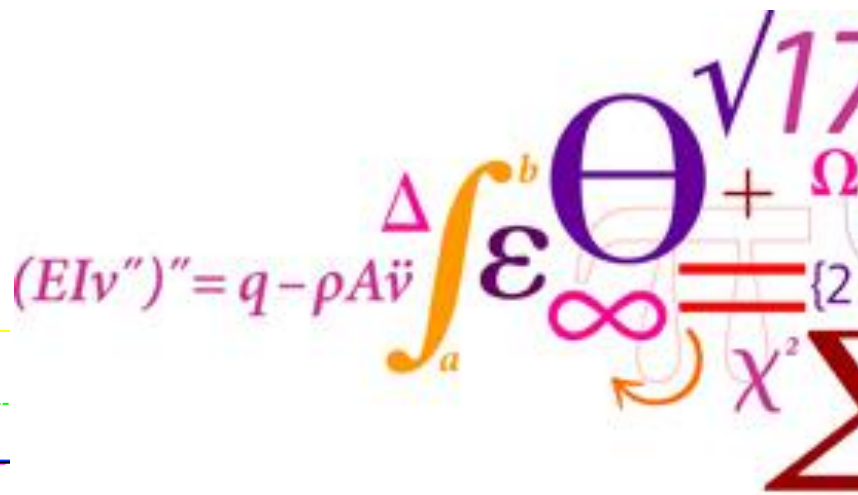
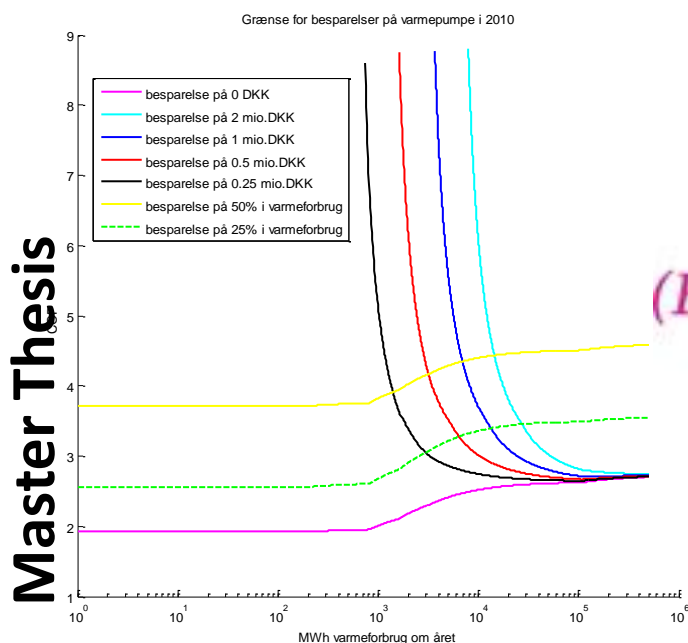


Industriel varmegenvinding med CO₂- og NH₃-baserede varmepumper.

Del 1

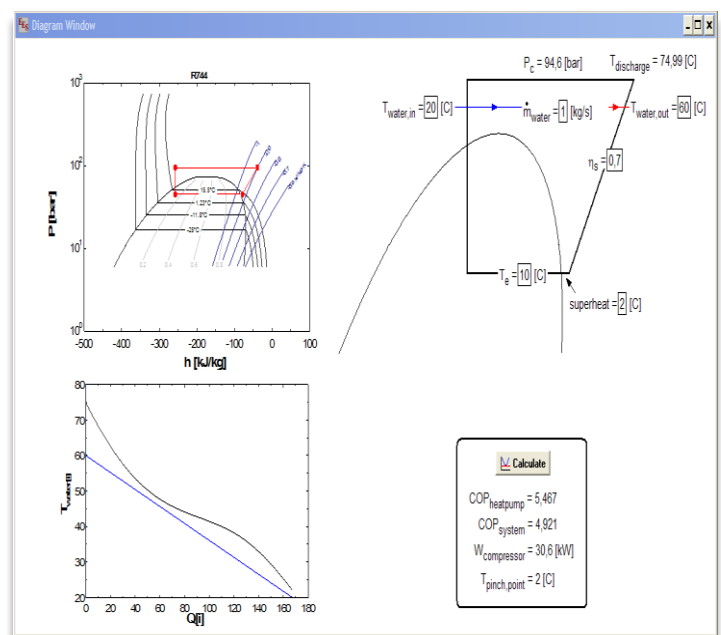


Stefan Wuust Christensen (s052379)
 Michael Mølgaard Markussen (s052370)

Rapportnummer: MEK-TES-EP2010-13

August 2010

DTU Mechanical Engineering
 Department of Mechanical Engine



Indholdsfortegnelse

Indholdsfortegnelse	2
Forord	5
Problemformulering	6
Projektbeskrivelse	7
Resume	8
Teori	10
<i>Den simple varmepumpe</i>	10
<i>Tryk</i>	12
<i>Massestrøm</i>	12
<i>Volumenstrøm</i>	12
<i>Fordampningstemperatur</i>	13
<i>Afgangstemperatur</i>	13
<i>Fordamperenhed</i>	14
<i>Fordampertyper</i>	15
<i>Ind- og udløbstemperaturer for vandet i fordamper</i>	15
<i>Pinch point temperatur</i>	16
<i>Overhedning</i>	16
<i>Opsummering</i>	16
<i>Kondenserings- / gaskølerenhed</i>	17
<i>NH₃</i>	17
<i>Pinch Point Temperatur</i>	18
<i>Tryk</i>	19
<i>Tryktab</i>	19
<i>Vandtemperaturer</i>	20
<i>CO₂</i>	21
<i>Pinch Point Temperatur</i>	21
<i>Tryk</i>	21
<i>Tryktab</i>	21
<i>Vandtemperaturer</i>	22
<i>Opsummering</i>	22
<i>Kompressorenhed</i>	23

<i>Kompressortyper</i>	23
<i>Kompressoropbygning</i>	24
<i>Virkningsgrader teoretisk</i>	25
<i>Semi-hermetisk CO₂ stempelkompressor</i>	27
<i>Driftsgrænser</i>	27
<i>Virkningsgrad</i>	28
<i>Åben NH₃ stempelkompressor</i>	30
<i>Driftsgrænser</i>	30
<i>Virkningsgrader</i>	30
<i>Åben højtryks stempelkompressor</i>	31
<i>Driftsgrænser</i>	31
<i>Virkningsgrader</i>	32
<i>Åben skruekompressor</i>	33
<i>Driftsgrænser</i>	34
<i>Virkningsgrader</i>	34
<i>Single skruekompressor</i>	35
<i>Driftsgrænser</i>	37
<i>Virkningsgrader</i>	38
<i>Kapacitet</i>	39
<i>Kapacitetsregulering</i>	41
<i>Diskussion af kompressorafsnit</i>	42
<i>Opsummering</i>	43
<i>Varmepumpetyper</i>	44
<i>Ettrins CO₂ med stempelkompressor</i>	45
<i>Ettrins CO₂ med stempelkompressor og intern varmeveksler</i>	47
<i>Ettrins NH₃ med stempelkompressor</i>	48
<i>Ettrins NH₃ med single skruekompressor</i>	49
<i>Ettrins NH₃ med economizer og olie kølet single skruekompressor</i>	49
<i>Tottrins NH₃ med åben mellemkøler samt stempelkompressor i begge trin</i>	50
<i>Tottrins NH₃ med lukket mellemkøler samt stempelkompressor i begge trin</i>	52
<i>Tottrins NH₃ med åben mellemkøler og olie kølet skruekompressor i øverste trin samt stempelkompressor i nederste trin</i>	53
Analyse	55
<i>Sammenligning af medier</i>	55

Tryktab.....	57
Overhedning	58
Pinch point temperatur.....	58
Isentropisk virkningsgrad.....	58
Fordampningstemperatur.....	59
Ind- og udløbstemperatur på vandet.....	59
Sammenligning af medier.....	59
Sammenligning af varmepumpesystemer	62
<i>CO₂</i> anlægssammenligning.....	62
<i>NH₃</i> anlægssammenligning.....	63
Varmepumpesystemer med begrænsninger.....	66
Sammenligning af tilgængelige varmepumpesystemer.....	69
Konklusion af analyse.....	73
Økonomi.....	75
Afgifter.....	75
Spotpriser og distributionstarif.....	79
Fjernvarmepris.....	80
Sammenligning af priser for varmeproduktion.....	81
Varmepumpe vs. naturgas.....	82
Varmepumpe vs. fuelolie.....	84
Varmepumpe vs. fyringsgas.....	86
Varmepumpe vs. fjernvarme.....	87
Salg af varme til fjernvarmenettet.....	90
CO₂ udledning.....	91
Undersøgelse af potentiale for profit.....	92
Erstatning af eksisterende varmeproduktion.....	92
Diskussion	95
Konklusion	97
Kildehenvisningsliste.....	98

Forord

Dette projekt er det afsluttende kandidatprojekt for Michael Mølgaard Markussen og Stefan Wuust Christensen, som er studerende på Danmarks Tekniske Universitet (DTU). De studerendes kandidatbetegnelse er cand.polyt. i mekanik og konstruktion. Projektet er udformet i samarbejde med den rådgivende ingeniørvirksomhed Grontmij | Carl Bro, hvor Carsten Steffensen fungerer som kontaktperson. Projektvejleder fra DTU er Brian Elmegaard, og medvejleder er Wiebke Brix.

Projektet omhandler varmepumper med CO₂ og NH₃ som arbejdsmedie. Teorien som senere blev grundlaget for varmepumpen, blev udviklet af den franske fysiker Sadi Carnot i 1824 [1]. Det specielle ved en varmepumpe som varmeteknologi er, at den udnytter mere energi, end kompressoren bruger. Dette gør varmepumpen til en energivenlig varmeteknologi. Når der bruges "ikke-grøn" energi på opvarmning forurenes miljøet i højere grad end ellers. En varmepumpe kan derfor være interessant både miljømæssigt og økonomisk.

For at undersøge varmepumpers potentiale er det nødvendigt at fastlægge sig på nogle medier, der egner sig som arbejdsmedier i varmepumpen. Af hensyn til miljøet er de naturlige medier nutidens mest hensigtsmæssige og fremtidssikrede medier. CO₂ og NH₃ er to naturlige medier, som er let tilgængelige. Da de samtidig har gode termodynamiske egenskaber for varmepumper, er disse medier interessante i forbindelse med varmepumper, og derfor vælges disse medier i projektet. Varmepumpens anvendelse bliver i dette projekt begrænset til, at skulle levere varmt vand til fjernvarmenettet eller til rumopvarmning i dansk industri. Temperaturbegrænsninger bliver sat, så varmepumpen skal levere vand mellem 60 °C og 100 °C. Denne varme skal erstatte eksisterende varmekilder, som er bestående af fjernvarme, naturgas, fuelolie samt fyringsgas.

Projektet er opdelt i to dele:

- Første del er en analyse af de to forskellige arbejdsmedier. Denne analyse er generel og beskriver varmepumpers effektivitet for forskellige driftsforhold. Derudover vil første del indeholde en økonomisk analyse, hvor afgifter og spotpriser for energivarer analyseres. Yderligere foretages en undersøgelse af CO₂ besparelser for varmepumper. Til sidst foretages en kort analyse af mulighederne for generering af profit ved installation af en varmepumpe.
- Anden del består af et praktisk eksempel, hvor analysen fra første del benyttes til at beskrive potentialet for en varmepumpe. Som eksempel vil potentialet for installation af en varmepumpe på Novo Nordisk på Brogårdsvej i Gentofte blive undersøgt. Kontakten til Novo Nordisk er formidlet gennem Jan Urhammer fra Grontmij | Carl Bro.

Problemformulering

Da der globalt er et stigende fokus på miljøet, er det bemærkelsesværdigt, at flere virksomheder smider energi væk til omgivelserne i form af overskudsvarme på 20 °C eller derover. Da en varmepumpe anses for at være en miljøvenlig varmeteknologi, er det derfor nærliggende at undersøge, om denne energi kan udnyttes via en varmepumpe til rumopvarmning.

Det er derfor interessant at undersøge om der er nogle økonomiske eller teknologiske barrierer, der gør, at denne overskudsenergi ikke allerede bliver udnyttet.

Det vil være interessant at undersøge varmepumper med henblik på at fastlægge, hvilke kriterier der skal være opfyldt, for at en varmepumpe er konkurrencedygtig med andre varmeteknologier – både økonomisk og miljømæssigt.

Ved denne undersøgelse er der en række relevante spørgsmål, som ønskes besvaret:

- Hvilke parametre er bestemmende for det COP-mæssige fornuftige valg af medie i en varmepumpe?
- Hvornår er CO₂ eller NH₃ fordelagtigt at bruge som medie i en varmepumpe til rumopvarmning?
- Hvilke varmepumpesystemer foretrækkes rent COP-mæssigt i forskellige situationer?
- Kan der opnås COP værdier for en varmepumpe, der er store nok til at kunne erstatte rumopvarmning fra andre varmeteknologier?
- Vil det være økonomisk rentabelt at benytte en varmepumpe til at producere varme og sælge denne varme til fjernvarmenettet?

Projektbeskrivelse

Denne rapport er første del af det samlede kandidatprojekt *Industriel varmegenvinding med CO₂- og NH₃-baserede varmepumper*. Der vil indledningsvis i denne rapport blive skabt et overblik over de forskellige faktorer, der har indflydelse på en varmepumpes effektivitet. Herefter foretages en simplificeret analyse af disse faktorer for hhv. CO₂ og NH₃ som arbejdsmedie. Denne analyse simplificeres ved at sortere de mindst betydningsfulde parametre fra. Derved vil få parametre kunne forudsige hvilket af de to medier, der er at foretrække i en given situation, samt hvor stor en Coefficient Of Performance (COP) der kan forventes opnået ved nogle givne driftsforhold. COP er i denne opgave defineret som den producerede varmeydelse i forhold til kompressorens energiforbrug. Dvs. at varmetab og virkningsgrad for motoren, der driver kompressoren, ikke er inkluderet i denne COP. For at skelne mellem denne COP og den, som forekommer ved at inkludere varmetab og virkningsgrad for motoren, betegnes den sidstnævnte som COP-system. Analysen af de to medier indeholder både en beskrivelse af teoretisk muligt opnåelige COP værdier samt en beskrivelse af praktisk opnåelige COP-system værdier ud fra nutidens marked.

Derudover vil de økonomiske konsekvenser ved at erstatte en eksisterende varmeteknologi med en varmepumpe blive undersøgt. Denne beskrivelse inkluderer en beskrivelse af afgifter samt forudsigelser af spotpriser for de forskellige energivarer. Dette vil give et samlet overblik over, hvilke betingelser der skal opfyldes, for at der kan drages en økonomisk fordel af at installere en varmepumpe som erstatning af den nuværende rumopvarmingskilde. Slutteligt vil muligheden for en reduktion i CO₂ emission ved at erstatte en eksisterende varmekilde med en varmepumpe blive undersøgt.

Der vil i anden del af det samlede kandidatprojekt blive benyttet oplysninger om et eksisterende køleanlæg samt oplysninger om et varmeforbrug på Novo Nordisk på Brogårdsvej i Gentofte til at undersøge potentialet for en installation af en varmepumpe. Ud fra denne undersøgelse vurderes anlægsomkostninger, tilbagebetalingstid samt reduktion i CO₂ emission.

Kildehenvisninger er betegnet som [X,Y], hvor X betegner nummeret på kilden og Y betegner sidenummeret i kilden. Kildehenvisningslisten findes bagerst i rapporten.

Ved henvisning til bilag kan der både henvises til bilagsrapporten samt til et vedlagt memory stick. Henvisning til bilagsrapporten betegnes som bilag X, hvor X betegner afsnittet i bilagsrapporten (eksempelvis bilag D3, som er afsnit D3 i bilagsrapporten). Henvisning til memory stick betegnes som bilag MS-X-Y-Z, hvor X betegner mappens nummer, Y betegner undermappens nummer og Z betegner filens nummer.

Resume

Indledningsvis bygger rapporten på en grundig gennemgang af alle hovedkomponenter i et varmepumpesystem. Denne gennemgang bruges til at fastlægge hvilke faktorer der har indflydelse på COP værdien i en varmepumpe. Ud fra en gennemarbejdet analyse findes det at kun få parametre har en betydende indvirkning på COP værdien i et varmepumpesystem. Ved en sammenligning af COP værdierne i et ettrins CO₂ og et ettrins NH₃ varmepumpesystem findes det, at det kun er indløbstemperaturen på vandet i kondensatoren/gaskøleren der er afgørende for, hvorvidt CO₂ eller NH₃ som medie giver den bedste COP værdi. Analysen viser, at hvis indløbstemperaturen på vandet er over 28 °C vil NH₃ være det bedste medie rent COP-mæssigt.

Efter denne sammenligning undersøges det om andre varmepumpesystemer giver ændringer i COP værdierne i forhold til ettrins varmepumper. For CO₂ findes det, at der ved tilføjelsen af en internvarmeveksler i nogle driftsområder findes betydelige forbedringer i COP værdien. For NH₃ findes der i nogle driftssituationer en forbedring på op til 5 % i COP værdien ved brug af andre varmepumpesystemer end ettrins varmepumper. Da disse forbedringer ikke findes i de områder hvor COP værdien for de to medier i ettrins varmepumperne er lige gode, ændrer det at have andre anlægstyper ikke ved, at det er den samme indløbstemperatur, der er bestemmende for hvilket medie, der leverer den bedste COP værdi.

Det undersøges herefter om begrænsningen på afgangstemperaturen har en indflydelse på COP værdien for NH₃. Dette gøres kun for NH₃ da afgangstemperaturen ikke er bestemmende i et CO₂ anlæg. Begrænsningen undersøges for at undersøge om det kunne være interessant at få denne værdi forhøjet. Efter denne analyse konkluderes det, at forbedringspotentialet for COP værdien er meget begrænset ved en forøgelse af afgangstemperaturen. Det bliver her observeret, at anlægsmulighederne i de forskellige driftssituationer er meget afhængige af afgangstemperaturens begrænsninger.

Yderligere analyseres det nuværende markedes COP-system værdier for CO₂ og NH₃ som medie og med forskellige varmepumpesystemer. Baggrunden for denne analyse er en grundig gennemgang af forskellige kompressortyper. I denne gennemgang findes mulige virkningsgrader og driftsgrænser for de forskellige kompressortyper. I analysen findes det at NH₃ varmepumpeanlæg med stempelkompressor giver de bedste COP-system værdier. Disse varmepumpeanlæg med stempelkompressor kan producere op til 80 °C varmt vand. Over denne vandtemperatur er NH₃ anlæg med Vilter skruekompressor og ettrins CO₂-anlæg at foretrække COP-mæssigt.

Udover en stor analyse af varmepumpers COP-system værdi er der også lavet et økonomiafsnit. I dette afsnit undersøges erstatning af centralvarme med varmepumper. Her er det vist, hvilken COP-system værdi der skal til for at andre varmeproducerende teknologier kan erstattes med en varmepumpe. Det bliver her vist, at fjernvarme er den sværeste varmeproducerende teknologi at erstatte med en varmepumpe.

Det undersøges om det er muligt at sælge varme til fjernvarmenettet ved brug af varmepumper. Dette findes ikke muligt.

Til sidst i projektet er der en undersøgelse af profitpotentialen ved installation af en varmepumpe i stedet for andre varmeproducerende teknologier. Denne undersøgelse bygger på nutidens COP-system værdier for varmepumper og analysen af økonomien i en varmepumpe. I denne undersøgelse findes det at det er muligt at erstatte brændsler i området fra 60-80 °C. Det ses også at det ikke kan lade sig gøre at erstatte fjernvarme, hvis udløbstemperaturen på vandet skal være over 75 °C.

Teori

For at kunne sammenligne CO_2 og NH_3 som medie i en varmepumpe er det nødvendigt at finde ud af, hvilke parametre der har en indflydelse på en varmepumpes ydelse. Det er specielt interessant at se, hvordan de forskellige parametre påvirker varmepumpens COP værdi for det ene medie i forhold til det andet medie.

COP er i denne opgave defineret ud fra den producerede varmeydelse i forhold til kompressorens energiforbrug. Dvs. at varmetab og virkningsgrad for motoren, der driver kompressoren, ikke er inkluderet i denne COP. For at skelne mellem denne COP og den som forekommer ved inkludere varmetab og virkningsgrad for motoren, betegnes den sidstnævnte som COP-system. Energi til at drive vandstrømmen på sekundærsiden af kondensatoren medregnes ikke i hverken COP eller COP-system.

Der vil i dette teori afsnit være en gennemgang af alle delelementerne i en varmepumpe. Hvert element vil da blive gransket for at se, hvilken indflydelse det har på hhv. COP og COP-system. Resultatet af denne gennemgang vil give et overblik over hvilke parametre, der er interessante at styre efter, for at opnå den bedst mulige COP under forskellige driftsforhold.

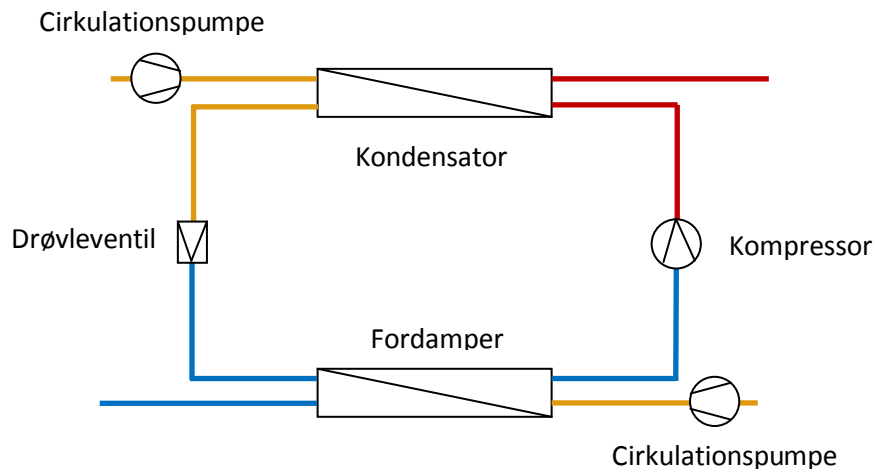
Den simple varmepumpe

Den simple varmepumpe er en ettrins kompressionskølekredsproces. Denne kredsproces kan enten være subkritisk eller transkritisk. Da der i denne opgave vil blive undersøgt, hvordan energi bliver genanvendt til opvarmning af vand til minimum $50\text{ }^\circ\text{C}$, er en transkritisk kompressionskølekredsproces nødvendig ved brug af CO_2 som medie. En subkritisk kompressionskølekredsproces er tilstrækkelig, når NH_3 benyttes som medie, da vandet ikke skal varmes op til mere end $100\text{ }^\circ\text{C}$.

Den simple varmepumpe, både som sub- og transkritisk proces, består af følgende hovedkomponenter.

- Kompressorenhed
- Fordamperenhed
- Kondenseringsenhed
- Drøvleventil

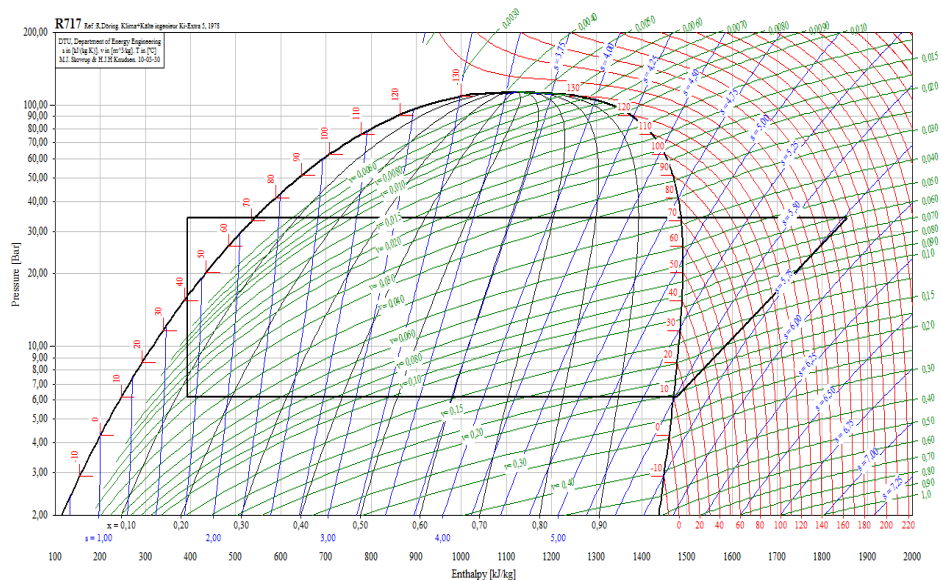
I den subkritiske varmepumpe består kondenserings enheden af en overhedningsfjerner, en kondensator og en subcooler. I den transkritiske varmepumpe består kondenserings enheden af en gaskøler. Dette er den grundlæggende forskel på et transkritisk og et subkritisk varmepumpeanlæg.



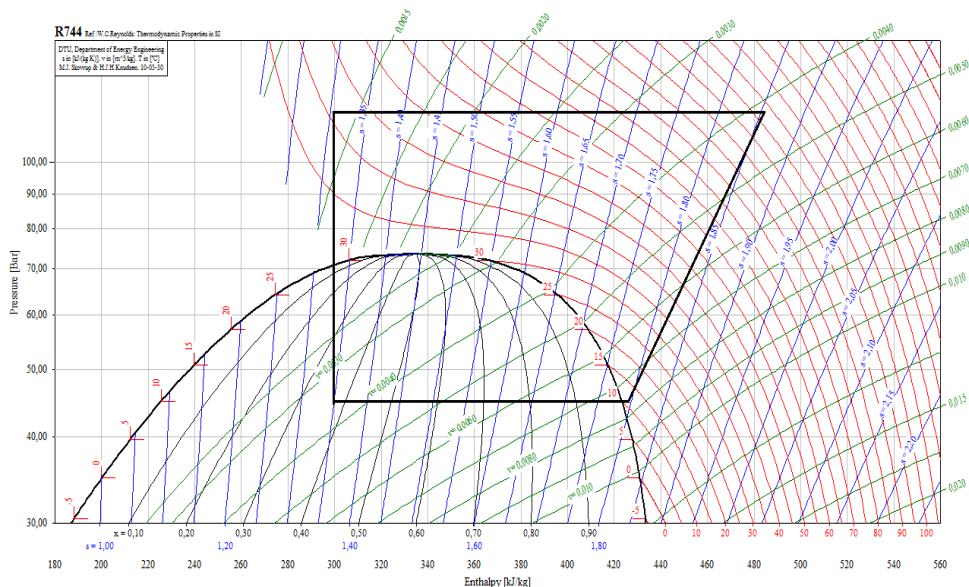
Figur 1: Principskitse af en simpel varmepumpeproces

På Figur 1 er principskitse for en simpel varmepumpe illustreret. Denne simple varmepumpe er vist på et log(p)-h diagram på Figur 2 og Figur 3 for hhv. CO₂ og NH₃. Følgende driftsforhold er benyttet for de to simple varmepumper. Disse driftsforhold betegnes fremover som eksempel 1.

- Fordampningstemperatur på 10 °C
- Overhedning efter fordamper på 2 °C
- Isentropisk virkningsgrad for kompressor på 0,7
- Indløbstemperatur på vand i kondensator på 40 °C
- Udløbstemperatur på vand i kondensator på 80 °C
- Underkøling ned til en temperatur svarende til indløbstemperatur + 2 °C
- Mindste temperaturforskel mellem kondensator/gaskøler og vand er på 2 °C
- Der antages ingen varmeveksling med omgivelser



Figur 2: Simpel varmepumpeproces for NH₃



Figur 3: Simple varmepumpeproces for CO₂ i transkritisk drift

Ved et studie af de to log(p)-h diagrammer for den simple varmepumpekreds, kan de umiddelbare forskelle i brugen af de to medier findes.

Tryk

Der er en væsentlig forskel på trykket for CO₂ og NH₃. Det ses, at sugetrykket i den givne situation for CO₂ ligger ved et tryk på omkring 45 bar, hvorimod det ligger på 6 bar for NH₃. Der er også en væsentlig forskel i trykforholdet mellem høj- og lavtryksiden for de to medier. Her er trykforholdet ca. 2,7 for CO₂, hvorimod det er ca. 6,1 for NH₃.

Massestrøm

Der er ligeledes stor forskel på massestrømmen i systemet for de to medier. Når de to medier leverer samme varmeydelse, kan et massestrømsforhold mellem de to medier findes for eksempel 1.

$$Q = \dot{m} \cdot dh$$

$$\frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{m}_{NH_3}} = \frac{dh_{NH_3}}{dh_{CO_2}} = \frac{(1859 - 400) \text{ KJ/kg}}{(484 - 300) \text{ KJ/kg}} = 7,9$$

Det ses her, at der for denne situation er 7,9 gange så høj en massestrøm i et CO₂ anlæg som i et NH₃ anlæg.

Volumenstrøm

Volumenstrømmen er varierende igennem hele anlægget, alt efter om der måles på høj- eller lavtryksiden, eller om mediet er på gas- eller væskeform. Volumenstrømmen er dog specielt interessant inden indsugningen til kompressoren, da det siger noget om, hvor stort et slagvolumen kompressoren skal have. Volumenstrømsforholdet mellem de to medier findes inden kompressoren.

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot v$$

$$\frac{\dot{V}_{NH_3}}{\dot{V}_{CO_2}} = \frac{\dot{m}_{NH_3}}{\dot{m}_{CO_2}} \cdot \frac{v_{NH_3}}{v_{CO_2}} = \frac{1}{7,9} \cdot \frac{0,2}{0,0076} = 3,3$$

Som det ses af ovenstående beregning, er volumenstrømmen for NH₃ 3,3 gange større, end den er for CO₂ inden kompressoren. Det viser, at kompressoren fysisk skal være ca. 3 gange så stor ved brug af NH₃, som den skal være ved brug af CO₂. Efter komprimeringen er dette forhold faldet til 1,8. Inden ekspansion er forholdet 0,1, og efter ekspansion er forholdet 0,9. Disse volumenstrømme giver et meget godt billede af, hvor store de forskellige dele i anlægget skal være i forhold til hinanden.

Fordampningstemperatur

Da den kritiske temperatur for NH₃ er 132,4 °C og derved højere end den størst tænkelige fordampningstemperatur, er der ingen begrænsninger for fordampningstemperaturen for NH₃. Derimod har CO₂ en kritisk temperatur på 31,1 °C, hvilket begrænser fordampningstemperaturen til at være lavere end denne temperatur.

Afgangstemperatur

Der er også stor forskel på afgangstemperaturen efter kompressoren for de to medier. I dette eksempel er den for CO₂ på 97,5 °C, hvor den for NH₃ er på 189 °C. Dette kan være medvirkende til at sætte begrænsninger for NH₃ varmepumpesystemer, da denne temperatur har indflydelse på kompressorens drift. Dette diskuteres nærmere i afsnittet *Kompressorenhed, s.24*.

Som det er vist i denne hurtige gennemgang af CO₂ og NH₃ som medie, er der store forskelle i de termodynamiske størrelser. Dette gør, at de to medier ikke vil operere på samme måde i en varmepumpe.

Fordamperenhed

I en fordamper overføres der energi fra et medie (det sekundære medie) til et andet medie (det primære medie). Det sekundære medie kan være af forskellig art, alt efter hvilke temperaturer, der opereres under. I dette projekt begrænses fordampningstemperaturen for varmepumpen til at være $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ eller derover. I temperaturspændet anvendt i dette projekt er vand eller en vand/glykolblanding derfor et passende sekundært medie. Det sekundære medie vil i dette afsnit blive betegnet som vand.

Der er flere faktorer i og omkring en fordamper, der har indflydelse på COP værdien. Disse faktorer er:

- Vandtemperaturen ind
- Vandtemperaturen ud
- Pinch point temperaturen¹
- Fordampningstemperaturen
- Overhedningen af mediet
- Tryktab på mediesiden

Tryktabet på vandsiden har ikke indflydelse på COP værdien, da energiforbruget fra pumpen, der driver vandstrømmen, ikke er inkluderet i denne COP værdi². Tryktabet har dog en indflydelse på pumpens energiforbrug, men dette er ikke fundet relevant at undersøge i denne opgave.

Udover de nævnte faktorer er der også nogle faktorer, der har indirekte indflydelse på COP værdien. Her tænkes der på faktorer som fordampertyper, volumenstrømme, materiale, struktur, størrelse, renhed, LMTD³, osv. Mange af disse faktorer har en indflydelse på tidligere nævnte faktorer, og derfor er det en indirekte indflydelse på COP værdien. Indflydelsen fra de indirekte faktorer er alle beskrevet via hovedfaktorerne, og de er derfor ikke interessante i en analyse. Da fordampertypen mere eller mindre bestemmer tryktabets størrelse og indflydelse, vil fordampertyperne dog alligevel blive gennemgået.

Alle faktorerne kan have forskellig indvirkning på COP værdien alt afhængig af driftsforholdene. Da der er mange faktorer, der har både direkte og indirekte indvirkning på COP værdien for en varmepumpe, og da disse faktorer har indvirkning på hinanden på kryds og tværs, vil en analyse hurtigt blive uoverskuelig. For at kunne gøre en analyse mere overskuelig, er det derfor nødvendigt at undersøge, om der er nogle af disse faktorer, der er mindre relevante end andre. Hovedformålet med dette afsnit er derfor at fastslå, hvilken indflydelse de forskellige faktorer har på COP værdien for en varmepumpe. Derved kan nogle faktorer blive sorteret fra, og analysen kan blive simplificeret.

¹ mindste temperaturforskelle mellem vand og medie – dette begreb forklares i underafsnittet ”Pinch point temperatur”

² se definition i afsnittet *Rapportopbygning*

³ Logaritmisk middeltemperatur differens

Fordampertyper

Valget af fordampertype har indflydelse på tryktabet på både primær og sekundersiden. Disse tryktab spiller en rolle i forhold til fordampningstemperaturen og derved også en rolle i forhold til COP værdien. Hvorvidt der er et stort, lille eller intet tryktab på sekundær- og primærsiden af en fordamper afhænger blandt andet af fordampertypen og størrelsen af fordamperen.

Der kan opstilles 4 former for fordampere.

- En oversvømmet shell and tube fordamper hvor mediet befinder sig i svøbet, og vandet befinder sig i rørene. Her er tryktabet relativt lavt på mediesiden, men til gengæld relativt højt på vandsiden.
- En tør shell and tube fordamper hvor mediet befinder sig i rørene, og vandet befinder sig i svøbet. I en sådan fordampertype er tryktabet relativt lille på vandsiden, hvorimod det er større på mediesiden.
- Rør med medie nedsænket i et reservoir med vand. Her tænkes f.eks. på en sø, et spildevandsanlæg eller lignende. Her er intet tryktab på vandsiden, men derimod er der et tryktab på mediesiden. Denne fordampertype vil ifølge Carsten Steffensen dog aldrig blive benyttet på grund af udslip og anlægsfyldning.
- En pladevarmeveksler hvor der er relativt stort tryktab på begge sider. Denne fordampertype vil være den billigste og er den oftest benyttede ifølge Carsten Steffensen.

Hvilken type fordamper, der skal vælges til en varmepumpe, kommer blandt andet an på følgende:

- Anlæggets driftsforhold
- Pris
- Begrænsninger på størrelsen af fyldningen
- Pladsbegrænsninger for anlægget

En mere detaljeret analyse af de fire former for fordampere kan findes i bilag A1. Ud fra denne analyse findes det, at fordampertypen *rør nedsænket i et reservoir* er den eneste fordampertype, hvor tryktabet på mediesiden har en indflydelse på fordampningstemperaturen og derved også på COP værdien. Da denne fordampertype ifølge Carsten Steffensen er den mindst benyttede findes tryktabet på mediesiden ikke interessant at undersøge i denne analyse.

Ind- og udløbstemperaturer for vandet i fordamper

Det findes i bilag A1, at betydningen af ind- og udløbstemperaturerne i forhold til COP værdien er meget afhængig af fordampertypen. Udløbstemperaturen på vandet kan beskrives ud fra fordampningstemperaturen og en pinch point temperatur. Da denne pinch point temperatur er afhængig af, hvor meget man er villig til at betale for fordamperen⁴,

⁴ En mindre Pinch point temperatur kræver et større areal for at opnå samme ydelse

kan man ved en dyr fordamper opnå en højere fordampningstemperatur og derved en højere COP. Da temperaturerne på vandsiden i sidste ende kun har indflydelse på fordampningstemperaturen, og da betydningen varierer meget fra situation til situation, vil det i den generelle sammenligning være tilstrækkeligt at undersøge fordampningstemperaturens indvirkning på COP værdien.

Pinch point temperatur

Pinch point temperaturen er en betegnelse for den mindste temperatur mellem medie og vand i en varmeveksler. En stigning i denne temperatur giver et tilsvarende fald i fordampningstemperaturen. Denne temperatur skal derfor være så lav som muligt for at få en bedre COP. En lav pinch point temperatur kommer fra en stor varmeovergang i fordamperen, hvilket kan resultere i et højt tryktab og en høj pris for design af fordamperen. Pinch point temperaturen har indflydelse på COP værdien, hvis systemet styres efter udløbstemperaturen på vandet. Som nævnt i afsnittet *Ind- og udløbstemperaturer for vandet i fordamper, s.16* bliver systemet analyseret ud fra fordampningstemperaturen. Derved vil pinch point temperaturen i fordamperen ikke have indflydelse på COP værdien.

Overhedning

Det er ofte nødvendigt, at sænke fordampningstemperaturen for at producere overhedning. Bilag A2 viser et sådanne tilfælde. Selvom overhedningen i sig selv giver en mulig positiv ændring i COP værdien, så giver sænkningen af fordampningstemperaturen et negativt bidrag til COP værdi. Dog er det i nogle situationer ikke nødvendigt at sænke fordampningstemperaturen for at overhede mediet, og i disse situationer kan overhedningen have en positiv indvirkning. Overhedningen kan eventuelt produceres ved brug af en intern varmeveksler. En nærmere gennemgang af den interne varmeveksler kan findes i bilag A2. I dette bilag vises det at overhedningen fra en intern varmeveksler kan have en positiv indflydelse på COP værdien. Overhedningens indflydelse på COP værdien vil blive undersøgt i analysen.

Opsummering

Følgende faktorer er i dette afsnit om fordamperenheden fundet interessante at analysere CO₂- og NH₃ varmepumper ud fra.

- Fordampningstemperaturen
- Overhedningen

Kondenserings- / gaskølerenhed

Energiafgivelsen er forskellig ved brug af CO_2 som medie ift. Brug af NH_3 som medie, da en varmepumpe med CO_2 i dette projekt er en transkritisk proces, hvorimod en varmepumpe med NH_3 er en subkritisk proces. Energiafgivelsen beskrives derfor separat for de to medier. For at simplificere analysen af kondenserings- / gaskølerenheden, antages det, at der ikke går noget varme tabt til omgivelserne, og at al energi derved kan overføres til vandet.

Følgende faktorer har indflydelse på COP værdien:

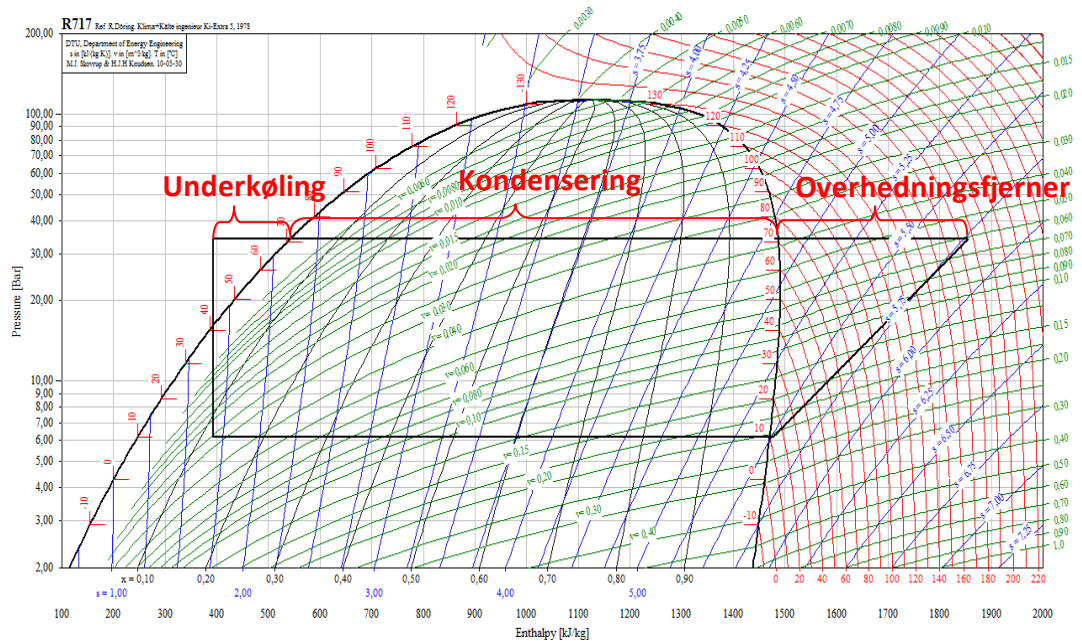
- Pinch point temperatur
- Tryk
- Tryktab på mediesiden
- Indløbstemperatur på brugsvandsiden
- Udløbstemperatur på brugsvandsiden

Som nævnt i afsnittet *Fordamperenhed*, s.15, har tryktabet på vandsiden ikke indflydelse på COP værdien og vil ikke blive undersøgt i dette projekt.

Formålet med dette afsnit er ligeledes at finde de relevante parametre, der har afgørende indflydelse på COP værdien for en varmepumpe.

NH_3

For at afgive varme til vandet gennemgås tre processer: overhedningsfjerner, kondensering og underkøling. Overhedningsfjernerne køler gassen lige efter kompressoren, kondensatoren kondenserer mediet fra gas til væske, og underkøleren køler væsken til en ønsket temperatur. Dette er indikeret på Figur 4.



Figur 4: Overhedningsfjerner, kondensering og underkøling indikeret i log(p), h - diagram

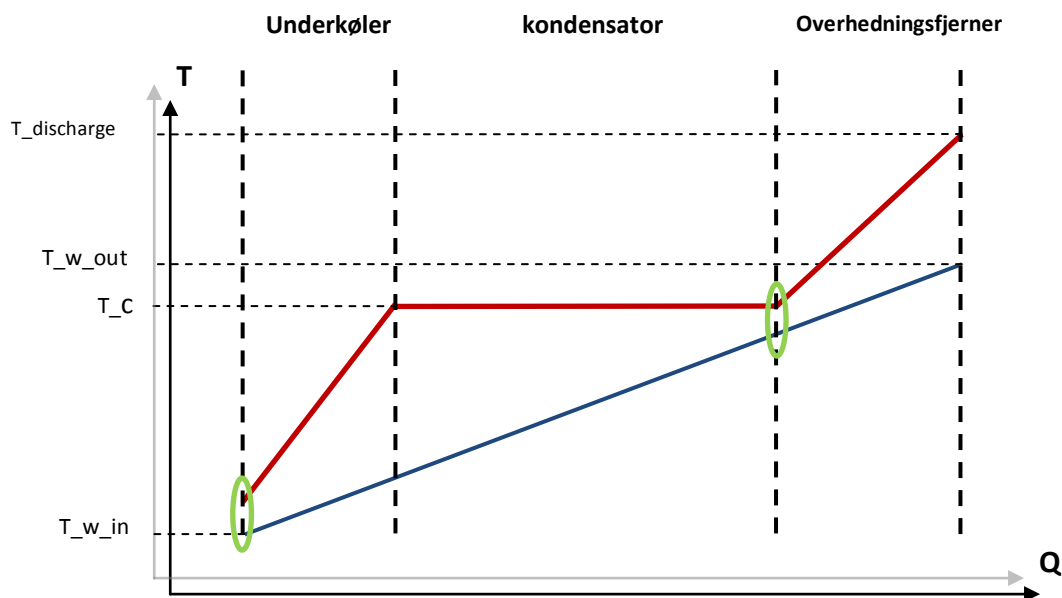
Da temperaturen på mediet falder i både overhedningsfjerner og underkøler foretrækkes det at der benyttes modstrømsvarmevekslere i disse to processer. Da mediet har konstant temperatur under kondenseringen, kan andre varmevekslere også benyttes under denne proces. Normalt benyttes pladevekslere eller shell-and-tube vekslere som kondensatorer i større anlæg [4, 9:9].

Derudover skal det kolde vand starte med at løbe gennem underkøleren, hvorefter vandet løber gennem kondensatoren og til sidst gennem overhedningsfjerner. På den måde kan det lade sig gøre at varme vandet til en højere temperatur end kondenseringstemperaturen, da de høje temperaturer i overhedningsfjerner kan varme vandet yderligere.

Pinch Point Temperatur

For at det er muligt at varme vand til en ønsket temperatur, er det nødvendigt, at mediet i kondenseringsenheden hele tiden er varmere end vandet. Dette giver to kritiske punkter, hvilket er markeret med grønne cirkler på Figur 5. Som nævnt i afsnittet *Fordamperenhed*, s.15, kaldes temperaturforskellen i disse kritiske punkter for pinch point temperaturen. En mindre pinch point temperatur resulterer i en lavere kondenseringstemperatur, hvilket medfører en højere COP værdi. Som tidligere nævnt vil dette kræve en arealmæssig større kondensatorenhed, som derved vil være dyrere.

Pinch point temperaturen vil altid være ved overgangen mellem overhedningsfjerner og kondensator, og for at opnå så stor en varmeydelse og derved så stor en COP som muligt underkøles NH_3 ned til pinch point temperaturen, hvilket er indikeret på Figur 5.



Figur 5: Temperaturfordeling for vand og NH_3 gennem kondensatorenheden

På denne figur betegner T_{w_in} og T_{w_out} hhv. ind- og udløbstemperaturerne på vandsiden, $T_{discharge}$ betegner afgangstemperaturen efter kompressoren og T_c betegner kondenseringstemperaturen for mediet.

Jo mindre en pinch point temperatur der ønskes, jo dyrere bliver kondensatorenheden at designe. Det vil sige, at der vil være en grænse for, hvornår det bliver for dyrt at designe en bedre kondensatorenhed, i forhold til hvor stor en forbedring i COP der opnås. Derudover medfører en mindre pinch point temperatur et større tryktab. Effekten af et større tryktab vil blive diskuteret i afsnittet *Tryktab* nedenfor.

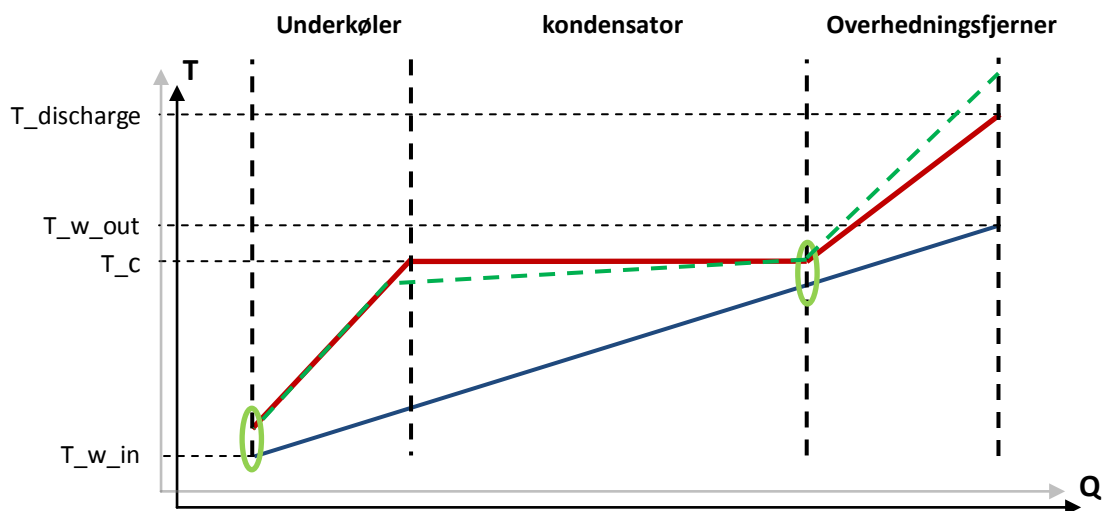
Da pinch point temperaturen har en indflydelse på COP værdien er denne faktor interessant at undersøge.

Tryk

Kondenseringsstrykket beskrives ud fra vandtemperaturerne og pinch point temperaturen. Derfor er denne faktor ikke medtaget i analysen.

Tryktab

Som tidligere nævnt vil overhedningsfjerner og underkøler være modstrømsvarmevekslere, og hvis kondensatoren er en shell-and-tube varmeveksler, vil mediet ofte være på rør siden. Der vil derfor altid være et tryktab på mediesiden i alle tre processer. Hvis pinch point temperaturen skal fastholdes, er det nødvendigt, at kompressoren opvejer det tryktab, der er i overhedningsfjerner. Dette vil resultere i en dårligere COP.



Figur 6: Energiførelse for kondensatorenhed med tryktab (grøn), i forhold til kondensatorenhed uden tryktab(rød)

Ud fra Figur 6 ses det, at tryktabet i underkøler ikke spiller nogen rolle i forhold til energioverførelsen. For kondensatoren medfører tryktabet, at temperaturen vil falde en smule under kondensering. Ud fra $\log(p)$, h-diagrammet for NH_3 på Figur 4 ses det at dette medfører en lille smule mere kondenseringsenthalpi. Underkøleren vil derved have en smule mindre temperaturforskel at underkøle hen over, men samlet set vil de to komponenter overføre den samme energi til vandet uanset tryktabets størrelse. Der vil dog være en gennemsnitlig mindre temperaturforskel mellem mediet og vandet, hvilket resulterer i, at et større overfladeareal er nødvendigt. Det er her forudsat, at tryktabet i kondensatoren ikke er så stort, og at temperaturen i mediet bliver mindre end indløbstemperaturen på vandet plus pinch point temperaturen.

Hvis det samme kondenseringstryk skal opretholdes, er det nødvendigt at kompensere for tryktabet i overhedningsfjernerer ved at skabe et højere afgangstryk. Et højere afgangstryk vil medføre en dårligere COP værdi.

Det er derfor interessant at undersøge tryktabets indflydelse på COP værdien.

Vandtemperaturer

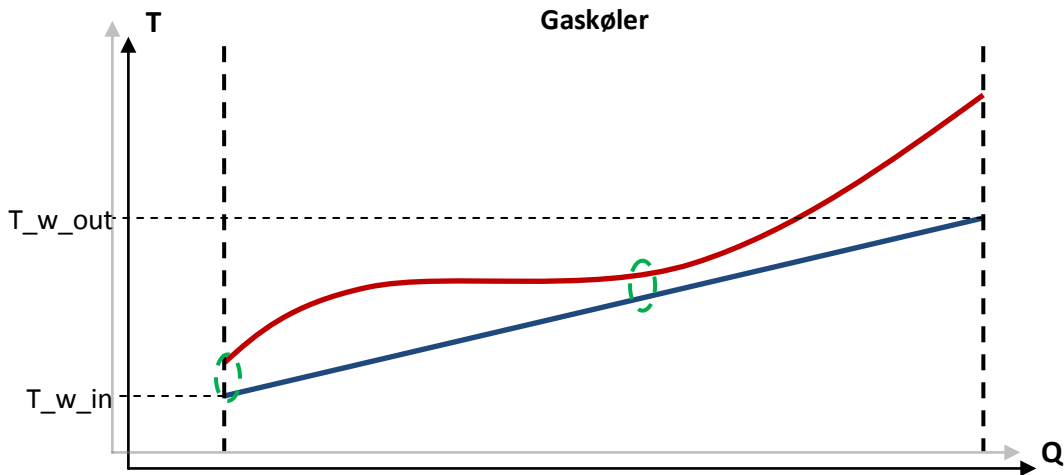
Ud fra Figur 6 ses det at både ind- og udløbstemperaturerne på vandsiden har stor indflydelse på COP værdien. Hvis indløbstemperaturen på vandsiden øges påvirker det begge punkter markeret med grønne cirkler på Figur 6. For at opretholde den samme pinch point temperatur ved en øget indløbstemperatur på vandsiden er det nødvendigt at hæve kondenseringstrykket. Et højere kondenseringstryk vil mindske COP værdien. Ydermere vil en øget indløbstemperatur resultere i en mindre enthalpiforskel over hele kondenseringsenheden, hvilket også medvirker til en lavere COP. Det vil derfor være interessant at undersøge hvor stor indflydelse indløbstemperatur har på COP værdien.

En øget udløbstemperatur på vandsiden vil ligeledes kræve et højere kondenseringstryk, da pinch point temperaturen mellem overhedningsfjerner og kondensator mindskes når udløbstemperaturen øges. For at holde samme pinch point temperatur skal trykket hæves og derved mindskes COP værdien. Det vil derfor være interessant at undersøge, hvor stor indflydelse udløbstemperatur har på COP værdien.

Både ind- og udløbstemperaturerne på vandsiden vil blive undersøgt i analysen.

CO₂

Energiafgivelsen i en CO₂ varmepumpe foregår i en gaskøler, da CO₂ komprimeres til transkritisk tilstand. Energiafgivelsen har i den transkritiske tilstand ikke en lineær sammenhæng med temperaturfaldet. Det vil sige, at temperaturen ikke falder lineært gennem gaskøleren. Temperatur distributionen gennem gaskøleren er illustreret på Figur 7.



Figur 7: Temperaturdistribution gennem en gaskøler

Pinch Point Temperatur

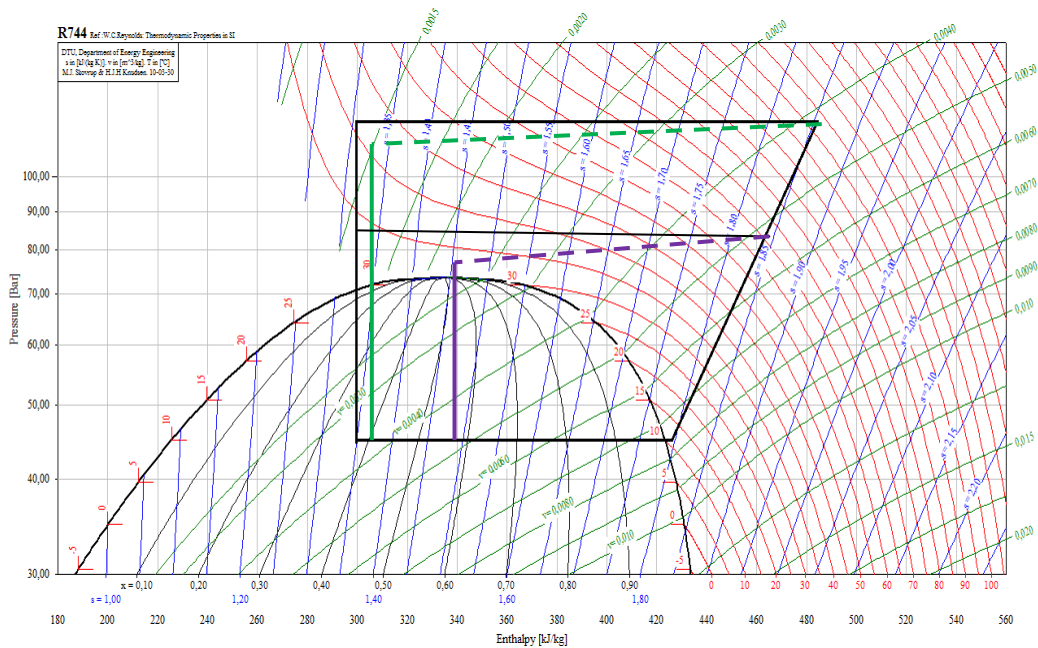
Pinch point temperaturen er markeret med grønne stiplede cirkler på Figur 7. Lige som det gælder for NH₃ vil en mindre pinch point temperatur resultere i en bedre COP, men da en mindre pinch point temperatur også er på bekostning af prisen, vil pinch point temperaturens indvirkning på COP værdien også blive undersøgt for dette medie.

Tryk

Da CO₂ opfører sig ulineært i gaskøleren, er trykkets indvirkning på COP værdien meget forskelligt fra NH₃. I nogle tilfælde kan et lavere tryk medføre en dårligere COP, da enthalpien i gaskøleren bliver mindre. Da der for nogle givne vandtemperaturer og en fastlagt pinch point temperatur kan regnes et optimalt tryk, vil trykket ikke blive undersøgt i analysen. Derimod regnes trykket som et produkt af vandtemperaturer og pinch point temperaturen.

Tryktab

Når tryktabet i gaskøleren stiger, vil varmeydelsen falde, hvis det samme massestrøm fastholdes på CO₂-siden. Det antages at trykket vil falde lineært gennem gaskøleren. Dette illustreres på Figur 8 ved en mindre enthalpiforskel over gaskøleren. For at opretholde den samme varmeydelse er det derfor nødvendigt at øge massestrømmen på CO₂ siden. Et øget massestrøm har ikke nogen indflydelse på COP værdien. Derimod har den mindre enthalpiforskel over gaskøleren en betydning for COP værdien. Som det ses på Figur 8 har tryktabet forskellig betydning alt efter hvilket afgangstryk, der er efter kompressoren.



Figur 8: Gaskølerproces med tryktab indikeret med stiplede linjer.

Tryktabets indflydelse på COP værdien vil blive undersøgt i analysen.

Vandtemperaturer

Da den kritiske temperatur for CO_2 er $31,1^\circ\text{C}$, vil CO_2 egne sig bedst til at varme vand, der har en indløbstemperatur under denne temperatur. Dette skyldes at enthalpiforskellen over kondensatorenheden mindskes væsentligt jo højere indløbstemperaturen på vandet bliver. Derved vil en CO_2 varmepumpe have svært ved at opnå en høj COP ved høje indløbstemperaturer på vandsiden. Da CO_2 opfører sig ulineært i det transkritiske område, er det svært at forudsige, hvor stor indflydelse vandtemperaturerne har på COP værdien. En stigning i enten ind- eller udløbstemperatur på vandsiden vil resultere i en nedsættelse af COP værdien. Vandtemperaturernes indflydelse vil blive undersøgt i analysen.

Opsummering

Følgende parametre er fundet interessante i kondensator/gaskølerenheden og vil blive undersøgt i analysen:

- Pinch point temperatur
- Tryktab i overhedningsfjerner
- Tryktab i gaskøler
- Indløbstemperatur på vandsiden
- Udløbstemperatur på vandsiden

Kompressorenhed

Kompressorenheden har en stor betydning for COP værdien og driftsgrænserne i en varmepumpe. Hvordan en stempelkompressor påvirker varmepumpesystemet, kan beskrives ud fra en isentropisk virkningsgrad, en fremløbskoefficient, en motor virkningsgrad, et varmetab til omgivelserne og et slagvolumen. For en skruekompressor har oliestrømmen, der bruges til at tætte rotorerne samt nedkøle afgangsgassen, også en indvirkning på varmepumpesystemet.

Fremløbskoefficienten og slagvolumenet beskriver volumenstrømmen i systemet inden kompression. Volumenstrømmen er meget vigtig i valget af kompressortyper til et specifikt anlæg, da den er bestemmende for kompressorens størrelse. Volumenstrømmen har indflydelse på størrelsen af kompressorarbejdet og varmeydelsen for varmepumpen. I analysen af COP værdien er volumenstrømmen ikke interessant, da det ikke er størrelsen, men forholdet mellem varmeydelse og kompressorarbejde der har indflydelse på varmepumpens effektivitet.

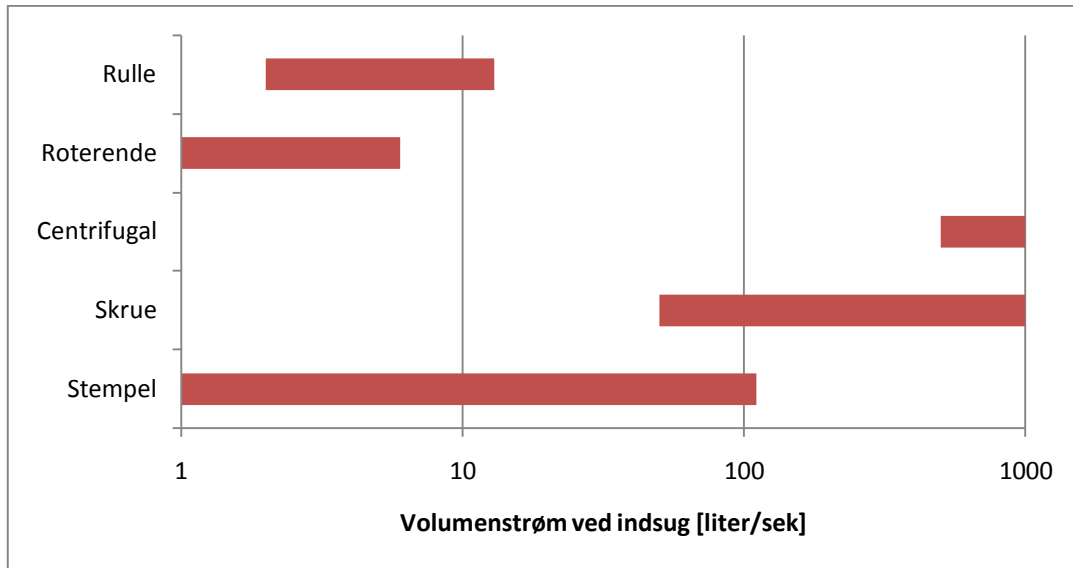
Motorens virkningsgrad og varmetabet til omgivelserne er ikke inkluderet i COP værdien (se definition i afsnittet *Projektbeskrivelse, s.8*). De er derfor ikke medtaget i analysen. Disse er dog inkluderet i COP-system og er derfor med i analysen omkring tilgængelige varmepumpesystemer, hvor COP-system analyseres.

Den eneste parameter fra kompressorenheden der er inkluderet i analysen af COP værdien, er derfor kompressorens isentropiske virkningsgrad.

I dette afsnit bliver forskellige brugbare kompressortyper og kompressoropbygninger til CO₂ og NH₃ varmepumpeanlæg gennemgået. Yderligere laves der en teoretisk gennemgang af virkningsgrader. Herefter vil driftsgrænser og virkningsgrader blive gennemgået for forskellige kompressortyper. Til sidst illustreres kapaciteterne for kompressortyperne.

Kompressortyper

Der findes flere forskellige kompressortyper til brug i køle/varmepumpe industrien. Disse typer er vist på Figur 9 med tilhørende volumenstrøm inden kompression[4,7:4]. Det ses her at både rulle og roterende kompressortyper leverer relativt små volumenstrømninger. Dette gør, på grund af at kapaciteterne bliver for små, at de ikke er brugbare til industrielle varmepumper. Som Figur 9 viser, leverer centrifugalkompressoren store volumenstrømninger, men da centrifugalkompressoren kun kan klare relativt lave trykforhold, er denne type derfor heller ikke egnet til brug i et varmepumpeanlæg. Som Figur 9 illustrerer, kan hele volumenstrømspektret fra 0 liter/sek. til 1000 liter/sek. produceres ved at brug af stempel- og skruekompressor. Derfor beskrives disse kompressortyper nærmere.



Figur 9: Oversigt over forskellige typer kompressorer med tilhørende spænd af volumenstrøm

Kompressoropbygning

Udover kompressortypen findes der også forskellige måder at opbygge en kompressor på. De 3 mest benyttede måder at sammensætte kompressor og motor på er:

- Hermetisk
- Semi-hermetisk
- Åben

I den hermetiske kompressoropbygning er kompressor og motor i samme hus. Det er i denne kompressoropbygning ikke muligt at komme ind i huset. Ved svigt i kompressorenheden smides denne ud og erstattes med en ny. Dette er en væsentlig grund til at hermetiske kompressorer kun laves i små størrelser.

Den semi-hermetiske kompressor bygger på samme princip som den hermetiske kompressoropbygning. Kompressor og motor er i samme hus. I den semi-hermetiske kompressoropbygning er det dog muligt at komme ind i huset og udskifte dele, hvis der opstår svigt i kompressorenheden. Denne type laves i mellemstørrelser.

I den åbne kompressoropbygning er kompressor og motor adskilt. Denne type er anvendelig til store effektforbrug.

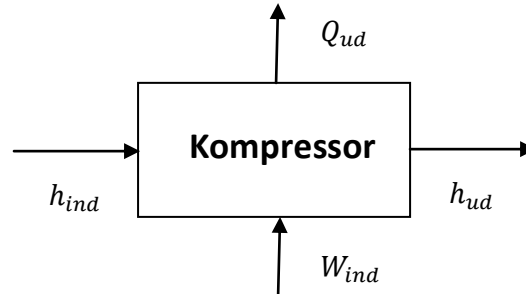
Til at producere varmt vand i en mængde som passer til industri er følgende kompressortyper og kompressoropbygninger fundet anvendelige for de naturlige medier, CO_2 og NH_3 .

- Semi-hermetisk stempelkompressor (CO_2)
- Åben stempelkompressor (NH_3)
- Åben twin skruekompressor (NH_3)
- Åben single skruekompressor (NH_3)

Virkningsgrader teoretisk

For at beskrive virkningsgraderne for en kompressor beskrives først energistrømmene.

For at kunne beskrive energistrømmene tilhørende en kompressor, placeres et kontrolvolumen omkring kompressoren. Kontrolvolumen med energistrømme er vist på nedenstående figur.



Figur 10: Kontrolvolumen for en kompressor

Grundet en stationær proces kan termodynamikkens 1. hovedsætning opstilles.

$$dU = 0 = \dot{m}(h_{ind} - h_{ud} + \frac{1}{2}(V_{ind}^2 - V_{ud}^2) + gz) + \dot{W} - \dot{Q}$$

De potentielle og kinetiske energier kan negligeres. Nedenstående ligning beskriver kompressoren. Her beskriver W_{ind} den arbejds effekt der tilføres kompressoren, og Q_{ud} beskriver det varmetab der afgives af kompressoren. Det skal dog pointeres, at der også er et arbejde ud af kompressoren der skyldes bevægelses energi. Der ses bort fra dette.

$$dU = 0 = \dot{m}(h_{ind} - h_{ud}) + W_{ind} - Q_{ud}$$

Følgende parametre beskriver hvordan en kompressor opererer.

- Fremløbskoefficient λ
- Slagvolumen
- Isentropisk virkningsgrad η_{is}
- Effektiv virkningsgrad η_e

Fremløbskoefficienten er forholdet mellem den reelle volumen og slagvolumenet i kompressoren.

Isentropisk virkningsgrad er forholdet mellem enthalpiændringen i en adiabatisk proces og den reelle enthalpiændring. Denne virkningsgrad beskriver den tilførte enthalpi i kompressionsprocessen.

$$\eta_{is} = \frac{h_{ud, is} - h_{ind}}{h_{ud} - h_{ind}}$$

Effektiv virkningsgrad er forholdet mellem den tilførte energi i forhold til arbejds effekten. Den effektive virkningsgrad kan beskrives ud fra den isentropiske virkningsgrad og en varmetabsvirkningsgrad. Der dannes derfor en ekstra virkningsgrad der defineres som

$$\eta_{tab} = \frac{W_{ind} - Q_{ud}}{W_{ind}} = \frac{\dot{m}(h_{ind} - h_{ud})}{W_{ind}}$$

Q_{ud} er varmetab som kommer af en høj temperatur for afgangsgassen, et varmetab i motoren og et tab af energi i overførelsen mellem motor og kompressor.

Den effektive virkningsgrad er givet ved

$$\eta_e = \eta_{is}\eta_{tab}$$

Fremløbskoefficienten, den isentropiske virkningsgrad og den effektive virkningsgrad er forskellige for forskellige kompressortyper og kompressoropbygninger.

Virkningsgrader for stempelkompressor

Fremløbskoefficienten for en stempelkompressor er beskrevet ved

$$\lambda = \eta_v \eta_d$$

η_v er den volumetriske virkningsgrad, som er bestemt ud fra det døde volumen, trykforholdet og varmefyldeforholdet. η_d er volumetab i kompressionen. Dette tab kan ikke beregnes og skal derfor findes empirisk. Følgende parametre bestemmer η_d [5,81].

- Lækagetab ved stempel og ventil
- Absorption af gas i olien
- Tryktab igennem ventiler
- Varmeveksling

Den isentropiske virkningsgrad stammer fra energitabet i komprimeringsprocessen. Dette bevirker, at komprimering ikke er adiabatisk reversibel. De 3 vigtigste energitabskilder er [5,86]

- Varmeveksling mellem gas og cylinder
- Tryktab omkring ventiler
- Manglende tæthed mellem stempel og cylindervæg

Udover disse 3 hovedenergitab er der også tab fra friktion i kompressoren.

Virkningsgrader for skruekompressor

I en skruekompressor er der ikke noget dødt volumen, og derfor er den volumetriske virkningsgrad lig med 1. Fremløbskoefficienten er derfor kun bestående af volumetabet, som består af nedenstående parametre [5, 112-113]

- Lækagetab grundet manglende tæthed mellem rotorerne
- Oliens optag af volumenet
- Varmeveksling

En skruekompressors fremløbskoefficient er meget mindre overfølsom over for store trykforhold end det er tilfældet for en stempelkompressor. Dette er grundet den volumetriske virkningsgrad [5, 113].

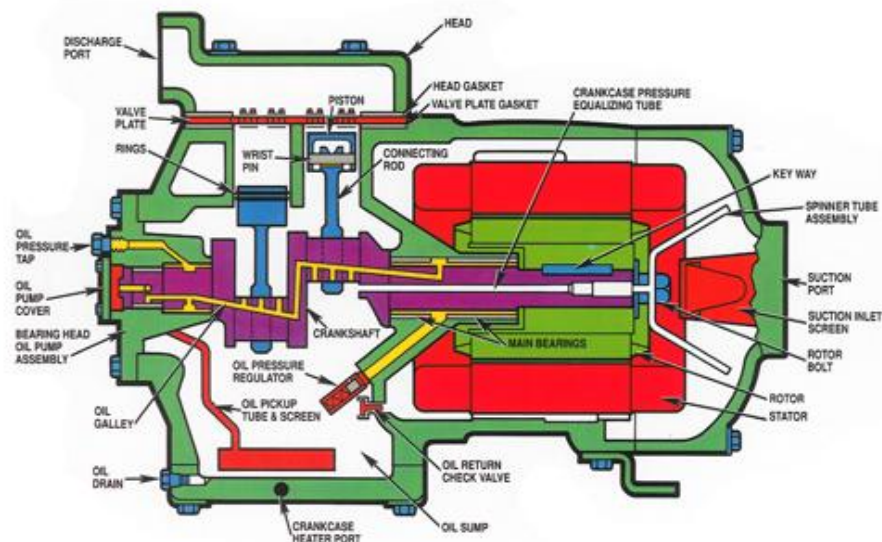
Den isentropiske virkningsgrad for skruekompressoren består af [5,112-113]

- Manglende tæthed mellem rotorerne
- Varveksling
- Friktionstab
- Tab grundet turbulent strømning af gas

Varvekslingen er mindre for en skruekompressor end for en stempelkompressor, da oliekoelingen holder afgangstemperaturen nede.

Semi-hermetisk CO₂ stempelkompressor

Ved en undersøgelse af markedet er den semi-hermetiske CO₂ stempelkompressor den eneste kompressortype, der er fundet brugbar til håndtering af CO₂ som medie. Som tidligere nævnt adskiller den semi-hermetiske kompressor sig ved, at motoren er indbygget i samme kammer som kompressoren. Figur 11 viser en semi-hermetisk kompressor. På figuren ses det at gassen bruges til nedkøling af motoren. Dette kan ses ved, at gassen kommer ind i kompressorens højre side og føres derefter forbi motoren. Olien ligger i bunden af kompressoren og bliver pumpet op til smøring. Både motor og olie bliver kølet af sugegassen og er derved med til at overhede sugegassen. Det eneste energitab i denne type kompressor er varmetabet til omgivelserne og ikke det varmetab der er i motoren.

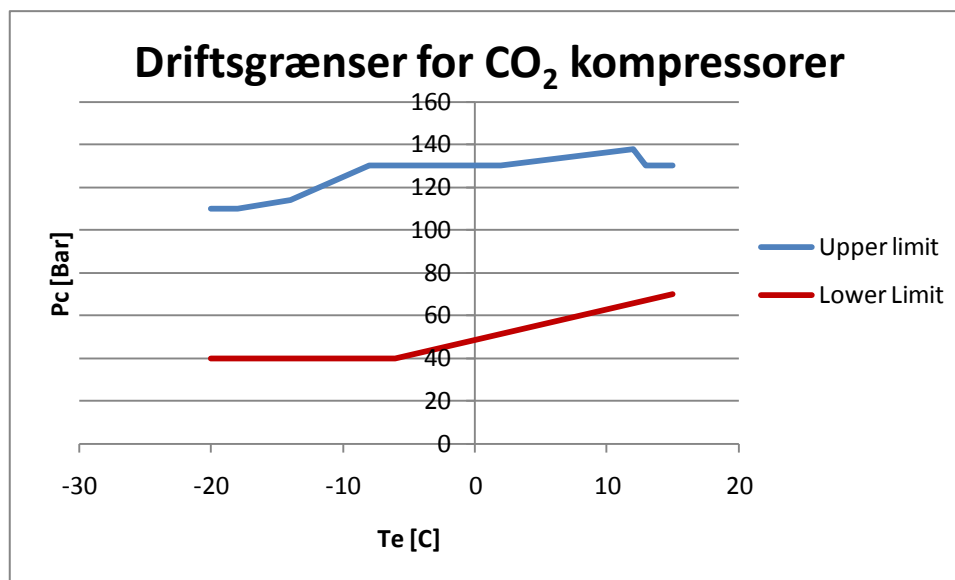


Figur 11: Principskitse af en semi-hermetisk kompressor [2]

Driftsgrænser

For at kunne sammenligne CO₂ og NH₃ er det vigtigt at undersøge driftsgrænserne for de kompressorer, der benyttes til anlæggene.

Driftsgrænserne for de semi-hermetiske CO₂ kompressorer er blevet fundet ud fra kompressorer fra producenterne DORIN, BITZER og BOCK. Figur 12 viser de samlede ydre driftsgrænser for de undersøgte CO₂ kompressorer. For nærmere gennemgang af disse driftsgrænser se bilag B2.



Figur 12: Driftsgrænser for CO₂ kompressorer

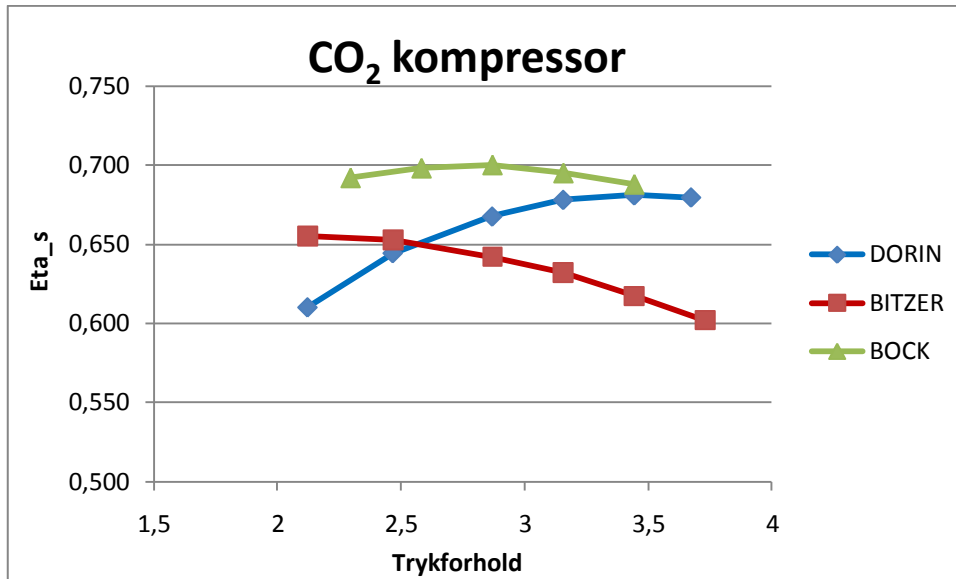
På figuren ses det at den øvre grænse for kondenseringstrykket er omkring 130 bar. Den nedre grænse er ikke interessant, da den ligger i det subkritiske område. Et CO₂ anlæg skal køre transkritisk for at producere min. 60 °C varmt vand. Som det ses på Figur 12 er den maksimalt tilladte fordampningstemperatur, ud fra de undersøgte kompressorer på 15 °C. Dette er en meget vigtig observation, da det begrænser CO₂ varmepumpers arbejdsområde væsentligt.

Virkningsgrad

I den semi-hermetiske kompressor er det kun varmetabet omkring afgangsgassen, der er forskellen på den isentropiske og effektive virkningsgrad.

For at vise den teoretiske forskel på den isentropiske virkningsgrad for en åben kompressor og for en semi-hermetisk kompressor opstilles et eksempel, som kan ses i bilag B1.

Som ved driftsgrænserne er der for de samme kompressorer ligeledes blevet beregnet isentropiske virkningsgrader. Beregningsmetode og resultater kan ses på bilag B3. På Figur 13 er der vist den kompressor med den bedste isentropiske virkningsgrad for de 3 forskellige fabrikater DORIN, BITZER og BOCK. Virkningsgraderne er fundet ud fra en fordampningstemperatur på 0 °C og med en overhedning på 5 °C.



Figur 13: virkningsgrad for bedste DORIN, BITZER og BOCK kompressor

På figuren ses der ikke den store forskel på virkningsgraderne for de forskellige fabrikanter. Det skal nævnes, at fordampningstemperaturen har indflydelse på virkningsgraderne, og en ændring af denne vil ændre virkningsgraden. Ud fra figuren antages det, at en isentropisk virkningsgrad på 0,65 er realiserbar for fordampningstemperaturer på -10 °C til 15 °C for en CO₂ kompressor.

Der er forskel på varmetabsvirkningsgraden for de 3 kompressor producenter. For DORIN er den 0,95, for BITZER er den 0,98 og for BOCK er der ikke opgivet nogen. Et varmetab til omgivelserne antages konstant for alle 3 fabrikanter og sættes til 0,97. Se eventuelt bilag B3 for nærmere beregninger af dette varmetab.

Den effektive virkningsgrad for en CO₂ kompressor estimeres derfor til.

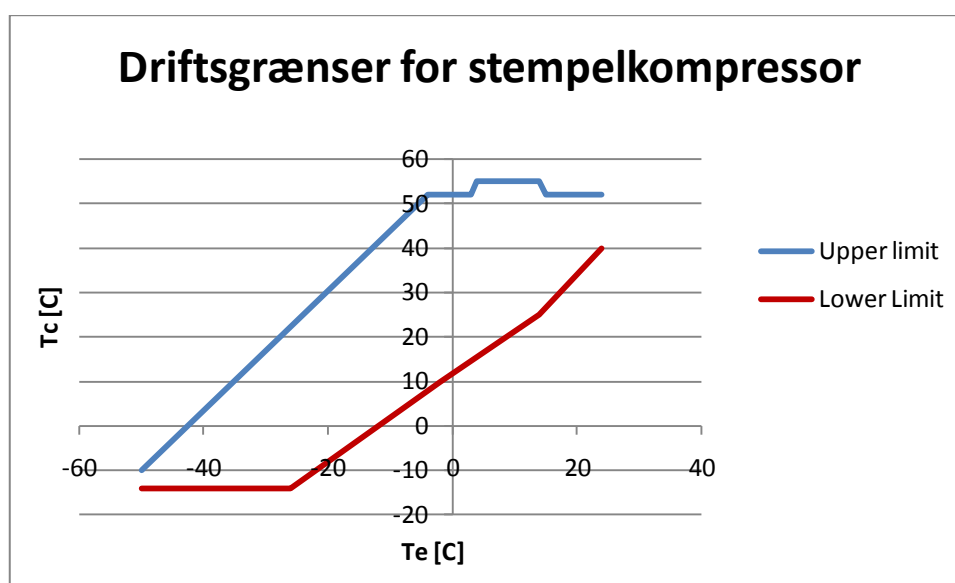
$$\eta_e = 0,65 \cdot 0,97 = 0,63$$

Åben NH₃ stempelkompressor

Som tidligere nævnt består en åben stempelkompressor af en motor og en kompressor, der er koblet sammen. Dette gør, at energi tabt i motoren overføres til omgivelserne, og dette medfører et rent energitab for systemet.

Driftsgrænser

Driftsgrænserne for den åbne stempelkompressortype er fundet ved gennemgang af programmet *Pack calculation 2* [17] samt BITZER's kompressorprogram [18]. Se bilag B4 for nærmere forklaring og gennemgang af driftsgrænser. På Figur 14 ses det, at den øvre grænse for kondenseringstemperaturen i en stempelkompressor er på 52-55 °C. Grundet denne grænse, er det ikke muligt at producere 60-100 °C vand alene ved brug af denne type kompressor. Den åbne stempelkompressortype er i en varmepumpe sammenhæng kun velegnet til brug i et tottrins anlæg, hvor den kan fungere på laveste trin.

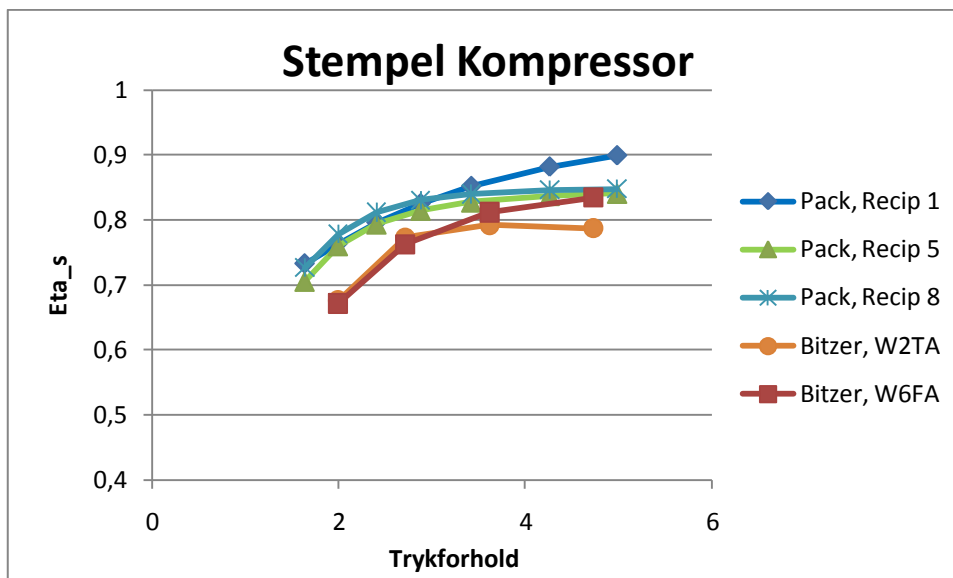


Figur 14: Driftsgrænser for åben stempelkompressor

Virkningsgrader

Virkningsgraderne er fundet ud fra de samme kompressorer, som er undersøgt i ovenstående afsnit *Driftsgrænser*. De er alle fundet med en fordampningstemperatur på 0 °C. Se bilag B5 for nærmere gennemgang af beregningsmetoder og antagelser tilhørende denne kompressortype.

På Figur 15 kan det ses, at en isentropisk virkningsgrad på 0,85 er realiserbar.



Figur 15: Virkningsgradskurver for forskellige stempelkompressor

Ligesom den isentropiske virkningsgrad er varmetabsvirkningsgraden afhængigt af driftsforholdene. Denne værdi er antaget konstant og sat til 0,92. Denne konstant er sat ud fra et gennemsnit af varmetabsvirkningsgraderne. En mulig grund til, at denne værdi er højere for NH_3 , end den er for CO_2 , er, at afgangsgassen er varmere for NH_3 . Graf for varmetabsvirkningsgrader kan findes i bilag B5.

For at kunne beregne den effektive virkningsgrad undersøges motorers effektivitet. Et skøn, for effektiviteten for elmotorer til industrielt brug er fundet på energistyrelsens hjemmeside [3]. Her er en realistisk virkningsgrad for store motorer fundet til 0,95. For den åbne stempelkompressor estimeres den effektive virkningsgrad derfor til.

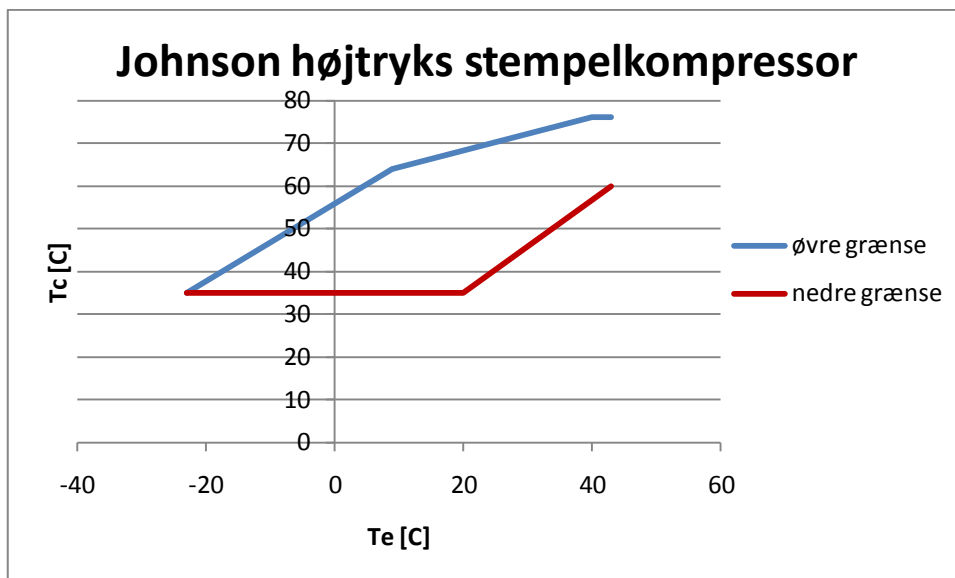
$$\eta_e = 0,85 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \approx 0,78$$

Åben højtryks stempelkompressor

Johnson Controls har lanceret en ny serie stempelkompressor til NH_3 anlæg, der kan klare højere kondenserings- og fordampningstemperatur end de tidligere undersøgte stempelkompressor til NH_3 . Denne serie gør det muligt at opvarme vand til ca. 70 °C.

Driftsgrænser

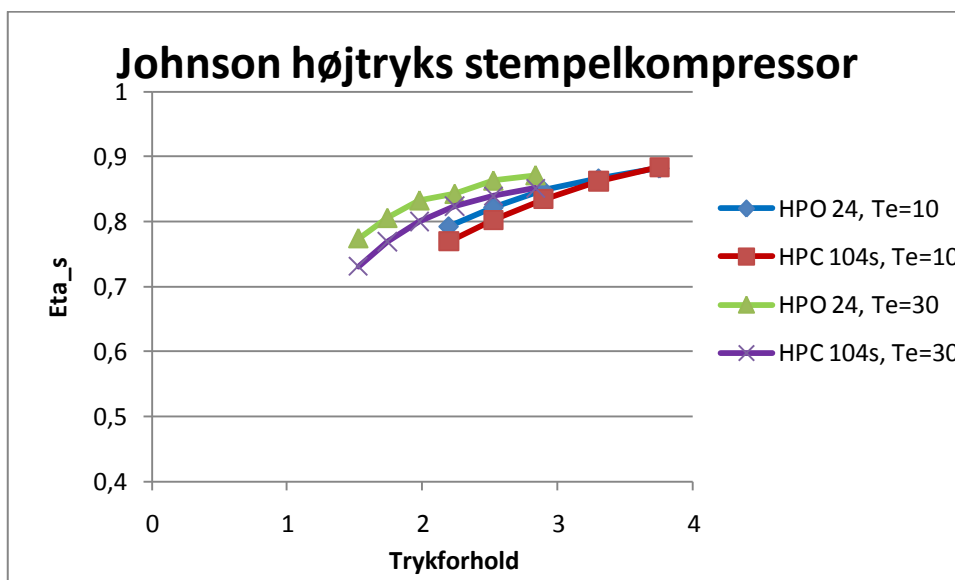
Som det er vist på Figur 16, er driftsgrænserne for højtryks stempelkompressorerne fra Johnson Controls en smule højere end de almindelige stempelkompressor. En højere fordampnings- og kondenseringstemperatur er mulig at opnå med denne kompressortype.



Figur 16: Driftsgrænser for højtryk stempelkompressor

Virkningsgrader

Virkningsgraderne for en højtryks stempelkompressor er meget tilsvarende dem, der er fundet ved almindelige stempelkompressorer. Som det kan ses på Figur 17, ligger den isentropiske virkningsgrad mellem 0,75-0,88. I de områder hvor denne type kompressor ønskes benyttet, dvs. ved de høje trykforhold for hver af fordampningstemperaturerne, har kompressorerne bedst isentropisk virkningsgrad. Kompressoren antages derfor generelt at have en isentropisk virkningsgrad på 0,85. For nærmere beregninger og antagelser omkring virkningsgrader se bilag B7.



Figur 17: Isentropisk virkningsgrad for højtryk stempelkompressor

Som ved de andre kompressortyper er der også en varmetabsvirkningsgrad. Denne er også afhængig af driftsforholdene. Graf for varmetabsvirkningsgrader kan findes i bilag B7. Denne virkningsgrad antages at have en konstant værdi på 0,97.

Yderligere er der et varmetab i motoren. Denne sættes som i afsnittet om åbne stempelkompressor ligeledes til 0,95.

Den effektive virkningsgrad er derfor estimeret til:

$$\varepsilon_e = 0,85 \cdot 0,97 \cdot 0,95 = 0,78.$$

Åben skruekompressor

Ligesom det er tilfældet ved den åbne stempelkompressortype er motor og kompressor adskilt i en åben skruekompressor. I en skruekompressor benyttes olie til smøring, fyldning mellem rotorblade samt til at holde temperaturen på mediet nede. Olien køles inden den sprøjtes ind i skruerne og dette er med til at holde temperaturen nede i kompressoren. Den energi, der opsamles i olien, skal afgives igen, og går derfor ikke altid til spilde. Denne energi kan oftest benyttes til opvarmning af vandet. Der er to måder at udnytte denne energi i olien på:

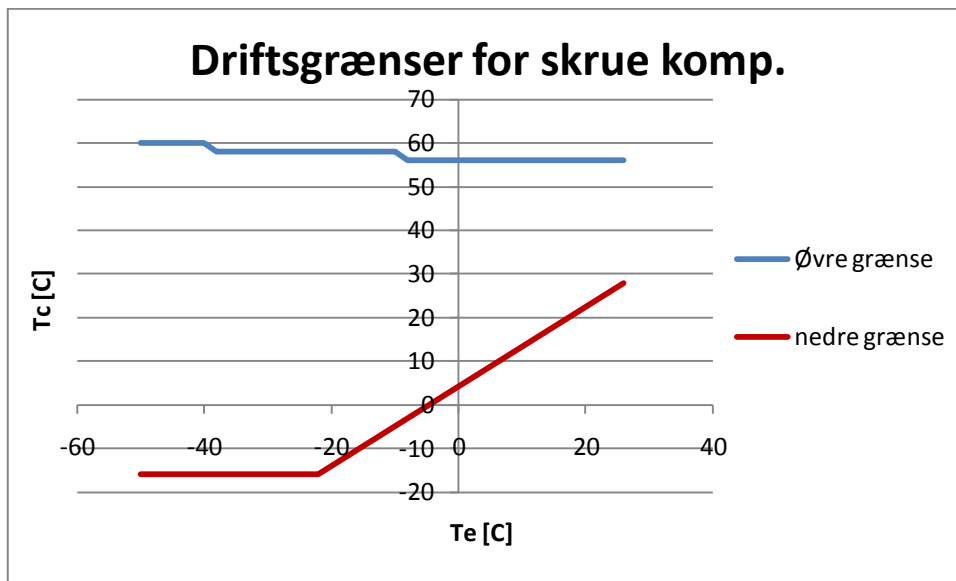
- Den ene måde er at lade olien opvarme en separat vandstrøm, hvor energien afgives over hele brugsvandtemperaturspændet. Energien, som er afgivet fra mediet til olie, gør dog, at der er mindre energi i overhedningsfjernerne, og derved er det nødvendigt med en højere kondenseringstemperatur, for at mediet kan varme vandet til den ønskede temperatur. Dette vil resultere i en mindre COP.
- Den anden måde er, at afgive energien i den varme ende af det vand, der ønskes opvarmet. Hvis denne metode benyttes vil olieafkølingen ikke påvirke kondenseringstemperaturen og derved COP værdien på varmepumpen, da det vil svare til, at al energien bliver overført i overhedningsfjernerne. Denne COP vil derfor være identisk med COP værdien for en varmepumpe med stempelkompressor.

Den anden metode vil altid give den højeste COP, men det skal dog bemærkes, at det ikke altid er muligt at benytte denne metode. Dette skyldes at oliestrømmen skal have den rette størrelse og temperatur i forhold til vandstrømmen, for at vandet kan aftage den energi, som olien har optaget fra mediet. Alt efter hvordan olien er styret kan det heller ikke altid lade sig gøre at udnytte al energi i olien ved brug af den første metode. Hvis den ønskede indløbstemperatur på olien til kompressoren er lavere end indløbstemperaturen på vandet, er det nødvendigt med et separat olieafkølingssystem.

For at simplificere sammenligningen vil den første metode blive benyttet ved sammenligningen af forskellige varmepumpesystemer. Her antages det at al energi fra mediet kan blive udnyttet ved at opvarme en separat vandstrøm til den ønskede temperatur.

Driftsgrænser

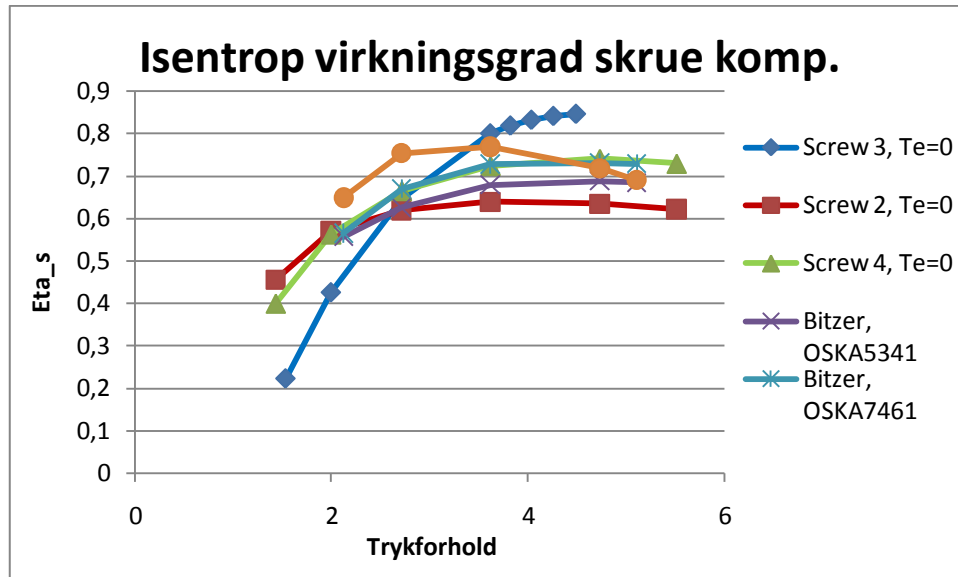
De undersøgte kompressorer er i dette afsnit igen fundet ud fra kompressorprogrammet *Pack Calculation 2* [17] og kompressorprogrammet fra BITZER [18]. Driftsgrænserne er meget lig dem, der blev vist for stempelkompressortypen, og har derfor samme anvendelsesområde indenfor varmepumpeindustrien. Grunden til at skruekompressortypen ikke kan klare højere kondenseringstemperatur, er ikke en for varm olietemperatur, som det var for stempelkompressoren. Derimod skyldes det nogle for høje tryk/trykforskelle. Høje trykforskelle medfører, at rotorerne bliver tvunget fra hinanden. Dette kan både resultere i dårlige ydelser og kan også resultere i, at rotorerne kan ramme huset og derved ødelægge kompressoren. Nærmere gennemgang kan findes i bilag B8.



Figur 18: Driftsgrænser for skruekompressor

Virkningsgrader

Virkningsgraderne er tilhørende de samme kompressorer som genererede driftsgrænserne. De isentropiske virkningsgrader er fundet ved en fordampningstemperatur på 0 °C. For yderligere antagelser og beregninger se bilag B9. De isentropiske virkningsgrader er vist på Figur 19.



Figur 19: Overblik over isentropiske virkningsgrader for forskellige skruekompressorer

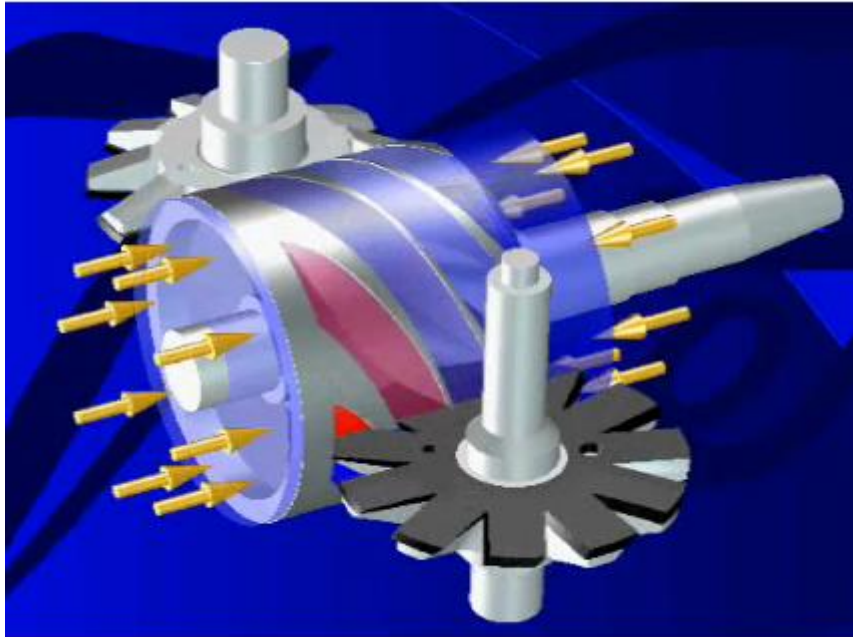
Varmetabet for skruekompressorerne, der er beregnet ud fra *Pack Calculation 2* [17], er sat til 0,92. På baggrund af Figur 19 vurderes det, at en isentropisk virkningsgrad på 0,75 er en realistisk virkningsgrad for en skruekompressor. Den effektive virkningsgrad estimeres derfor til:

$$\eta_e = 0,75 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \approx 0,65$$

Single skruekompressor

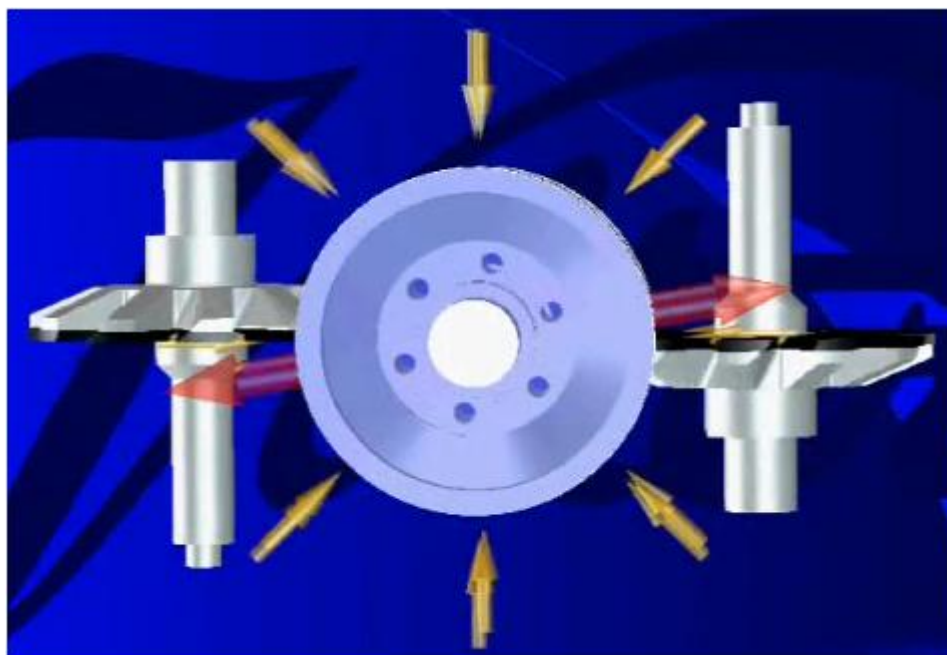
Single skruekompressoren er en åben kompressortype. Ligesom twin skruekompressoren bruger single skruekompressoren olie til både smøring, fyldning samt temperaturstyring af afgangsgassen.

Single skruekompressorens opbygning resulterer i, at den har nogle andre fordele end twin skruekompressoren. På Figur 20 ses det hvordan single skruen er stabiliseret i forhold til aksiale kræfter. I begge ender af aksen er der sugetryk, hvilket bevirker, at de aksiale kræfter er afbalanceret.



Figur 20: Illustration af aksiale kræfter på en single skruekompressor

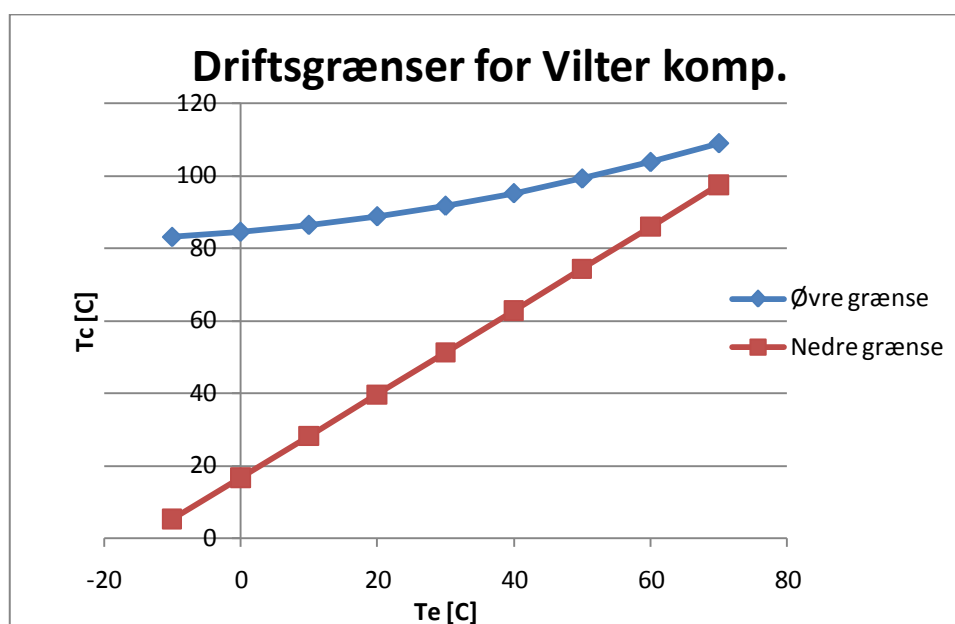
I forhold til de radiale kræfter er single skruen også afbalanceret. Dette kan ses på Figur 21. Her ses det at højtrykgasserne (de røde pile) er diagonalt modsat hinanden, hvilket gør at kræfterne opvejer hinanden. Det samme gør sig gældende ved indsugningsgassen, og derfor er selve skruen perfekt afbalanceret. Det eneste sted hvor kompressoren ikke er afbalanceret, er i rotorhjulene. Disse vil blive påvirket af en skæv kraftbalance. Denne problematik er dog ikke større, end at det for denne single skrue er muligt at opnå væsentlig højere afgangstryk, trykforhold og trykforskel end med en almindelig twin skruekompressor. Dette gør single skruekompressoren særdeles velegnet til varmepumpebrug, da det på denne måde er muligt at konstruere en simpel varmepumpe i ét trin.



Figur 21: Illustration af radiale kræfter på en single skruekompressor

Driftsgrænser

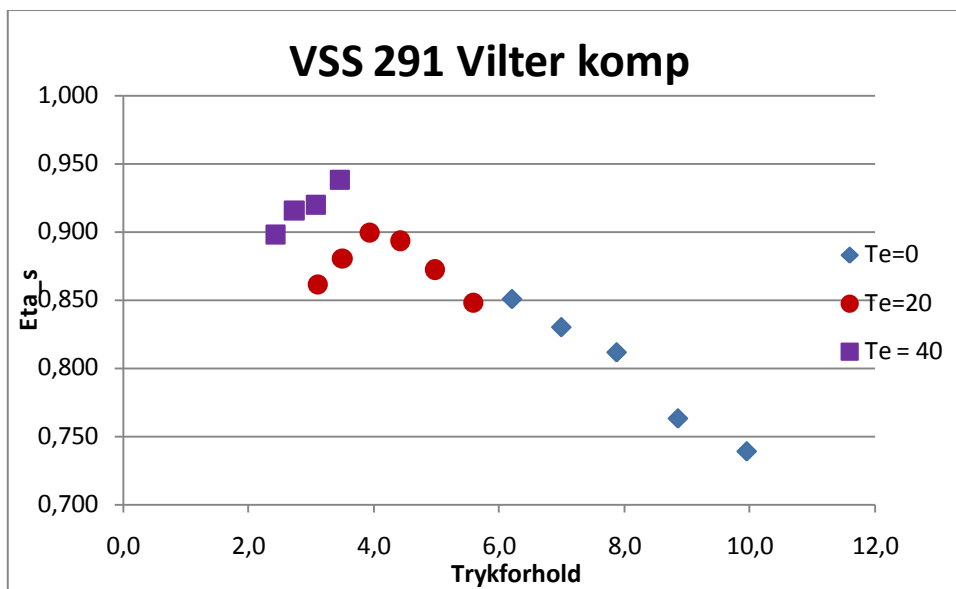
Driftsgrænserne for single skruekompressoren er fundet ved at benytte programmet VSC. Dette program er ikke offentligt tilgængeligt. Som vist på Figur 22 er den maksimale kondenseringstemperatur over 80 °C - selv ved en fordampningstemperatur på -10 °C. Dette resulterer i, at det burde være muligt at producere vand på ca. 90 °C ved en fordampningstemperatur på -10 °C og derover. Nærmere gennemgang af disse driftsgrænser findes i bilag B10.



Figur 22: Driftsgrænser for Vilters single skruekompressor

Virkningsgrader

De isentropiske virkningsgrader er specielt varierende både i forhold til trykforholdet og i forhold til fordampningstemperaturen. Dette er vist på Figur 23. Den isentropiske virkningsgrad for Vilter single skruekompressoren kan beskrives som ca. 0,9 ved et trykforhold på mellem 2 og 5, ca. 0,85 for trykforholdet 5-7 og ca. 0,78 for et trykforhold over 7. Se bilag B11 for nærmere forklaring af beregninger og antagelser.

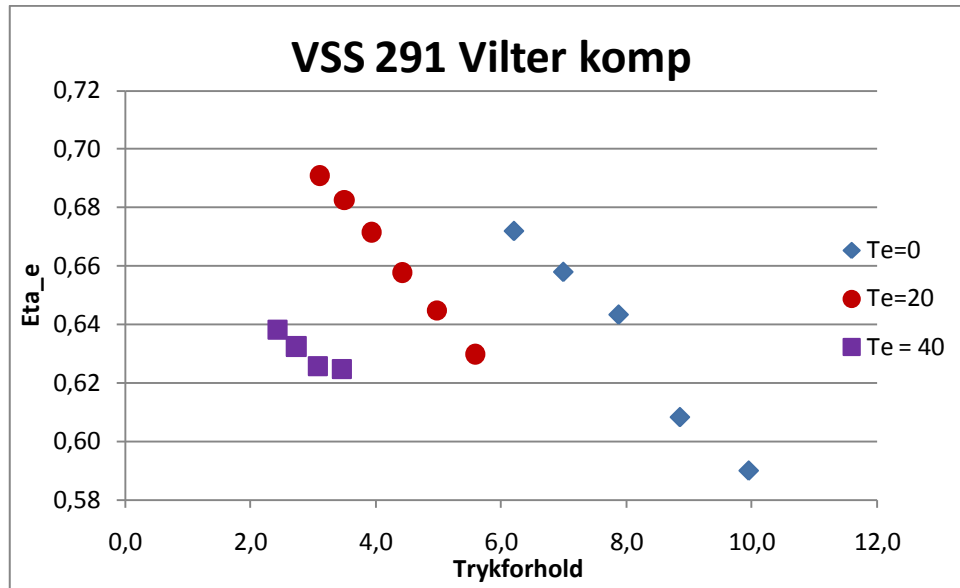


Figur 23: Isentropisk virkningsgrad som funktion af trykforhold og fordampningstemperatur

Ud fra programmet VSC⁵ er energitabet i skruekompressoren beregnet til at ligge imellem 0,68 og 0,8. For nærmere behandling af energitabet for Vilters single skruekompressor, se bilag B11. Dette tab virker meget stort, da afgangstemperaturen på gassen ikke er større end ved almindelige skruekompressorer. Det må derfor antages, at der er nogle meget store mekaniske tab, da varmetab til omgivelserne virker usandsynligt. Da dette tab er så stort antages det, at motorens virkningsgrad er inkluderet i virkningsgraden for energitabet. Ved at multiplicere den isentropiske virkningsgrad med virkningsgraden for energitabet fås den effektive virkningsgrad, som er illustreret på Figur 24.

Den effektive virkningsgrad antages konstant, og sættes til 0,64.

⁵ Dette program er leveret af Thomas Lund. Programmet er ikke offentligt tilgængeligt. Nærmere beskrivelse findes i bilag B10, B11 og B12.

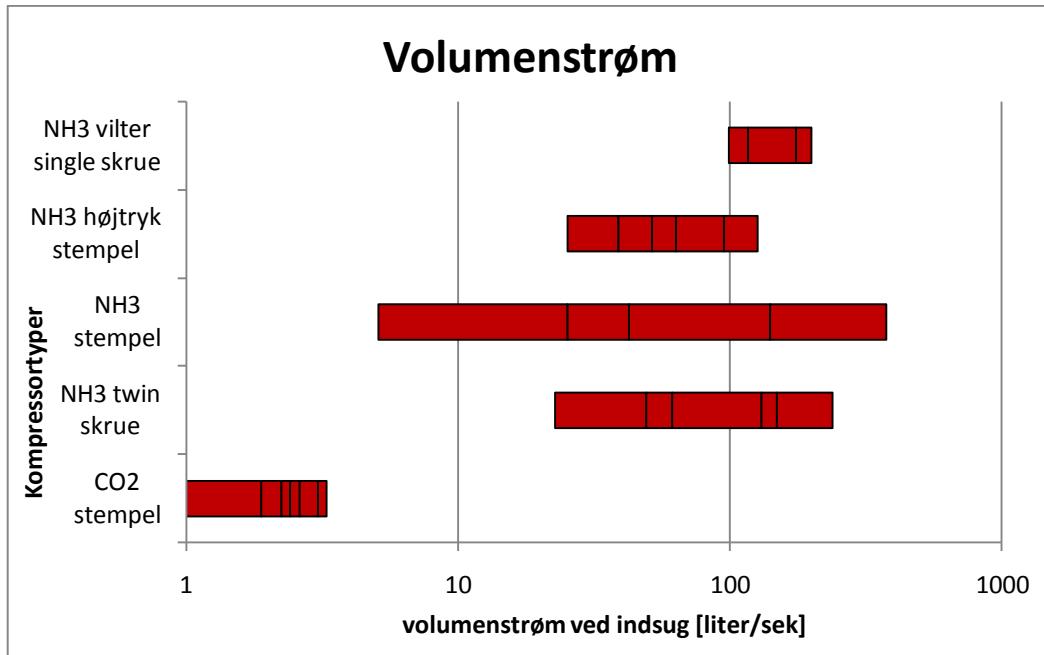


Figur 24: Den effektive virkningsgrad for Vilters single skruekompressor

Kapacitet

Som det blev nævnt indledningsvist i dette kompressorafsnit, er det vigtigt at vælge en kompressor, der passer til den ønskede energiproduktion. En overdimensionering af kompressoren vil enten betyde drift i ikke optimale driftsforhold, eller også vil det umuliggøre en installation. Ved en underdimensionering vil anlægget ikke kunne levere den ønskede energiproduktion. Det er derfor vigtigt at undersøge volumenstrømmen for de kompressorer, der er undersøgt i dette projekt. Da volumenstrømmen er afhængigt af driftsforholdene, er det ikke muligt at komme med en præcis volumenstrøm for hver kompressor. Af denne grund er det på Figur 25 slagvolumenet for hver kompressor der er vist. Se eventuelt bilag B13 for nærmere gennemgang af Figur 25. For at få den præcise volumenstrøm skal slagvolumenet multipliceres med fremløbskoefficienten. Denne værdi ligger i mellem 0,7-0,95. Dette ændrer dog ikke helhedsbilledet over hvilke kompressorer der leverer hvilke volumenstrømninger.

På Figur 25 illustrerer de sorte streger et slagvolumen tilhørende en bestemt kompressor. Sammenligner man Figur 25 med Figur 9, der blev vist indledningsvis i dette kompressorafsnit, ses der tydelige ligheder.

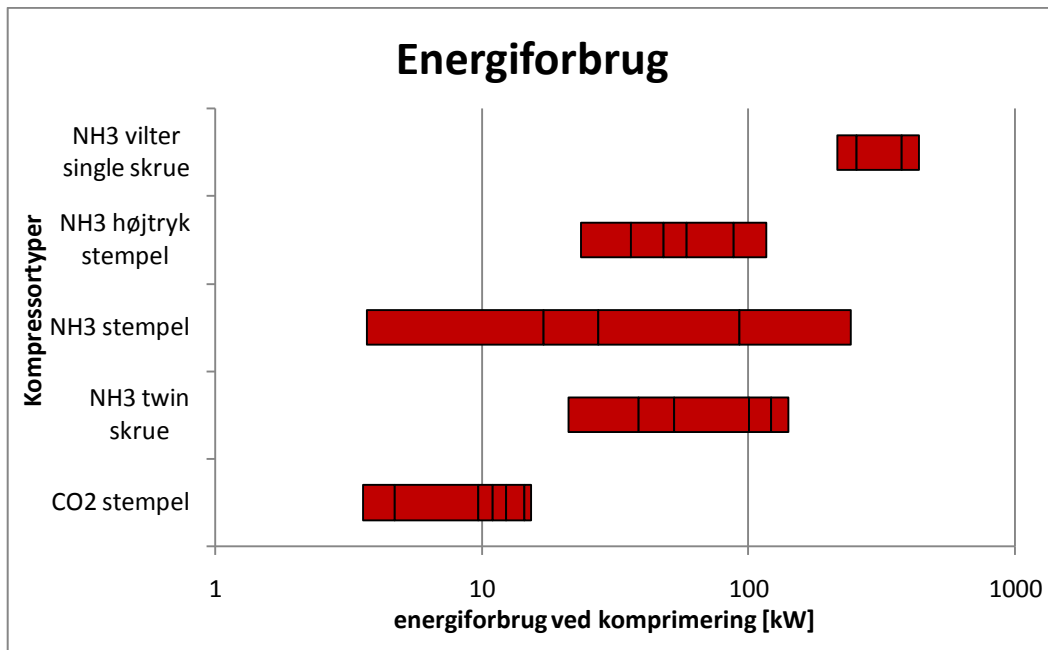


Figur 25: Viser slagvolumenet for analyserede kompressorer

På Figur 25 ses det, at CO₂ stempelkompressorerne har meget små volumenstrømninger i forhold til NH₃ kompressorerne. Dette er ikke kun på grund af, at kapaciteten er mindre, men også fordi CO₂ gassen er meget tungere ved ind sug og derfor indeholder mere energi. Dette er beskrevet i afsnittet *Den simple varmepumpe*, s.11. Yderligere ses det, at Vilter single skruekompressoren er begrænset til et meget lille kapacitetsinterval. Det er derved kun ved meget store kapaciteter, at denne kompressortype er anvendelig.

Til at give et estimat af energiforbruget i de kompressorer, der er analyseret i dette projekt, er Figur 26 genereret. Energiforbruget er taget som en gennemsnitsværdi af det forbrug, som de har haft i de analyserede driftssituationer. Se bilag B13.

Det ses på Figur 26, at der er stor forskel på CO₂ og Vilter kompressorers energiforbrug. Der skal mellem 20-30 CO₂ stempelkompressorer til at levere den samme energi som en Vilter single skruekompressor. Der kan argumenteres for, at det ikke vil være COP værdien for disse to varmepumper, der er afgørende for hvilken type kompressor der skal vælges, men nærmere den ønskede kapacitet. Derudover ses det at højtryks stempelkompressorerne kan levere et energiforbrug i et stort interval.



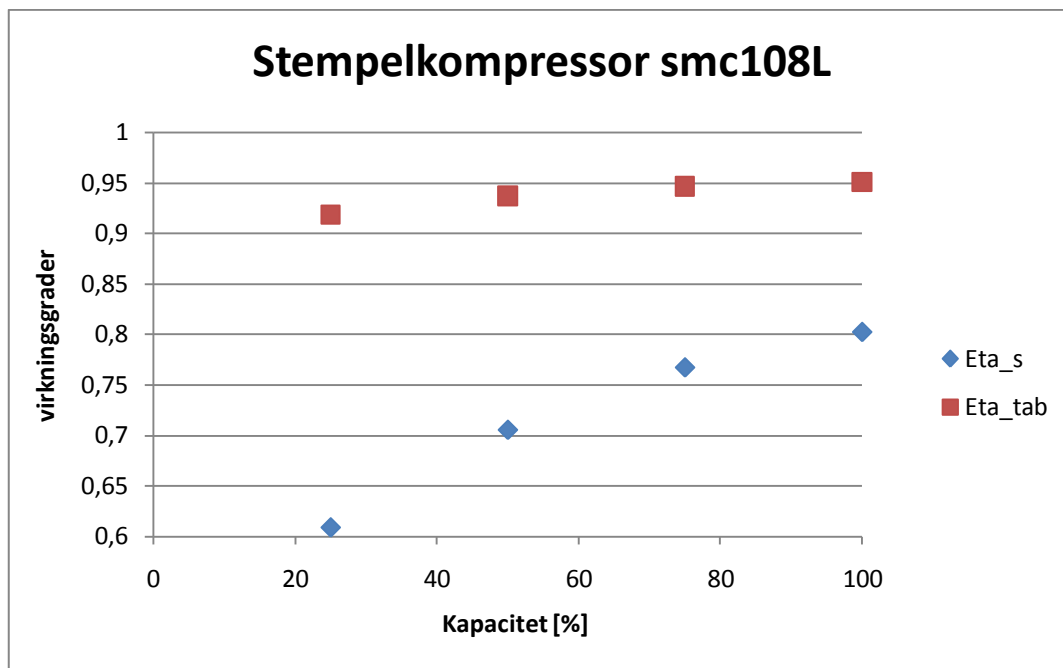
Figur 26: Viser energiforbruget for de analyserede kompressorer.

Kapacitetsregulering

Da et forbrug sjældent er konstant, og da det er svært at finde en kompressor, der passer med den præcise kapacitet, er det muligt at kapacitetsregulere en kompressor. Hvordan dette gøres er forskelligt for kompressortyperne.

For et semi-hermetisk CO₂ anlæg vil kapacitetsregulering oftest bestå af en ind og ud kobling af kompressorer, der sidder i et parallelt system. Fordelen ved denne reguleringsmetode er, at det ikke har en indflydelse på virkningsgrader. Derudover er det let at skifte kompressor uden at stoppe anlægget. Ulempen er, at det er nødvendigt at have flere kompressorer for at kunne kapacitetsstyre. Dette medfører oftest en forøgelse i anlægspris.

For åbne stempelkompressorer kapacitetsregulerer man ved at koble stempler ind og ud. En kompressor kan ofte kapacitetsreguleres i 4 trin: 25 %, 50 %, 75 % og 100 %. Dette har dog en negativ indflydelse på virkningsgraderne. Det kan derfor give en forholdsvis stor forringelse af virkningsgrader at køre med lav kapacitet. Figur 27 viser hvordan virkningsgraderne påvirkes af udkobling af stempler. For nærmere analyse af dette se bilag B14.



Figur 27: Viser hvordan virkningsgraderne påvirkes af ændring i kapacitet

I en skruekompressor kapacitetsregulerer man ved brug af en slider. Fordelen ved denne form for kapacitetsregulering er, at dette kan gøres flydende og ikke kun i trin som for stempelkompressoren. Dette har dog stadig en negativ indflydelse på virkningsgraderne. For at se denne indflydelse se bilag B14.

Udover at kapacitetsstyre ved brug af slider og udkobling af stempler kan der også benyttes en frekvensomformer. Denne type kan have en positiv indvirkning på virkningsgraderne. Se bilag B14 for nærmere gennemgang af frekvensomformer, og for at se indvirkningen på COP værdien ved brug af en frekvensomformer. En frekvensomformer kan oftest bruges ned til halv omdrejningshastighed. Dette giver derved halv kapacitet.

Diskussion af kompressorafsnit

Det er generelt meget svært at finde oplysninger om driftsgrænser og virkningsgrader for kompressorer. Det anses lidt som en forretningshemmelighed og producenter har nok en fornemmelse af, at offentliggørelsen af disse værdier gør dem sårbare overfor sammenligninger af produkter fra andre producenter. Det har derfor været en nødvendighed at beregne disse værdier ud fra, hvad producenterne har oplyst. Det har ikke været let, da forskellige producenter har haft forskellig forståelse af nogle parametre, men som det også fremgår af bilaget, virker de beregnede virkningsgrader meget realistiske. Der kunne sagtens have været en endnu større gennemgang af markedet, men både problemerne ved at skaffe kompressoroplysninger og arbejdsbyrden ved at beregne virkningsgrader har sat grænsen.

Det har ikke været mulig at finde flere semi-hermetiske CO₂ kompressorer på markedet. Derudover er det kun producenten Vilter, der leverer single skruekompressoren. Der findes dog mange flere almindelige stempel og skrue kompressorer end der er behandlet i dette

afsnit, men da der skal genereres varmt vand, og disse kompressorer ikke kan generere dette alene (de skal fungere som det lave trin i et tottrins anlæg), vurderes det, at den foretagne kompressoranalyse er tilstrækkelig dækkende.

Opsummering

Tabel 1 viser, hvordan driftsgrænser, isentropiske virkningsgrader og effektive virkningsgrader varierer for de forskellige kompressortyper. Det skal dog nævnes, at dette skema er baseret på analysen fortaget i dette afsnit, og manglende oplysninger fra producenterne giver anledning til små usikkerheder.

Kompressor type	Max Pc/Tc	Max Te	η_{is}	η_e
Semi-hermetisk CO ₂	130 bar	15 °C	0,65	0,63
Åben stempel NH ₃	55 °C	26 °C	0,85	0,74
Højtryk stempel NH ₃	56-76 °C	43 °C	0,85	0,78
Åben skrue NH ₃	58 °C	26 °C	0,75	0,65
Single skrue NH ₃	82-102 °C	70 °C	0,88	0,65

Tabel 1: Oversigt over estimerede kompressorparametre

Disse værdier bliver i sammenligningen af de to medier benyttet til at fastsætte nogle realistiske driftsforhold for komprimeringsenheden.

Varmepumpetyper

Der findes mange forskellige varmepumpesystemer. Begrænsninger på eksisterende komponenter er årsag til, at det i nogle tilfælde er nødvendigt at benytte sig af én type varmepumpe frem for en anden. F.eks. kan høje trykforhold forårsage, at man er nødt til at komprimere over flere omgange. Høje afgangstemperaturer kan bevirke, at man enten er nødt til at bruge olieøling eller benytte intern varmeveksler mellem flere komprimeringstrin. For at undersøge hvordan de to medier opfører sig i forskellige situationer, bliver princippet bag forskellige udvalgte varmepumpesystemer beskrevet. Fra afsnittet *Kompressorenhed*, s.24 vurderes det ud fra de beskrevne driftsgrænser, at en semi-hermetisk stempelkompressor til CO₂ er tilstrækkelig for et ettrins anlæg. På grund af den lave kritiske temperatur for CO₂ samt den lave grænse på fordampningstemperaturen fra Tabel 1, vil tottrins anlæg ikke blive undersøgt for dette medie.

Det vurderes yderligere at twin skruekompressorer, på grund af et skrøbeligt design ved høje tryk, er uegnede som kompressorer i en varmepumpe med NH₃ som medie. Derimod er en single skruekompressor designet til at kunne klare høje tryk/trykforhold. Dette gør denne kompressortype særdeles velegnet til brug i en ettrins varmepumpe med NH₃ som medie. Yderligere er der fundet en højtryks stempelkompressor til NH₃, som kan levere nogle af de ønskede vandtemperaturer ved en komprimering i et trin. Da den kritiske temperatur for NH₃ er høj, vil tottrins varmepumper også være en interessant løsningsmulighed at undersøge. Dette giver flere interessante løsningsmuligheder, da andre stempelkompressorer end en højtryks stempelkompressor på den måde kan medvirke i en varmepumpe.

Følgende varmepumpeopstillinger vil blive behandlet:

- Ettrins CO₂ med stempelkompressor
- Ettrins CO₂ med stempelkompressor og intern varmeveksler

- Ettrins NH₃ med stempelkompressor
- Ettrins NH₃ med olieølet single skruekompressor
- Ettrins NH₃ med olieølet single skruekompressor og economizer

- Tottrins NH₃ med åben mellemkøler samt stempelkompressorer i begge trin
- Tottrins NH₃ med lukket mellemkøler samt stempelkompressorer i begge trin
- Tottrins NH₃ med åben mellemkøler samt olieølet single skruekompressor i øverste trin samt stempelkompressor i nederste trin

Disse varmepumpetyper er vurderet til at udgøre et tilstrækkeligt udvalg af varmepumper, der kan levere varmt vand med de ønskede temperaturer. Der er for hvert varmepumpesystem lavet et tilhørende EES program med brugerflade. Disse EES programmer findes på bilag MS-1-3. Disse programmer benyttes til at lave de nødvendige udregninger til analysen. Princippet bag EES programmerne er forholdsvis ens, så derfor vil programmet kun blive beskrevet for *Ettrins CO₂ med stempelkompressor* og *Tottrins NH₃ med åben mellemkøler, olieølet single skruekompressor i øverste trin samt*

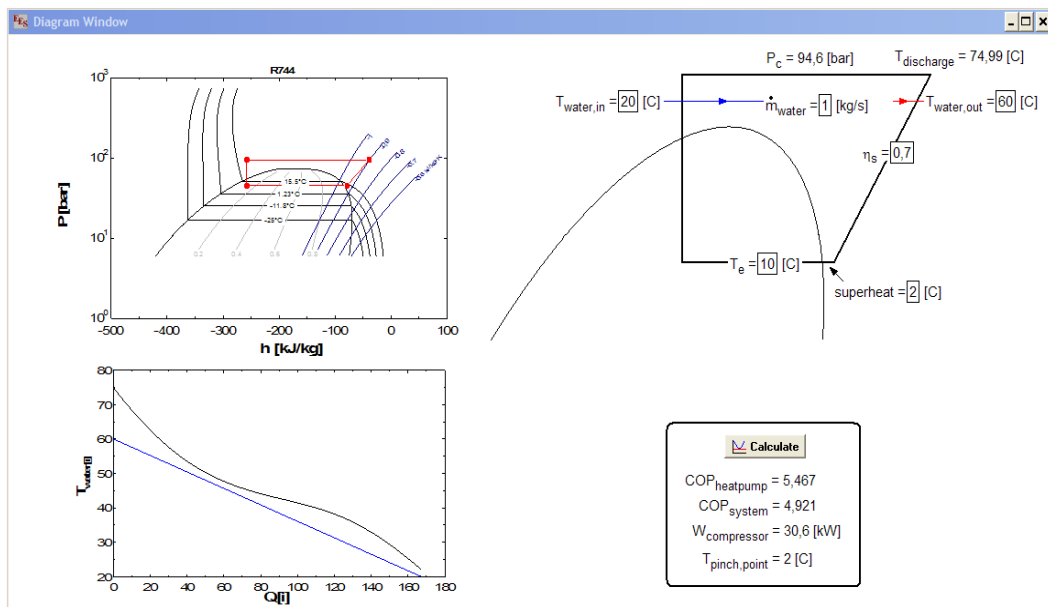
stempelkompressor i nederste trin. Forklaring og validering af de resterende EES programmer kan ses i bilag C.

Etrins CO₂ med stempelkompressor

På Figur 28 ses brugerfladen for EES programmet tilhørende en ettrins CO₂ varmepumpe med stempelkompressor. Der er i denne brugerflade vist følgende eksempel:

- Fordampningstemperatur er 10 °C
- Isentropisk virkningsgrad er 0,7
- Overhedning er 2 °C
- Pinch point temperatur er 2 °C
- Indløbstemperatur på vand er 20 °C
- Udløbstemperatur på vand er 60 °C

Dette eksempel betegnes efterfølgende som eksempel 2.



Figur 28: Brugerskærm tilhørende EES programmet for en ettrins CO₂ varmepumpe

Øverst i højre hjørne på Figur 28 findes de nødvendige inputs for at programmet kan køre. Ved at trykke på *Calculate* knappen fremkommer et vindue, hvor man beder programmet om at finde den højeste COP⁶ ved at variere på kondenseringstrykket P_c .

Da CO₂ er transkritisk i dette tilfælde, er energioverførselsraten i gaskøleren ulineær mht. temperaturfordelingen i mediet. Gaskøleren opdeles derfor i 50 skridt hvor energioverførselsraten beregnes som funktion af temperaturfaldet i mediet. Da pinch point temperaturen er sat til 2 °C, vil mediet i dette eksempel blive kølet fra 74,99 °C til 22 °C.

Hvert skridt i gaskøleren giver da et temperaturfald på $\frac{(74,99 - 22) \text{ °C}}{50} = 1,06 \text{ °C}$. Ved at kigge

⁶ I EES programmet er COP værdien betegnet som COP_{heatpump}.

på massestrøm og enthalpiforskelle, kan det udregnes, hvor meget energi der er i hvert skridt. Da det antages at al energi overføres til vandet kan den samlede energioverførsel estimeres. Der bliver i hvert skridt derudover udregnet, hvor stor temperaturforskellen mellem vand og CO₂ er. Dette gøres for at sikre at mediet hele tiden er varmere end vandet i gaskøleren. Den mindste temperaturforskel sættes lig med pinch point temperaturen på 2 °C. Temperaturfordelingen i gaskøleren er vist nederst i venstre hjørne i brugerfladen på Figur 28. Den sorte linje symboliserer mediet, og den blå linje symboliserer vandet. Det ses tydeligt at mediet opfører sig ulineært i gaskøleren.

Øverst i venstre hjørne er varmepumpeprocessen tegnet ind i et log(P), h-diagram.

Det ses nederst i højre hjørne at den størst opnåelige COP værdi for dette system er 5,467. Det ses at denne værdi stemmer overens med grafen på Figur 44, hvor indløbstemperaturen er 20 °C, og udløbstemperaturen er 60 °C.

Ydermere ses det på Figur 28 at kompressorens energiforbrug er 30,6 kW. Med en COP på 5,467 betyder dette, at energioverførslen i gaskøleren skal være $30,6 \text{ kW} \cdot 5,467 = 167,3 \text{ kW}$, hvilket stemmer over ens med grafen nede i venstre hjørne.

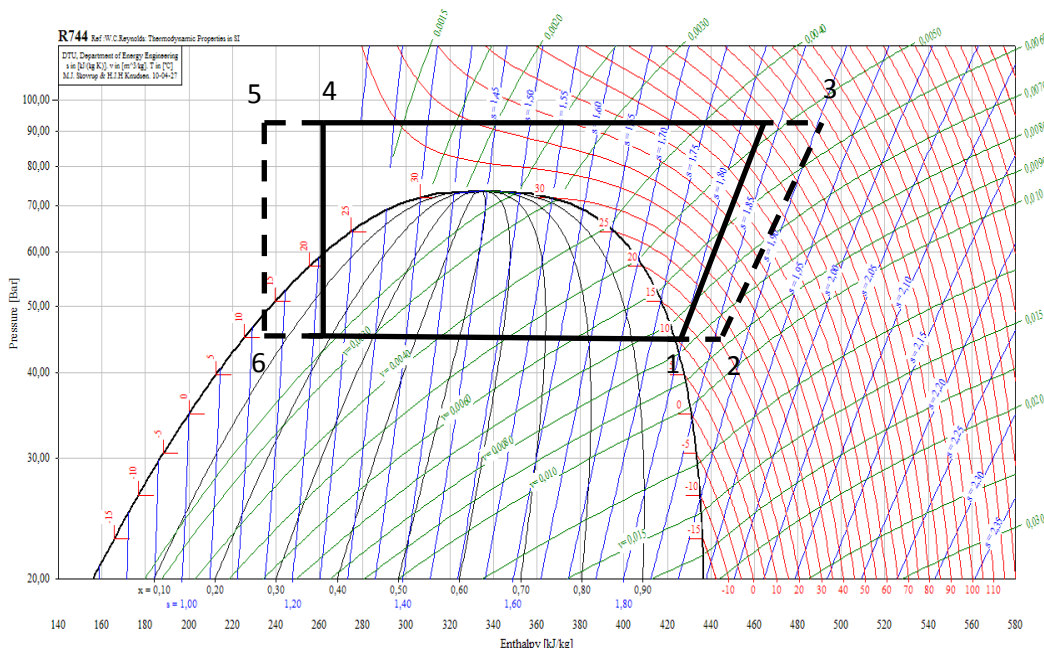
En af fordelene ved CO₂ som medie er, at der altid bliver opereret under forholdsvis små trykforhold. I eksempel 2 er trykforholdet $\frac{P_c}{P_e} = \frac{94,6}{45,0} = 2,1$. Tilmed er afgangstemperaturen på komprimeringen forholdsvis lav, hvilket er 74,99 °C i dette eksempel.

Som beskrevet i afsnittet *Kompressorenhed*, s.24, er en semi-hermetisk kompressor den eneste velegnede kompressortype til en CO₂ varmepumpe. Begrænsningen for denne kompressortype bevirker, at CO₂ ofte er velegnet til anlæg med små kapaciteter. Der er dog mulighed for at parallelkoble flere kompressorer for at få en større kapacitet for CO₂ varmepumper.

Som tidligere nævnt bevirker den lave kritiske temperatur, at tottrins anlæg ikke er interessante. Der er derfor kun begrænsede muligheder for varmepumpeløsninger med CO₂ som medie. En mulighed for at påvirke COP værdien i et ettrins anlæg er dog at indsætte en intern varmeveksler, som beskrives i følgende afsnit.

Ettrins CO₂ med stempelkompressor og intern varmeveksler

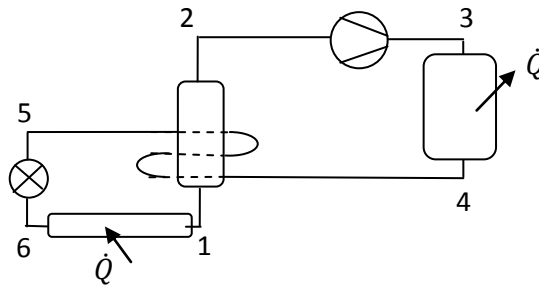
Hvis eksempel 2 følges vil fordampningstemperaturen være på 10 °C, hvor CO₂'en kun bliver kølet til 22 °C i gaskøleren. Det vil her være muligt at køle gassen yderligere 10 °C for at overhede dampen efter fordamperen. Gassen efter fordamperen kan derved overhedes op til ca. 20 °C. Dette kræver dog, at der i gaskøleren er nok energi til rådighed til at overhede gassen efter fordamperen. Energivekslingen foretages i en intern varmeveksler. For at en intern varmeveksler er en fordel, kræver det, at COP værdien bliver større, når CO₂'en bliver overhedet. Dette er styret af hældningerne på entropilinerne. En intern varmeveksler vil forårsage større kondenseringsenthalpi, og da hældningen på enthalpilinjernerne er forholdsvis uændret, vil kompressoren ikke have et større energiforbrug. Dette vil resultere i en højere COP. Hvor stor indflydelse denne overhedning har, vil blive undersøgt, og det skal vurderes, hvorvidt ændringen i COP opvejer merprisen ved en intern varmeveksler. Varmepumpeopstillingens indvirkning i et log(p), h-diagram er illustreret på Figur 29.



Figur 29: Ettrins CO₂ varmepumpe med intern varmeveksler

Ud fra det tilhørende EES program beregnes COP værdien for eksempel 2 til 5,61. Dette viser som forventet, at en intern varmeveksler vil have en positiv indflydelse på COP værdien. Det optimale tryk i gaskøleren vil i dette tilfælde være mindre, end hvis der ikke var en intern varmeveksler. I dette tilfælde er det optimale tryk i gaskøleren 90,7 bar, hvor det er 94,6 bar uden intern varmeveksler. En beskrivelse af det tilhørende EES program, som bliver benyttet til at foretage beregninger til analysen kan findes i bilag C.

En principskitse for et ettrins CO₂ varmepumpeanlæg med intern varmeveksler ses på Figur 30.



Figur 30: Principskitse for et CO₂ varmepumpeanlæg med intern varmeveksler

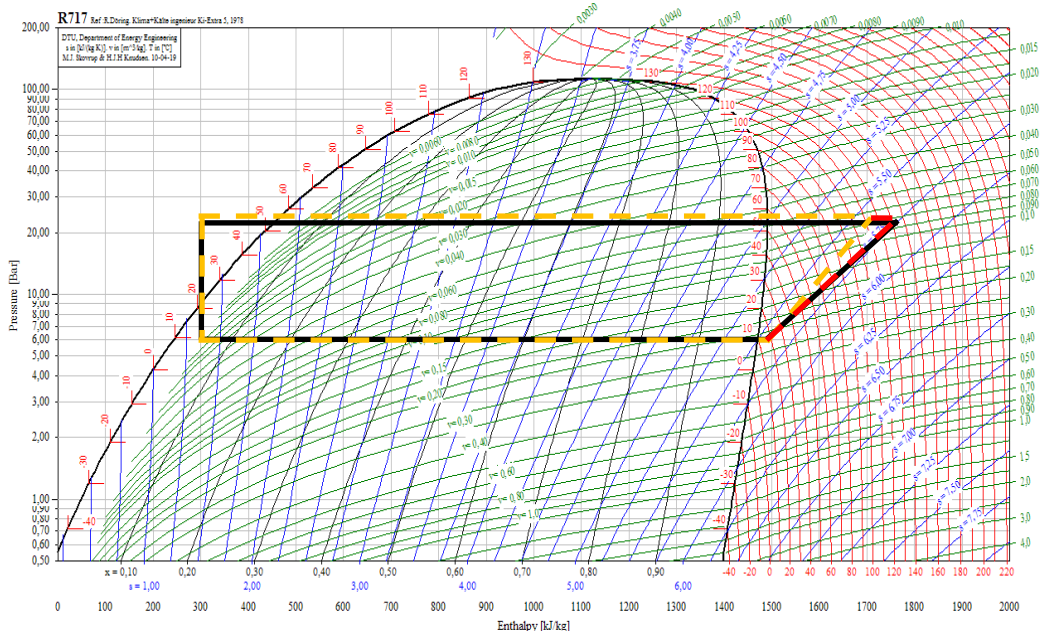
Ettrins NH₃ med stempelkompressor

En ettrins varmepumpe med NH₃ som medie er en subkritisk proces. Den er bestående af en fordampningsproces, en komprimering, en kondenseringsproces og en drøvlproces.

Dette er illustreret for eksempel 2, som den sorte kredsp proces på Figur 31.

Afgangstemperaturen efter kompressoren er i dette tilfælde på 142 °C, og trykforholdet er på 3,73.

Det ses at både afgangstemperatur efter kompressoren samt trykforholdet er større end i en varmepumpe med CO₂ som medie. Høje trykforhold og afgangstemperaturer er med til at sætte begrænsninger på eksisterende kompressorer, hvilket er beskrevet i afsnittet *Kompressorenhed*, s.24. COP værdien for eksempel 2 er ifølge det tilhørende EES program på 5,22, hvilket stemmer over ens med værdien på Figur 46.



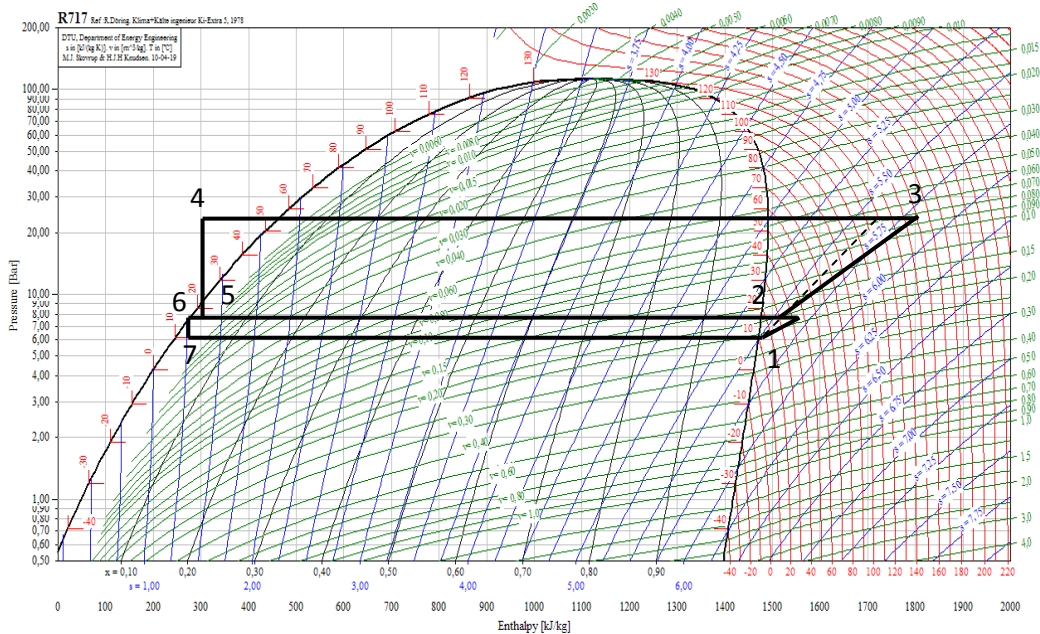
Figur 31: Ettrins NH₃ varmepumpekreds. Sort kred illustrerer en stempelkompressor, gul kred illustrerer en olie kølet single skruekompressor

Ettrins NH₃ med single skruekompressor

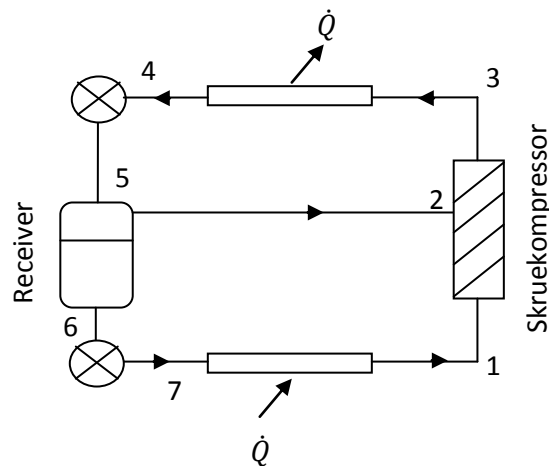
En ettrins varmepumpe med en single skruekompressor er opbygget efter samme princip som en ettrins varmepumpe med stempelkompressor, bortset fra at en skruekompressor har et behov for olie­køling. Olie­kølingen bevirker at afgangstemperaturen efter kompressoren holdes lav. Derved er en højere kondenseringstemperatur nødvendig for at opvarme vandet til den samme temperatur. I analysen antages det at den energi, som olien optager under køling af komprimeringen, kan afgives uden tab til vandet, således at der ikke går noget energi tabt i systemet. Energiforbruget beregnes som for en stempelkompressor, der kører under samme driftsforhold. På Figur 31 er denne kredsproces illustreret ved den gule stiplede linje. Den røde stiplede linje illustrerer kompressorens energiforbrug samt oliens energioptag. Det ses på Figur 31, at kondenseringstemperaturen vil være en smule højere i dette tilfælde, end den er for en ettrins varmepumpe med stempelkompressor. Ud fra eksempel 2 med en maksimal olietemperatur på 130 °C vil en COP på 5,15 kunne opnås. For nærmere gennemgang af det tilhørende EES program se bilag C.

Ettrins NH₃ med economizer og olie­kølet single skruekompressor

For en varmepumpeopstilling med en olie­kølet single skruekompressor er det muligt at benytte en economizer. Dette vil sige, at man under drøvlprocessen udskiller damp fra væske for at føre dampen hen til kompressoren i et højere tryk end sugetrykket. Ved at gøre dette vil man i den lave del af kompressoren få et mindre massestrøm. Derved vil kompressoren bruge mindre energi. På Figur 32 illustreres denne kredsproces ud fra eksempel 2 hvor der samtidig er fastsat en maksimal olietemperatur på 130 °C. Den stiplede linje illustrerer olie­kølingen.



Figur 32: Kredsproces for ettrins NH₃ varmepumpe med olie­kølet single skruekompressor og economizer



Figur 33: Principskitse af en ettrins NH_3 varmepumpe med oliekolet single skruekompressor og economizer

Ud fra det tilhørende EES program findes det optimale middeltryk til 7,56 bar hvor COP værdien bliver 5,17. Det antages her at hældningen på kompressionen i $\log(p)$, h -diagrammet er uændret, selvom gassen fra receiveren køler den eksisterende gas i kompressoren. Normalt vil den isentropiske virkningsgrad ændre sig gennem en komprimering, men for at sammenligne systemerne er det antaget, at den kolde gas fra economizeren ikke giver anledning til et ekstra energiforbrug i kompressoren.

Det ses på Figur 32, at gassen fra economizeren køler den overhede gas i kompressoren en smule, hvilket bevirker, at varmeydelsen fra varmepumpen bliver en smule mindre. Forholdsmæssigt vil energien til at drive kompressoren dog blive mindsket så meget, at economizeren vil give en samlet større COP.

COP værdien vil for denne varmepumpetype være lavere end for en simpel ettrins varmepumpe med stempelkompressor, men da stempelkompressoren har sine begrænsninger kan det være nødvendigt at benytte denne opstilling, hvis man ikke ønsker at opdele komprimeringen i flere trin.

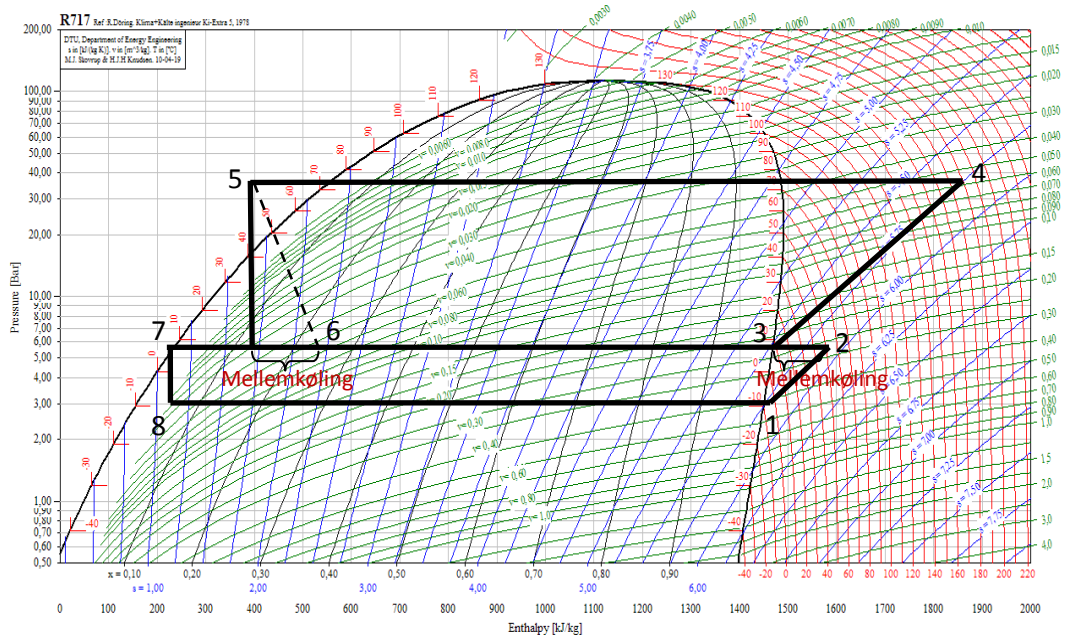
Tottrins NH_3 med åben mellemkøler samt stempelkompressorer i begge trin

En måde at opnå små trykforhold på er ved at komprimere over to trin. Dette vil give mindre trykforhold for den enkelte kompressor, men til gengæld vil afgangstemperaturen stadig være meget høj, hvis der benyttes stempelkompressorer i begge trin.

For at holde afgangstemperaturen nede er det en mulighed at benytte en mellemkøler. Efter den første komprimering benyttes overhedningsenergien til at opvarme NH_3 ved drøvlingen. På den måde kan man få en højere koncentration af damp, og derved bliver massestrømmen i den nederste kompressor formindsket væsentligt. Samtidig holdes afgangstemperaturen på den øverste kompressor nede. Følgende eksempel, som fremover betegnes som eksempel 3, benyttes til at illustrere dette på Figur 34.

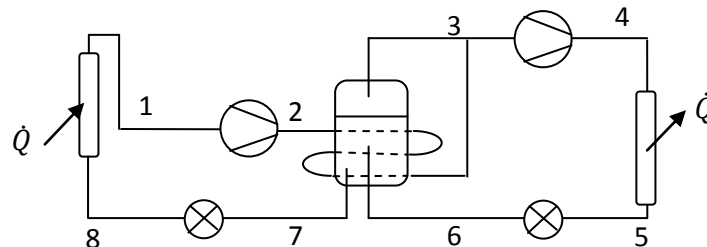
- Fordampningstemperatur er $-10\text{ }^\circ\text{C}$
- Isentropisk virkningsgrad er 0,7
- Overhedning er $2\text{ }^\circ\text{C}$
- Pinch point temperatur er $2\text{ }^\circ\text{C}$

- Indløbstemperatur på vand er 40 °C
- Udløbstemperatur på vand er 80 °C



Figur 34: Totrins NH₃ varmepumpe med åben mellemkøler samt stempelkompressor i begge trin

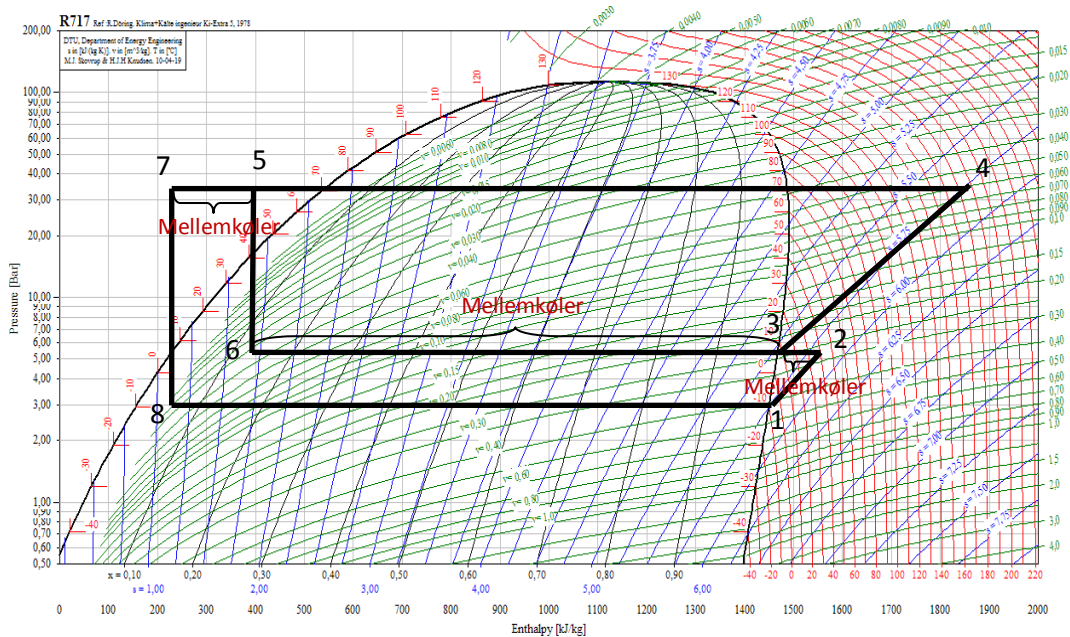
Ud fra det tilhørende EES program er den bedst opnåelige COP for eksempel 3 beregnet til 2,95. Den overhede gas efter den nederste kompressor bliver kølet fra 53,3 °C til 10,2 °C, hvilket svarer til, at mellemkøleren overfører ca. 10 kW til receiveren. Derved vil der være mindre væske, som skal fordampes, og den nederste kompressor vil derfor have et mindre energiforbrug. Afgangstemperaturen for den øverste kompressor er på 193,5 °C. Hvis en lavere afgangstemperatur ønskes skal middeltrykket hæves. Dette vil dog mindske COP værdien, dels fordi kondenseringstemperaturen skal hæves pga. lavere afgangstemperatur, og dels fordi der kommer større massestrøm i den nederste kompressor. En principskitse for denne varmepumpe type er vist på Figur 35



Figur 35: Principskitse for totrins NH₃ varmepumpe med åben mellemkøler med stempelkompressor i begge trin

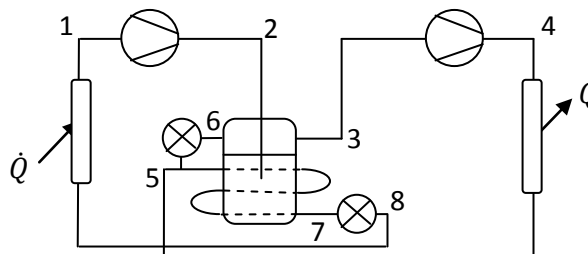
Totrins NH₃ med lukket mellemkøler samt stempelkompressorer i begge trin

Denne varmepumpeopstilling er en totrins varmepumpe med lukket mellemkøler. Ud fra det tilhørende EES program er eksempel 3 beregnet og tegnet i et log(p), h-diagram på Figur 36. Det ses på denne figur at væsken splittes i punkt 5. Noget af væsken bliver flashet ned i tryk og placeret i en beholder, hvor den resterende væske afgiver varme til beholderen. Sammen med overhedningen fra den nederste kompressor bliver væsken i beholderen fordampet, og den fordampede væske suges ind i den anden kompressor. Når den resterende væske er blevet underkølet i punkt 7 flashes mediet ned i tryk og derefter føres mediet hen i fordamperen.



Figur 36: Two stage NH₃ varmepumpe med closed-type intercooler

Punkt 7 skal være varmere end punkt 6, for at en energioverførsel kan ske. Forskellen på disse temperaturer sættes til pinch point temperaturen, som er 2 °C. På Figur 37 ses en principskitse af denne type varmepumpe. Tallene på figuren henviser til tallene på Figur 36.



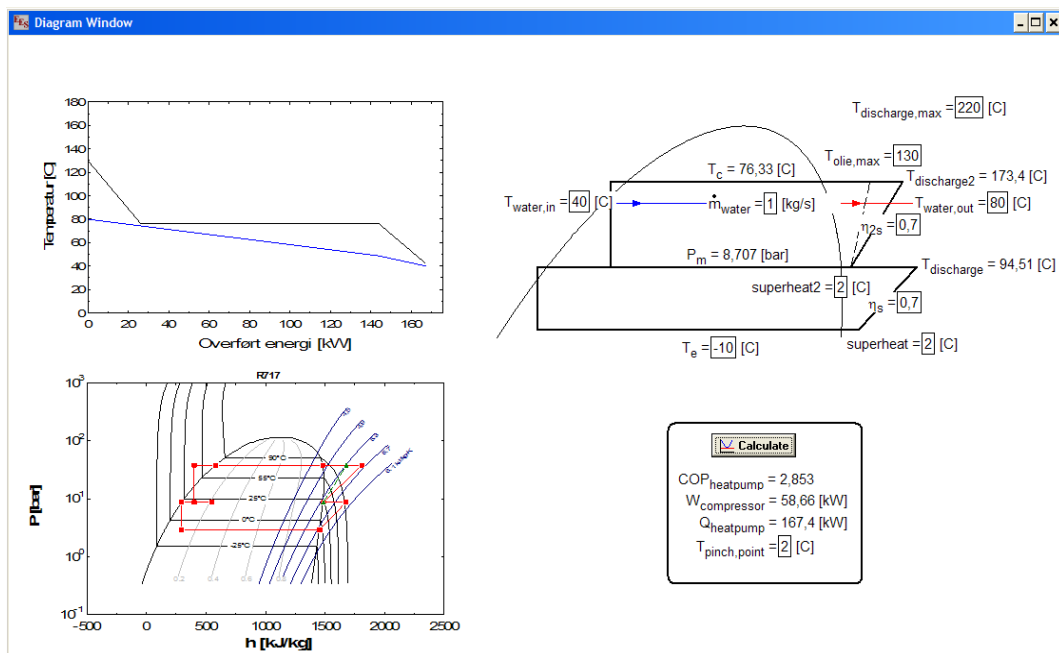
Figur 37: Principskitse af totrins NH₃ varmepumpe med lukket mellemkøler og stempelkompressorer i begge trin

Totrins NH₃ med åben mellemkøler og olieøllet skruekompressor i øverste trin samt stempelkompressor i nederste trin

Selvom komprimeringen er opdelt i to, er det stadig muligt, at der forekommer høje afgangstemperaturer. Hvis dette er tilfældet, er der mulighed for at indsætte en olieøllet single skruekompressor i stedet for en stempelkompressor. På den måde kan afgangstemperaturen styres ved at benytte mere eller mindre olieølning. Hvis en skruekompressor indsættes i det nederste trin vil den tabte energi til olieølningen kunne genvindes ved at lade olien overføre energien til mediet i mellemkøleren. Derved gør det ingen forskel på COP værdien, hvorvidt det er en stempel- eller en skruekompressor i nederste trin.

En olieøllet skruekompressor vil dog påvirke COP værdien hvis den placeres i øverste trin, da det derved vil kræve en højere kondenseringstemperatur for at opvarme brugsvandet. Derfor ses der kun på et totrins anlæg med en stempelkompressor i bunden og en single skruekompressor i toppen hvor overhedningen fra den nederste kompressor udnyttes i en åben mellemkøler til at skabe mindre massestrøm i det nederste trin.

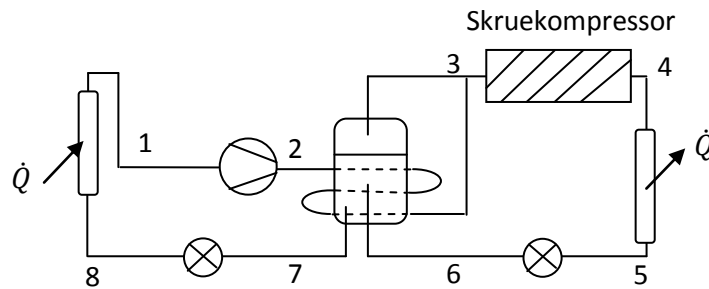
Denne varmepumpeproces er ud fra eksempel 3 beregnet i det tilhørende EES program. Brugerfladen fra dette program kan ses på Figur 38.



Figur 38: Two stage NH₃ varmepumpe med stempelkompressor i bund, olieøllet skruekompressor i top og åben mellemkøler.

Øverst i venstre hjørne af Figur 38 ses energioverførslen i kondensersenheden som en funktion af temperaturfordelingen. Det ses at der samlet bliver overført ca. 167 kW, hvilket stemmer over ens med COP værdien og kompressorens energiforbrug som, ses nederst i

højre hjørne. Øverst i højre hjørne af Figur 38 ses de givne inputs til programmet. Nederst i venstre hjørne er denne varmepumpeproces indtegnet i et $\log(p)$, h -diagram. Til venstre i dette diagram ses tre punkter ved mellemtrykket. Det midterste af disse punkter symboliserer indgangen til receiveren. Afgangsgassen fra kompressoren i det nederste trin afgiver varme til receiveren, og derved bliver der produceret mere damp. Denne energioverførsel er symboliseret ved den højre af de tre punkter. Dette er yderligere symboliseret i principskitzen af anlægget på Figur 39.



Figur 39: Principskitse af tottrins NH₃ varmepumpe med åben mellemkøler samt olieketlet skruekompressor i top og stempelkompressor i bund

Analyse

I dette afsnit vil varmepumpepotentialer for de to udvalgte medier blive sammenlignet med hinanden. Dette gøres, ved at analysere de fremhævede parametre fra det indledende teoriafsnit. Disse parametre er:

- Fordampningstemperaturen (T_e)
- Overhedning (sh)
- Isentropisk virkningsgrad på kompressoren (η_s)
- Pinch point temperaturen for kondensatorenheden (T_{pinch})
- Tryktab i overhedningsfjerner for NH_3 (PL_DS)
- Tryktab i gaskøler for CO_2 (PL_GC)
- Indløbstemperatur på vandsiden i kondensatoren (T_{w_in})
- Udløbstemperatur på vandsiden i kondensatoren (T_{w_out})

Indledningsvis vil medierne blive sammenlignet ved at sammenligne de simple ettrins varmepumper for hhv. CO_2 og NH_3 . Efterfølgende vil forskellige varmepumpesystemer blive sammenlignet med hinanden for at finde ud af, om det i nogle driftsforhold er fordelagtigt at benytte andre varmepumpesystemer end et ettrins anlæg. Dette gøres uden at medtage eventuelle begrænsninger på de medvirkende komponenter i varmepumpesystemerne.

Derved beskrives det teoretiske potentiale for de to medier.

Herefter sammenlignes varmepumpesystemerne hvor der medtages begrænsninger på afgangstemperaturen på kompressoren. Dette gøres da afgangstemperaturen sætter begrænsninger på nuværende varmepumpesystemer. Der vil i denne del af analysen blive undersøgt et potentiale ved at konstruere kompressorer, der kan klare højere afgangstemperaturer end nutidens kompressorer.

Slutteligt sammenlignes de to medier med de eksisterende begrænsninger for kompressor og afgangstemperatur. I denne sammenligning vil det være COP-system værdier, der sammenlignes, da virkningsgrad på motor samt varmetab medregnes. Dette vil give et nutidsbillede af de opnåelige COP-system værdier med den eksisterende varmepumpe-teknologi.

Sammenligning af medier

For at sammenligne de to medier er det nødvendigt at undersøge de forskellige parametres indflydelse på COP værdien. Dette gøres ved at variere hver enkelt parameter i forhold til et referencepunkt for derefter at observere ændringerne i COP. For at begrænse undersøgelsen fastlægges der realistiske intervaller for de betydningsfulde parametre.

Tabel 2 viser de behandlede intervaller for de medvirkende variable.

Variable:	T_{w_out}	T_{w_in}	η_s	T_e	T_{pinch}	SH	PL_DS	PL_GC	COP
Interval:	[50;90]	[20;60]	[0,5;0,9]	[-10;30]	[0;8]	[0;20]	[0;4]	[0;4]	output

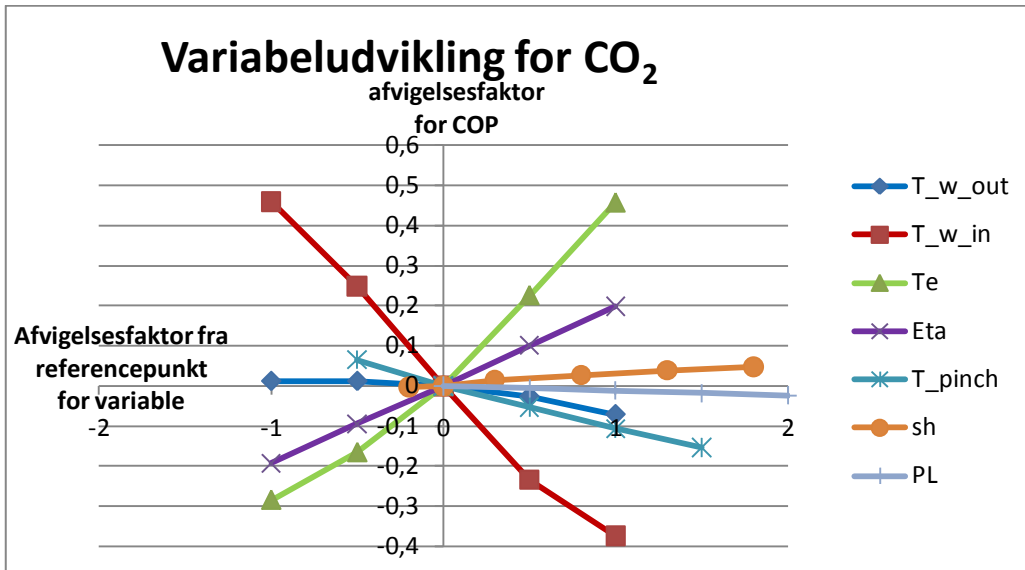
Tabel 2: Valgte intervaller for varmepumpekredsens variable

Tabel 3 viser det valgte referencepunkt. Dette punkt er vurderet som et realistisk varmepumpesystem, hvor tryktab er negligeret, og hvor de fleste andre variable er taget i midtpunktet for de behandlede intervaller.

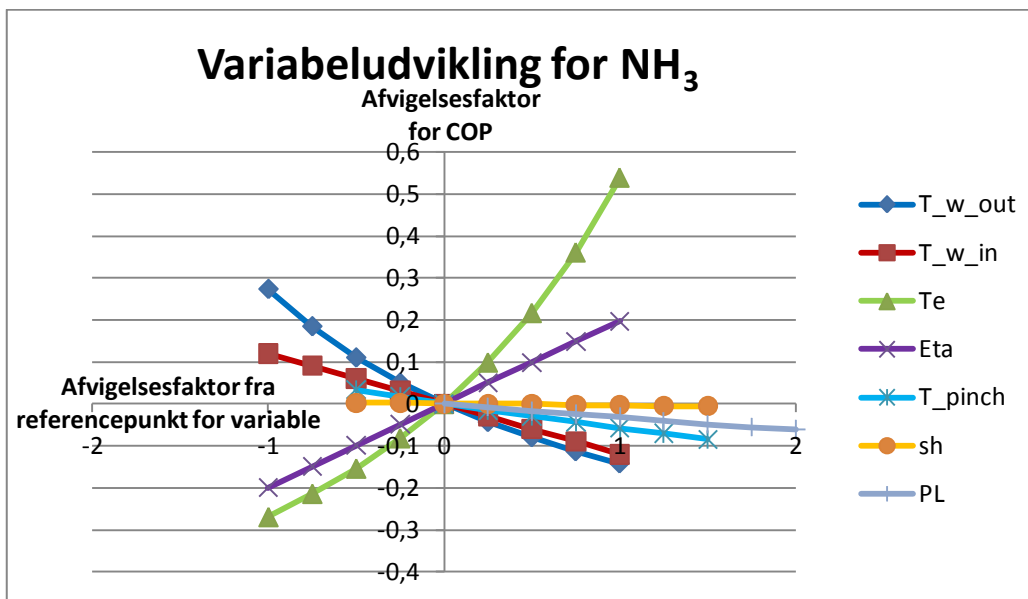
Variable:	T_w_out	T_w_in	Eta_s	T_e	T_pinch	SH	PL_DS	PL_GC	COP
Referencepkt.1:	70	40	0,7	10	2	2	0	0	output

Tabel 3: Referencepunkt 1

Figur 40 og Figur 41 viser, afvigelsesfaktoren for COP værdien ved ændring i de forskellige variable. En afvigelsesfaktor på 0,1 svarer til 10 % afvigelse i COP værdien.



Figur 40: Variation i COP for CO₂ mht. ændring i de forskellige variable. Denne variation er for referencepunkt 1.



Figur 41: Variation i COP for NH₃ mht. ændring i de forskellige variable. Denne variation er for referencepunkt 1.

Figur 40 og Figur 41 indikerer, at der er mange ligheder for udviklingen i COP værdien for de to medier. Dette giver sig til kende ved, at det er de samme variable der har hhv. stor og lille indvirkning på COP værdierne for de to medier. Da de forskellige parametre kan have indflydelse på hinanden er det nødvendigt at undersøge, om de forskellige variable vil have den samme betydning for COP værdien i andre referencepunkter. Denne undersøgelse er foretaget, og grafer for udvikling i COP i andre referencepunkter kan findes i bilag D1. Det kan ud fra disse grafer konkluderes, at hældningerne på graferne vil ændre sig en smule i andre referencepunkter, men det vil i bund og grund være de samme parametre, der vil have stor indflydelse på COP værdien. Nedenstående vil de forskellige variables indflydelse på COP værdien blive beskrevet.

Tryktab

Som det ses på Figur 40 og Figur 41, er der en meget lille ændring i COP værdien ved et forøget tryktab. For et tryktab i overhedningsfjerner/gaskøler på 4 bar (hvilket er meget højt sat) fås der i dette referencepunkt et fald i COP værdien for CO₂ og NH₃ på hhv. 2 og 5 %.

Der blev i afsnittet *Kondensatorenhed*, s.18 vist, at tryktabet i gaskøleren i nogle tilfælde kan have stor betydning for COP værdien, hvor den i andre tilfælde ikke har lige så stor betydning. Referencepunkt fra afsnittet *Kondensatorenhed*, s.18 undersøges derfor igen. Tabel 4 viser dette referencepunkt med nogle forskellige tryktab. Vandtemperaturerne er valgt for at ramme referencepunktet fra afsnittet *Kondensatorenhed*, s.18.

Variable:	T_w_out	T_w_in	Eta_s	T_e	T_pinch	SH	Pc	PL_GC	COP	%
Punkt.1:	45	30	0,7	0	2	2	84	0	3,85	0
Punkt.2:	45	30	0,7	0	2	2	87	4	3,71	-3,6
Punkt.3:	45	30	0,7	0	2	2	90,5	8	3,57	-7,3

Tabel 4: 3 forskellige punkter for CO₂, hvor trykfaldets betydning undersøges.

Det ses fra Tabel 4 at et tryktab på 8 bar resulterer i en ændring i COP værdien på 7,3 %. Dette er væsentlig mindre end hvad der blev observeret i kondensatorenhedsafsnittet. Forskellen, der observeres imellem Tabel 4 og Figur 8, er grundet forskellig styring af højtrykket. I stedet for at fastholde et afgangstryk efter kompressoren på 84 bar findes der i Tabel 4 et optimalt afgangstryk på 87 bar og 90,5 bar ved trykfald på hhv. 4 og 8 bar. Betydningen af tryktabet er ikke så stort som først antaget. For at sikre at tryktabet ikke får en større betydning for COP værdien i andre referencepunkter undersøges det, om ændring i de forskellige parametre har betydning for tryktabet. For at undersøge dette observeres graferne for forskellige referencepunkter i Bilag D1. Her ses det at den parameter med størst indvirkning på tryktabet er udløbstemperaturen på brugsvandet (T_{out}). Den største værdi ses for NH₃ hvor T_{out} = 50 °C, og her er COP værdien forringet med ca. 10 % ved et tryktab på 4 bar. Da 4 bar er 5 til 10 gange mere end et realistisk tryktab, har tryktabet kun maksimalt 1-2 % betydning for COP værdien, og derfor negligeres tryktabet i sammenligningen mellem medierne for både NH₃ og CO₂.

Overhedning

Overhedningen har i referencepunkt 1 også en meget lille betydning for ændringen i COP værdien. For NH_3 har overhedningen ingen indvirkning, hvorimod overhedningen for CO_2 resulterer i ca. 5 % forøgelse af COP værdien ved en overhedning på 20 °C. En overhedning på 20 °C kan under nogle driftsforhold opnås ved brug af en intern varmeveksler. Som ved tryktabet undersøges bilag D1 for at se om der er nogle parametre, der ændrer overhedningens indflydelse på COP værdien. Det ses her at en høj fordampningstemperatur og en høj indløbstemperatur på vandet giver den største indflydelse på COP værdien. Indflydelsen er på ca. 10 % ved CO_2 og ved en fordampningstemperatur på 20 °C. Overhedningen giver ingen positiv indflydelse på NH_3 . Da en høj indløbstemperatur på vandet forøger overhedningens indflydelse på COP værdien for CO_2 en smule, vil det i denne situation være en oplagt mulighed at indsættes en intern varmeveksler. En høj indløbstemperatur på vandet giver netop muligheden for tilføjelse af en intern varmeveksler. En intern varmeveksler ses i dette projekt som en systemforbedring og vil ikke være med i sammenligningen mellem de to medier. Derimod medregnes den interne varmeveksler som et varmepumpesystem i afsnittet *Sammenligning af varmepumpesystemer, s.63*.

Det skal yderligere bemærkes, at en intern varmeveksler giver en forøgelse i kuldeydelsen for varmepumpen, og dette kan i nogle tilfælde medføre en mindre fordampningstemperatur, hvis en konstant vandtemperatur i fordamperen er ønsket. Dette vil resultere i en reduktion af COP værdien.

Pinch point temperatur

Som Figur 40 og Figur 41 viser, har pinch point temperaturen ikke nogen afgørende betydning for COP værdien. For en pinch point temperatur på 8 °C er tabet i COP på under 10 % for NH_3 i forhold til en pinch point temperatur på 2 °C. For CO_2 er tabet på ca. 15 %. Det er derfor en smule vigtigere at holde pinch point temperaturen nede ved brug af CO_2 , end det er ved brug af NH_3 som medie. Det antages at en optimal COP i forhold til kondensator/gaskøler pris fås ved brug af en pinch point temperatur på 2 °C⁷. Er denne forøget til 4 °C giver det en afvigelse i COP på ca. 5 % for CO_2 og ca. 3 % for NH_3 . Pinch point temperaturen er på grund af den lille betydning, samt den lille forskel i betydning mellem medierne, ikke en parameter der medtages i sammenligningerne.

Isentropisk virkningsgrad

Det ses på Figur 40 og Figur 41 at betydningen af den isentropiske virkningsgrad er ens for begge medier. Dette vil sige, at den samme procentvise ændring i den isentropiske virkningsgrad vil påvirke begge medier lige meget. Studeres bilag D1 kan det ses at dette gør sig gældende uanset ændring i de resterende parametre. I sammenligningen mellem medierne sættes isentropvirkningsgraderne til den samme. Dette gør, at betydningen af isentropvirkningsgraden er den samme for begge medier, og denne variabel vil derfor ikke spille nogen rolle for, hvornår det ene medie er at foretrække frem for det andet. Den isentropiske virkningsgrad vil derfor kun spille en rolle i forhold til størrelsen af COP

⁷ Denne værdi er ifølge Thomas Lund fra Cool partners en realistisk og ofte benyttet værdi.

værdien, og ikke i den indbyrdes forskel. Derfor medtages denne parameter ikke som en betydningsfyld parameter i sammenligningen af medier.

Fordampningstemperatur

Ligeledes minder fordampningstemperaturens indflydelse om hinanden for både CO₂ og NH₃. Dog ses der en forskel ved fordampningstemperaturer omkring de 30 °C. Dette skyldes at det er tæt ved det kritiske punkt for CO₂. Da fordampningstemperaturens indflydelse er stort set ens for de to medier, bliver denne parameter ligeledes negligeret i sammenligningen af de to medier.

Ind- og udløbstemperatur på vandet

Som det kan ses på Figur 40 og Figur 41, har både ind- og udløbstemperatur på vandet forskellig indflydelse på COP værdien for de to medier. Specielt har indløbstemperaturen meget forskellig indflydelsen på COP værdien for de to medier. Derudover ses det på bilag D1 at den mindste udløbstemperatur varierer mere ekstremt for NH₃ ved varierende fordampningstemperatur. Her ses det at den mindste udløbstemperatur har en indflydelse på ca. 15 % ved en fordampningstemperatur på -10 °C, mens den for en fordampningstemperatur på 20 °C har en indflydelse på ca. 40 %. Dette giver en forskel på 25 %. For CO₂ er denne forskel kun på ca. 5 %. Dette gør, at fordampningstemperaturen har en indirekte indvirkning på COP værdien de to medier imellem. Fordampningstemperaturen kan derfor ikke helt negligeres som først antaget.

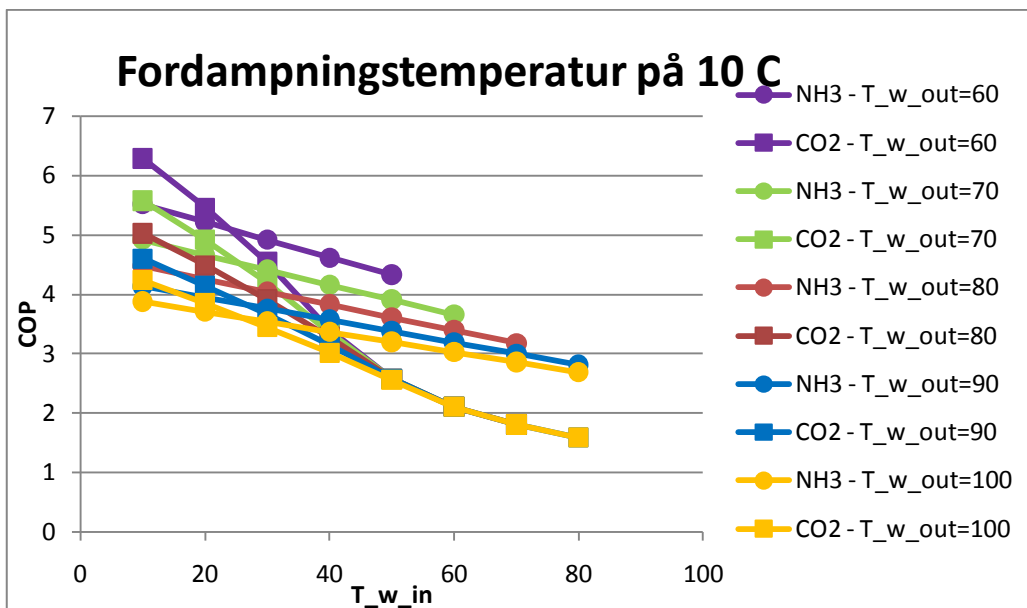
Sammenligning af medier

Ud fra denne analyse er det stort set kun indløbs- og udløbstemperaturer på vandsiden, der har betydning for, hvornår det ene medie er at foretrække frem for det andet. Der varieres dermed på T_{w_out} og T_{w_in} for at se på ændringen i COP værdien. Dette undersøges for nedenstående referencepunkt. Da fordampningstemperaturen også har en betydning, gøres dette for forskellige fordampningstemperaturer.

Variable:	T _{w_out}	T _{w_in}	Eta _s	T _e	T _{pinch}	SH	PL_DS	PL_GC	COP
Referencepkt.1:			0,7	10	2	2	0	0	

Tabel 5: Referencepunkt 1

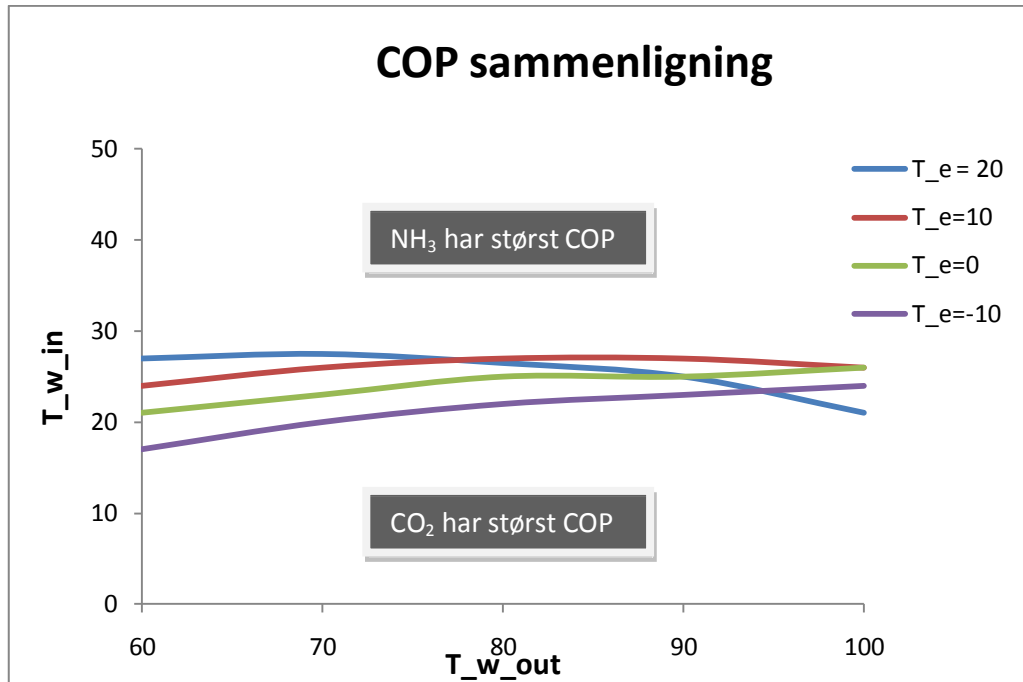
Indløbstemperaturerne varieres i hele intervallet og der kigges på udløbstemperaturer fra 60 °C til 100 °C med spring på 10 °C. Nedenstående graf viser, hvordan COP værdien varierer mht. disse temperaturer for hhv. CO₂ og NH₃.



Figur 42: COP for varierende vandtemperaturer for referencepunkt 1.

De firkantede mærker symboliserer CO₂, hvorimod de runde mærker symboliserer NH₃. Farverne hører parvis sammen og symboliserer hver deres udløbstemperatur på vandsiden. Grafen viser tydeligt, at skæringspunkterne for CO₂ og NH₃ er mellem 24 °C og 28 °C for alle udløbstemperaturer. Dette indikerer, at indløbstemperaturen på vandsiden er den absolut mest bestemmende faktor for, hvorvidt en varmepumpe med CO₂ eller NH₃ giver højest COP værdi. Det ses at CO₂ vil give den højeste COP, hvis indløbstemperaturen er lavere end ca. 24 °C uanset hvilken udløbstemperatur, der ønskes. Udløbstemperaturen har til gengæld indflydelse på størrelsen af COP, hvor en lav udløbstemperatur resulterer i en forholdsvis høj COP. Tilsvarende grafer for de resterende fordampningstemperaturer kan ses i bilag D1.

Som det blev diskuteret i afsnittet *Ind- og udløbstemperatur, s.16*, har fordampningstemperaturen også en indflydelse på COP værdien. Derfor undersøges de to medier for forskellige fordampningstemperaturer. På Figur 43 ses det hvilke vandtemperaturer, der skal til, for at de to medier vil have ens COP ved forskellige fordampningstemperaturer. Det er stadig gældende, at CO₂ vil have bedre COP ved lavere indløbstemperaturer på vandet. Figur 43 er genereret på baggrund af bilag D1.



Figur 43: Oversigt over ens COP for CO₂ og NH₃, for forskellige fordampningstemperaturer

Det ses på Figur 43 at indløbstemperaturen er bestemmende for, hvorvidt CO₂ eller NH₃ har størst COP. Ved en indløbstemperatur på vandet på over 28 °C har NH₃ den største COP uanset fordampningstemperatur og uanset hvor varmt udgangsvand, der ønskes. Dette er en vigtig observation, og den siger meget om styrker og svagheder for CO₂ og NH₃. Det ses ydermere at NH₃ i nogle tilfælde er at foretrække helt ned til en indløbstemperatur på 18 °C. Dette indikerer, at CO₂ kun vil være konkurrencedygtig ved en meget lav indløbstemperatur.

Denne konklusion er dog kun rigtig ud fra et teoretisk synspunkt hvor ettrins varmepumpeanlæg sammenlignes. For at give et mere realistisk billede er det nødvendigt at se på begrænsninger ved de forskellige anlæg og derved sammenligne forskellige anlægstyper. Dette vil blive gjort i afsnittet *Sammenligning af varmepumpesystemer*, s.63.

Sammenligning af varmepumpesystemer

I dette afsnit vil de forskellige anlægstyper, som er beskrevet under afsnittet *Varmepumpetyper*, blive sammenlignet. Dette gøres for at undersøge om andre typer anlæg rent COP mæssigt vil være at foretrække i nogle driftssituationer frem for et simpelt ettrins anlæg.

CO₂ anlægssammenligning

For CO₂ anlæg er der fundet to forskellige anlægstyper, der er brugbare til varmepumper. Ettrins anlæg og ettrins anlæg med intern varmeveksler.

Figur 44 viser de to anlægstypers COP værdier samt forskellen i anlæggenes COP værdier i procent. Figuren er genereret ud fra en fordampningstemperatur på 10 °C. For skemaer ved andre fordampningstemperaturer se bilag D2.

Varmepumpesystemer	Driftsforhold
Ettrins CO ₂ anlæg	Overhedning: 2 °C
Ettrins CO ₂ anlæg med intern varmeveksler	Pinch point temperatur: 2 °C
Procentafvigelse mellem anlæg	Isentropisk virkningsgrad: 0,7

Tabel 6: Farveindikation af varmepumpesystemer

T _{w_out}	60		70		80		90		100	
T _{w_in}										
10	6,29		5,58		5,03		4,6		4,24	
	6,29	0	5,58	0	5,03	0	4,6	0	4,24	0
20	5,46		4,92		4,49		4,14		3,85	
	5,58	2,2	5,05	2,6	4,62	2,9	4,27	3,1	3,97	3,1
30	4,55		4,21		3,92		3,67		3,45	
	4,73	4,0	4,41	4,8	4,13	5,4	3,88	5,7	3,67	6,4
40	3,41		3,37		3,28		3,15		3,02	
	3,59	5,3	3,58	6,2	3,51	7,0	3,41	8,3	3,29	8,9
50	2,58		2,58		2,58		2,58		2,56	
	2,83	9,7	2,83	9,7	2,83	9,7	2,83	9,7	2,82	10,2
60	---		2,11		2,11		2,11		2,11	
	---	---	2,41	14,2	2,41	14,2	2,41	14,2	2,41	14,2
70	---		---		1,81		1,81		1,81	
	---	---	---	---	2,15	18,8	2,15	18,8	2,15	18,8
80	---		---		---		1,59		1,59	
	---	---	---	---	---	---	1,97	23,9	1,97	23,9

Figur 44: Viser COP værdier for CO₂ anlæg, CO₂ anlæg med internvarmeveksler og den procentvise afvigelse mellem disse to anlægsoptillinger. Figuren er lavet med en fordampningstemperatur på 10 °C.

Som det ses på Figur 44 og på bilag D2, er der forbedringsmuligheder ved brug af en intern varmeveksler. Som figuren viser, er det specielt ved høj indløbstemperatur på vandet, at en internvarmeveksler giver højest bidrag til COP værdien. Dette er grundet, at højtrykssiden kan afgive energien fra indløbstemperaturen og ned til fordampningstemperaturen. Jo

større dette temperaturspænd er, jo mere overhedning kan der genereres. Det ses også at overhedningen har klart størst betydning ved en høj fordampningstemperatur. Dette gælder selvom overhedningen ikke er lige så stor som ved lav fordampningstemperatur. At overhedningen har størst betydning ved høj fordampningstemperatur stemmer overens med, hvad der blev vist i afsnittet *Sammenligning af medier*, s.56.

Det ses også, at tilhørende de driftsforhold, hvor CO₂ og NH₃ anlæg har lige stor COP værdi er der ca. 2-6 % forbedringspotentiale på CO₂ anlægget. Ved at forskyde CO₂ graferne i Figur 42 op med ca. 5 % vil dette resultere i, at skæringspunktets forskydning maksimalt vil blive 5 grader højere. Et CO₂ anlæg med intern varmeveksler ændrer derfor ikke CO₂'s konkurrencedygtighed væsentligt i forhold til NH₃.

Der skal dog gøres opmærksom på, at det i mange af driftssituationerne ikke er muligt at generere så meget overhedning. Hvis der sammenlignes med, hvad afgangstemperaturen er ved maksimaldrift for NH₃ stempelkompressorer, så overskrides denne maksimaltemperatur på 150 °C, ved en overhedning på ca. 40 °C for alle fordampningstemperaturerne for CO₂. Hvis overhedningen holdes på maksimalt 40 °C, ses det maksimale forbedringspotentiale for CO₂ anlægget ved brug af internvarmeveksler på Figur 45.

Fordampningstemperatur	Maksimalt forbedringspotentiale
20 °C	Ca. 20 %
10 °C	Ca. 10 %
0 °C	Ca. 5 %
-10 °C	Ca. 3 %

Figur 45: Viser maksimalt forbedringspotentiale ved brug af internvarmeveksler når afgangstemperaturen på CO₂ holdes under 150 C.

NH₃ anlægssammenligning

For NH₃ anlæg er der i afsnittet *Varmepumpetyper*, s.45 fundet seks forskellige anlægskonstellationer, der er brugbare til varmepumper. Disse er

- Ettrins NH₃ med stempelkompressor
- Ettrins NH₃ med olieølet single skruekompressor
- Ettrins NH₃ med olieølet single skruekompressor og economizer
- Totrins NH₃ med åben mellemkøler samt stempelkompressorer i begge trin
- Totrins NH₃ med lukket mellemkøler samt stempelkompressorer i begge trin
- Totrins NH₃ med åben mellemkøler samt olieølet single-skruekompressor i øverste trin samt stempelkompressor i nederste trin

I denne sammenligning af varmepumpetyperne laves sammenligningen uden begrænsninger. Dette gør, at systemerne opretholder det teoretiske aspekt. Da en skruekompressor benytter sig af olieøling, er det nødvendigt at estimere en afgangstemperatur, der fremkommer pga. olieølingen. En estimering af

afgangstemperaturen vil konkretisere analysen hvilket ikke ønskes i denne analyse. En estimering af afgangstemperaturen vil derfor ikke blive foretaget i denne analyse, og skruekompressoren vil derfor teoretisk set operere som en stempelkompressor. Skruekompressoren med en estimeret afgangstemperatur vil blive behandlet senere i afsnittet *Varmepumpesystemer med begrænsninger*, s.67.

Ydermere analyseres varmepumpesystemet bestående af et tottrins anlæg uden nogen mellemkøler eller economizer. Sammenligningen laves for at se hvor stor en indflydelse det har, at benytte to trin frem for et enkelt. Der benyttes her samme isentropiske virkningsgrad i ettrins anlægget som i begge trin i tottrins anlægget. Tottrins anlægget laves så det har samme trykforholdet i begge trin. Der fastsættes derfor et mellemtryk i stedet for at optimere efter bedste COP værdi. Dette er grundet, at COP værdien for et tottrins anlæg uden nogen mellemkøling vil være lavere end et ettrins anlæg, og en optimering af COP værdien vil derved medføre at tottrins anlægget vil operere på præcis samme måde som et ettrins anlæg.

Der er derved 5 forskellige anlægstyper for NH₃, der ønskes sammenlignet. Tabel 7 viser de fem anlægstyper og tilhørende driftsforhold, som er blevet benyttet til generering af Figur 46 og Figur 47 samt bilag D2.

Varmepumpesystemer	Driftsforhold
Ettrin NH₃	Overhedning, 2 °C
Ettrin NH₃ med economizer	Isentropisk virkningsgrad, 0,7
Tottrin NH₃	Pinch point temperatur, 2 °C
Tottrin NH₃ med åben mellemkøler	Mellemkøling til 2 °C overhedning
Tottrin NH₃ med lukket mellemkøler	

Tabel 7: Viser de varmepumpesystemer samt driftsforhold, der er benyttet i analysen af varmepumpetyper for NH₃.

T_w_out T_w_in	60	70	80	90	100
10	5,52	4,92	4,48	4,14	3,88
	5,40 5,52	4,80 4,92	4,37 4,48	4,04 4,14	3,78 3,88
	5,52 ---	4,92 ---	4,48 ---	4,14 ---	3,88 ---
20	5,22	4,66	4,26	3,95	3,71
	5,11 5,24	4,55 4,68	4,15 4,27	3,85 3,96	3,61 3,72
	5,22 5,22	4,67 4,67	4,26 4,26	3,96 3,96	3,72 3,72
30	4,92	4,41	4,04	3,76	3,54
	4,81 4,97	4,31 4,45	3,94 4,07	3,66 3,79	3,45 3,56
	4,94 4,94	4,42 4,42	4,05 4,05	3,77 3,76	3,54 3,54
40	4,62	4,16	3,83	3,57	3,37
	4,51 4,71	4,06 4,23	3,73 3,88	3,48 3,62	3,28 3,41
	4,69 4,68	4,20 4,20	3,85 3,85	3,59 3,59	3,39 3,38
50	4,33	3,91	3,61	3,38	3,20
	4,22 4,47	3,81 4,02	3,51 3,70	3,29 3,46	3,11 3,27
	4,47 4,46	4,00 3,99	3,67 3,67	3,43 3,42	3,24 3,23
60	---	3,66	3,40	3,19	3,03
	---	3,56 3,82	3,30 3,53	3,10 3,30	2,95 3,12
	---	3,83 3,81	3,51 3,50	3,27 3,27	3,10 3,09
70	---	---	3,18	3,00	2,86
	---	---	3,09 3,35	2,92 3,15	2,78 2,99
	---	---	3,36 3,34	3,13 3,12	2,96 2,95
80	---	---	---	2,81	2,69
	---	---	---	2,73 3,00	2,61 2,85
	---	---	---	3,00 2,98	2,83 2,82

Figur 46: Tabellen viser COP værdien for de forskellige anlægstyper med indløbstemperaturer på vandet liggende i intervallet [10;80] og udløbstemperaturer liggende i intervallet [60;100]. Fordampningstemperaturen er 10 °C.

T_w_out	60		70		80		90		100	
T_w_in										
10	5,52		4,92		4,48		4,14		3,88	
	-2,1	0,1	-2,4	-0,1	-2,5	-0,1	-2,5	0,1	-2,6	0,1
	0,0	---	0,0	---	0,0	---	0,0	---	0,0	---
20	5,22		4,66		4,26		3,95		3,71	
	-2,2	0,3	-2,3	0,3	-2,5	0,2	-2,5	0,3	-2,6	0,2
	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0	0,1	0,1	0,2	0,1	0,2
30	4,92		4,41		4,04		3,76		3,54	
	-2,3	1,0	-2,4	0,8	-2,5	0,8	-2,6	0,7	-2,6	0,6
	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
40	4,62		4,16		3,83		3,57		3,37	
	-2,3	2,0	-2,5	1,7	-2,7	1,4	-2,6	1,3	-2,7	1,2
	1,5	1,3	1,0	0,8	0,6	0,4	0,5	0,4	0,4	0,4
50	4,33		3,91		3,61		3,38		3,20	
	-2,6	3,3	-2,6	2,9	-2,7	2,5	-2,7	2,3	-2,7	2,1
	3,3	2,9	2,4	2,1	1,7	1,5	1,4	1,2	1,1	1,0
60	---		3,66		3,40		3,19		3,03	
	---	---	-2,7	4,5	-2,9	3,7	-2,8	3,4	-2,8	3,1
	---	---	4,5	4,1	3,1	2,9	2,6	2,4	2,1	1,9
70	---		---		3,18		3,00		2,86	
	---	---	---	---	-2,9	5,4	-2,8	4,9	-2,9	4,4
	---	---	---	---	5,5	5,1	4,3	4,0	3,5	3,3
80	---		---		---		2,81		2,69	
	---	---	---	---	---	---	-3,0	6,6	-3,0	5,9
	---	---	---	---	---	---	6,6	6,2	5,3	4,9

Figur 47: Tabellen viser ændringen i COP værdien i procent ved brug af andre typer anlæg end ettrins anlægget. Ettrins anlægget er vist med COP værdien og de andre typer er vist med ændringen i procent fra ettrins anlæggets COP værdi.

Som det ses på Figur 46 og Figur 47 for NH₃ varmepumper med en fordampningstemperatur på 10 °C, samt i bilag D2 for varmepumper med fordampningstemperaturer i intervallet [-10;20], er der ikke de store forskelle på COP værdier ved brugen af de forskellige varmepumpesystemer.

Det ses at der for tottrins anlægget uden nogen mellemkøler er ca. 2,5-3 % forringelse af COP værdien set i forhold til ettrins anlægget. Disse procentsatser er stort set uændrede ved forskellige driftsforhold. Disse procentsatser vil ændres ved ændring i den isentropiske virkningsgrad. Med en isentropisk virkningsgrad på 1 vil et- og tottrins anlæggene have samme COP værdi. Forskellen på de to anlægstyper er grundet i, at komprimeringen i det andet trin i tottrins anlægget udføres fra en højere entropilinje. Da entropilinjerne har lavere hældning i et log(p)h-diagram ved højere entropi, giver dette en større enthalpiforskel for komprimeringen.

En anden ting, der er bemærkelsesværdig, er, at der altid enten er den samme eller en højere COP værdi for tottrins anlægget med åben mellemkøler end for tottrins anlægget med lukket mellemkøler. På baggrund af denne observation og at det generelt kræver mere at

lave en lukket mellemkøler (en ekstra intern varmeveksler), vil det derfor være at foretrække et anlæg med en åben mellemkøler for varmepumper tilhørende de driftsforhold, der undersøges i denne rapport.

Det kan også ses, at et ettrins anlæg med economizer i næsten alle situationer har en bedre COP end et totrins anlæg med mellemkøler. Denne forbedring er dog højst på en procent. Dette medfører dog ikke, at totrins anlægget ikke vil være at foretrække i nogle tilfælde. En economizer kan kun benyttes i en skruekompressor, og derfor vil der være andre tab i form af olieøgningen, som ikke er taget med i denne analyse. Derudover er en economizer en fast placeret del af skruekompressoren. Placeringen af economizeren er indbygget i skruekompressoren efter en bestemt del af komprimeringen, alt efter hvad producenten af kompressoren har valgt. Dette er derfor ikke nødvendigvis i det mest optimale sted for varmepumpesystemet. Dette medfører, at denne COP værdi for economizeren er hvad der maksimalt kan produceres ved brug af economizer.

Yderligere ses det i Figur 47 samt på bilag D2, at forbedringen i COP værdien for et totrins anlæg med åben mellemkøler frem for et almindelig ettrins anlæg er afhængig af tre ting. Temperaturforskellen mellem brugsvandets ind og udløbstemperatur, fordampningstemperaturen samt vandets udløbstemperatur. Det ses, at der kun vil være en forbedring i COP værdien hvis temperaturforskellen på vandet er 30 °C eller mindre. Denne forbedring i COP værdien vil yderligere først være mærkbar ved en temperaturforskel på 20 °C eller mindre. Her ses det, at en 5 % forbedring i COP er opnåelig for mange situationer i dette område.

Det er ikke meget, det er muligt at forbedre COP værdien ved at gå fra et ettrins anlæg til et totrins anlæg. Det vil altid være afhængigt af merprisen for et anlæg, hvorvidt det kan betale sig med et ettrins eller et totrins anlæg. Da forbedringen af COP værdien er så lille, virker det meget usandsynligt, at et totrins anlæg vælges pga., at det bedre kan betale sig rent økonomisk. Det vil derfor nærmere være, hvad der kan lade sig gøre, der er bestemmende for hvilken anlægstype der er at foretrække.

Varmepumpesystemer med begrænsninger

Der er på nuværende tidspunkt to store barrierer for NH₃ varmepumper. Stempelkompressorerne er endnu ikke produceret til kondenseringstemperaturer over 80 °C, og afgangstemperaturen for både skrue- og stempelkompressor må ikke blive for høj pga. olie, ventiler o.l. I dette afsnit vil de forskellige systemer blive sammenlignet, hvor der sættes en begrænsning på afgangstemperaturen. Dette vil beskrive potentialet for NH₃, hvis kompressorerne bliver designet til de rigtige driftsforhold, og det derved kun er afgangstemperaturen der udgør en barriere. Dette undersøges for en maksimal afgangstemperatur på 150 °C. Afgangstemperaturen på 150 °C er valgt, da dette ca. er hvad afgangstemperaturen må være ved de stempelkompressor der er undersøgt i dette projekt. Yderligere vil begrænsningen på afgangstemperaturen blive undersøgt for en maksimal afgangstemperatur på 180 °C, for at finde ud af, hvor stor en barriere de 150 °C

udgør for en varmepumpe. Hvis der er meget at vinde på COP værdien er det måske et område, hvor det kan betale sig at forske.

Yderligere undersøges single skrue kompressoren for den maksimalt højeste afgangstemperatur styret af olien på 118,3 °C, da dette er den grænse Vilter har sat på deres single skruekompressor. Effekten af at sætte denne temperatur op til 130 °C undersøge også for at se hvor stor denne barriere er.

Varmepumpesystemer	Driftsforhold
Ettrins NH ₃	Overhedning, 2 °C
Tottrins NH ₃ med max afg. 150 °C	Pinch point temperatur, 2 °C
Tottrins NH ₃ med max afg. 180 °C	Isentropisk virkningsgrad, 0,7
Ettrins NH ₃ med max olie temp 118,3 °C	Mellemkøling til 2 °C overhedning
Ettrins NH ₃ med max olie temp 130 °C	

Tabel 8: Udvalgte varmepumpesystemer med begrænsninger

T_w_out	60		70		80		90		100	
T_w_in										
10	5,52		4,92		4,48		4,14		3,88	
	0,0	0,5	-0,7	-0,1	-3,0	-0,1	-6,0	-0,9	-9,7	-2,8
	-2,9	-1,1	-5,7	-4,1	-8,3	-6,3	-10,4	-8,5	-12,6	-10,3
20	5,22		4,66		4,26		3,95		3,71	
	0,1	0,1	-0,3	0,1	-2,2	0,0	-4,9	-0,7	-8,3	-2,2
	-2,7	-1,3	-4,9	-3,4	-7,3	-5,9	-9,4	-7,6	-11,6	-9,4
30	4,92		4,41		4,04		3,76		3,54	
	0,4	0,4	0,2	0,2	-1,1	0,2	-3,6	-0,2	-6,8	-1,4
	-2,2	-1,2	-4,3	-3,2	-6,4	-5,0	-8,5	-6,9	-10,5	-8,8
40	4,62		4,16		3,83		3,57		3,37	
	1,5	1,5	1,0	1,0	-0,1	0,6	-2,0	0,4	-5,0	-0,5
	-1,7	-1,1	-3,4	-2,6	-5,5	-4,4	-7,3	-5,9	-9,2	-7,7
50	4,33		3,91		3,61		3,38		3,20	
	3,3	3,3	2,4	2,4	1,5	1,7	-0,3	1,4	-3,0	0,6
	-1,2	-0,7	-2,6	-1,8	-4,2	-3,3	-6,2	-5,0	-8,1	-6,6
60			3,66		3,40		3,19		3,03	
			4,5	4,5	3,1	3,1	1,7	2,6	-0,9	2,0
			-1,4	-1,1	-3,2	-2,6	-4,7	-4,1	-6,6	-5,6
70					3,18		3,00		2,86	
					5,5	5,5	4,0	4,3	1,5	3,5
					-1,6	-1,3	-3,3	-2,7	-5,2	-4,2
80							2,81		2,69	
							6,5	6,6	4,2	5,3
							-1,8	-1,4	-3,7	-3,0

Figur 48: Tabellen viser ændringen i COP værdien i procent ved brug af andre typer anlæg med begrænset afgangstemperatur. Ettrins anlægget er vist med COP værdien og de andre typer er vist med ændringen i procent fra ettrins anlæggets COP værdi. Dette er for en fordampningstemperatur på 10 °C.

Som det ses i Figur 48 er der i langt de fleste situationer ikke den store forskel på om afgangstemperaturens begrænsninger ligger på 150 °C eller 180 °C for stempelkompressoren. Det er kun i de situationer, hvor T_{ud} er høj, og T_{ind} er lav. En høj udløbstemperatur og en lav indløbstemperatur på vandet vil resultere i et forholdsvis højt kondenseringstryk, hvilket vil resultere i en høj afgangstemperatur. Hvor høj T_{ud} og T_{ind} skal være, før en begrænsning på afgangstemperaturen på 180 °C er en fordel frem for en begrænsning på 150 °C, kommer an på fordampningstemperaturen. Ved en fordampningstemperatur på 10 °C skal T_{ud} være på 80 °C eller derover, og T_{ind} skal være på ca. 40 °C eller derunder. Ved at studere bilag D3 ses det, at en forøgelse af fordampningstemperaturen på 10 °C resulterer i, at T_{ud} også skal være 10 °C højere, før en forskel kan observeres mellem begrænsninger på hhv. 150 °C og 180 °C. T_{ind} forholder sig nogenlunde konstant uanset hvilken fordampningstemperatur, der benyttes.

Det kan også ses, at det er meget begrænset, hvad en stigning i afgangstemperaturen fra 118,3 °C til 130 °C for skruekompressoren giver i forbedret COP værdi. Som det ses er det kun i meget få situationer, hvor denne forbedring overstiger 2 %. Dette kan muligvis forklare det manglende incitament, der er fra Vilters side, for at forøge denne afgangstemperatur.

Derudover kan det ses, at der ca. er 4-7 % forbedring i COP værdi ved brug af tottrins anlæg med en maksimal afgangstemperatur på 150 °C, i forhold til brug af en skruekompressor med 118,3 °C som maksimal afgangstemperatur.

Det kan derfor konkluderes, at det baseret på COP værdi er bedre at benytte tottrins anlæg med stempelkompressorer som system. Der er dog flere aspekter, der kan afgøre om valget skal falde på tottrins anlæg med stempelkompressorer eller ettrins anlæg med skruekompressor. Her kan nævnes blandt andet anlægspris, kapacitet af anlægget, virkningsgrader for kompressor og støj.

Som det fremgår af denne analyse, vil en produktion af stempelkompressorer, der stadig overholder nutidens begrænsning på afgangstemperatur på 150 °C give varmepumpeindustrien mulighed for at lave NH_3 varmepumper der kan klare næsten alle behov for opvarmning af vand i intervallet med udløbstemperatur på [60;100] °C ved fordampningstemperaturer, der ligger i intervallet [-10;50] °C. Det er dog nødvendigt i denne sammenhæng at tage højde for kapacitetsstyringen. Som det fremgår af afsnittet *Kapacitetsregulering, s.42*, ændres stempelkompressorernes isentropvirkningsgrad ved udkobling af stempler. Det er derfor nødvendigt at tage højde for, at afgangstemperaturen i lav kapacitetsdrift ikke overstiger 150 °C i designet, og derved sætter dette en lavere begrænsning på afgangstemperaturen ved fuld drift. Det kunne derfor være interessant at lave højtryk stempelkompressorer, der kun er kapacitetsstyret af en frekvensomformer, da denne ikke har samme negative indflydelse på isentropvirkningsgraden. Se eventuelt afsnittet *Kapacitetsregulering, s.42* for nærmere forklaring.

Denne analyse er lavet med en isentropisk virkningsgrad på 0,7. I kompressorafsnittet blev det for stempelkompressorer fundet muligt at få isentropiske virkningsgrader på minimum

0,85. Dette gør, at afgangstemperaturen bliver mindre afgørende end vist i denne analyse. Det vurderes derfor som muligt med den nuværende teknologi at designe stempelkompressorer til varmepumpeindustrien så det er muligt at levere varmt vand i intervallet [60;100] °C.

Sammenligning af tilgængelige varmepumpesystemer

I dette afsnit vil de eksisterende muligheder for varmepumper blive sammenlignet. Da der er begrænsninger på kompressorerne er det i nogle tilfælde ikke muligt at varme vand til en bestemt temperatur med ét varmepumpesystem, hvorimod det er muligt med et andet. Derfor sammenlignes forskellige varmepumpesystemer hvor begrænsninger og realistiske virkningsgrader fra eksisterende kompressorer indgår.

I dette afsnit vil der blive kigget på COP-system, da det er interessant, hvor meget energi det samlede system bruger på at producere varme. Derfor medregnes varmetab samt motorvirkningsgrad i en samlet effektiv virkningsgrad. Udregninger af COP-system er foretaget i tilhørende EES-programmer. Disse EES-programmer er vedlagt på bilag MS-1-3, og en nærmere forklaring kan findes i Bilag C. Der er i programmerne indsat driftsbetingelserne fra Tabel 1. Farverne under varmepumpesystemer i Tabel 9, benyttes til at kende forskel på de forskellige varmepumpesystemer senere i afsnittet.

Varmepumpesystemer	Driftsbetingelser
Ettrins NH ₃ med Vilters single skruekompressor	$\eta_s = 0,88, \eta_e = 0,65$ max trykdifferens er 41,4 bar max olietemperatur er 118,3 °C øvrige driftsgrænser på Figur 22
Ettrins NH ₃ med Sabroe højtryk stempelkompressor	$\eta_s = 0,85, \eta_e = 0,78$ øvrige driftsgrænser på Figur 16
Tottrins NH ₃ med Vilters single skruekompressor og alm. stempelkompressor i bund samt åben mellemkøler	Nederste trin: $\eta_s = 0,85, \eta_e = 0,74$ øvrige driftsgrænser på Figur 14 Øverste trin: $\eta_s = 0,88, \eta_e = 0,65$ øvrige driftsgrænser på Figur 22
Tottrins NH ₃ med Sabroe højtryk stempelkompressor i top og alm. stempelkompressor i bund samt åben mellemkøler	Nederste trin: $\eta_s = 0,85, \eta_e = 0,74$ øvrige driftsgrænser på Figur 14 Øverste trin: $\eta_s = 0,85, \eta_e = 0,78$ øvrige driftsgrænser på Figur 16
Ettrins CO ₂	$\eta_s = 0,65, \eta_e = 0,63$ øvrige driftsgrænser på Figur 12

Tabel 9: Udvalgte varmepumpesystemer til sammenligning for nutidens varmepumpemarked

COP-system værdier er blevet udregnet for følgende intervaller og setpunkter

- Fordampningstemperatur = [-10;40]
- Indløbstemperatur på brugsvand = [10;80]
- udløbstemperatur på brugsvand = [60;100]
- Pinch point temperatur = 2 °C
- Overhedning = 2 °C

Figur 49 viser de udregnede COP-system værdier for en fordampningstemperatur på 10 °C. Tabeller for de resterende fordampningstemperaturer kan findes bilag D4.

T_e = 10

T _{w_in} \T _{w_out}	60		70		80		90		100	
10		5,44		4,86		4,28		---		---
	5,76	4,79	5,13	4,12	4,64	3,63	4,25	3,26	3,45	---
	5,83	4,85	5,16	4,29	---	3,82	---	3,41	---	3,09
20		5,27		4,71		4,07		---		---
	5,01	4,53	4,54	3,92	4,15	3,48	3,84	3,13	3,08	---
	5,52	4,69	4,9	4,14	---	3,71	---	3,32	---	3,01
30		5,1		4,55		---		---		---
	4,18	4,28	3,88	3,73	3,62	3,32	3,39	3,01	2,7	---
	5,23	4,53	4,64	4	---	3,59	---	3,23	---	2,94
40		4,92		4,38		---		---		---
	3,13	4,03	3,12	3,54	3,03	3,17	2,89	2,88	2,31	---
	4,91	4,38	---	3,86	---	3,48	---	3,14	---	2,87
50		4,72		4,2		---		---		---
	2,39	3,79	2,39	3,35	2,39	3,02	2,32	---	1,93	---
	4,6	4,25	---	3,73	---	3,37	---	3,06	---	2,79
60		---		4,02		---		---		---
	---	---	1,75	3,16	1,75	2,87	1,74	---	1,54	---
	---	---	---	3,62	---	3,26	---	2,97	---	2,72
70		---		---		---		---		---
	---	---	---	---	1,19	2,71	1,19	---	1,16	---
	---	---	---	---	---	3,16	---	2,88	---	2,64
80		---		---		---		---		---
	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	---	---	---	---	---	---	---	2,78	---	2,56

Figur 49: COP-system værdier for tilgængelige varmepumpesystemer med en fordampningstemperatur på 10 °C

Farven i venstre hjørne af hver rubrik indikerer farven på det varmepumpesystem, der har højest COP-system værdi i denne rubrik. Tre streger i et felt betyder, at det ved brug af de tilhørende EES programmer ikke er muligt at lave en varmepumpe af denne type, der leverer de ønskede vandtemperaturer. Man skal dog være opmærksom på, at det i nogle tilfælde er muligt at lave en varmepumpe til disse vandtemperaturer ved afgive mindre entalpi i kondensator/gaskølerenheden. Dette vil dog gå stærkt ud over COP værdien. Der vil i disse situationer være et potentiale for at konstruere en kompressor, der kan levere de ønskede driftsgrænser.

Generelt ses det på Figur 49 samt de resterende figurer på bilag MS-1-1-5, at NH₃ varmepumper der benytter stempelkompressorer er at foretrække i de tilfælde, hvor driftsgrænserne er overholdt. Dette skyldes en højere effektiv virkningsgrad end for Vilters single skruekompressor. Dog er der nogle tilfælde ved lave indløbstemperaturer, hvor CO₂ er konkurrencedygtig med NH₃ stempelkompressorerne.

Det ses yderligere på Figur 49 samt de resterende figurer på bilag MS-1-1-5, at tottrins varmepumpen med en Vilters single skruekompressor i øverste trin altid har bedre COP-system værdi end en ettrins Vilters single skruekompressor. Dette skyldes, at der bliver benyttet en stempelkompressor i nederste trin, og da denne har højere effektiv virkningsgrad, vil tottrins varmepumpen kunne opnå en bedre COP-system.

forbedringen for en tottrins single skruekompressor er på ca. 5-10 % i forhold til en ettrins single skruekompressor.

På Figur 49 ses der eksempler på, at tottrins anlæg foretrækkes frem for ettrins anlæg i nogle driftssituationer. Dette er dog ikke ensbetydende med, at ettrins varmepumper ikke er interessante i disse situationer. De kan både være billigere i anskaffelsespris, være nemmere at vedligeholde, være nemmere at styre, fylde mindre osv. Dette kan i nogle tilfælde opveje en mindre COP-system værdi. Da der er mange forskellige faktorer, der har indflydelse på hvilket varmepumpesystem, der skal vælges, er det umuligt at give en endelig generel løsning.

Varmepumper, der benytter Johnson Controls højtryks stempelkompressor, er dog altid at foretrække på grund af en høj COP-system værdi. Dog er begrænsningerne på denne kompressortype årsag til, at det kun er i små intervaller det kan lade sig gøre at producere brugsvand med denne type kompressor. Da denne kompressortype er at foretrække i de intervaller, hvor den kan levere brugsvand, ville der være et potentiale i at udvikle denne type kompressor til flere driftsforhold.

Ved lave indløbstemperaturer på brugsvandet ses det på Figur 49 at varmepumper med CO₂ som medie er at foretrække frem for NH₃ varmepumper, der benytter en Vilter single skruekompressor. Dette stemmer over ens med den første analyse på Figur 42, hvor det blev fundet, at CO₂ er fordelagtig ved lave indløbstemperaturer på brugsvandet. Ved høje udløbstemperaturer på brugsvandet ses det yderligere, at en ettrins varmepumpe med CO₂ vil være det foretrukne varmepumpesystem. Dette skyldes, at Johnson Controls' højtryks stempelkompressor ikke kan levere varmt vand ved disse temperaturer. Som tidligere nævnt, er en ettrins CO₂ varmepumpe meget fleksibel i den forstand, at den kan levere vand ved stort set alle temperaturer. Dog vil der være tilfælde, hvor begrænsningen på maksimaltrykket på 130 bar vil give en lavere COP-system end der er teoretisk opnåelig. Disse punkter er på Figur 49 markeret med røde understreger.

Ved indløbstemperaturer på 30 °C eller derover ses det dog at Vilters single skruekompressor begynder at give bedre COP-system værdier end varmepumper med CO₂ som medie. Den vil dog kun være den foretrukne kompressor ved de temperaturer, hvor Johnsons højtryks stempelkompressor ikke kan levere varmt vand. Dette skyldes at motorvirkningsgraden er enormt lav for Vilters single skruekompressor.

Figur 50 viser COP-system værdierne for en fordampningstemperatur på 20 °C. Det ses i denne tabel at CO₂ ikke længere kan levere varmt vand. Dette skyldes en begrænsning på fordampningstemperaturen på 15 °C for den åbne semi-hermetiske stempelkompressor, som er benyttet til en CO₂ varmepumpe. Yderligere ses det, at det for en indløbstemperatur på vandet på 20 °C ikke er muligt at lave tottrins varmepumper. For disse indløbstemperaturer foretrækkes en ettrins varmepumpe med en højtryks stempelkompressor da den har en højere effektiv virkningsgrad. En single skruekompressor kan dog levere vand i et større interval og foretrækkes derfor, når udløbstemperaturen bliver højere end 70 °C.

		T _e = 20									
T _{w_in} \T _{w_out}		60		70		80		90		100	
20	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	7,04	5,82	6,02	4,91	4,22	3,71	---	---	---	---	---
30	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	6,64	5,49	5,7	5,39	4,64	4,02	3,55	3,77	---	3,37	---
40	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	6,23	5,16	5,37	4,38	4,66	3,82	3,39	3,65	---	---	3,27
50	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	5,82	4,82	5,04	4,12	4,5	3,62	3,23	3,54	---	---	3,18
60	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	---	---	---	3,87	4,34	3,42	3,08	3,42	---	---	3,08
70	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	---	---	---	---	---	3,22	---	---	---	---	---
80	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

Figur 50: COP-system værdier for tilgængelige varmepumpesystemer med en fordampningstemperatur på 20 °C

I bilag D4 ses det at det for fordampningstemperaturer højere end 25 °C ikke kan lade sig gøre at lave tottrins varmepumper til nogle brugsvandstemperaturer. Dette skyldes at trykforholdene bliver meget små for de enkelte trin, og at driftsgrænserne derved bliver overskredet for kompressorerne. I disse situationer er en ettrins NH₃ varmepumpe med en højtryks stempelkompressor at foretrække. Denne kompressor kan dog kun levere varmt vand under 70 °C, så derfor er en ettrins NH₃ varmepumpe med en single skruekompressor den eneste brugbare løsningsmulighed ved højere vandtemperaturer. Det skal dog bemærkes, at denne kompressortype kun kan levere relativt høje kapaciteter. Hvis et anlæg med forholdsvis lille kapacitet ønskes kan det derfor være nødvendigt at benytte en højtryks stempelkompressor og gå på kompromis med COP værdien, som det er beskrevet tidligere i dette afsnit. I stedet for at gå på kompromis med COP værdien vil en mulighed være at opvarme brugsvandet så meget som muligt via varmepumpen med en højtryks stempelkompressor for derefter at varme vandet yderligere via en anden energikilde – eksempelvis via naturgasafbrænding.

Det vil også være en mulighed at kombinere forskellige anlægstyper. Hvis vand eksempelvis ønskes opvarmet fra 10 °C til 90 °C, kan det være en mulighed at opvarme vandet fra 10 °C til 60 °C med et Totrins NH₃ med Sabroe højtryk stempelkompressor i øverste trin og alm. stempelkompressor i nederste trin samt åben mellemkøler, for derefter at opvarme vandet fra 60 °C til 90 °C med et Totrins NH₃ med Vilters single skruekompressor i top og alm. stempelkompressor i bund samt åben mellemkøler. Der vil også være mulighed for at opvarme vandet til 80 °C, for derefter at benytte en anden varmeteknologi end en varmepumpe. Det vil dog nok kun være i tilfælde, hvor der er et stort varmeforbrug, at det kan betale sig at spekulere i en kombination af flere anlægstyper, da dette vil sætte

anskaffelsesprisen betydeligt i vejret. Derudover vil det være mere pladskrævende og kræve et større vedligeholdelsesarbejde.

Konklusion af analyse

Indløbstemperaturen på brugsvandet er den mest afgørende faktor for, hvorvidt CO₂ eller NH₃ er at foretrække som medie i en varmepumpe. Med indløbstemperaturer på brugsvandet mellem 18 °C og 28 °C vil de teoretisk opnåelige COP værdier for de to medier være stort set identiske alt efter fordampningstemperaturen for varmepumpen. Ved lavere indløbstemperaturer vil CO₂ kunne opnå bedre COP værdier end NH₃. Ved højere indløbstemperaturer vil NH₃ kunne opnå bedre COP værdier end CO₂.

En intern varmeveksler er for varmepumper med CO₂ som medie en oplagt anlægsforbedring. Forbedringspotentialer i forhold til COP værdien for en intern varmeveksler er størst ved en høj fordampningstemperatur og en høj indløbstemperatur på brugsvandet. Denne forbedring af et CO₂ anlæg vil dog kun rykke krydspunkterne for hvornår CO₂ foretrækkes som medie frem for NH₃, forholdsvis lidt. Dette skyldes, at NH₃ rent COP mæssigt er et meget bedre medie end CO₂ i de områder, hvor en intern varmeveksler har en stor forbedring på COP værdien for CO₂.

Forskellige variationer af varmepumpesystemer med NH₃ som medie viser ikke nogen mærkbar forbedring i COP værdien i forhold til et simpelt ettrins anlæg. Specielt ved indløbstemperaturer på 18 °C til 28 °C er forbedringspotentialer forsvindende lille ved andre anlægstyper. Andre anlægstyper gør derved ikke NH₃ mere konkurrencedygtigt, men disse anlægstyper er nødvendige for at kunne producere brugsvand i de ønskede temperaturer.

Afgangstemperaturen efter kompressoren er en af de afgørende begrænsninger i et NH₃ varmepumpeanlæg. Hvis begrænsningen på afgangstemperaturen bliver mindsket, vil det dog i de fleste tilfælde ikke resultere i en synderligt bedre COP. De eksisterende begrænsninger vurderes derfor ikke som en stor barriere for de opnåelige COP værdier, men nærmere som en begrænsning for hvilke anlægstyper der er mulige at konstruere.

På grund af en langt højere effektiv virkningsgrad for stempelkompressorer frem for single skruekompressorer er anlægstyper med stempelkompressorer at foretrække til opvarmning af vand. Vilters single skruekompressor er dog konkurrencedygtig på det nuværende varmepumpemarked, da den til forskel for de andre kompressortyper kan levere vand ved temperaturer over 80 °C. Det vil derfor være en oplagt mulighed at producere flere højtryks stempelkompressorer, så disse bliver konkurrencedygtige i hele intervallet for opvarmning af vand. Hvis single skruekompressoren på længere sigt ikke skal blive udkonkurreret af højtryks stempelkompressoren, vil det være oplagt at finde en løsning med en bedre effektiv virkningsgrad.

I de tilfælde hvor det er muligt at benytte ettrins NH₃ varmepumper med stempelkompressorer, vil dette oftest være den foretrukne løsning. Er dette ikke muligt er tottrins varmepumpen med stempelkompressor herefter generelt den foretrukne løsning. I

situationer hvor NH₃ varmepumper med stempelkompressor ikke er brugbar vil single skruekompressoren generelt være at foretrække ved en indløbstemperatur på 40 °C og derover. Ved en indløbstemperatur på 30 °C og derunder foretrækkes CO₂ varmepumper ofte.

Ved fordampningstemperaturer højere end 25 °C vil trykforholdene blive for små til tottrins varmepumper, og ettrins anlæg vil derfor være de eneste mulige løsninger. Derudover vil det for disse fordampningstemperaturer ikke være muligt at benytte CO₂ som medie, da der for dette medie er en begrænsning på fordampningstemperaturen på 15 °C.

Økonomi

Da formålet med denne opgave er at undersøge potentialet for at producere rumvarme via en varmepumpe, er det interessant at kigge på, hvilken form for rumvarme denne varmepumpe skal erstatte. Skatteministeriet oplyser [6], at de fem mest benyttede energivarer til varmeproduktion er:

- Elektricitet
- Naturgas
- Fyringsgas
- Fuelolie
- Fjernvarme

Den samlede omkostning ved varmeproduktion afhænger naturligvis af hvilken teknologi samt hvilke energivarer, der benyttes. Forskellige energivarer påvirkes af flere forskellige faktorer, der har indflydelse på omkostningerne. Generelt er de mest betydningsfulde omkostninger inkluderet i afgifter, spotpriser og transport/distributionstariffer. Følgende beskrives rammerne for disse omkostninger for derefter at vurdere hvilke betingelser, der skal være opfyldt for, at der kan drages fordel af at installere en varmepumpe.

Afgifter

I Danmark lægges der afgifter på alle energivarer. Som det ses af nedenstående tabel er disse afgifter en betydelig del af Danmarks samlede indtægt på skatter og afgifter [7].

Type	Mia. kr.
Energiafgift – kul	1,5
Energiafgift – el	8,7
Energiafgift – gas	3,7
Energiafgift – olie	8,2
Benzinafgifter	9,3
CO ₂ afgifter	5,1
SO ₂ afgifter	0,07
I alt	36,6
Danske skatter og afgifter i alt	419,5

Tabel 10: Oversigt over afgifter på energivarer i 2006 i forhold til Danmarks samlede skatte og afgiftsindtægt [7]

Når en forbruger benytter en energivare, skal forbrugeren betale både CO₂ afgift, SO₂ afgift, NO_x afgift og energiafgift af den brugte energimængde. Dog er momsregistrerede virksomheder fritaget for at betale energiafgift. Hvis den benyttede energivare bliver brugt til at producere varme, som *ikke* indgår i en intern proces, skal der betales en afgift for den producerede mængde varme. Denne afgift er bestemt af elpatronloven, som er beskrevet senere i afsnittet.

Det ses af Tabel 10 at de mest betydningsfulde afgifter er energiafgifter og CO₂ afgifter, og derfor vil disse to afgiftstyper blive undersøgt, og de resterende afgifter vil blive negligeret.

Da de mest benyttede energivarer til opvarmning i Danmark er elektricitet, naturgas, fyringsgas, fuelolie samt fjernvarme, vil CO₂- og energiafgifter for disse energivarer blive undersøgt. Fjernvarme produceres ud fra forskellige produktionsformer og da fordelingen af disse produktionsformer varierer fra år til år, fastsættes en samlet pris på fjernvarme inklusiv afgifter til sidst i afsnittet. Derfor vil det kun være de fire førstnævnte energityper, der vil blive undersøgt nærmere. Nedenstående tabel viser nuværende og kommende energi- og CO₂afgifter for de fire typer energivarer fra 2010 til og med 2015.

Brændsel	2010	2011	2012	2013	2014	2015
El til varme (øre/kWh)	54,5/6,2	61,4/6,3	62,4/6,4	63,4/6,5	64,5/6,6	65,6/6,7
Anden el (øre/kWh)	65,9/6,2	73/6,3	74,2/6,4	75,5/6,5	76,7/6,6	78/6,7
Fuelolie (øre/kWh)	20,8/4,4	21,2/4,5	21,5/4,6	21,9/4,6	22,3/4,7	22,7/4,8
Fyringsgas og dieselolie som anvendes til andet end motorbrændsel (øre/kWh)	20,6/4,1	21/4,2	21,4/4,3	21,8/4,4	22,1/4,4	22,5/4,5
Naturgas som anvendes til andet end motorbrændsel (øre/kWh)	20,6/3,2	21/3,2	21,4/3,3	21,8/3,4	22,2/3,4	22,6/3,5

Tabel 11: Oversigt over energiafgift / CO₂ afgift på forskellige brændselstyper fra 2010 til og med 2015 [8].

”El til varme” er gældende for helårsboliger der bruger mere end 4000 kWh årligt. Det vil sige, at virksomheder samt sommerhuse skal betale den dyre elafgift, som ses under ”Anden el”. Momsregistrerede virksomheder er dog fritaget for at betale energiafgifter ved brug af energivarer.

Hvis en energivare benyttes til at producere varme, som *ikke* benyttes i en intern proces, pålægges denne varmemængde en afgift. Dette er gældende for alle, der benytter en energivare til varmeproduktion. Denne afgift er bestemt ud fra elpatronloven.

Elpatronloven

Grundlæggende bestemmer elpatronloven, hvor stor en afgift der skal pålægges et varmeproducerende anlæg. Elpatronloven trådte i kraft 1.januar 2008, hvor den var tiltænkt en forsøgsperiode på 4 år. I oktober 2009 blev loven dog gjort permanent [7]. Afgiften for et varmeproducerende anlæg er lagt på outputtet, hvilket vil sige, at det er den producerede mængde varme og ikke den brugte mængde energivarer, der er afgørende for, hvor meget afgift der skal betales. Afgiften på den producerede varmemængde er grundlæggende sat, så den svarer til at betale en afgift bestående af energiafgift plus CO₂ afgift af den benyttede energivare. Ifølge Tabel 11 vil dette sige, at der i år 2010 ved en effektivitet på 100 % skal betales 72,1 øre/kWh (65,9+6,2), hvis det er elektricitet der bliver brugt til at producere varme i en momsregistreret virksomhed. Hvis udnyttelsen af energivaren er på 200 %, er afgiften pr. produceret varmemængde kun på 36,05 øre/kWh.

Der er dog i forbindelse med elpatronloven blevet indført et afgiftsloft for varmekedler. Dette afgiftsloft ses på Tabel 12 fra år 2010 til og med år 2014.

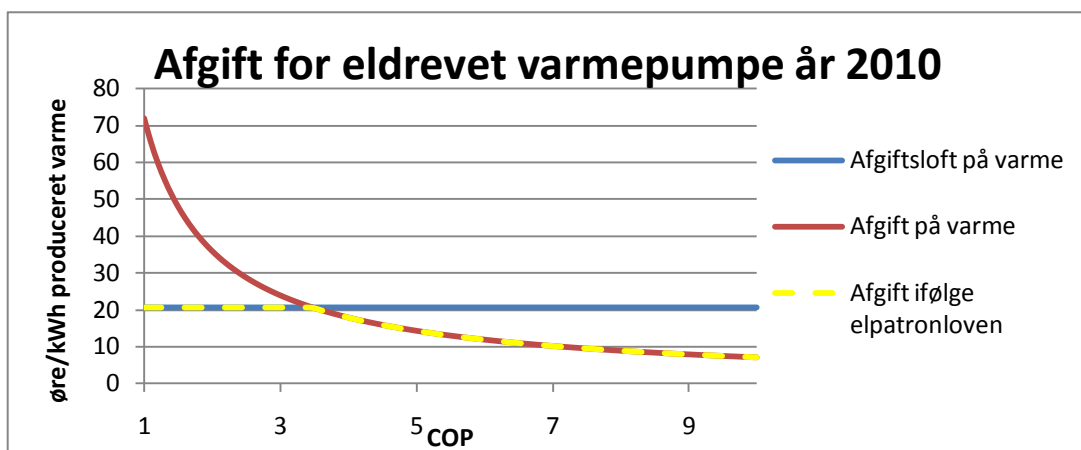
Afgiftstype (øre/kWh produceret varme)	2010	2011	2012	2013	2014
Energiafgiftsloft	16,5	16,8	17,1	17,4	17,7
CO ₂ afgiftsloft	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6
Samlet CO ₂ og energiafgiftsloft for alle typer brændsel	20,7	21,1	21,5	21,9	22,3

Tabel 12: Afgiftsloft for de forskellige energivarer [9].

Afgiftsloftet gælder både for brændselsbaserede kedler, elkedler og varmepumper.

Formålet med elpatronloven er, at afgiften på brændselskedler, elpatroner og varmepumper pålægges en afgift, der svarer til afgiften på et kraftvarmeanlæg. Ved at beskatte alle varmeproducerende anlæg med samme sats pr. produceret kWh varme, er det hensigten, at konkurrenceforholdet mellem teknologierne udjævnes.

Det ses ud fra Tabel 11 og Tabel 12 at afgiftsloftet er mindre end den samlede energi- og CO₂ afgift for alle brændselstyper. Dette betyder, at alle varmeproducerende anlæg vil blive beskattet med en afgift svarende til afgiftsloftet, hvis effektiviteten er på 100 % eller derunder. Varmepumper har dog en effektivitet på over 100 %, og derfor vil afgiften falde ved en stigende effektivitet. På et tidspunkt vil afgiften tilmed falde under afgiftsloftet, og afgiften pr. produceret varmemængde vil da være billigere for en varmepumpe, end den er for de resterende varmeproducerende teknologier. Dette illustreres på Figur 51 for en momsregistreret virksomhed.



Figur 51: Afgifter for en eldrevet varmepumpe med varierende COP

Den røde kurve er lavet ud fra en samlet energi- og CO₂ afgift for "Anden el" på Tabel 11. Når COP værdien fordobles, halveres el forbruget, og derved falder afgiften pr. produceret

varmemængde. Den blå kurve er lavet ud fra afgiftsloftet som ses på Tabel 12. Elpatronloven bestemmer, at afgiften skal svare til den gule stiplede linje.

På Figur 41 ses det at den røde og den blå kurve skærer hinanden ved en COP på 3,48. Dette betyder, at der for varmepumper, som er installeret i en momsregistreret virksomhed, med COP højere end 3,48 skal betales en afgift, der er lavere end afgiftsloftet. Denne grænse for COP værdien vil dog rykke sig med tiden, hvor den i 2014 vil være på ca. 3,74. Dette er vist i Tabel 13. Se eventuelt bilag E1 for nærmere beregninger

	2010	2011	2012	2013	2014
COP hvor en mindre afgift pr. produceret varme er påkrævet	3,48	3,75	3,75	3,75	3,74

Tabel 13: COP for mindre afgift pr. produceret mængde varme ifølge elpatronloven.

Det ses i Tabel 12 at det samlede afgiftsloft pr. produceret kWh varme er mindre end afgiften pr. brugt kWh brændsel for alle energivarer i Tabel 11. Da effektiviteten for brændselsbaserede kedler samt elpatroner samtidig er under 100 %, er afgiften pr. kWh varme som udgangspunkt fastsat til afgiftsloftet for disse teknologier.

Da energiafgiften for "El til varme" er billigere end "Anden el", vil helårsboliger, der bruger mere end 4000 kWh om året, skulle betale en lavere afgift pr. produceret varmemængde end afgiftsloftet allerede ved en COP på ca. 3 i år 2010. Det skal dog nævnes, at private boliger samt ikke-momsregistrerede erhverv skal betale energiafgift for den brugte elektricitet, hvilket ikke er tilfældet for momsregistrerede virksomheder. På Tabel 14 ses en oversigt over hvilke afgifter, der er påkrævet ved varmeproduktion for virksomheder i Danmark.

	Ikke-momsregistreret erhverv	momsregistreret erhverv
Varme til proces	1+2+4	1
Varme til ikke-proces	1+2+3+4	1+3

Tabel 14: Oversigt over påkrævede afgifter for virksomheder i Danmark

- 1: CO₂-, NO_x- samt SO₂ afgift på benyttet energivare
- 2: Energiafgift på benyttet energivare
- 3: Varmeafgift på produceret varmemængde ifølge elpatronloven
- 4: Moms af afgifter

Som det ses af Tabel 14 skal der betales forskellige afgifter i forskellige situationer. Det vil derfor være interessant at undersøge, om der er nogle situationer, hvor en varmepumpe har bedre forretningspotentiale end andre. Dette gøres ved at sammenligne afgifterne for en varmepumpe med naturgas for de fire situationer. Afgiften pr. kWh el (hvor det antages

at COP værdien er over 3,48, som er grænselværdien i Tabel 13) divideres med afgiften pr. kWh naturgas. En nærmere gennemgang af dette er foretaget i bilag E1.

	Ikke-momsregistreret erhverv	momsregistreret erhverv
Varme til proces	$3,029 \cdot \frac{1}{COP}$	$1,938 \cdot \frac{1}{COP}$
Varme til ikke-proces	$3,240 \cdot \frac{1}{COP}$	$3,276 \cdot \frac{1}{COP}$

Tabel 15: Elafgift i forhold til naturgasafgift

Det ses af Tabel 15 at afgiften for en varmepumpe bliver mindre end afgiften for naturgas allerede ved en COP på 1,938 for momsregistrerede virksomheder, der benytter varmen til proces. Det skal dog medtages i betragtningen, at afgiften primært kun er bestående af CO₂ afgift. Da denne afgift er forholdsvis lav, skal der et højt varmeforbrug til for at spare en betydelig mængde penge. De tre andre scenarier har ca. samme afgiftsfaktor. Scenarierne for varme til ikke-proces er pålagt de højeste afgifter, og derfor er det på afgiftsfronten lettest at spare penge på dette område. Det kan dog ikke alene lade sig gøre at vurdere hvilket scenarie, der har det bedste markedspotentiale ud fra afgifterne. Til denne vurdering skal spotpriser og distributionstariffer medregnes.

Det skal yderligere bemærkes, at da disse afgiftsfaktorer alle er under 3,48, vil afgiften for de to teknologier være ens ved en COP, der er en smule mindre end den beregnede afgiftsfaktor. Dette skyldes afgiftsloftet, som er indført i forbindelse med elpatronloven.

Spotpriser og distributionstarif

Udover afgifter betales der også spotpriser for de forskellige typer energivarer. Disse priser varierer i løbet af døgnet hele året rundt. Derudover skal man betale for at få leveret en energivare. Dette gøres som regel gennem distributionstariffer og nettatariffer. Den historiske prisvariation på de forskellige typer brændsler vil blive undersøgt. Dette skal benyttes til at approksimere fremtidens priser. Som tidligere nævnt fremstilles fjernvarme ud fra flere forskellige produktionsformer og derfor betaler man ikke energiafgift og CO₂ afgift for fjernvarme, men i stedet betaler man en samlet pris, som inkluderer afgifter fra de forskellige produktionsformer. Den eneste forskel i fjernvarmeprisen for momsregistrerede og ikke-momsregistrerede virksomheder er, at de ikke-momsregistrerede virksomheder skal betale moms af fjernvarmeprisen. Dette bevirker, at en varmepumpe vil have større fordel i forhold til fjernvarme i en momsregistreret virksomhed, da elafgiften bliver markant billigere, men fjernvarmeprisen forbliver den samme i denne situation. For at gøre sammenligningen af energivarepriser overskuelig behandles scenariet for momsregistrerede virksomheder, der producerer varme til ikke-proces, som det ses i Tabel 14.

Nedenstående ses den estimerede prisvariation på de forskellige energivarer eksklusiv afgifter og eksklusiv moms. For mere detaljeret redegørelse for prisvariationen, se bilag E2.

Spotpris	2010	2011	2012	2013	2014	2015
El (øre/kWh) ⁸	69,8	72,0	74,1	76,3	78,4	80,6
Fuelolie (øre/kWh)	31,1	33,2	35,4	37,5	39,6	41,7
Fyringsgas og dieselolie som anvendes til andet end motorbrændsel (øre/kWh)	43,2	44,5	45,8	47,2	48,5	49,9
Naturgas som anvendes til andet end motorbrændsel (øre/kWh) ⁹	22,5	24,0	25,5	27,0	28,5	30,0

Tabel 16: Tabel viser estimerede fremtidspriser for forskellige typer brændsel

I ovenstående tabel er distribution/transport af energivarerne inkluderet for alle energivarer undtagen naturgas. Variationen af distributionsomkostningerne for naturgas kan findes i bilag E2.

Fjernvarmepris

Prisen på fjernvarme består i Danmark af følgende dele:

- Et forbrugsbidrag som betales pr. brugt MWh fjernvarme
- En afkølingstarif som betales, hvis der ikke er udnyttet mere end 25 °C af fjernvarmevandet
- Et fast bidrag som fastsættes efter hvor mange m² etageareal, der skal opvarmes.

Ud fra energitilsynets hjemmeside [10] ses det at prisen på fjernvarme varierer enormt meget fra værk til værk i hele Danmark. Det er derfor ikke muligt at lave en generel sammenligning mellem fjernvarmepriser og priser for en varmepumpe. Det ses fra Dansk Fjernvarmes hjemmeside [11] at den vægtede gennemsnitspris for fjernvarme i 2009 for et enfamiliehus på 130 m², der bruger 18,1 MWh om året, er på ca. 12.000 kr./år. Ud fra dette tal findes Borup varmegærk på energitilsynets hjemmeside [12] som et værk der repræsenterer et gennemsnitsværk i Danmark. For at kunne sammenligne fjernvarme med en varmepumpe, benyttes det faste bidrag fra Borup varmegærks takstblad [13] mens forbrugsbidraget estimeres ud fra statistikken fra Dansk Fjernvarmes hjemmeside [14]. Ydermere antages det at der ikke betales nogen afkølingstarif.

Det faste bidrag bliver ud fra takstbladet fra Borup varmegærk sat til 20,85 kr./m² ekskl. moms. Det faste bidrag kan dog max komme op på 3336 kr. eksklusiv moms for

⁸ Elpris er bestemt ud fra en virksomhed, der bruger 100.000 kWh om året. For nærmere beregning se Excelarket "Afgiftberegninger" på bilag MS-1-1-1.

⁹ Udover spotprisen er der for naturgas en distributionstarif, der afhænger af mængden, der aftages. Denne pris er derfor den samlede naturgaspris ekskl. distribution, moms og afgifter. For nærmere beregning se Excelarket "Afgiftberegninger" på bilag MS-1-1-1

enfamiliehuse, hvorimod der ikke er noget loft for hverken momsregistrerede eller ikke-momsregistrerede virksomheder.

Det estimerede forbrugsbidrag for fjernvarme fra år 2010 til og med år 2015 er vist i nedenstående tabel. Priserne er ekskl. moms. Se bilag E2 for mere detaljeret redegørelse for forbrugsbidraget.

	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Pris på fjernvarme (øre/kWh)	38,61	39,17	39,72	40,27	40,83	41,38

Tabel 17: Estimerede forbrugsbidrag for fjernvarme frem til år 2015

Sammenligning af priser for varmeproduktion

Den samlede pris pr. kWh input består for en momsregistreret virksomhed af priserne fra Tabel 16 samt CO₂ afgiften fra Tabel 11. For naturgas skal der dertil lægges en distributionstarif, som er beskrevet i bilag E2. Når disse energivarer benyttes til varmeproduktion, som ikke anvendes i en intern proces, skal der ifølge elpatronloven betales en afgift pr. produceret varmemængde, som er illustreret på Figur 51. Udover disse energivarer benytter momsregistrerede virksomheder i Danmark også fjernvarme til rumopvarmning. Der er i Danmark fastlagt en pris for fjernvarme inklusiv afgifter. Denne pris afhænger af, hvilket værk, der leverer fjernvarmen. En gennemsnitspris for fjernvarme i Danmark ses på Tabel 17. Til denne pris skal der lægges et fast bidrag på 20,85 kr. pr. opvarmet m².

En varmepumpe vil producere varme via elektricitet, og denne varme skal erstatte varme fra enten fuelolie, fyringsgas, naturgas eller fjernvarme. Hvis det skal være økonomisk ansvarligt at benytte elektricitet til varme, skal den samlede pris inklusiv afgifter være mindre pr. produceret kWh varme, end den er for de andre varmeteknologier. Det undersøges derfor hvor stor COP værdien skal være for en varmepumpe, før det kan betale sig at udskifte den eksisterende varmeteknologi med en varmepumpe.

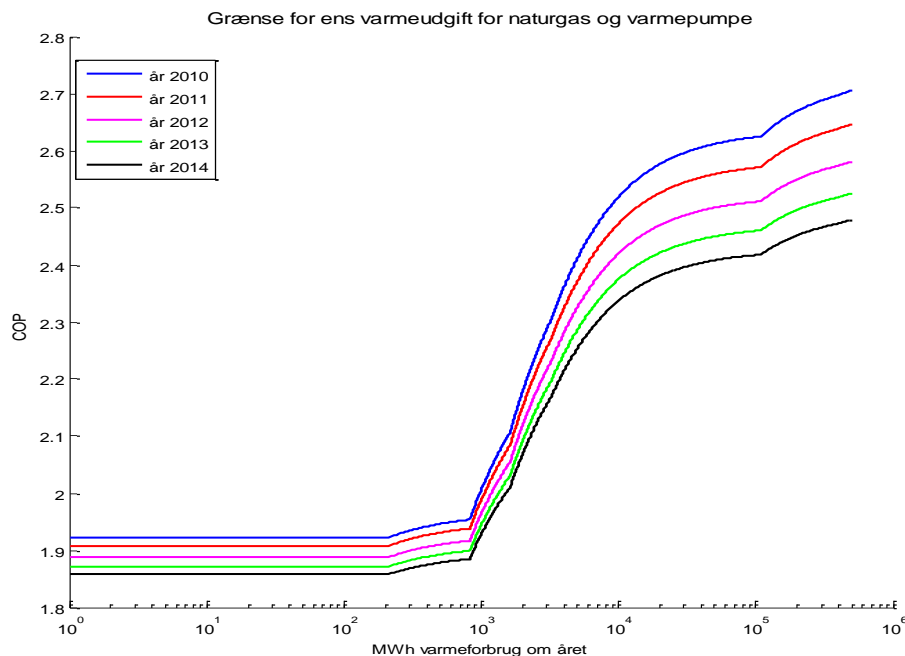
For at lave en sammenligning af priser for varme opstilles beregningsprogrammer i MatLab. Disse programmer genererer plots, der benyttes i de kommende afsnit. MatLab programmerne kan findes i bilag MS-1-2.

Da både spotpriser og afgifter på brændsel vil variere i fremtiden, opstilles beregninger fra år 2010 til og med år 2014. Beregningerne opstilles for den nødvendige COP, der skal til for at opnå samme pris pr. kWh varme for hhv. varmepumpe og anden brændsel. Dette vil derved fungere som en reference, der beskriver, om det er nødvendigt med større eller mindre COP værdier i fremtiden for at opnå samme resultat som i år 2010. Herefter opstilles scenarier hvor der bliver sparet hhv. 0.25, 0.5, 1 og 2 mio. kr. på varmeregningen om året ved brug af en varmepumpe. Dette giver et overblik over, hvor dyr den samlede anlægspris må være, før investeringen bliver tjent hjem inden for en overskuelig årrække.

Ydermere opstilles scenarier hvor der bliver sparet hhv. 0.25 % og 50 % om året af den eksisterende varmeregning. Dette gøres for alle de omtalte energivarer. Disse scenarier er baseret på tal fra Tabel 11 - Tabel 17 samt Figur 51 og det faste fjernvarmebidrag på 20,85 kr./m².

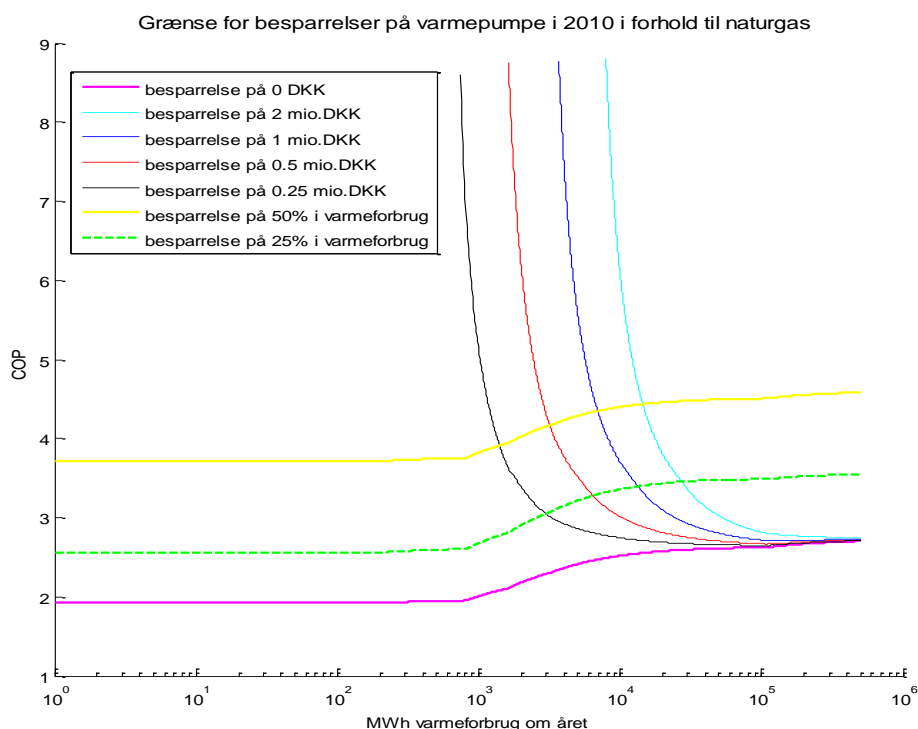
Varmepumpe vs. naturgas

Der opstilles indledningsvis en graf over den nødvendige COP for en varmepumpe for at opnå den samme udgift pr. kWh varme som for naturgas. Denne COP afhænger af den ønskede varmemængde pr. år. Dette skyldes af naturgassen bliver billigere ved et større forbrug, da distributionen bliver billigere. Dette er beskrevet i bilag E2. Derfor forventes det at det kræver en større COP for en varmepumpe for at levere den samme pris pr. kWh varme ved et stort årligt varmeforbrug.



Figur 52: Oversigt over nødvendig COP for en varmepumpe der skal erstatte naturgas, hvis varmeudgiften skal være det samme for de to teknologier.

Det ses ud fra Figur 52 at der for varmepumpen er estimeret en faldende tendens for den nødvendige COP i fremtiden. Det vil sige, at besparelsen for en varmepumpe vil stige med årene ved en fastholdt COP. Grunden til dette er at den samlede pris for naturgas rent procentmæssigt forventes at stige mere end den samlede pris for elektricitet. På Figur 53 ses de nødvendige COP værdier for en varmepumpe for at opnå bestemte besparelser i år 2010.



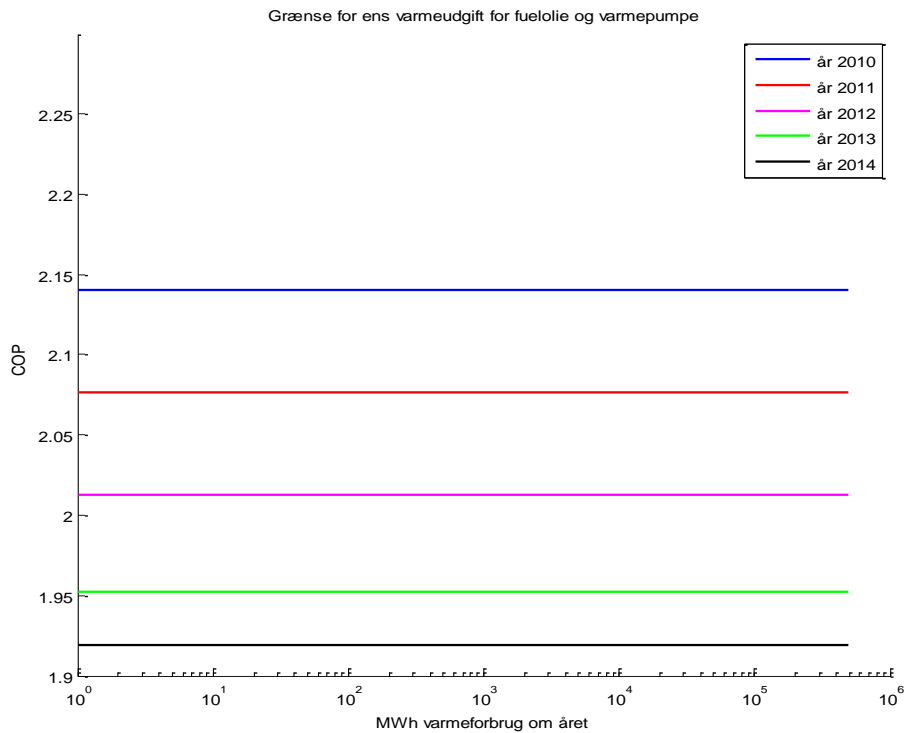
Figur 53: Estimeret COP for en varmepumpe, der erstatter naturgas ved forskellige årligt ønskede besparrelser.

Det bemærkes på Figur 53 at det for at spare 50 % på varmeregningen ikke kræver en dobbelt så høj COP, som det kræver for at opnå samme pris pr. kWh ved varmeproduktion via naturgas. Dette skyldes at den høje COP som tidligere nævnt medfører en mindre afgift på outputtet på varmepumpen ifølge elpatronloven. Grænsen for denne COP er som tidligere nævnt på 3,48 i år 2010.

Det ses yderligere på Figur 53 at kurverne for en besparelse på et fast beløb på et tidspunkt vil have en COP der er uendelig høj. Dette skyldes at det er nødvendigt, at den eksisterende varmeregning har en størrelse på 1 mio. kr., hvis det skal være teoretisk muligt at spare 1 mio. kr. Ved det specifikke varmeforbrug, hvor naturgassen har en samlet pris på 1 mio. kr., vil en uendelig høj COP kunne resultere i en besparelse på 1 mio. Derfor falder kurverne stejlt fra dette punkt, hvorefter de vil gå imod kurven for en besparelse på 0 kr. Dette er ikke ensbetydende med at de rammer denne kurve, men det vil ligne at de rammer hinanden, da 1 mio. kr. procentvis vil være en mindre del af den samlede varmeregning jo højere varmeforbruget er om året. Det ses ved skæring mellem den turkise og den gule graf at der ved et varmeforbrug på ca. 150 GWh om året kan spares 2 mio. kr. ved en COP på ca. 4.4, hvilket samtidig svarer til en besparelse på 50 %. Dette betyder, at den eksisterende varmeregning for naturgas vil være på 4 mio. kr., hvorimod en varmepumpe vil resultere i en varmeregning på 2 mio.kr. Hvis anskaffelsen af en varmepumpe koster f.eks. 10 mio. kr. vil simpel tilbagebetalingstid være mindre end 5 år. Dette skyldes som tidligere nævnt at der er estimeret en faldende tendens for den nødvendige COP i fremtiden.

Varmepumpe vs. fuelolie

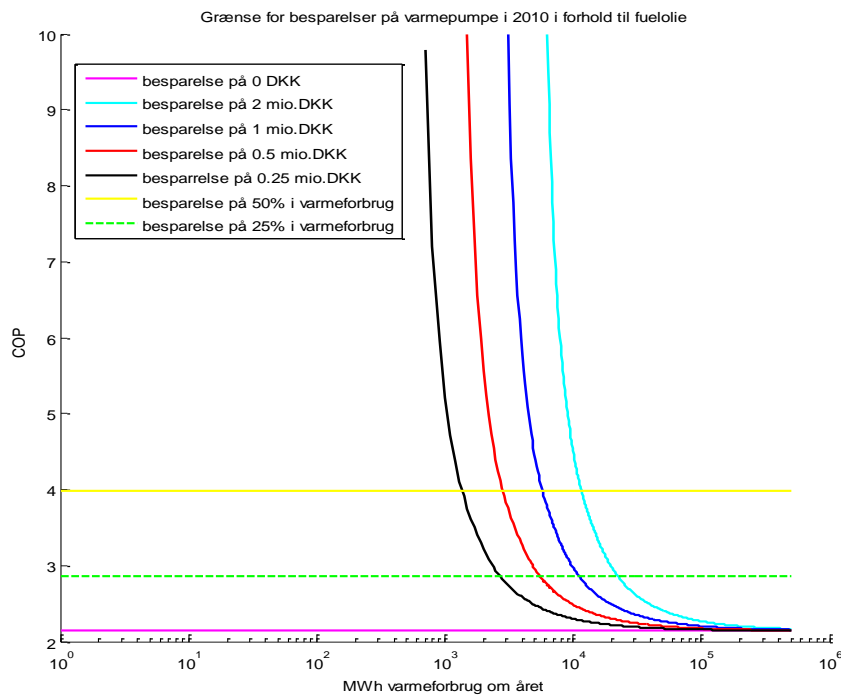
Som tidligere indikeret er prisen på fuelolie konstant uanset hvilken mængde, der bliver aftaget om året. Derfor vil den nødvendige COP for at opnå samme kostpris pr. kWh produceret varme også være konstant, uanset hvor stort varmekonsumet er. Denne COP er fra år 2010 til og med år 2014 vist på Figur 54.



Figur 54: Oversigt over nødvendig COP for en varmepumpe, der skal erstatte fuelolie, hvis varmeudgiften skal være det samme for de to teknologier

Det ses på Figur 54 at der ligesom for naturgas er en faldende tendens for COP værdien i fremtiden. Dette skyldes ligeledes at der er estimeret en stigning i fuelolieprisen, som procentvis er højere end prisstigningen for elektricitet.

Figur 55 viser de nødvendige COP værdier for en varmepumpe, hvis der ønskes en bestemt årlig besparelse på varmeregningen.

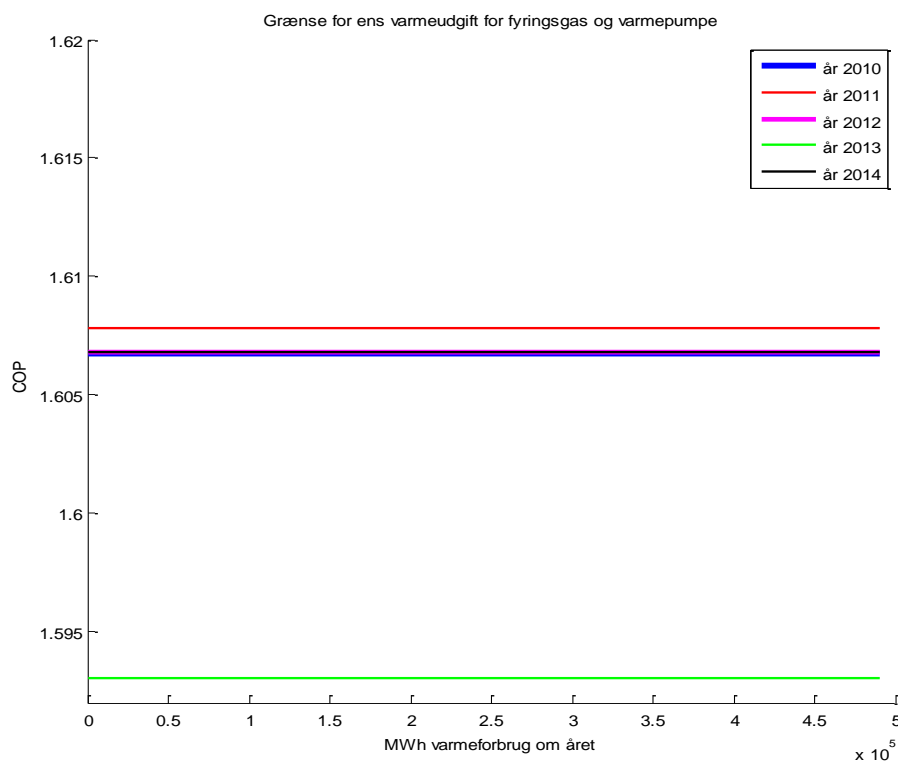


Figur 55: Estimeret COP for en varmepumpe, der erstatter fuelolie ved forskellige årligt ønskede besparelser.

Det ses at en besparelse på hhv. 25 eller 50 % resulterer i en konstant COP værdi, uanset hvor stort varmekonsumet er. Dette skyldes som tidligere nævnt at der ikke er forskel på hverken el- eller fuelolieprisen uanset den aftagne mængde. Ydermere ses det at en besparelse på 50 % ikke kræver en dobbelt så høj COP som en besparelse på 0 %. Dette skyldes lige som for naturgas, at COP værdien er højere end 3,48, hvilket ifølge elpatronloven resulterer i en mindre afgift på outputsiden for en varmepumpe.

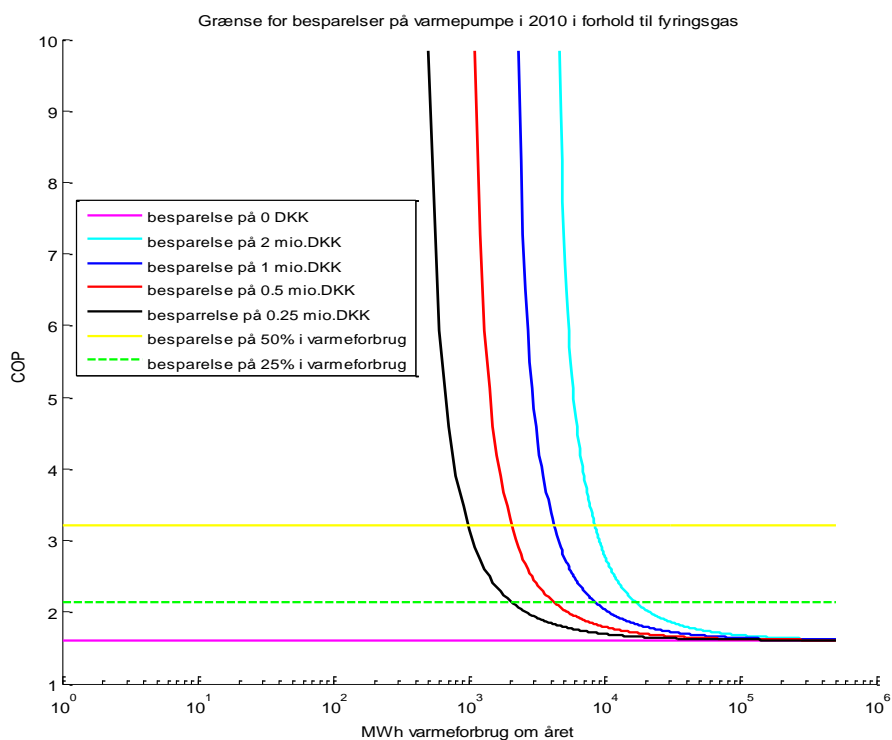
Varmepumpe vs. fyringsgas

Det ses på Figur 56 at den nødvendige COP for at opnå ens udgift for varmepumpe og fyringsgas er ens i år 2010, 2012 og 2014. COP værdien er en smule højere i år 2011, hvorimod den er lavere i år 2013. Dette vil sige, at hvis der blev installeret en varmepumpe i år 2010 som erstatning af fyringsgas, ville en COP på ca. 1,607 resultere i en identisk varmeregning i år 2010, 2012 og 2014. I år 2011 ville varmepumpens energiforbrug være en smule dyrere end det ville være at varme med fyringsgas, men til gengæld ville varmepumpen være billigere i år 2013. Forskellen på disse COP værdier er dog forsvindende lille, og COP værdierne antages derfor at være identiske.



Figur 56: Oversigt over nødvendig COP for en varmepumpe der skal erstatte fyringsgas, hvis varmeudgiften skal være det samme for de to teknologier

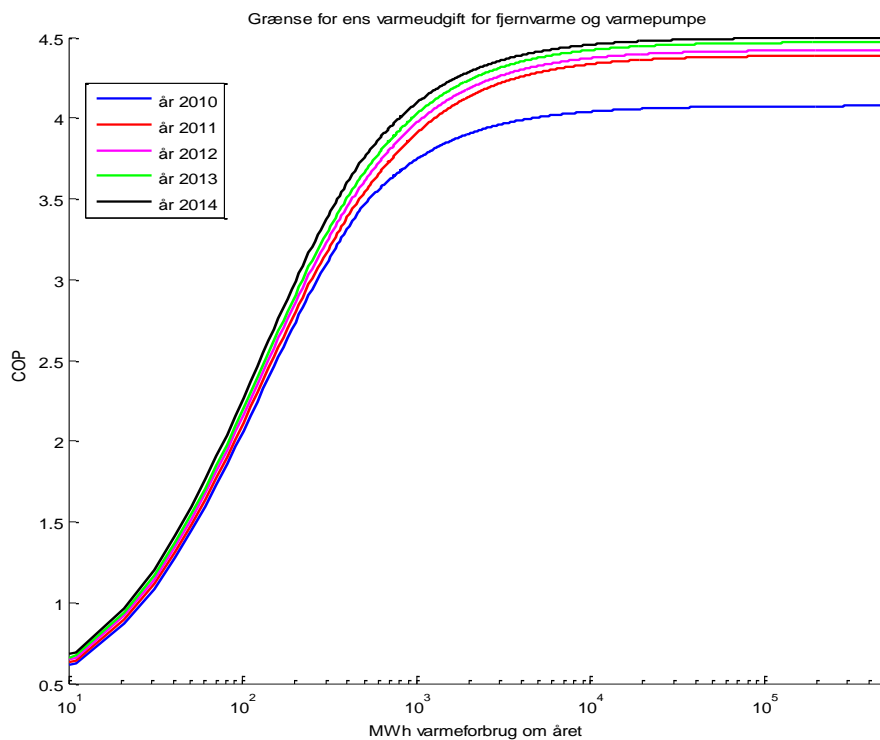
Figur 57 viser de nødvendige COP værdier for at opnå bestemte besparelser ved erstatning af fyringsgas. Til forskel fra naturgas og fuelolie skal der en dobbelt så høj COP værdi til at spare 50 % på varmeregningen i forhold til at opnå samme pris pr. kWh produceret varme. Dette skyldes at COP værdierne er så lave, at der ifølge elpatronloven skal betales afgiftsloftet for varmepumpens varmeproduktion. Dette indikerer, at der skal mindre COP værdier til før det kan betale sig at erstatte fyringsgas med en varmepumpe, end det er tilfældet for både naturgas og fuelolie. Det kan derfor konkluderes, at fyringsgas er en dyrere måde at producere varme på end de to tidligere behandlede energivarer.



Figur 57: Estimeret COP for en varmepumpe, der erstatter fyringsgas ved forskellige årligt ønskede besparelser.

Varmepumpe vs. fjernvarme

Som tidligere nævnt er fjernvarmepriserne meget varierende rundt omkring i Danmark. For at sammenligne fjernvarme med en varmepumpe er der derfor valgt at benytte priser for et gennemsnits varmekværk i Danmark. Derved er der fastlagt et fast bidrag på 20,85 kr/m² om året og et forbrugsbidrag, som er vist i Tabel 17. Det faste bidrag afhænger af hvor mange kvadratmeter, der skal opvarmes, hvilket er forskelligt fra virksomhed til virksomhed. Der benyttes i dette eksempel et areal på 1000 m².



Figur 58: Oversigt over nødvendig COP for en varmepumpe, der skal erstatte fjernvarme, hvis varmeudgiften skal være det samme for de to teknologier. Fjernvarme repræsenterer et gennemsnit i Danmark i år 2010 samt en virksomhed, der skal opvarme et areal på 1000 m²

Det ses på Figur 58 at tendensen for den nødvendige COP er stigende i fremtiden. En varmepumpe, der opnår den samme pris pr. kWh varme i år 2010, vil derfor være en smule dyrere løsning i fremtiden end fjernvarme. Denne observation skal medregnes når det vurderes, om en investering i en varmepumpe kan betale sig.

Den nødvendige COP for at opnå samme pris på en varmepumpe og på fjernvarme udregnes på følgende måde:

$$\frac{\text{Elspotpris} + \text{CO}_2 \text{ afgift}}{\text{COP}} + \text{Afgift på varmesiden} = \text{Samlet fjernvarmepris}$$

Hvis det antages at der aftages en uendelig varmemængde i en virksomhed vil det faste bidrag for fjernvarmen være uendeligt lille. Hvis det yderligere antages at varmepumpen har en lav COP, vil afgiften på varmesiden svare til afgiftsloftet. Ud fra Tabel 11, Tabel 12, Tabel 16 og Tabel 17 kan den nødvendige COP i 2010 beregnes til

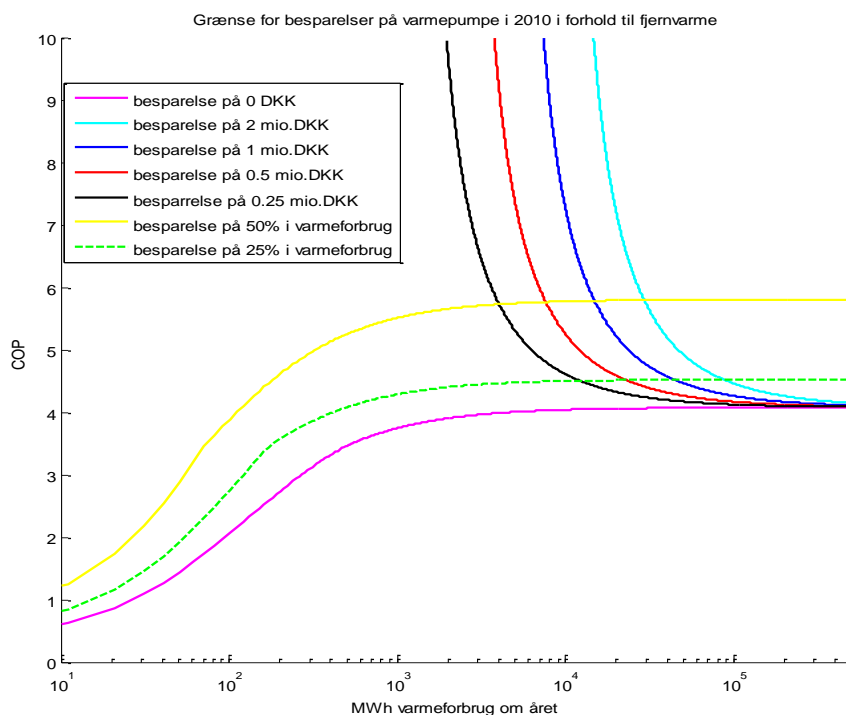
$$\frac{69,8 + 6,2}{\text{COP}} + 20,7 = 38,61 \Rightarrow \text{COP} = 4,24$$

Det ses på Figur 58 at denne COP er lidt under fire for et meget højt varmeforbrug. Dette stemmer over ens med ovenstående udregning, da elpatronloven medfører, at der skal betales en lavere afgift på varmesiden, hvis COP værdien er over 3,48. Denne værdi findes i Tabel 13.

Det ses ydermere af Figur 58 at den nødvendige COP er faldende ved et faldende årligt varmeforbrug. Dette skyldes den faste afgift for fjernvarme er på $20,85 \frac{kr.}{m^2} \cdot 1000m^2 = 20850 kr.$ Ved et forbrug på under 20 MWh om året er en COP på under 1 tilstrækkelig for at opnå den samme varmeudgift. En COP under 1 er dog umuligt for en varmepumpe, hvilket betyder, at en hvilken som helst varmepumpe i dette tilfælde vil give en mindre varmeregning.

Det bemærkes at prisen pr. produceret kWh varme bliver mindre for fjernvarme, jo større det årlige varmeforbrug er. Dette skyldes som sagt det faste bidrag. Det vil sige, at et lille varmeforbrug gør fjernvarme til en forholdsvis dyr løsning, hvorimod et stort varmeforbrug gør fjernvarme billigere end de tre tidligere beskrevne teknologier. Det skal dog nævnes, at varmeforbruget ofte har en direkte sammenhæng med antallet af kvadratmeter i virksomheden, der skal opvarmes. Hvis antallet af kvadratmeter mindskes i forhold til dette eksempel, vil kurverne på Figur 58 være mere stejle i starten og gå mod samme værdier ved store varmeforbrug. Dette betyder, at små varmeforbrug vil få billigere fjernvarme, end dette eksempel viser, hvis antallet af opvarmede kvadratmeter er mindre.

Følgende estimeres nødvendige COP værdier for at opnå bestemte besparelser på en varmepumpe, i forhold til en virksomhed på $1000 m^2$, der opvarmes med fjernvarme.



Figur 59: Estimeret COP for en varmepumpe, der erstatter fjernvarme ved forskellige årligt ønskede besparelser. Fjernvarme repræsenterer et gennemsnit i Danmark i år 2010 samt en virksomhed, der skal opvarme et areal på $1000 m^2$

De nødvendige COP værdier for at opnå bestemte besparelser ved at installere en varmepumpe i stedet for fjernvarme er vist på Figur 59. Det skal dog bemærkes, at disse

COP værdier er for momsregistrerede virksomheder, der skal opvarme et areal på 1000m². Det opvarmede areal vil have en sammenhæng med størrelsen af det aktuelle varmebehov. Hvis arealet er mindre end 1000 m², vil varmebehovet falde, og den nødvendige COP for at opnå den samme procentvise besparelse vil ifølge Figur 59 falde. Samtidig vil det faste bidrag også falde, hvilket gør fjernvarme mere konkurrencedygtig, og derved vil COP værdien stige. Da fjernvarmeprisen samtidig varierer meget fra område til område i Danmark, er det nødvendigt at foretage specifikke beregninger for hvert eksempel. Figur 59 giver dog et billede af varmepumpens konkurrencedygtighed i forhold til fjernvarme.

Salg af varme til fjernvarmenettet

Det er også en mulighed at benytte en varmepumpe til at varme vand op og derefter sælge vandet til fjernvarmenettet. Varme fra en varmepumpe er sammenlignelig med varme fra et affaldsforbrændingsanlæg da begge teknologier betragtes som miljøvenlige teknologier med stabil kontinuert drift. Det forventes derfor at man kan få samme pris for varmen fra en varmepumpe, som man kan få for affaldsforbrænding. Denne pris er fastlagt efter substitutionsprincippet, som betyder, at man kan få den pris, som det ville koste at producere varmen, hvis ikke den kunne leveres fra affaldsforbrænding. Følgende tabel viser substitutionsprisen i hovedstadsområdet fra 2008 til og med 2010 [15].

år	kr./GJ	øre/kWh
2008	61	22,0
2009	62	22,3
2010	85	30,6
2011	74	26,6

Tabel 18: Substitutionspriser i hovedstadsområdet

Grunden til den store prisstigning i substitutionsprisen i år 2010 er, at energifgifterne som tidligere nævnt blev hævet i Danmark pr. 1. januar. Prisen i 2011 er fundet fra en udmelding fra CTR, der siger, at prisen i 2011 vil være 11 kr. lavere pr. GJ end i 2010. Kostprisen for varme produceret via en varmepumpe i en momsregistreret virksomhed er afhængig af spotpris, CO₂ afgift samt afgift på output, som findes i hhv. Tabel 16, Tabel 11 og Figur 51. Den nødvendige COP-system værdi kan udregnes for, at kostprisen er lig med substitutionsprisen. Dette gøres for år 2011. Spotprisen for elektricitet er i 2011 estimeret til 72 øre/kWh, CO₂ afgiften er på 6,2 øre/kWh, og afgiften pr produceret varme er, hvis COP værdien er over 3,75, på 72 øre/kWh divideret med COP-system værdien. Dette giver

$$\frac{72 \frac{\text{øre}}{\text{kWh}}}{COP} + 6,2 \frac{\text{øre}}{\text{kWh}} + \frac{72 \frac{\text{øre}}{\text{kWh}}}{COP} = 26,6 \frac{\text{øre}}{\text{kWh}} \Rightarrow COP = 5,6$$

Fjernvarmenettet ønsker at modtage vand på 90 °C. Ud fra bilag D4, hvor opnåelige COP-system værdier er opgivet ved forskellige driftsforhold ses det, at det er meget problematisk at opnå en COP-system værdi, der er på højde med 5,6. Det skal dertil medregnes, at det for at tjene penge på varmepumpen skal opnås en væsentlig højere COP-system værdi end 5,6. Hvor høj denne COP-system værdi skal være, før det kan betale sig at

installere en varmepumpe, kommer an på anskaffelsesprisen samt udgifter til vedligeholdelse og lignende.

CO₂ udledning

Ud fra ovenstående afsnit kan man danne sig et overblik over, hvor meget der er at spare ved at investere i en varmepumpe med en specifik COP værdi. Ved at lave et overslag på investeringsomkostningerne ved anskaffelse af en varmepumpe, kan tilbagebetalingstid for varmepumpen estimeres. Det skal nævnes, at priserne i de ovenstående afsnit er estimerede priser. Der er ikke medregnet eventuelle rabatordninger, som forskellige virksomheder kan forhandle sig til. Yderligere er små bidrag til prisen som abonnemeter, NO_x afgift osv. negligeret.

Hvis en investering i en varmepumpe skal være på tale for en virksomhed, skal investeringen tjene sin værdi hjem i løbet af en overskuelig årrække. Værdien kan tjenes hjem på flere måder. Udover direkte økonomiske besparelser kan der være klimamæssige overvejelser, der spiller en rolle. Ved at erstatte en eksisterende varmekilde bestående af enten naturgas, fuelolie, fyringsgas eller fjernvarme med en varmepumpe, kan en virksomhed opnå en besparelse på CO₂ udledning. Dette kan for nogle virksomheder være grund til at investere i en varmepumpe, selvom den ikke vil give en mindre varmeregning.

	Naturgas	Fuelolie	Fyringsgas	Fjernvarme	Elektricitet (Sjælland + øer)	Elektricitet (Jylland + Fyn)
CO₂ udledning (kg/MWh)	205,92	288	266,4	122	484	461

Tabel 19: Oversigt over CO₂ emission for relevante energivarer [16].

Ud fra Tabel 19 kan CO₂ emissionen fra den nuværende varmeteknologi udregnes og sammenlignes med CO₂ emissionen fra en varmepumpe. Det ses at en varmepumpe skal have en COP på 4 eller derover for at udlede mindre CO₂, end der bliver udledt via fjernvarme. Dette er dog kun hvis strømmen ikke produceres selvstændigt. I så fald kan en CO₂ neutral varmepumpe opnås ved brug af f.eks. en vindmølle.

En reduktion i CO₂ emissionen kan også medføre økonomiske fordele. I EU er der indført et CO₂ kvotesystem. Alle virksomheder omfattet af dette kvotesystem (alle anlæg der har et forbrug på 20 MW eller derover) skal have tilladelse til at udlede en bestemt mængde CO₂. Hvis virksomheden udleder mere CO₂ end den tilladte mængde, skal virksomheden investere i ekstra CO₂ kvoter. Prisen pr. CO₂ kvote er i dag på ca. 100 kr./ton. Denne pris forventes på længere sigt at stige til ca. 225 kr./ton ifølge Energistyrelsen. Disse oplysninger er taget fra en rapport fra Københavns Energi, som er vedlagt på bilag MS-1-4-2.

Udover den mulige økonomiske gevinst ved en reduktion i CO₂ kvoter kan en reduktion i CO₂ emission også have en symbolsk værdi for en virksomhed. Da der i form af klimatopmøder ol. Kommer større fokus på miljøet vil en kraftig reduktion i CO₂ emission sende et godt signal for en virksomhed. Dette kan forventes at have indflydelse på virksomhedens image, markedsandele osv. Mange virksomheder har en nedsættelse af CO₂ emissionen som en væsentlig del af deres Corporate Responsibility Strategy.

Undersøgelse af potentiale for profit

Det er interessant at undersøge, hvad temperaturen på overskudsenergi skal være, for at det kan betale sig at installere en varmepumpe. Som det er vist i rapporten, er der mange faktorer, der har indflydelse på COP værdien. I analysen er disse faktorer blevet skåret ned til nogle få. I afsnittet *Sammenligning af tilgængelige varmepumpesystemer*, s.70 blev det vist, at indløbstemperatur, udløbstemperatur og fordampningstemperatur var afgørende faktorer for hvor god en COP værdi, der kan opnås.

I afsnittet *Økonomi*, s.75 blev det vist, at COP værdi, eksisterende varmeteknologi samt den producerede varmemængde er afgørende faktorer for den mulige indtjening på en varmepumpe.

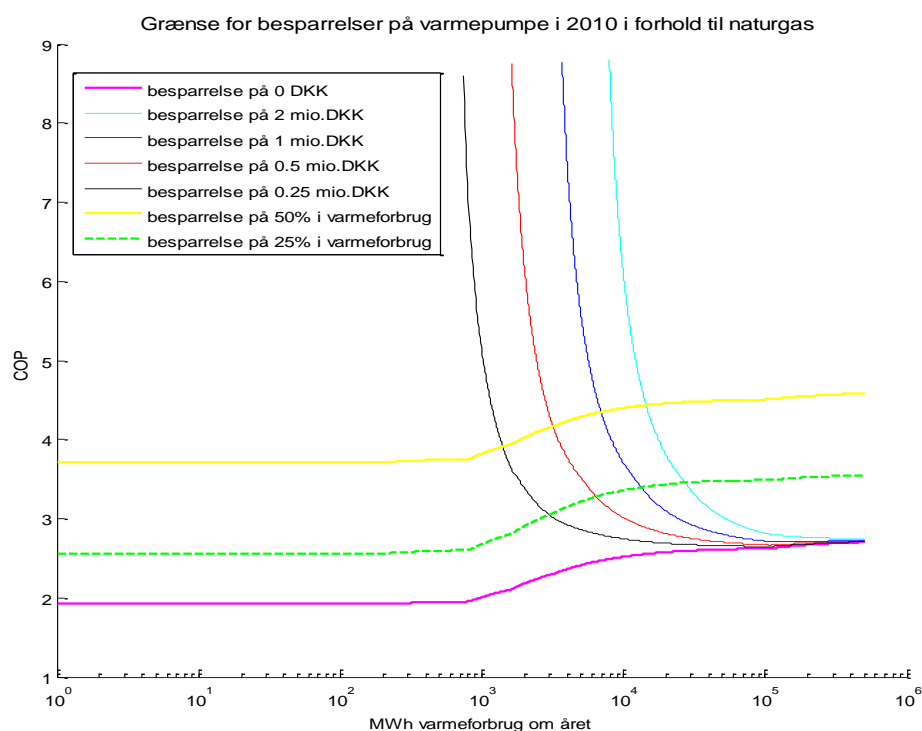
Hvis der laves nogle antagelser på nogle af disse afgørende faktorer, er det muligt at finde hvad fordampningstemperaturen skal være, for at profit kan dannes.

Det antages, at en årlig besparelse på varmemeforbruget på 50 % genererer et årligt overskud, der er stort nok til at kunne betale anlægget hjem inden for en overskuelig tidsperiode. Det antages yderligere at indløbstemperaturen er 30 °C.

Erstatning af eksisterende varmeproduktion

Hvis den erstattede varmeteknologi er naturgas, kan en COP værdi svarende til en bestemt besparelse findes på Figur 60.

Ud fra Figur 60 ses det at den COP værdi, en varmepumpe skal have for at generere en årlig besparelse på 50 %, er varierende mht. varmemeforbruget. For ikke at skulle have varmemeforbrugsfaktoren med vurderes det at en COP værdi på ca. 4,5 kan generere overskud i hele varmemeforbrugsspektret.



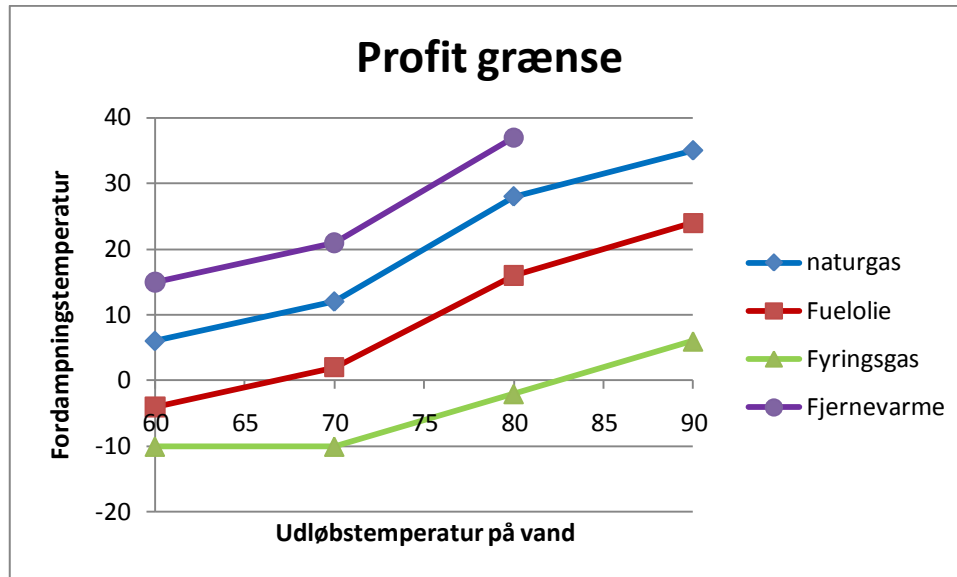
Figur 60: Grænser for besparrelser på varmepumpe i 2010 i forhold til naturgas

Lige som det blev gjort for naturgas, findes den COP værdi der skal til for at skabe profit ved installation af en varmepumpe som erstatning af andre energivarer. Tabel 20 viser disse COP værdier.

Energivarer	COP for profit
Naturgas	4,5
Fuelolie	4
Fyringsgas	3,2
Fjernvarme	5,8

Tabel 20: COP værdier hvor der genereres profit ved installation af varmepumpe

Ud fra graferne i Bilag D4 undersøges det hvilke fordampningstemperaturer der skal til for at opnå de ovenstående COP værdier. Dette gøres for alle udløbstemperaturer på vandet fra 60 °C til 90 °C. Resultatet af denne undersøgelse ses på Figur 61.



Figur 61: viser profitgrænsen for forskellige udløbstemperaturer for varmt vand.

Figur 61 viser profitgrænsen for erstatning af energiprodukter ved forskellige udløbstemperaturer. I figuren ses det at ønskes fyringsgas erstattet, er dette muligt for alle udløbstemperaturer og ved stort set hvilken som helst overskudsvarme. Fuelolie kan erstattes for alle udløbstemperaturer, men dette er dog afhængig af temperaturen på overskudsvarmen, som skal udnyttes af varmepumpen. Naturgas kan erstattes for udløbstemperaturer på vandet mellem 60 og 80 °C. For udløbstemperaturer over 80 °C vil naturgas blive svært at erstatte, da overskudsvarmen derved skal have en relativt høj temperatur. Fjernvarme er muligt at skabe profit på ved udløbstemperaturer mellem 60 og ca. 75 °C.

Det ses på ovenstående figur, at kurverne slår et lille knæk mellem 70 og 80 °C. Dette skyldes, at stempelkompressorerne begynder at overskride deres driftsgrænser, og single skruekompressoren bliver her det mest fordelagtige system. På grund af at single skrukompressoren har en dårligere effektiv virkningsgrad, er COP-system værdier mindre end for stempelkompressorerne.

Det skal bemærkes, at der er andre producenter af højtryks stempelkompressorer end Johnson Controls. Det er muligt, at disse producenter kan levere en kompressor der kan levere 90 °C varmt vand med en bedre COP-system værdi.

Ved store anlæg kan det yderligere være en mulighed at kombinere en varmepumpe med en single skruekompressor med en varmepumpe med en stempelkompressor. Dette kan evt. gøres så stempelkompressor-anlægget leverer temperaturen op til 80 °C og temperaturspændet fra 80-90 kan leveres ved brug af singleskruekompressoren. Dette vil kunne generere en samlet højere COP, og derved sænke den fordampningstemperatur der skal til at generere profit. Dette vil dog være på bekostning af den samlede anskaffelsespris, da der på den måde skal investeres i to separate varmepumper.

Diskussion

Ud fra analysen ses det, at NH₃ vil være det medie med den bedste COP værdi, hvis indløbstemperaturen på vandet er over ca. 25 °C. Dette er dog ikke ensbetydende med, at det vil være det foretrukne medie. Andre faktorer som kapacitet, fysisk størrelse, anskaffelsespris, fyldning ol., vil også have en indflydelse på hvilken varmepumpetype der er at foretrække. Selvom et NH₃ anlæg vil have mulighed for at opnå en bedre COP værdi kan et CO₂ anlæg foretrækkes, hvis det f.eks. skal benyttes i nærheden af madvarer. Derfor kan det diskuteres hvor vidt den opnåelige COP værdi for de to medier er den afgørende faktor for, hvilken anlægstype der vælges i forskellige situationer. Specielt kapaciteten af anlægget er meget afgørende for hvilket medie der vælges.

I analysen af COP-system værdierne for nutidens marked er det fundet, at varmepumper med stempelkompressorer kan opnå højere COP-system værdier end varmepumpesystemer med single skruekompressorer. Varmepumpesystemer med single skruekompressorer er derfor rent COP mæssigt kun konkurrencedygtig i de områder hvor stempelkompressoren ikke kan operere. De undersøgte stempelkompressorer kan kun i få driftssituationer levere op til 80 °C varmt vand. Single skruekompressoren er derfor kun en interessant varmepumpe for temperaturer fra 80 °C og opefter. Det skal dog bemærkes, at der ved projektets afslutning er fundet en højtryks stempelkompressor fra producenten Grasso, der kan levere varmt vand ved temperaturer på over 80 °C.

Årsagen til at single skruekompressoren fra Vilter ikke er mere konkurrencedygtig skyldes den dårlige effektive virkningsgrad, som blev beregnet i afsnittet *Kompressorenhed*, s.24. Hvad der forårsager denne dårlige virkningsgrad er uvist. Hvis denne effektive virkningsgrad kan forbedres vil single skruekompressoren næsten være konkurrencedygtig på lige fod med stempelkompressoren.

Det skal dog bemærkes, at COP-system værdierne i mange driftssituationer ikke varierer med mere end ca. 10 – 20 % fra stempelkompressor til single skruekompressor. Derfor vil kapaciteterne for den ønskede varmepumpe nærmere være en bestemmende faktor frem for COP-system værdien, når man skal vælge varmepumpesystem. Derudover har Vilters single skruekompressor en garanti på 15 år, hvilket er væsentlig bedre end de normale garantier på ca. 3-5 år. Serviceomkostningerne er for en Vilters single skruekompressor ydermere væsentlig lavere end for stempelkompressorer. Dette kan være årsager til at single skruekompressoren vil være konkurrencedygtig på markedet trods de lavere COP-system værdier.

Der kan i nogle tilfælde være behov for at producere varmt vand til proces, som ligger uden for højtryks stempelkompressorens driftsgrænser. Selv om single skruekompressoren kan levere disse temperaturer er der ikke nødvendigvis basis for installation af en varmepumpe tilhørende disse temperaturer. COP værdien er mindre ved høje temperaturer og afgiftsreglerne kræver en højere COP værdi for procesvarmegenvinding via en varmepumpe.

Et alternativ til at varme vandet helt op med en single skruekompressor kan være, at varme vandet delvist op via en højtryks stempelkompressor for derefter at benytte single skruekompressoren til at varme vandet yderligere op til den ønskede temperatur. Derved kan en samlet højere COP opnås end ved brug af en single skruekompressor alene.

Da det på nuværende tidspunkt er problematisk at sælge varmt vand fra en varmepumpe til fjernvarmenettet med en økonomisk fortjeneste, vil det være interessant at undersøge andre muligheder. Hvis det er muligt at producere mere varmt vand, end man selv skal bruge til rumopvarmning, kan det være en mulighed at sælge den overskydende varme til omkringliggende virksomheder. Hvis den solgte varme skal benyttes til rumopvarmning er det ikke nødvendigt at varme vandet til 90 °C, og derved kan en højere COP værdi opnås.

Det er interessant at afgiftssystemet gør det stort set umuligt at tjene penge på at producere varme til fjernvarmenettet via en varmepumpe. Det virker som om at afgiftssystemet er lagt så det beskytter kraftvarmeværkerne mod alternative varmeproduktionsmetoder. Dette hænger muligvis sammen med de dårlige virkningsgrader kraftvarmeværkerne vil få, hvis de kun skal producere el.

Konklusion

I gennem en grundig analyse af de faktorer der har indflydelse på COP værdien i en ettrins varmepumpe er medierne CO₂ og NH₃ blevet sammenlignet. I denne sammenligning blev det vist, at indløbstemperaturen på vandet er den mest afgørende faktor, for hvorvidt CO₂ eller NH₃ er at foretrække som medie i en varmepumpe. Her blev det vist, at for indløbstemperaturer over 28 °C er NH₃ altid at foretrække som medie i en varmepumpe.

I analysen blev det yderligere vist, at forskellige varmepumpesystemer ikke vil have indflydelse på, hvornår CO₂ og NH₃ vil være konkurrencedygtige i forhold til hinanden rent COP-mæssigt. Driftsgrænser for kompressorerne vil være afgørende for hvilket varmepumpesystem der er muligt at lave ved forskellige driftsforhold.

Begrænsninger på afgangstemperaturen for NH₃ kompressorer er blevet undersøgt i analysen. Her blev det vist, at en højere afgangstemperatur ikke vil forbedre COP værdierne synderligt. Det blev vist, at begrænsningerne på afgangstemperaturen har en stor indflydelse på hvilket varmepumpesystem, der kan lade sig gøre under nogle givne driftsforhold.

I analysen blev det vist, at stempelkompressorer altid er at foretrække i varmepumpesystemer med NH₃ som medie. Kun ved udløbstemperaturer på vandet over 80 °C er varmepumpesystemer med en singleskruekompressor at foretrække i NH₃-anlæg.

I afsnittet *Økonomi*, s.75 blev det som funktion af COP værdien vist, hvor stor en besparelse der kan opnås ved brug af en varmepumpe som erstatning af forskellige varmeproducerende teknologier.

Det er i en undersøgelse af salg af varme til fjernvarmenettet ikke fundet muligt at skabe profit.

Det er i analysen af potentialet for profit blevet vist, at det er muligt at skabe profit ved erstatning af rumopvarmning ved brændsler. Specielt i området fra 60 °C - 70 °C varmt vand er det let at erstatte rumopvarmning med en varmepumpe. Det blev også vist, at fjernvarme er væsentligt svære at erstatte, og for 75 °C og opefter kan det ikke lade sig gøre med en varmepumpe, hvis profit skal genereres.

Kildehenvisningsliste

- [1]: http://www.energinord.dk/dk/privat/boligvarme/varmepumpe_historie/
- [2]: http://www.advancedhermetics.com/images/services_image.jpg
- [3]: http://www.ens.dk/da-DK/ForbrugOgBesparelser/ApparaterOgProdukter/Ecodesign/elmotorer/Documents/Motorpapir_DEA_010309.pdf
- [4]: Refrigerating engineering by E. Granryd et al. Published 2005
- [5]: Industrial refrigeration by P. C. Koelet. Published 1992
- [6]: <http://www.skm.dk/publikationer/udgivelser/5453/5461/>
- [7]: Ea Energianalyse, som ses i bilag MS-1-4-2
- [8]: <http://www.skat.dk/SKAT.aspx?oID=111049>,
http://www.skm.dk/public/dokumenter/lovstof/pdf_2009/L207.pdf
- [9]: http://www.skm.dk/public/dokumenter/lovstof/pdf_2009/L207.pdf
- [10]: <http://www.energitilsynet.dk/prisstatistik/varme/pr-19-februar-2010/>
- [11]: <http://www.danskjernvarme.dk/Faneblade/HentMaterialerFANE4/~media/Medlemmer/Cirkulærer/2009/Notat%202009%20varmeprisen.ashx>
- [12]: <http://www.energitilsynet.dk/prisstatistik/varme/pr-19-februar-2010/>
- [13]: <http://www.borupvarme.dk/PDF/Prisblad%202009-2010%20fra%2001-09-2009.pdf>
- [14]: <http://www.danskjernvarme.dk/Faneblade/HentMaterialerFANE4/Fjernvarmepriser.aspx>
- [15]: Notat fra Catarina Marcus-Møller fra Københavns Energi, vedlagt på bilag MS-1-4-1.
- [16]: <http://www.key2green.dk/page70.aspx>
- [17]: <http://www.ipu.dk/English/IPU-Manufacturing/Refrigeration-and-energy-technology/Downloads/PackCalculation.aspx>
- [18]: <http://www.bitzer.de/eng/productservice/software/3>