. Denne sammenlignes med en excel-tabell som viser tilgjengelig varme over en gitt temperatur T for de to varmekildene. En skjermdump av tabellen er vist under. De grå cellene er verdier brukt i utregningen av tilgjengelig varme for CO₂-kondensatoren og stammer fra RnLib (8). For temperaturer mellom heltallene i T-kolonnen kan det tastes inn verdi og få nøyaktig effekt tilgjengelig. Det er brukt 5 graders minste temperaturdifferanse i fordamperen.

T	Q _{aminkjøler}	Q _{CO₂-kondensator}	SUM	P(T)	P85	Δhk,t	m	
85	0,000	0,000	0,000	0,578178	0,578178	2293,42293	33	85
84	0,000	0,608	0,608	0,55588327	0,578178	2294,07049	33	84,75
83	0,000	1,199	1,199	0,53431318	0,578178	2294,71768	33	84,5
82	0,000	1,774	1,774	0,51344909	0,578178	2295,3645	33	84,25
81	0,000	2,333	2,333	0,49327269	0,578178	2296,01096	33	84
80	0,973	2,876	3,849	0,473766	0,578178	2296,65705	33	83,75
79	1,946	3,405	5,351	0,45491137	0,578178	2297,30279	33	83,5
78	2,919	3,918	6,837	0,43669145	0,578178	2297,94817	33	83,25
77	3,892	4,417	8,309	0,41908925	0,578178	2298,59319	33	83
76	4,865	4,902	9,767	0,40208806	0,578178	2299,23786	33	82,75
75	5,838	5,374	11,212	0,3856715	0,578178	2299,88218	33	82,5
74	6,811	5,832	12,643	0,3698235	0,578178	2300,52615	33	82,25

Tabellen under viser den manuelle itereringen til ønsket nøyaktighet for de ulike overhetningsverdiene.

Overhetning [K]	Q_f [MW]	T_f [°C]	Q_t - Tilgjengelig varme over $T_f + 5$ °C [MW]	$Q_t - Q_f$ [MW]
10	38,7	48,68	39,31	0,61
15	39,1		39,80	0,70
	39,12	48,33	39,74	0,62
20	39,5		40,20	0,70
	39,6		39,90	0,90
	39,55		40,05	0,50
	39,52	48,00	40,14	0,62
25	40,2		39,56	-0,64
	40,0		40,18	0,18
	39,90	47,71	40,52	0,62
	39,91		40,48	0,57
30	40,3		40,77	0,47
	40,25		40,93	0,68
	40,26		40,89	0,64
	40,27	47,40	40,86	0,59

Vedlegg F – Excelark blandingsmedium butan/propan

Trykk [bar]	Tbp [C]	Tdp [C]	Hbp [kJ/kg]	Hdp [kJ/kg]	Hbp [MW]	Hdp [MW]	M [kg/s]
5	32,51	42,58	84,51547026	451,9605906	4,62	24,70	54,6468
6	39,64	49,42	102,9191096	461,4524547	5,62	25,22	54,6468
7	45,94	55,44	119,5623531	469,6908145	6,53	25,67	54,6468
8	51,61	60,84	134,8715753	476,9647994	7,37	26,06	54,6468
9	56,77	65,76	149,1285858	483,4574028	8,15	26,42	54,6468
10	61,53	70,28	162,5310174	489,3076996	8,88	26,74	54,6468
11	65,95	74,47	175,2289247	494,6126763	9,58	27,03	54,6468
12	70,08	78,38	187,3375934	499,4455302	10,24	27,29	54,6468
13	73,97	82,05	198,9412006	503,8648192	10,87	27,53	54,6468
14	77,65	85,52	210,1129435	507,9144616	11,48	27,76	54,6468
15	81,14	88,80	220,9132099	511,6292262	12,07	27,96	54,6468
16	84,47	91,93	231,3895782	515,038392	12,64	28,15	54,6468
17	87,65	94,90	241,5823067	518,165748	13,20	28,32	54,6468
18	90,70	97,75	251,5298243	521,0295937	13,75	28,47	54,6468
19	93,63	100,48	261,2614096	523,6427385	14,28	28,62	54,6468
20	96,46	103,10	270,8063418	526,0198218	14,80	28,75	54,6468
21	99,18	105,62	280,1920698	528,1699935	15,31	28,86	54,6468
22	101,81	108,05	289,4368929	530,0969133	15,82	28,97	54,6468
23	104,36	110,39	298,5682602	531,8079009	16,32	29,06	54,6468
24	106,84	112,66	307,6063008	533,3047864	16,81	29,14	54,6468
25	109,24	114,85	316,5693142	534,5875696	17,30	29,21	54,6468
26	111,58	116,98	325,4829194	535,6525908	17,79	29,27	54,6468
27	113,86	119,04	334,3635858	536,49802	18,27	29,32	54,6468
28	116,08	121,04	343,2369324	537,1128776	18,76	29,35	54,6468
29	118,24	122,98	352,1285784	537,486184	19,24	29,37	54,6468
30	120,36	124,87	361,0659728	537,6051297	19,73	29,38	54,6468
31	122,44	126,70	370,0820542	537,4459255	20,22	29,37	54,6468
32	124,47	128,48	379,2079317	536,9811224	20,72	29,34	54,6468
33	126,47	130,22	388,5058228	536,1759517	21,23	29,30	54,6468
34	128,43	131,90	398,0324557	534,9681958	21,75	29,23	54,6468
35	130,36	133,53	407,875667	533,2809972	22,29	29,14	54,6468

T [C]	Pbp [bara]	Pdp [bara]	hbp [kJ/kg]	hdp [kJ/kg]	Hbp [MW]	Hdp [MW]	M [kg/s]
30	4,68	3,50	78,16194178	434,2138972	4,27	23,7284	54,6468
40	6,05	4,66	103,8487158	448,3428124	5,68	24,5005	54,6468
50	7,71	6,09	130,4925449	462,2539655	7,13	25,2607	54,6468
60	9,67	7,84	158,1995652	475,8375605	8,65	26,003	54,6468
70	11,98	9,94	187,0960422	488,9526926	10,22	26,7197	54,6468
80	14,67	12,43	217,3558196	501,4108786	11,88	27,4005	54,6468
90	17,77	15,38	249,2204484	512,9504381	13,62	28,0311	54,6468
100	21,31	18,82	283,0504256	523,1962347	15,47	28,591	54,6468
110	25,32	22,83	319,4423095	531,531581	17,46	29,0465	54,6468
120	29,83	27,48	359,5123594	536,8200883	19,65	29,3355	54,6468
130	34,81	32,87	406,0036452	536,2948974	22,19	29,3068	54,6468

Vedlegg G – Simuleringer med blandingsmedier

20 % propan:

Modellen er bygget opp rundt simuleringmodellen for grunnsystemet. Riktig molforhold mellom propan og butan legges inn i første strøm. Massestrømmen justeres så i en kontroller så fordampereffekten blir riktig. En kontroller tar seg også av hvor lavt trykket senkes i strupeventilen ved å sette en verdi for fordampereffekt. Den resulterende fordampningstemperaturen leses av og sammenlignes med tabell for tilgjengelig varme. Høytrykket reguleres så kondensatoren har 118 °C ved utløpet.

Kjøringer fram mot tilfredsstillende løsning:

Fordampereffekt [MW]	T_f [°C]	Q_t - Tilgjengelig varme over $T_f + 5$ °C [MW]	$Q_t - Q_f$ [MW]
35,0	45,66	42,96	7,96
36,0	47,79	40,39	4,39
37,0	50,03	37,66	0,66
37,1	50,28	37,34	0,24

$$Q_C = 62,0095 \text{ MW}, \quad Q_F = 37,0998, \quad W = 24,9097, \quad \text{COP} = 2,49$$

20 % n-pentan:

Tilsvarende modell og simulering som for propanalternativet.

Kjøringer:

Fordampereffekt [MW]	T_f [°C]	Q_t - Tilgjengelig varme over $T_f + 5$ °C [MW]	$Q_t - Q_f$ [MW]
40,0	50,60	36,95	-3,05
38,0	45,75	42,85	4,85
39,0	48,16	39,94	0,94
39,1	48,40	39,65	0,55

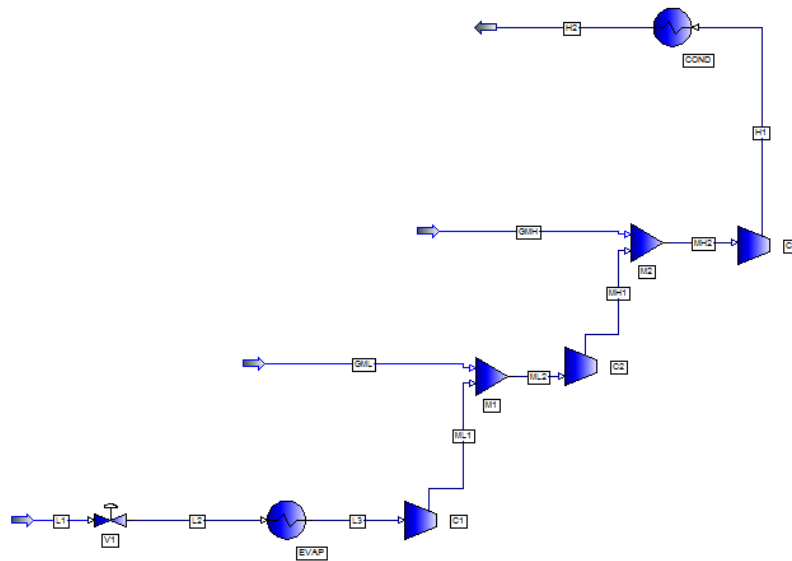
$$Q_C = 61,9928 \text{ MW}, \quad Q_F = 39,0956, \quad W = 22,8972, \quad \text{COP} = 2,71$$

Vedlegg H – Simulering tretrinns struping

Simuleringene tar utgangspunkt i verdiene fra Tabell 9. Med massestrøm gjennom kondensatoren lik 4,641 kmol/s (269,8 kg/s) blir massestrømmene som beskrevet i tabellen:

T_f [°C]	x_{ML}	x_{MH}	$\dot{m}_{MH,g}$	$\dot{m}_{ML,g}$	\dot{m}_f
45	0,235	0,334	1,5502	0,7264	2,3647
44	0,237	0,338	1,5688	0,7282	2,3443
43	0,239	0,342	1,5873	0,7299	2,3241
42	0,241	0,346	1,6059	0,7315	2,3039

Figuren under viser oppsettet i Pro/II. Massestrømmene i tabellen gir nødvendig input for gassandelen som blandes med trykk-gass fra kompressorene i de to mikserne. Overhetningen i fordamperen justeres slik at temperaturen på trykk-gassen ut av den siste kompressoren blir lik som for grunnsystemet (124,7 °C). Da skal også kondensatoren yte 62 MW hvis beregningene er riktige.



Resultater:

T_f [°C]	Q_C [MW]	Q_F [MW]	Q_T [MW]	$Q_T - Q_F$ [MW]
45	62,00	43,81	43,74	-0,07
44	62,00	43,56	44,93	1,37

Den riktige fordampningstemperaturen vil ligge mellom 44 og 45 °C.

T_f [°C]	Q_C [MW]	Q_F [MW]	Q_T [MW]	$Q_T - Q_F$ [MW]
44,5	62,03	43,71	44,34	0,63

