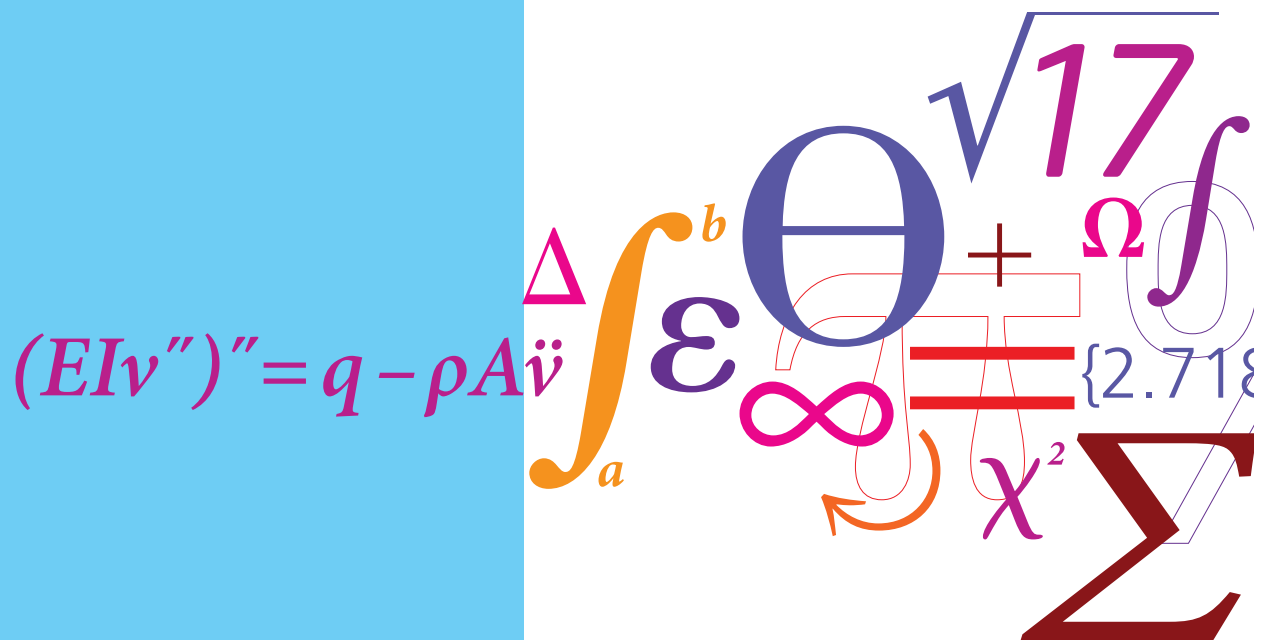


Simulering og optimering af brugsvandsvarmepumpe

Hovedrapport

Diplom Afgangprojekt



Marc Lester Faustino Galang
Maria Bahnsen
Februar 2013

1 Resume

Dette projekt er en del af et forsknings- og udviklingsprojekt som har fået bevilliget midler af ELFORSK. Forsknings- og udviklingsprojektet har til formål at teste, optimere og videreudvikle producenten Vesttherms eksisterende brugsvandsvarmepumpe. Alle test af brugsvandsvarmepumpen foregår i henhold til en teststandard EN16147. Forsknings- og udviklingsprojektet startede i marts 2012 og ved projektets udgang i marts 2014 forventes produktet at være en prototype af optimeret brugsvandsvarmepumpe. Dette projekt startede i september 2012 og har til formål at simulere brugsvandsvarmepumpen og derefter vurdere optimeringsmuligheder ud fra simuleringen.

I denne rapport gennemgås den statiske modellering af brugsvandsvarmepumpen og derefter modellering af en dynamisk simuleringsmodel til efterligning af testforløbet. Det findes at for at kunne give retvisende resultater i henhold til EN16147 skal en model for lagdeling i vandtanken implementeres i den dynamiske model. Optimeringsmuligheder gennemgås både ved statisk og dynamisk modellering og det findes at det vil være oplagt at optimere brugsvandsvarmepumpen ved at øge flow over fordamperen og at udskifte kompressoren.

2 Abstract

This project is a research and development project which has been granted funds from ELFORSK. The main objectives of the research- and development-project is to test, optimize and further develop an existing domestic hot water heat pump developed by the manufacturer Vesttherm. All tests of the domestic hot water heat pump will be done in accordance with the test standard EN16147. The research and development project running from March 2012 to March 2014 is expected result in a prototype of the optimized water pump. This project started in September 2012 and aims to produce a simulation of the domestic hot water heat pump and then evaluate the optimization opportunities from the simulation.

This report reviews the development of a static model of domestic hot water heat pump and the modeling of a dynamic simulation tool for imitation of the test. It is found that in order to be able to provide accurate results in accordance with EN16147, a model of stratification in the water tank must be implemented in the dynamic model. Optimization proposals are examined both in the static and dynamic model and it is found that optimization should be concentrated on increasing the flow over the evaporator and replacement of the compressor.

Indhold

1	Resume	2
2	Abstract	3
3	Forord	13
4	Læsevejledning	13
5	Introduktion	14
6	Projektbeskrivelse	15
6.1	Problemformulering	15
6.2	Metode	15
6.2.1	Statisk model	15
6.2.2	Dynamisk model	15
6.2.3	Optimering	15
7	Test og målinger	16
7.1	Teststandard EN16147	16
7.2	Varmepumpen	16
7.3	Testopstilling, målepunkter og data	17
8	Konceptuel model	18
8.1	Varmepumpe	18
8.2	Brugsvandbeholder	19
9	Modelopbygning	20
9.1	Fremgangsmåde	20
9.2	Modelopbygning	21
9.2.1	Punkt 1 - Efter fordamperen	21
9.2.2	Punkt 2s - Efter kompressoren	21
9.2.3	Punkt 3 - Efter kondensatoren	22
9.2.4	Punkt 4 - Efter drøvleventilen	22
9.2.5	Massestrøm	22
9.2.6	Kompressor model	23
9.2.7	Modellering af kontrolvolumener i kompressorummet	24
9.2.8	Fordamper model	25
9.2.9	Kondensator model	26
10	Parameter beregninger	27
10.1	Kompressorberegninger	27
10.1.1	Isentropvirkningsgrad	27
10.1.2	Volumetrisk virkningsgrad og slagvolumenstrøm	29
10.2	Beregning af fugtig luft	30
10.3	Varmetab i kompressoren	31
11	Verificering af model	32
11.1	Energibalance	32
11.2	Temperatur	33

12	Parameter fastsættelse	35
12.1	Isentropvirkningsgrad	35
12.2	UA-værdi	36
12.3	Bestemmelse af overhedning	37
12.4	Bestemmelse af underkøling	37
12.5	Bestemmelse af tryktabet igennem kondensatoren	39
13	Validering	40
13.1	Kondensator beregninger	40
13.2	Finder h_{vand}	41
13.3	Finder h_{134a}	43
13.4	Beregner en overfladeeffektivitet η_0	44
13.5	Validering af isentropvirkningsgrad	45
13.6	Validering af model	45
14	Dynamisk model	47
14.1	Teststandard EN16147	47
14.1.1	Generelt	48
14.1.2	A - Opvarmnings periode	48
14.1.3	B - Stand-by periode	48
14.1.4	C - Tappe-program	48
14.1.5	Test resultater fra Danmarks Teknologiske Institut	50
14.2	Opbygning af model	51
14.3	Modellering af varmetab for beholderen	52
14.3.1	Varmetab igennem cylindervæggen	53
14.3.2	Beregning af h_1 og h_2	53
14.3.3	Varmetab igennem top og bund	55
14.3.4	Beregning af $h_{1,top}$ og $h_{2,top}$	55
15	Simulering	57
15.1	Simulering - Uden lagdeling	59
15.1.1	Resultater	59
15.2	Simulering - Med lagdeling	61
15.2.1	Resultater	65
16	Resultatbehandling af dynamisk model	70
16.1	Problemområder	70
16.1.1	Opvarmning	71
16.1.2	Tappetid	72
16.2	Resultatsammenligning	73
16.3	Analyse af afvigelser	74
16.3.1	Varmetab	74
16.3.2	Inflydelse af η_k	74
16.3.3	Inflydelse af \dot{V}_{slag}	75
16.3.4	Sammenfatning	76

17 Optimering	79
17.1 Metode	79
17.2 Reducering af tryktab for ventilatoren	80
17.2.1 Statisk optimering	81
17.2.2 Dynamisk optimering	81
17.3 Forbedring af kompressoren	82
17.3.1 Statisk optimering	82
17.3.2 Dynamisk optimering	82
17.4 Forbedring af UA-værdier	83
17.4.1 Statisk optimering	83
17.4.2 Dynamisk optimering	83
17.5 Tryktab igennem kondensatoren	84
17.5.1 Statisk optimering	84
17.5.2 Statisk optimering	84
18 Diskussion	85
19 Konklusion	87
20 Litteratur liste	89

Figurer

1	EN16147 testforløb	16
2	Varmepumpen	17
3	Oversigt over målepunkter	17
4	Skitse af varmpumpen	18
5	Energistrømme som brugsvandbeholderen tilføres og taber	19
6	Skitse over det de opdelt kontrolvolumener	24
7	En blanding af kryds- og modstrømsvarmeveksling	25
8	Temperatur forløb ved henholdsvis ind- og udgang af varmeveks- leren	26
9	Udklip fra input vindue i CoolPack	30
10	Varmetabsfaktoren som funktion af det optagne effekt	31
11	Udsnit af Log(p),h-diagram over processen	32
12	Udsnit af resultater for $T_{luft,EK}$ x-aksen er antal målepunkter	33
13	Udsnit af resultater for T_{2w} x-aksen er antal målepunkter	33
14	Stigende vametab med stigende vandtemperatur - x-aksen er antal målepunkter	34
15	Resultater for isentropvirkningsgraden - x-aksen repræsenterer hele opvarmningsperiode	35
16	Resultater for UA-værdien for fordamperen - x-aksen repræsenterer hele opvarmningsperiode	36
17	Resultater for UA-værdien for kondensatoren - x-aksen repræsenterer hele opvarmningsperiode	36
18	Resultaterne for overhedning - x-aksen repræsenterer hele opvarm- ningsperiode	37
19	Krydsende temperatur mellem underkøling og den temperatur- forskelle der reelt er tilrådighed - x-aksen repræsenterer hele op- varmningsperiode	37
20	Temperaturforskellen til rådighed og underkøling - x-aksen re- præsenterer hele opvarmningsperiode	38
21	Tryktab igennem kondensatoren	39
22	Kondensatorrør som er viklet rundt om beholderen	40
23	Diagram over den samlede modstand igennem flere lodrette flader	41
24	Skitse over situationen i tanken	41
25	Tværsnit af kondensatorrøret	43
26	Tværsnit af tank	44
27	LogP(h) diagram for målinger	46
28	LogP(h) diagram for udregning	46
29	Hovedresultat-skema fra EN16147	47
30	Skitse af tværsnit af brugsvandsbeholderen	52
31	Modstand igennem en cylinder væg	52
32	Skitse af fri konvektion mellem en planvæg og et fluidet - taget fra EES	54
33	Skitse af fri konvektion for en cylinder - taget fra EES	54
34	Modstand igennem plade	55
35	Skitse af fri konvektion mellem en plade og et fluid oven fra - taget fra EES	55
36	Skitse af fri konvektion mellem en plade og et fluid nede fra - taget fra EES	56

37	Simuleringsvindue	58
38	Temperaturforløb	59
39	Målt temperatur under tappeprogram i toppen af tanken - x-aksen angiver antal målepunkter	60
40	Temperatur under tappeprogram i forhold til ønsket minimum	60
41	Temperaturforløb for tank	61
42	Placering af termofølere	62
43	Lagdeling af tank	62
44	Temperaturforløb for 1. eksempel	65
45	Temperaturforløb T6 vs. T_{min}	66
46	Opvarmningstid 1. eksempel	66
47	Temperaturforløb 2. eksempel	67
48	Temperaturforløb T6 vs. T_{min}	67
49	Opvarmningstid 2. eksempel	68
50	Temperatur forløb for simuleringen	70
51	Temperatur forløb over opvarmningsperioden	71
52	Temperatur forløb over opvarmningsperioden - 15% lavere ydelse	72
53	Temperatur forløb over tappeperioden - varmetab på 55W	72
54	Målt Varmepumpeforbrug	74
55	Simuleret Varmepumpeforbrug	75
56	Simuleret Varmepumpeforbrug med højere isentropvirkningsgrad	76
57	Simuleret kondensatorydelse med ved reduceret slagvolumenstrøm	76
58	Simuleret temperaturforløb ved kombinationsløsning	77
59	Simuleret Varmepumpeforbrug ved kombinationsløsning	77
60	Udsnit af bilag 3 - Ventilator karakteristik	80
61	Indløb af luft til varmpumpehuset	81

Tabeller

1	Oversigt over de brugte måleværdier	20
2	Oversigt over de brugte måleværdier	20
3	Talværdier for det opgivne driftspunkt - taget fra datablad . . .	27
4	Brugte talværdier ved de højeste og laveste indløbstemperatur . .	30
5	Indvirkningen af underkøling	39
6	Talværdier for beregning af varmeovergangstal mellem vandet og indre væggen	42
7	Talværdier for beregning af varmeovergangstal for tofase flow i kondensatorrøret	43
8	Kredsproces inputs	45
9	Tappeprogram L	49
10	Målinger fra test	50
11	Resultat skema	50
12	Kredsproces inputs	51
13	Volumen- og tabsfordeling	64
14	1. eks. på k-værdier	65
15	2. eks. på k-værdier	65
16	Resultater for lagdelt model	68
17	Resultater for dynamisk model og test resultater	73
18	Resultater for variationer	78
19	Kredsproces inputs	79
20	Resultater for tryktab statisk - optimering	81
21	Resultater for tryktab - dynamisk optimering	81
22	Resultater for forbedret isentropvirkningsgrad - statisk optimering	82
23	Resultater for forbedret isentropvirkningsgrad - dynamisk optimering	82
24	Forbedringer som følge af øget UA-værdi for fordamperen	83
25	Forbedringer som følge af øget UA-værdi for kondensatoren . . .	83
26	Forbedringer som følge af øget UA-værdi for fordamperen	83
27	Forbedringer som følge af øget UA-værdi for kondensatoren . . .	83
28	Resultater for forbedret isentropvirkningsgrad - statisk optimering	84
29	Resultater for forbedret isentropvirkningsgrad - statisk optimering	84

Nomenclature

ΔT_{LM}	[C]: Logaritmisk middeltemperatur mellem kølemidlet og luften
ΔT_{OH}	[C]: Overhedning
ΔT_{UK}	[C]: Underkøling
\dot{m}_k	[kg/s]: Massestrømmen af kølemidlet
$\dot{Q}_{cylinder}$	[W]: Varmetabet ud af cylindervæggen
\dot{Q}_{ford}	[W]: Fordamperydelsen
\dot{Q}_{kond}	[W]: Kondensatorydelsen
$\dot{Q}_{konvektion}$	[W]: Varmetabet som følge af konvektion
\dot{Q}_{luft}	[W]: Energistrømmen som fjernes fra luften
$\dot{Q}_{stråling}$	[W]: Varmetabet som følge af stråling
\dot{Q}_{tab}	[W]: Varmetabet under kompressionsprocessen
\dot{V}_1	[m ³ /s]: Volumenstrøm af kølemidlet ved punkt 1
\dot{V}_{2002}	[m ³ /s]: Målt volumenstrøm af luft ved indløb
\dot{V}_{slag}	[m ³ /s]: Slagvolumenstrøm
\dot{W}_k	[W]: Den målte optagne effekt af kompressoren
ϵ	[-]: Emissionstal for en hvidt malet metalplade
η_0	[-]: Temperatur koefficient
η_{fan}	[m ²]: Virkningsgrad for ventilator - 0,30
η_f	[-]: Virkningsgrad af en finne
η_{is}	[-]: Isentropvirkningsgraden for kompressoren
η_v	[-]: Volumetriskvirkningsgrad for kompressoren
ρ_{luft}	[kg/m ³]: Densitet af luft
σ	[-]: Stefan Boltzmann's konstant
A_{finne}	[m ²]: Overflade areal af finnen
A_{komp}	[m ²]: Overfladearealet af kompressoren
$A_{rør}$	[m ²]: Varmeoverførende areal af kondensatorrørene
A_{top}	[m ²]: Varmeoverførende areal af top/bund af beholderen
A_{total}	[m ²]: Samlede varmeoverførende areal
$c_{p_{luft}}$	[J/kgK]: Varmefylde af luft

d_{tank}	[m]: Ydre diameter af vandbeholderen
f_q	[-]: Varmetabsfaktor for kompressoren
h_1	[J/kg]: Entalpien i punkt 1
h_2	[J/kg]: Entalpien i punkt 2
h_{134a}	[W/m ² K]: Varmeovergangstallet mellem kølemidlet og væggen
h_{2s}	[J/kg]: Entalpien i punkt 2s
h_{2w}	[J/kg]: Entalpien i punkt 2w
h_3	[J/kg]: Entalpien i punkt 3
h_4	[J/kg]: Entalpien i punkt 4
$h_{index,top}$	[W/m ² K]: Varmeovergangstal for indre/ydre overflader
h_L	[W/m ² K]: Varmeovergangstallet af kølemidlet i væske form
k_1	[W/mK]: Varmeledningsevne af kølemidlet
k_{alu}	[W/mK]: Varmeledningsevne af aluminium
k_{iso}	[W/mK]: Varmeledningsevne af polyuretan
k_{por}	[W/mK]: Varmeledningsevne af porcelæn
$k_{stål}$	[W/mK]: Varmeledningsevne af stål
k_{vand}	[W/mK]: Varmeledningsevne af vand
L_{finne}	[m]: Længden af finnen
$L_{rør}$	[m]: Længden af rørene
L_{tank}	[m]: Højden af vandbeholderen
Nu_L	[-]: Nusselts tal
P_{107}	[Bar]: Målt tryk efter fordamperen
P_{111}	[Bar]: Målt tryk efter kompressoren
P_{112}	[Bar]: Målt tryk efter kondensatoren
P_{fan}	[W]: Ventilatoren effekten
P_{krit}	[Bar]: Kritisk tryk
P_{red}	[Bar]: Reduceret tryk
P_{sat}	[Bar]: Mætningstemperaturen
Pr	[m]: Prandts tal for vand
Pr_1	[m]: Prandts tal for kølemidlet

Ra_L	[-]: Raylieghs tal
Re_L	[-]: Reynolds tal
s_1	[J/kgK]: Entropi i punkt 1
s_{2s}	[J/kgK]: Entropi i punkt 2s
SHR	[-]: Sensible heat ratio - den sensible varme andel som går til luften
T_{101}	[C]: Målt temperatur luften ved indløbet
T_{102}	[C]: Målt temperatur luften ved udløbet
T_{109}	[C]: Målt temperatur før kompressoren
T_{110}	[C]: Målt temperatur efter kompressoren
T_{115}	[C]: Målt temperatur efter kondensatoren
T_3	[C]: Temperaturen i punkt 3 når der medregnes et tryk tab
$T_{\infty,index}$	[C]: Omgivelsestemperatur, index henviser til indre/ydre
t_{alu}	[m]: Tykkelse af tank væggen
T_f	[C]: Fordampningstemperaturen
T_k	[C]: Kondenseringstemperaturen
$T_{luft,EK}$	[C]: Temperaturen af luften umiddelbart efter kompressoren
T_{omg}	[C]: Omgivelsestemperatur for opgivet data
t_{por}	[m]: Tykkelse af porcelæn belægningen
$t_{rør}$	[m]: Tykkelse af aluminiumsrørene
$T_{s,index}$	[C]: Overfladetemperatur, index henviser til indre/ydre
T_{skal}	[C]: Målt temperatur af kompressorens ydre skal
T_{sug}	[C]: Temperaturen af sugegassen
T_{vaeske}	[C]: Temperaturen af væsken efter kondensatoren
T_{vand}	[C]: Middelttemperatur af vandet i tanken
U	[W/m ² K]: Varmetransmissionskoefficienten mellem luften/kompressor
UA_{ford}	[W/K]: UA-værdi for fordamper
UA_{kond}	[W/K]: UA-værdi for kondensator

3 Forord

Dette projekt er et Diplom Afgangprojekt. Det er et to-personers projekt skrevet af Marc Lester Faustino Galang og Maria Bahnsen og svarer til 2 · 20 ECTS point. Dette projekt er en del af et forsknings- og udviklingsprojekt med fokus på en luft/vand-brugsvandsvarmepumpe hvor hovedsamarbejdspartnerne er; Teknologisk Institut, Vesttherm, Danfoss, EBM Papst, IPU, DTU og DONG Energy. Projektet har fået støtte fra ELFORSK, som er en organisation der støtter projekter med det formål at sikre mere effektiv energianvendelse med elektricitet som omdrejningspunkt.

Vi vil gerne takke Per Henrik Pedersen, Lasse Søe og Marcin Blazniak Andreassen fra Teknologisk institut for god korrespondance og assistance igennem forløbet. Til Morten Skovrup og Wiebke Brix, mange tak for god vejledning og stor hjælpsomhed gennem hele projektforløbet.

4 Læsevejledning

Projektdokumentationen for dette Diplom Afgangprojekt består af to dele, en hovedrapport og en bilagsrapport.

Alle grafer fra den dynamiske simulering findes i bilagsrapporten i fuld størrelse. I graferne for den dynamiske simulering er temperaturen angivet i kelvin og varmepumpeforbruget er angivet i watt.

Alle programmer som er blevet konstrueret til dette projekt kan findes på det vedlagte digitale medie. Testresultaterne for testopstillingen kan findes i vedlagt Excel ark.

5 Introduktion

Energieffektivisering og grøn energi er i fokus i hele verden. I Danmark er der ca. 700.000 elektriske vandvarmere fordelt mellem sommer- og helårshuse. Brugsvandsvarmepumpe teknologien er ikke særlig udbredt i Danmark endnu, det estimeres dog at der er et potentiale på ca. 100.000 stk. hvor det vil være rentabelt at skifte over til en brugsvandsvarmepumpe.

Fremtidige EU-reglementer for Ecodesign forventes at betyde restriktioner på brug af elektriske vandvarmere og muligvis forbyde de mindst effektive af slagsen. Det forventes at en effektiviseret luft/vand-brugsvandsvarmepumpe vil ligge i en af de bedste energiklasser i den fremtidige energiklassificering. Hermed vil et større marked åbnes, da brugsvandsvarmepumpen vil være et tiltrækkende alternativ til elektriske vandvarmere.

Vesttherm som er varmepumpe producent, producerer ca. 5000 brugsvandsvarmepumper om året og fungerer primært som leverandør til andre firmaer. Vesttherms mål med udviklingsprojektet er videreudvikle en af deres eksisterende brugsvandsvarmepumper således at den vil placere sig i toppen af den kommende energiklassificering. Udviklingsarbejdet omfatter test af den nuværende base-line model i henhold til den nye teststandard for varmepumper, EN16147. Vesttherms konkrete målsætning er at videreudvikle base-line modellen af brugsvandsvarmepumpen, med fokus på at bygge en prototype som har 30 % bedre COP.

Udviklingen af et program som kan simulere en test i henhold til EN16147 vil give mulighed at vurdere indflydelsen af optimeringsmuligheder før fremstilling og test af prototype, derved kan der spares på de tids- og ressourcekrævende test.

6 Projektbeskrivelse

6.1 Problemformulering

Dette projekt har til formål er at opstille en model for en brugsvandsvarmepumpe med henblik på at simulere teststandarden EN16147. Testresultaterne fra test af Vesttherms varmepumpe, bruges til at validere og opstille en anlægs-specifik model for den testet varmepumpe. Modellen skal eftervise de udtænkte teoretiske forbedringsmuligheder for den specifikke varmepumpe, og herved konkluderes hvad der skal til for at forbedre base-line modellens COP med 30 %.

6.2 Metode

6.2.1 Statisk model

Første skridt vil være udarbejdelse af en statisk model af en brugsvandsvarmepumpe i EES. Modellen valideres i forhold til testresultaterne. Herefter vil modellen blive brugt til at bestemme anlægs-specifikke konstanter som skal bruges som input i den dynamiske model.

6.2.2 Dynamisk model

Simuleringsprogrammet har til formål simulere en test i henhold til EN16147. Den dynamiske model skal gøre det muligt at beregne energiforbruget under både opvarmnings-, standby- og tappeperiode hvorved en COP for varmepumpen kan udregnes efter den angivne metode i standarden.

6.2.3 Optimering

Ved optimering skelnes der mellem den statiske og den dynamiske model. I den statiske model undersøges de forskellige forbedringsmuligheder for at se deres indvirkning, derefter implementeres de i den dynamiske model for at eftervise resultaterne i henhold til en COP beregnet efter teststandarden.

Der kigges på indvirkningen ved at udskifte komponenterne i base-line modellen. Her tænkes der især på udskiftning af kompressoren og udskiftning/optimering af varmevekslerne i anlægget.

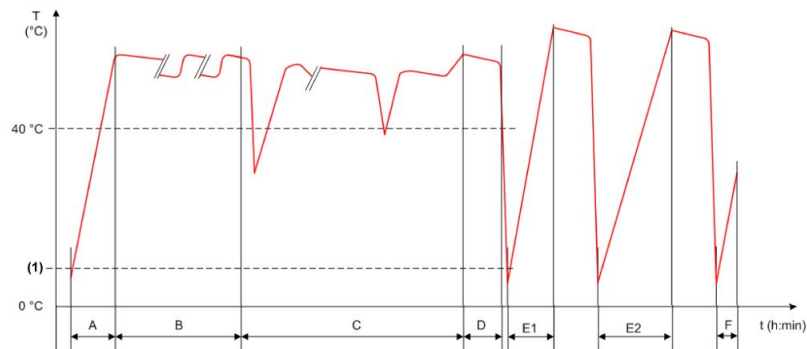
Tryktab igennem kondensatoren undersøges også som et optimeringsområde. Herudover undersøges indflydelsen af tryktabet i luften igennem anlægget og dets betydning for luftstrømmen.

7 Test og målinger

Alle måleresultater til dette projekt leveres af Teknologisk Institut i Århus. Teknologisk institut har udført test af Vesttherms brugsvandvarmepumpe i henhold til teststandard EN16147. Testene udføres i 15°C omgivelser, og med en indløbs temperatur af vand på 10°C . Testopstillingen og de test som ligger til grund for dette projekt er udført forud for dette projekt.

7.1 Teststandard EN16147

Den samlede effektivitet for varmepumper vil i fremtiden blive bestemt ud fra standarden EN16147. Teststandarden EN16147 beskriver kravene til prøvning og mærkning af varmepumper med eldrevne kompressorer. Testforløbet består af 6 perioder som hver især bidrager til vurderingen af varmepumpen. Temperaturen af tappevandet under testforløbet er skitseret på figur 1. En mere uddybende beskrivelse af teststandarden kan findes i afsnit 14.1



Figur 1: EN16147 testforløb

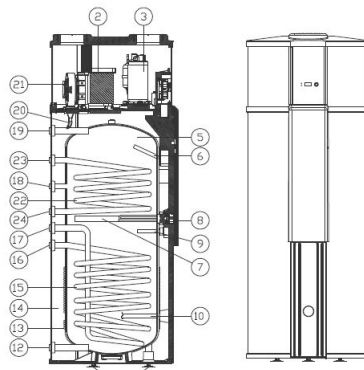
7.2 Varmepumpen

En skitse af Vesttherms varmepumpe ses på figur ??.

Den oprindelig base-line model var udstyret med en Embraco NEK 6212Z kompressor. Testen der ligger til grund for dette projekt er dog udført med Hitachi BSD122DT kompressor.

Varmepumpen består af en 258L tank og en varmepumpe. I den øverste del af tanken er varmt vands udløbet placeret og nederst i tanken er koldt vands indløbet. Ovenpå vandbeholderen findes kompressorrummet, hvor kompressor, fordampere og ventilator er placeret. Kondensatoren som er et D-formet rør ¹, er viklet om den nederste del af vandtanken. Der er i vandtanken placeret en termoføler, som styrer om kompressionskøleanlægget tænder eller slukker alt afhængig af vandtemperaturen. Anlægget bruger kølemidlet R134a. Luften ledes ind igennem et indløbet i toppen over kompressoren og ud af udløbet over

¹se bilag 1

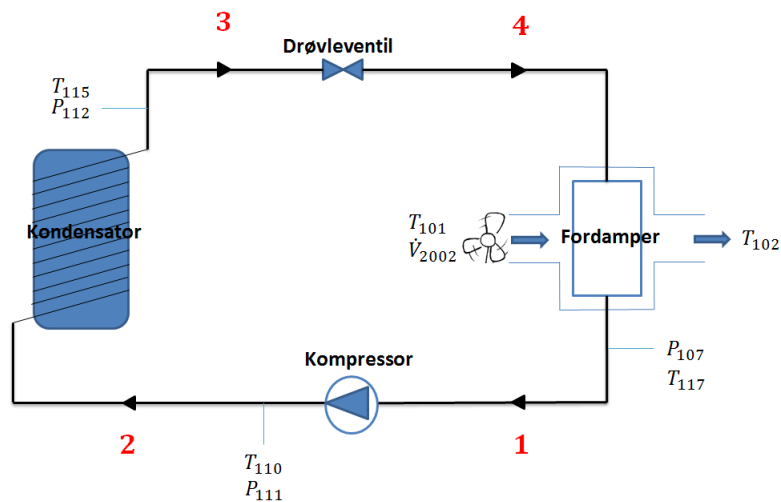


Figur 2: Varmepumpen

fordamperen. Vandbeholderen er lavet af stål, med en godstykkelse på 3mm. Indersiden af tanken er belagt med en tynd legering af porcelæn som beskytter mod korrosion. Vandtanken er isoleret med polyuretanskum, og er beklædt med en tynd galvaniseret stålplade.

7.3 Testopstilling, målepunkter og data

På figur 3 ses de relevante tryk og temperaturmåler som testopstillingen er udstyret med. Alle temperaturmålere er placeret udenpå rørene. Der er yderligere 6 termofølere på vandtanken. Disse er placeret langs ydersiden af ståltanken hvorefter der er skummet isolering udenpå.



Figur 3: Oversigt over målepunkter

8 Konceptuel model

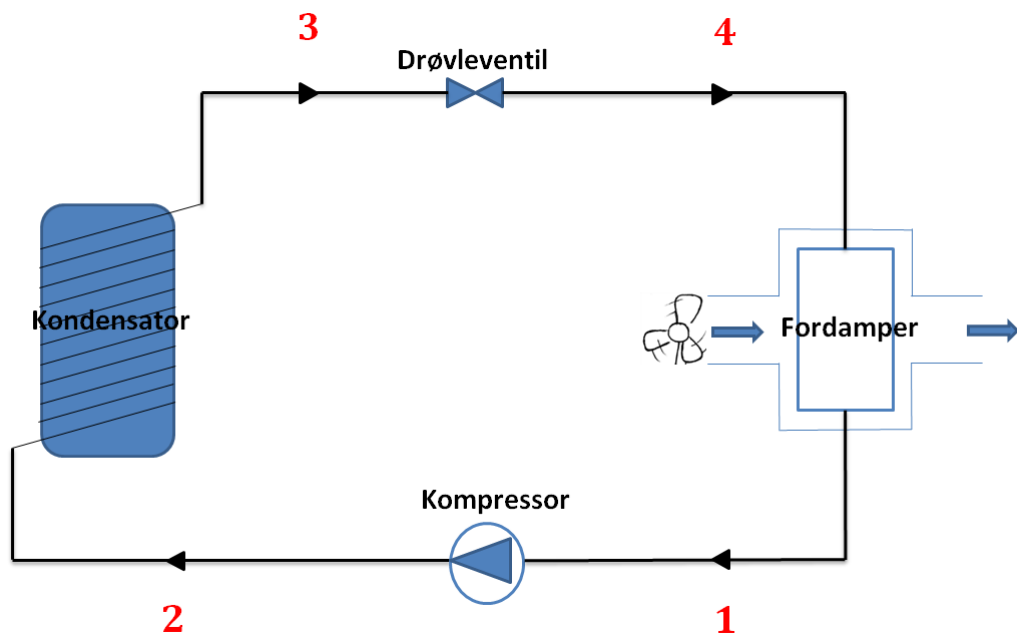
8.1 Varmepumpe

En brugsvandsvarmepumpe består af en brugsvandsbeholder som er sammenkoblet med et varmepumpe. Der er fire processer i en varmepumpe; fordampning, kompression, kondensering og ekspansion.

Kølemidlet som efter fordampningen er på gasform komprimeres ved at tilføre energi i form af mekanisk arbejde fra en kompressor. Ved kompressionsprocessen hæves trykket fra fordampningstrykket til kondenseringstrykket. Det komprimerede kølemiddel har en højere temperatur end omgivelserne, i dette tilfælde vandet, omkring kondensatoren, og denne temperaturforskel får kølemidlet til at kondensere til væskeform i kondensatoren.

Ved ekspansionsprocessen sænkes trykket fra kondenseringstrykket til fordampningstrykket. Dette sker typisk igennem en drøvleventil eller et kapillarrør. Kølemidlet er på dette tidspunkt på væske form. Kølemidlet optager varme fra omgivelserne som får kølemidlet til at fordampe og antage gasform.

I en luft/vand brugsvandsvarmepumpe, optages energi fra luften igennem fordampningen, og energien afgives igen på kondensator-siden til brugsvand, som herved opvarmes til den ønskede temperatur. Typisk opvarmes brugsvand til mellem $45-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ². Figur 4 viser kredsprocessen hvor de fire tilstandspunkter i processen er nummereret.

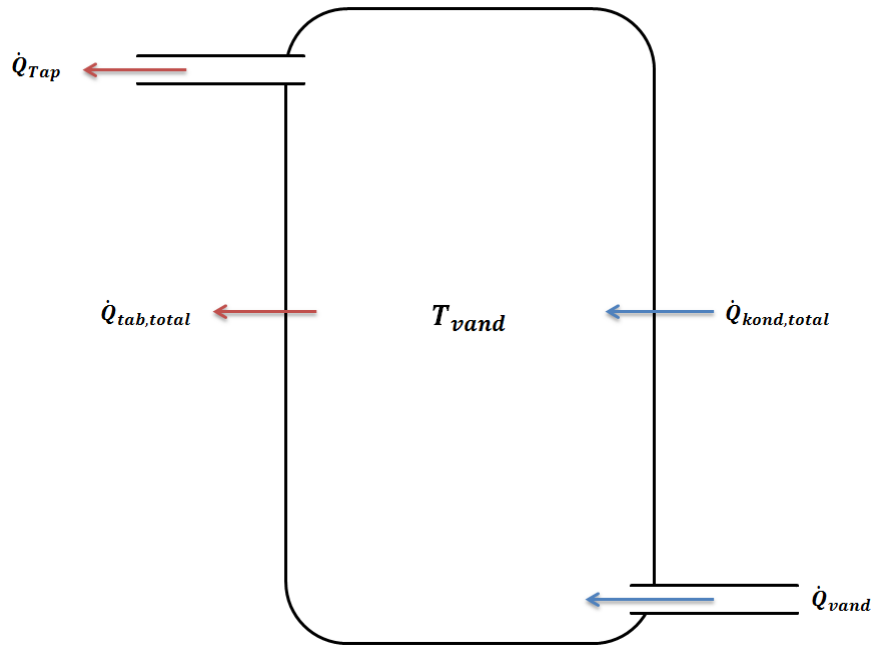


Figur 4: Skitse af varmepumpen

²Manual for Vesttherms brugsvandsvarmepumpe

8.2 Brugsvandbeholder

Vandtemperaturen i brugsvandsvarmepumpens tank vil variere med tiden, da temperaturen afhænger af forskellige faktorer. heriblandt den aftappede mængde vand, kondenseringstemperaturen og varmetabet til omgivelser igennem tankvæggen.



Figur 5: Energistrømme som brugsvandbeholderen tilføres og taber

9 Modelopbygning

9.1 Fremgangsmåde

I det følgende afsnit gennemgås opstillingen af den statiske model af en varmepumpe i EES. Følgende input skal beregnes ved hjælp af komponentdatablade og målte værdier, beregninger for disse gennemgås i afsnit 10.

Variabel navn i modellen	Fysisk beskrivelse
SHR	"Sensible heat ratio", andel af sensibel varme
\dot{V}_{luft}	Slagvolumenstrøm for kompressor
η_v	Volumetrisk virkningsgrad for kompressor
fq	Varmetabsfaktor for kompressor

Tabel 1: Oversigt over de brugte måleværdier

Nedenstående tabel viser de målepunkter der bruges til at tilpasse modellen efter netop Vesttherms varmepumpe.

Variabel navn i modellen	Fysisk beskrivelse	Målepunkt nr.
R_{134a}	Det brugte kølemiddel i anlægget	R134a
P_1	Tryk måling efter efter fordamperen	P107
$T_{1,m\grave{a}lt}$	Temperatur måling efter fordamperen	T117
P_2	Tryk måling efter efter kompressoren	P111
P_3	Tryk måling efter efter kondensatoren	P112
$T_{3,m\grave{a}lt}$	Temperatur måling efter kondensatoren	T115
T_{vand}	Middelværdi af temperaturmålingerne uden på tanken	(T504 til T509)
\dot{V}_{luft}	Målt volumenstrøm af luft ved indløb	\dot{V}_{2002}
$T_{luft,ind}$	Temperatur måling af luft ved indløb	T101
$T_{luft,ud}$	Temperatur måling af luft ved indløb	T102
T_{skal}	Temperatur måling af kompressorens overflade	T119
$\dot{W}_{m\grave{a}lt}$	Den målte optagne effekt af systemet	T106
ΔP_{fan}	Intern tryktab igennem kompressorummet	180 Pa
η_{fan}	Ventilator-virkningsgrad	0,3 [-]

Tabel 2: Oversigt over de brugte måleværdier

9.2 Modelopbygning

EES programmet for følgende model kan ses i bilag 2.

9.2.1 Punkt 1 - Efter fordamperen

Trykket i punkt 1 er en input parameter i model.
Finder mætningstemperaturen ud fra trykket i punkt 1.

$$T_f = T_{sat}(R134a; P = P_1) \quad (1)$$

Overhedningen bestemmes ud fra en temperaturforskel mellem fordampnings-temperaturen og en målt temperatur. Her er temperaturen i punkt 1 en input variabel hvor måleværdien for dette punkt bruges.

$$\Delta T_{OH} = T_{1,m\ddot{a}lt} - T_f \quad (2)$$

Temperaturen i punkt 1 findes som er fordampningstemperaturen plus en overhedning:

$$T_1 = T_f + \Delta T_{OH} \quad (3)$$

Enthalpien i punkt 1 findes ud fra et tryk og temperatur:

$$h_1 = Enthalpy(R134a; T = T_1; P = P_1) \quad (4)$$

Entropien i punkt 1 findes:

$$s_1 = Entropy(R134a; T = T_1; h = h_1) \quad (5)$$

Det specifikke volumen i punkt 1 beregnes:

$$v_1 = Volumen(R134a; T = T_1; P = P_1) \quad (6)$$

9.2.2 Punkt 2s - Efter kompressoren

Trykket i punkt 2/2s er en input variabel.
Kondenseringstemperaturen bestemmes ud fra kondenseringstrykket.

$$T_k = T_{sat}(R134a; P = P_2) \quad (7)$$

Entropien i punkt 2s, hvor punkt 2s svarer til den tilstand kølemidlet vil have under en isentropisk kompression findes:

$$s_{2s} = s_1 \quad (8)$$

Entalpien ved en isentropisk kompression findes:

$$h_{2s} = Enthalpy(R134a; s = s_{2s}; P = P_2) \quad (9)$$

9.2.3 Punkt 3 - Efter kondensatoren

Trykket i punkt 3 og den målte temperatur i punkt 3 er input variable. Grundet tryktab igennem kondensatoren bestemmes enthalpien i punkt 3 ud fra temperaturen i punkt 3 og trykket i punkt 3. Temperaturen i punkt 3 er givet som mætningstemperaturen ved den givne tryk i punkt 3 fratrukket underkølingen. Tryktabet udregnes vha. måledata:

$$\Delta P_{kond} = P_2 - P_3 \quad (10)$$

Mætningstemperaturen findes:

$$T_{sat,3} = T_{sat}(R134a; P = P_3) \quad (11)$$

Underkølingen findes ud fra en målt temperatur i punkt 3:

$$\Delta T_{UK} = T_{sat,3} - T_{3,m\ddot{a}lt} \quad (12)$$

Temperaturen i punkt 3 er givet ved:

$$T_3 = T_{sat,3} - \Delta T_{UK} \quad (13)$$

Enthalpien i punkt 3 findes:

$$h_3 = Enthalpy(R134a; T = T_3; P = P_3) \quad (14)$$

9.2.4 Punkt 4 - Efter drøvleventilen

Da der ikke er måleværdier for dette punkt 4, antages det at drøvlingen sker isentalpisk, altså entalpien før og efter ekspansionsventilen er den samme:

$$h_4 = h_3 \quad (15)$$

9.2.5 Massestrøm

Der opstilles et udtryk den volumetriske virkningsgrad og slagvolumenstrømmen, se afsnit 10.1

Volumenstrømmen i punkt bestemmes:

$$\eta_v = \dot{V}_1 / \dot{V}_{slag} \quad (16)$$

Hvor massestrømmen er givet ved:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_{k\ddot{o}l} \cdot v_1 \quad (17)$$

9.2.6 Kompressor model

Den målte optagne effekt er en input parameter i modellen.

Den reelle optagne effekt i kompressoren skal korrigeres så effektforbruget for ventilatoren ikke medtages:

$$\dot{W}_k = \dot{W}_{m\ddot{a}lt} - P_{fan} \quad (18)$$

Hvor ventilator effekten er givet ved:

$$P_{fan} = \frac{\dot{V}_{luft} \cdot \Delta P_{fan}}{\eta_{fan}} \quad (19)$$

ΔP_{fan} aflæses af ventilatorens datablad ud fra en målt volumenstrøm, databladet kan ses i bilag 3.

Der opstilles et udtryk for varmetabsfaktoren, se afsnit 10.3.

Varmetabet i kompressoren fås til:

$$f_q = \frac{\dot{Q}_{tab}}{\dot{W}_k} \quad (20)$$

Entalpien i punkt 2 findes ved at opstille en energibalance for kompressoren.

$$\dot{W}_k - \dot{Q}_{tab} = \dot{m}_{k\ddot{o}l} \cdot (h_2 - h_1) \quad (21)$$

Der opstilles et udtryk for kompressor effekten, som beskriver hvor meget energi der optages under kompressionen:

$$\dot{W}_k = \dot{m}_{k\ddot{o}l} \cdot (h_{2w} - h_1) \quad (22)$$

Hvor h_{2w} er enthalpien i punkt 2w, som er punktet efter en kompression uden de isentropiske tab og varmetab.

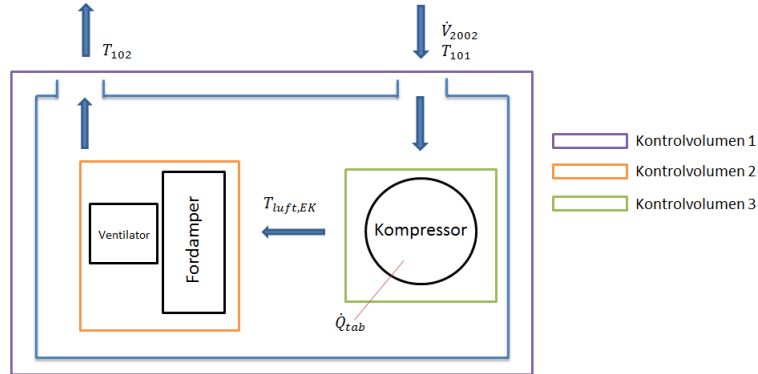
Det er relevant at kigge varmetabet under kompressionsprocessen, da varmetabet kan bruges til at fastsætte punkt 2. Den fundne enthalpi i punkt 2w bruges til at finde en isentropvirkningsgrad.

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2w} - h_1} \quad (23)$$

Temperaturen i punkt 2w, svarende til driftstemperaturen for kompressoren findes så det kan kontrolleres at denne ikke er for høj:

$$T_{2w} = \text{Temperature}(R134a; P = P_2; h = h_{2w}) \quad (24)$$

9.2.7 Modellering af kontrolvolumener i kompressorummet



Figur 6: Skitse over det de opdelt kontrolvolumener

Nedenstående udtryk viser sammenhængen mellem varmetabet fra kompressoren og den optagne effekt i fordamperen. Her regnes varmetabet negativt, altså er det summen af den optagne effekt i fordamperen og spildvarmen fra kompressoren som giver den samlede energi ændringen i luften. Fordamperydelsen reduceres med en SHR faktor for at kompensere for kondensdannelse, se afsnit 10.2 for beregning af dette.

$$\dot{Q}_{luft} = \dot{Q}_{ford} \cdot SHR + \dot{Q}_{tab} \quad (25)$$

Volumenstrømmen af luften samt indløbstemperaturen er input variable i modellen.

Den samlede energiændring i luften findes ved at kigge på et kontrolvolumen over hele kompressorummet 6.

Der opstilles en energibalance for ind- og udløbsluften, således at temperaturen i udløbet kan findes.

$$\dot{Q}_{luft} = \dot{V}_{luft} \cdot \rho_{luft} \cdot c_{p_{luft}} \cdot (T_{luft,ind} - T_{luft,ud}) \quad (26)$$

En middelværdi for densitet og varmekapacitet findes ud fra temperature ved ind/udløb og atmosfæretryk ved hjælp af EES.

Spildvarmen fra kompressoren medtages i fordamperydelsen fordi kompressoren sidder før fordamperen, se figur 6. Temperaturstigningen i luften som følge af varmetab fra kompressoren findes vha. fordamperydelse.

Følgende balance gælder:

$$\dot{Q}_{ford} \cdot SHR = \dot{m}_{luft} \cdot c_{p_{luft}} \cdot (T_{luft,EK} - T_{luft,ud}) \quad (27)$$

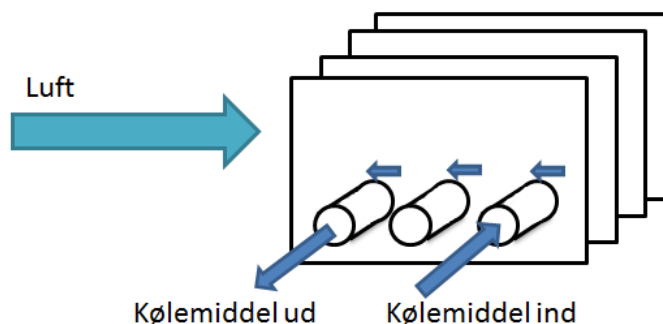
Hvor $T_{luft,EK}$ er luft temperaturen umiddelbart efter kompressoren.

9.2.8 Fordamper model

Fordamperydelsen bestemmes ud fra entalpi ændring og massestrømmen:

$$\dot{Q}_{ford} = \dot{m}_{køl} \cdot (h_1 - h_4) \quad (28)$$

Der regnes på en modstrømsvarmeveksler, dette skyldes at selv om der i praksis er blanding af en krydsstrøm- og modstrømsvarmeveksling er hoved retningen stadig modstrøm, se figur7:



Figur 7: En blanding af kryds- og modstrømsvarmeveksling

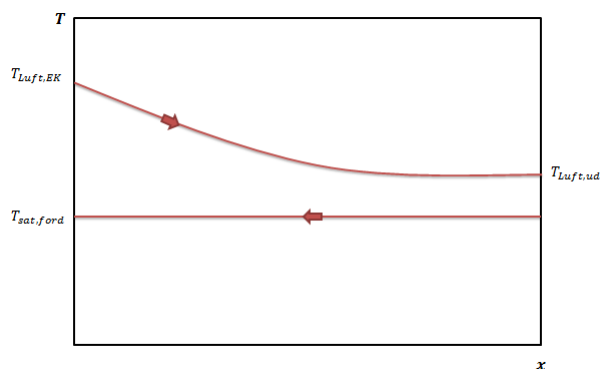
Den logaritmiske middeltemperatur mellem luften umiddelbart før og efter fordamperen er givet ved:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{luft,EK} - T_f) - (T_{luft,ud} - T_f)}{\ln \frac{(T_{luft,EK} - T_f)}{(T_{luft,ud} - T_f)}} \quad (29)$$

Temperaturen af kølemidlet ud af fordamperen bruges ikke, da overhedningen af kølemidlet er en negligerbart lille energiændring i sammenligning med hele fordampningsprocessen.

UA-værdien for fordamperen kan nu findes ud fra nedenstående udtryk:

$$\dot{Q}_{ford} = UA_{kond} \cdot \Delta T_{LM} \quad (30)$$



Figur 8: Temperatur forløb ved henholdsvis ind- og udgang af varmeveksleren

9.2.9 Kondensator model

Der beregnes en kondenseringsydelse ved at kigge på entalpi ændringen igennem kondensatoren, det fremgår af nedenstående udtryk:

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{k\varnothing l} \cdot (h_3 - h_2) \quad (31)$$

En UA-værdi for kondensatoren findes ud fra temperaturforskellen mellem vandet i tanken og mætningstemperaturen i punkt 3, altså uden at medtage underkølingen.

Vandtemperaturen er en input variabel i modellen.

UA-værdien findes ud fra nedenstående udtryk:

$$\dot{Q}_{kond} = UA_{kond} \cdot (T_{vand} - T_{sat,3}) \quad (32)$$

10 Parameter beregninger

I det følgende vil beregninger af parametre til input i den statiske model gennemgås.

Der laves en beregning for den anvendte kompressor med udgangspunkt i komponent databladet. Her beregnes en slagvolumenstrøm og volumetrisk virkningsgrad.

Der laves en beregning for SHR (Sensible Heat Ratio), dette gøres den sensible varme kan ses og beregnes som en temperaturstigning i luften og sammenholdes med måleresultaterne. SHR beregnes vha. af CoolPack ud fra de målte temperatur ved ind- og udløb, volumenstrøm og den relative fugtighed.

Varmetabet under kompressionsprocessen beregnes ved at opstille et kontrolvolumen omkring kompressoren. Målte temperaturværdier af kompressorens overflade, og luftens indløbstemperatur bruges i beregningen.

De fundne parametre bruges som input i modellen, hvorefter testresultaterne fra testopstillingen indsættes og modellen verificeres.

Anlægsspecifikke konstanter bestemmes ud fra de producerede resultater af modellen og de fundne anlægsparametre valideres.

10.1 Kompressorberegninger

Databladet for kompressoren bruges til at udregne nogle parametre ved en given driftssituation for kompressoren heriblandt; isentropvirkningsgraden, slagvolumenstrøm og volumenmetriskvirkningsgrad.

Følgende data er opgivet i databladet, se bilag 4:

T_{omg}	$35^{\circ}C$
T_f	$7^{\circ}C$
T_{sug}	$35^{\circ}C$
T_k	$54,4^{\circ}C$
T_{vaeske}	$43,9^{\circ}C$
\dot{Q}_f	$1420W$
COP	2,98

Tabel 3: Talværdier for det opgivne driftspunkt - taget fra datablad

10.1.1 Isentropvirkningsgrad

Kompressorforbruget beregnes ud fra den opgivne COP og fordamperydelse:

$$\dot{W}_k = \dot{Q}_f / COP \Rightarrow \dot{W}_k = 476,5W \quad (33)$$

Overhedning bestemmes ud fra temperaturforskellen mellem sugegas temperaturen før kompressoren og fordampningstemperaturen.

$$\Delta T_{OH} = T_{sug} - T_f \Rightarrow \Delta T_{OH} = 27,8^{\circ}C \quad (34)$$

Underkølingen bestemmes ud fra temperaturforskellen mellem væske temperaturen efter kondensatoren og kondenseringstemperaturen.

$$\Delta T_{UK} = T_k - T_{v\ddot{a}eske} \Rightarrow \Delta T_{UK} = 10^\circ C \quad (35)$$

Tryk, entalpi, entropi, specifikt volumen og densitet efter fordamperen findes:

$$P_1 = P_{sat}(R134a; T = T_f) \quad (36)$$

$$h_1 = Enthalpy(R134a; T = T_f + \Delta T_{OH}; P = P_1) \quad (37)$$

$$s_1 = Entropy(R134a; h = h_1; P = P_1) \quad (38)$$

$$v_1 = Volume(R134a; T = T_{sug}; P = P_1) \quad (39)$$

$$\rho_1 = Density(R134a; T = T_{sug}; P = P_1) \quad (40)$$

Det antages at der ikke er noget tryktab over kondensatoren:

$$P_2 = P_3 = P_{sat}(R134a; T = T_k) \quad (41)$$

Entropien efter kompressoren antaget en isentropisk proces bestemmes:

$$s_{2s} = s_1 \quad (42)$$

Enthalpien efter kompressoren antaget en isentropisk proces bestemmes:

$$h_{2s} = Enthalpy(R134a; s = s_{2s}; P = P_2) \quad (43)$$

Enthalpien efter kondensatoren bestemmes:

$$h_3 = Enthalpy(R134a; T = T_k - \Delta T_{UK}; P = P_3) \quad (44)$$

Enthalpien efter ekspansionventilen antaget en isentalpisk ekspansionen er givet ved:

$$h_4 = h_3 \quad (45)$$

Massestrømmen beregnes ud fra den opgivne fordampningsydelse samt entalpiene:

$$\dot{m}_{k\ddot{o}l} = \dot{Q}_f / (h_1 - h_4) \Rightarrow \dot{m}_{k\ddot{o}l} = 0,008551 kg/s \quad (46)$$

Det opgivne kompressorforbrug bruges til at bestemme enthalpien i efter kompressoren ved en kompression uden varmetab h_{2w} :

$$h_{2w} = \frac{\dot{W}_k}{\dot{m}} + h_1 \quad (47)$$

Isentropvirkningsgraden findes:

$$\eta_{is} = (h_{2s} - h_1) / (h_{2w} - h_1) \Rightarrow \eta_{is} = 0,58 \quad (48)$$

Denne værdi for isentropvirkningsgraden bruges som en referencepunkt til validering af isentropvirkningsgraden som findes ud fra modellen.

10.1.2 Volumetrisk virkningsgrad og slagvolumenstrøm

Af kompressorens datablad i bilag 3 ses det at slagvolumenet er $12,2\text{cm}^3$. Den opgivne slagvolumen omregnes til m^3 :

$$V_{slag} = \frac{12,2}{100^3} \quad (49)$$

Kompressoren kører ved ca. $2900 \frac{\text{omd}}{\text{min}}$ ³. Sammenholdes det opgivne slagvolumen med omdrejningstallet fås en slagvolumenstrøm:

$$\dot{V}_{slag} = V_{slag} \cdot \frac{2900}{60} = 0,0005897\text{m}^3/\text{s} \quad (50)$$

Volumenstrømmen i den givne driftssituation findes ved brug af den beregnede massestrøm i afsnit 10.1.1:

$$\dot{V}_1 = \dot{m} \cdot v_1 \quad (51)$$

Den volumetriskvirkningsgrad bestemmes til:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{slag}}{\dot{V}_1} = 0,9 \quad (52)$$

Ud fra databladet er der beregnet en slagvolumenstrøm, $\dot{V}_{slag} = 0,0005897 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ og en volumetriskvirkningsgrad på $\eta_{vol} = 0,90$. Da kompressoren ikke er frekvensstyret vurderes det rimeligt at antage at slagvolumenstrømmen og den volumetriske virkningsgrad ikke ændres betydeligt og at disse størrelser kan bruges som konstanter i den endelige model. For at se en mere detaljeret udregning se bilag 5.

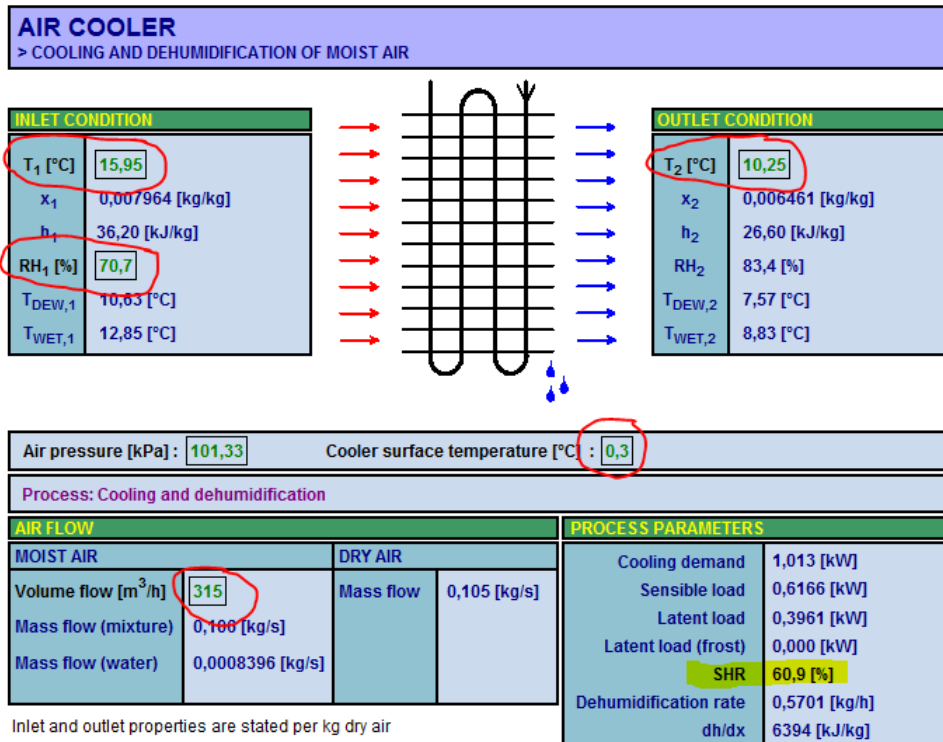
³www.areacooling.co.uk/products/compressors/hermetic/rotary/hitachi/bsd122dt/

10.2 Beregning af fugtig luft

CoolPack bruges til at estimere andelen af den sensible varme (SHR). For at se hvordan SHR varierer ved forskellige luft temperaturer, findes måleværdierne for den højeste og den laveste indløbstemperatur over hele opvarmningsperioden, se bilag 6.

Luftfugtig [%]	T101 [C]	T102 [C]	T_f [C]	\dot{V}_{luft} [m^3/h]
70,66	15,95	10,25	0,34	314,8
68,25	14,30	9,17	2,1	312,4

Tabel 4: Brugte talværdier ved de højeste og laveste indløbstemperatur



Figur 9: Udklip fra input vindue i CoolPack

Input parametrene er markeret med en rød cirkel og outputtet er markeret med gult. Den indtastede fordampningstemperatur er fundet som mætnings-temperaturen til det målte tryk i punkt 1.

SHR for den højeste indløbstemperatur er på 60,9 %, hvor SHR for den laveste indløbstemperatur er på 66,4 %.

I modellen bruges en middel værdi af de to ovenstående.

$$SHR = 64\% \quad (53)$$

10.3 Varmetab i kompressoren

Varmetabsfaktoren beregnes ved hjælp af den på målte temperatur af kompressorens ydre skal-temperatur ved indløbet af varmepumpehuset og det optagne effekt i kompressoren.

Det varmeoverførende areal af kompressoren findes ud fra de opgivne dimensioner i databladet, hvor overfladearealet regnes som en cylinder, se bilag 4.

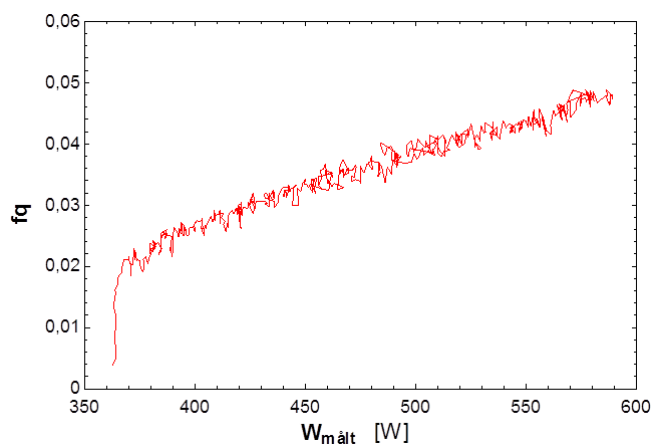
Varmetransmissionskoefficienten mellem luften og kompressor-skallen antages at være $19 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ⁴. Denne er baseret på at U-værdier typisk ligger mellem $8\text{-}30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ afhængig af strømningsforholdene. Ved en naturlig konvektion ligger U-værdien omkring $8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ og kraftigt flow haves en U-værdi på omkring $30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ⁵. I bilag 8 findes at flowet er turbulent, men hvordan flowet opfører sig igennem kompressorummet er ikke kortlagt.

Varmetabet findes:

$$\dot{Q}_{tab} = U \cdot A_{komp} \cdot (T_{skal} - T_{luft,ind}) \quad (54)$$

Varmetabsfaktoren er forholdet mellem varmetabet og det optagne effekt.

$$fq = \frac{\dot{Q}_{tab}}{\dot{W}_k} \quad (55)$$



Figur 10: Varmetabsfaktoren som funktion af det optagne effekt

Ud fra figur 10 ses det at den beregnede varmetabsfaktor stiger over opvarmingsperioden. Det skyldes at temperatur forskellen mellem kompressor skallen og luften stiger i takt med kondenseringstemperaturen som følge af den stigende vandtemperatur. Gennemsnitsværdien beregnes til 3 %, og denne værdi indsættes i hovedmodellen. Se bilag 7 for den fulde beregning.

⁴Bestemt ud fra en dialog med Morten Skovrup - Denne værdi er kun en estimat mellem 15-20

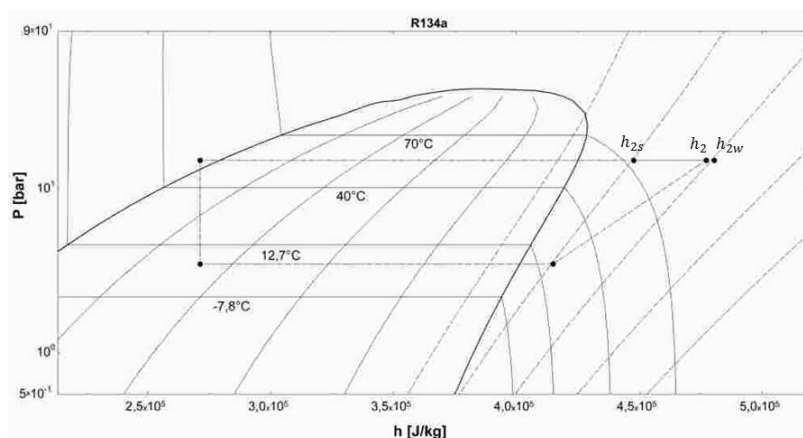
⁵Kilde: Morten Skovrup

11 Verificering af model

Måleværdierne indsættes i den statiske EES model beskrevet i afsnit 9.2 for at se om resultaterne fra modellen afspejler det virkelige anlæg. Kredsprocessen indtegnes i LogP(h) diagrammer og disse undersøges. Der også kigges på den samlede energibalance for at se om det simuleret anlæg afspejler virkeligheden, og temperaturene for modellen sammenlignes med kendte maksimumstemperatur for kompressoren.

Entalpier

Figur 11 viser hvordan kredsprocessen for den statiske model ser ud indtegnet i et LogP(h)-diagram.



Figur 11: Udsnit af Log(p),h-diagram over processen

Enthalpierne viser sig at have de størrelser som de forventes have i forhold til virkeligheden. h_2 er en smule til venstre for h_{2w} grundet varmetabet og samtidig til højre for h_{2s} . I praksis kan punkt h_2 også ligge til venstre for punkt h_{2s} hvis der er et stort varmetab i kompressoren, men for modellen som kun regner med et varmetab på ca. 3 % viser plottet hvad der kan forventes.

11.1 Energibalance

Der opstilles et udtryk for det samlede energibalance for anlægget. Der optages energi fra indsugningsluften i fordampere samt energi i form af elektricitet igennem kompressoren. Denne energi afsættes i kondensatoren og som varmetab fra kompressoren, således at hele systemets samlede optagne og afgivne energi er i balance. Dette kan ses i nedenstående udtryk.

$$\dot{Q}_{ford} + \dot{W}_k - \dot{Q}_{tab} - \dot{Q}_{kond} = 0 \quad (56)$$

Talværdier for den sidste måling i opvarmningsperioden indsættes som check:

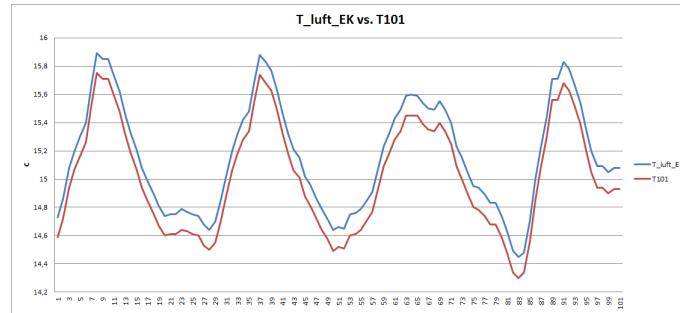
$$1091W + 534W - 16W - 1609W = 0 \quad (57)$$

Det ses at systembalancen som forventet går op.

11.2 Temperatur

Anskuelsen af kompressorrummet betyder at der må der være en temperatur forskel mellem luften umiddelbart efter kompressoren og den målte temperatur ved indløbet som følge af en varmetab i kompressoren. Dette fremgår af figur 12.

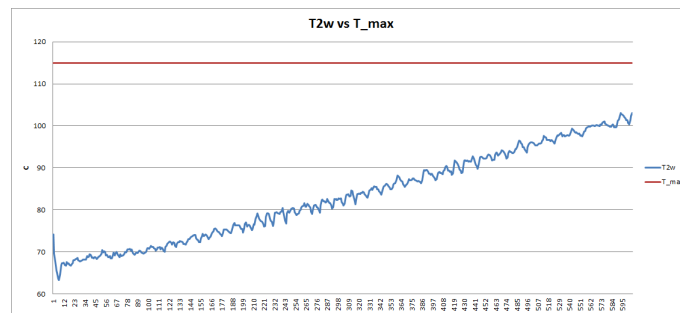
$$T_{luft,EK} > T_{101} \quad (58)$$



Figur 12: Udsnit af resultater for $T_{luft,EK}$ x-aksen er antal målepunkter

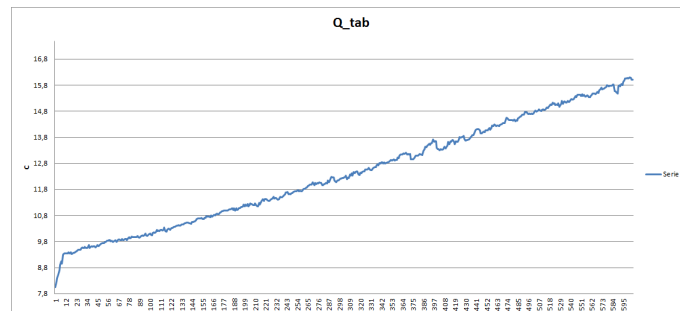
En anden temperatur som er interessant at kigge på er temperaturen efter kompressoren. Der er i kompressorens datablad specificeret en kritisk temperatur på $115\text{ }C^\circ$ som ikke må overskrides. Dette fremgår af figur 13 den kritiske temperatur ikke overskrides.

$$T_{2w} < 115C^\circ \quad (59)$$



Figur 13: Udsnit af resultater for T_{2w} x-aksen er antal målepunkter

I afsnit 10.3 antages en U-værdi mellem kompressor-skallen og luften og varmetabet findes herefter ud fra en temperatur forskel mellem kompressor skallen og luften. Der forventes derfor et stigende varmetab som følge af den stigende temperatur i kompressoren.



Figur 14: Stigende varmetab med stigende vandtemperatur - x-aksen er antal målepunkter

Dette viser sig også at være tilfældet i modellen, se figur 14. Hvis varmetabet ikke var stigende, altså konstant eller endda faldende ville det betyde at luften afkøles af kompressoren hvilket ikke ville give fysisk mening.

Der kigges på den beregnede temperatur ved udløbet. Det viser sig at den beregnede temperatur ved udløbet er ca. $1^{\circ}C - 2^{\circ}C$ lavere end den målte temperatur. Denne afvigelse kunne skyldes en måleusikkerhed, da temperaturen måles et stykke oppe i udløbsrøret og ikke lige efter fordampere.

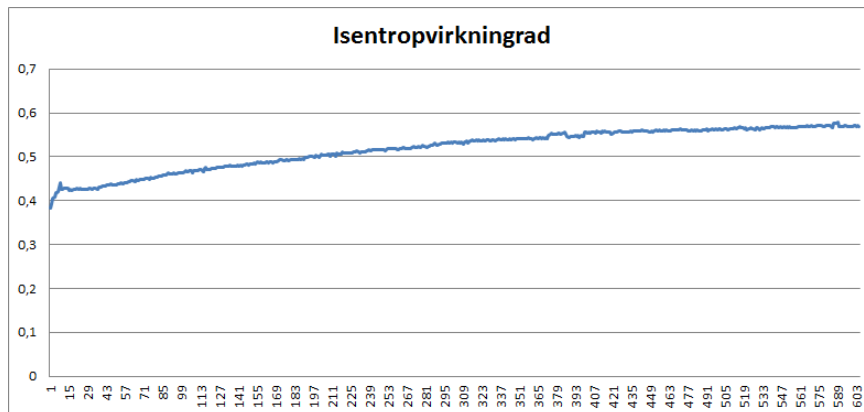
12 Parameter fastsættelse

I dette afsnit gennemgås fastsættelsen af de anlægsspecifikke konstanter som beregnes med den statiske model ud fra måledataene. Alle måledata til parameterfastsættelsen er taget fra opvarmningsperioden grundet den store mængde måledata. Målepunkterne under standby-perioden er også afprøvet i modellen, men i stand-by perioden er der mange målinger som ikke kan bruges da anlægget har en opstartsperiode. Opstartsperioden betyder at der ved den første del målinger haves en kondenseringstemperatur der er lavere end vandtemperaturen, og disse giver meget skæve resultater.

12.1 Isentropvirkningsgrad

Det ses at isentropvirkningsgraden langsomt stiger med stigende vandtemperatur. Det skyldes det varierende trykforhold ved de forskellige driftspunkter. Den lader dog til at flade mere ud i slutningen af grafen. Den gennemsnitlige isentropvirkningsgrad beregnes til:

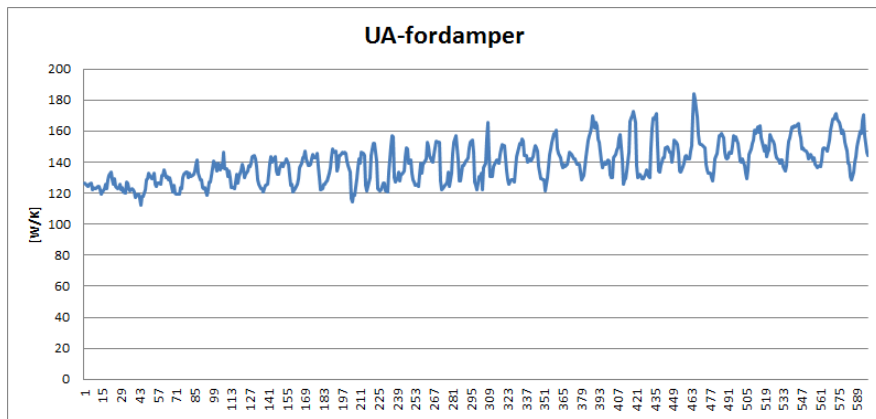
$$\eta_{is} = 0,52 \quad (60)$$



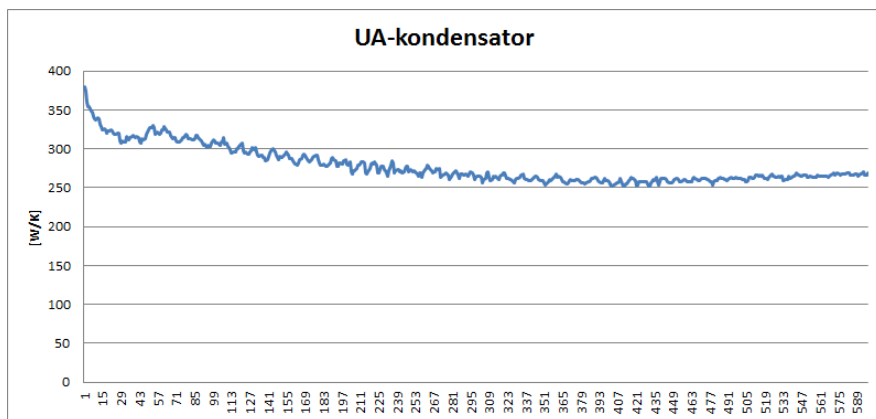
Figur 15: Resultater for isentropvirkningsgraden - x-aksen repræsenterer hele opvarmningsperiode

12.2 UA-værdi

Som tidligere nævnt ønskes det at fastsætte UA-værdierne som konstanter ud fra den statiske model som tilpasses efter målingerne. I virkeligheden vil UA-værdierne variere lidt alt afhængigt af varmeovergangstal mellem eksempelvis luft og kølemidlet.



Figur 16: Resultater for UA-værdien for fordamperen - x-aksen repræsenterer hele opvarmningsperiode



Figur 17: Resultater for UA-værdien for kondensatoren - x-aksen repræsenterer hele opvarmningsperiode

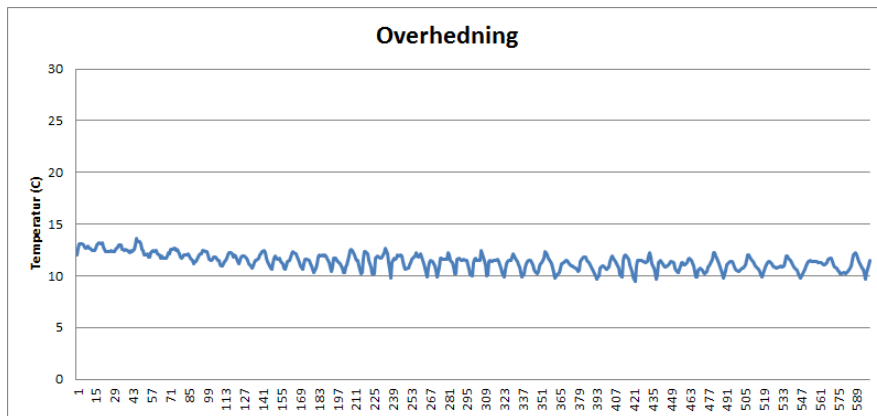
De gennemsnitlige værdier beregnes til:

$$UA_{kond} = 280W/K \quad (61)$$

$$UA_{ford} = 139W/K \quad (62)$$

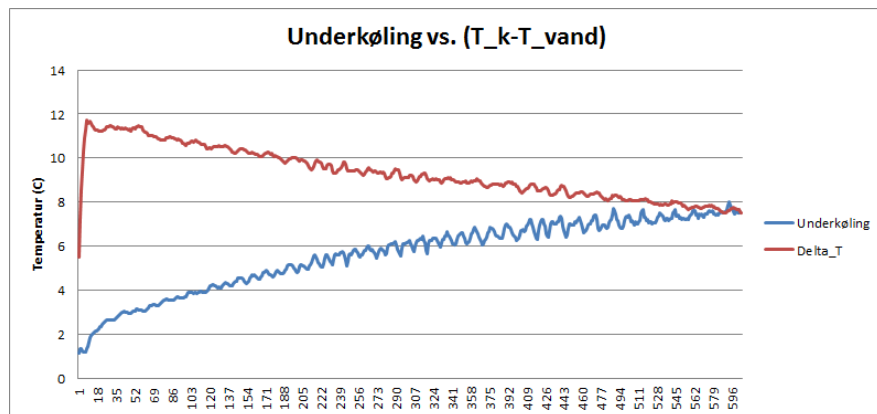
12.3 Bestemmelse af overhedning

Det ses af figur 18, som afbilder resultaterne, at overhedningen stort set er konstant, dette skyldes den konstante temperatur af luften ind i varmepumpen på 15°C i testkammeret. Der tages et gennemsnit over hele opvarmningsperioden og der fastsættes en overhedning på 11°C .



Figur 18: Resultaterne for overhedning - x-aksen repræsenterer hele opvarmningsperiode

12.4 Bestemmelse af underkøling



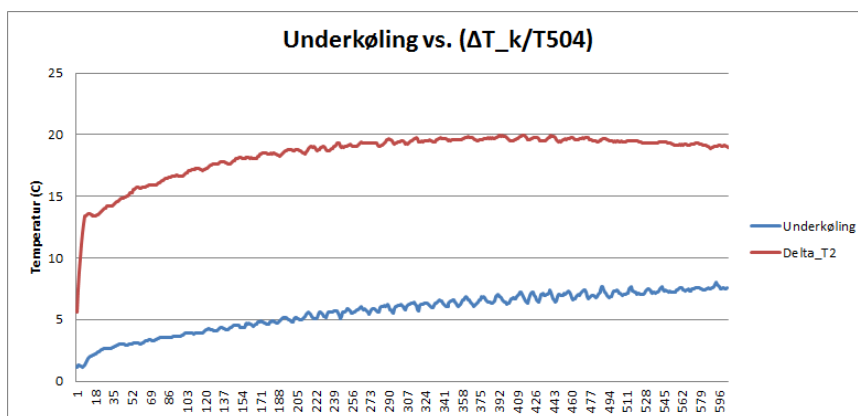
Figur 19: Krydsende temperatur mellem underkøling og den temperaturforskel der reelt er tilrådig - x-aksen repræsenterer hele opvarmningsperiode

Ud fra figur 19 ses at underkøling stiger med tiden, hvilket svarer til at den stiger med stigende vandtemperatur. Den stigende underkøling giver anledning til en nærmere undersøgelse af resultaterne. I dataarket med de oprindelige måleværdier for anlægget findes der seks måle-

værdier som svare til de seks termofølere som er placeret langs brugsvandsbeholderen, se figur 42. Den anvendte vand temperatur i den statiske model er en middelværdi af de seks målinger ⁶. Ved at kigge på temperaturforskellen mellem den anvendte vand temperatur og kondenseringstemperaturen, findes den maksimalt tilladelige underkøling for anlægget, da temperaturen efter underkøling ikke kan være mindre end vandtemperaturen. Figur 19 viser en graf over underkølingen sammenlignet med temperaturforskellen mellem middeltemperaturen af vandet og kondenseringstemperaturen. Grafen viser at der en krydsende temperature, hvilket ikke giver mening fysisk.

Lagdeling i tanken kan medføre at der i bunden af tanken vil være et koldere vandlag. Hvis kondensatoren mærker det kolde vandlag kan der være en større underkøling en hvad der vist på figur 19. For at undersøge dette bruges temperaturføleren som sidder i bunden af tanken, T504. Temperaturforskellen mellem måleværdierne for dette punkt og kondenseringstemperatur findes, og plottes sammen med underkølingen.

Det kan ses af figur 20 at hvis der kigges på temperaturen af vand i bunden af tanken, kan der faktisk have en den stigende underkøling.



Figur 20: Temperaturforskellen til rådighed og underkøling - x-aksen repræsenterer hele opvarmningsperiode

Gennemsnitsværdien for underkøling beregnes til:

$$T_{UK} = 6^{\circ}C \quad (63)$$

⁶jfr. Excel ark - 20012-08-28 EN16147 Vesttherm ECO Hitachi produkt test 3 fan corrected

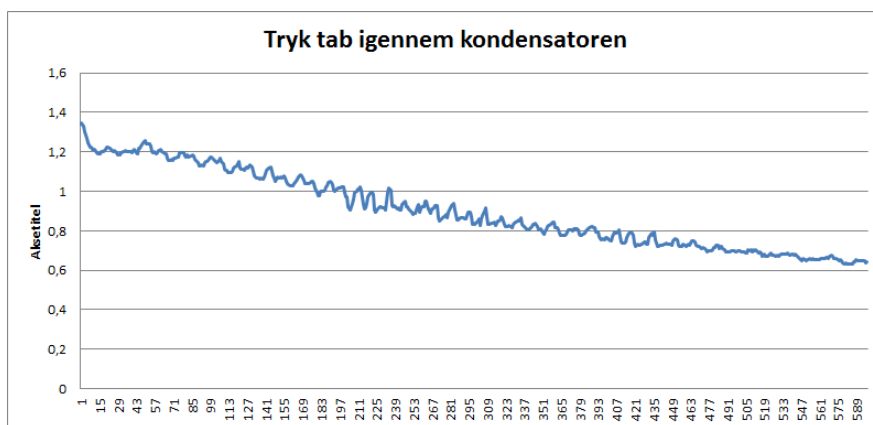
Den varierende underkølings betydning for anlægget undersøges, med fokus på de fundne UA-værdier, kondensator/fordamper-ydelse, og isentropvirkningsgraden. Det ses af tabel 5 hvordan de forskellige resultater varierer ved at ændre på underkølingen. I tabellen bruges der tre værdier for underkøling som svarer til næsten ingen underkøling, gennemsnitsværdien og underkøling som varierer med temperaturen. Det ses at effekten på isentropvirkningsgraden og UA-værdierne er negligerbar. Ud fra denne sammenligning vælges det derfor at bruge gennemsnitsværdien for underkøling frem for at estimere en funktion for denne.

T_{uk} [C]	η_{is} [-]	Q_{kond} [W]	Q_{ford} [W]	UA_{kond} [W/K]	UA_{ford} [W/K]
1	0,52	1574	1173	273	129
6	0,52	1631	1230	283	139
$T_{115} - T_k$	0,52	1627	1226	280	139

Tabel 5: Indvirkningen af underkøling

12.5 Bestemmelse af tryktabet igennem kondensatoren

Der findes en tryk forskel igennem kondensatoren ved at bruge de målte tryk før og efter kondensatoren. Resultaterne ses ud fra figur 21.



Figur 21: Tryktab igennem kondensatoren

Gennemsnitsværdien for tryktabet igennem kondensatoren beregnes til:

$$T_{UK} = 0,9Bar \quad (64)$$

13 Validering

De fastsatte anlægsparametre indsættes i den statiske EES model som ligger til grund for den dynamiske model. Anlægsparametrene valideres ved at sammenligne de fundne værdier med resultater fra en anden udregning, eksempelvis ud fra komponentdatablad.

Der laves en beregning for kondensatoren for at undersøge om den fundne UA-værdi under parameterfastsættelse passer med UA-værdien, beregnet ud fra kondensatorens geometri.

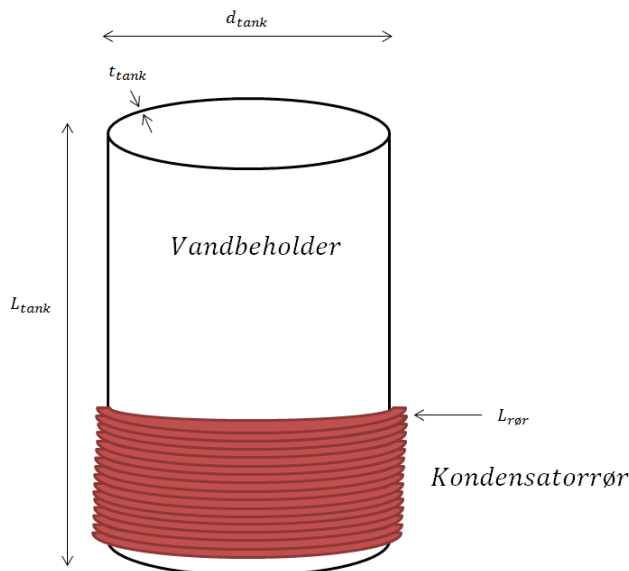
Der kigges på den fastsatte isentropvirkningsgrad og der sammenlignes med den der er beregnet ud fra datablad.

Der laves en undersøgelse af placering af de fire hovedpunkter for anlægget. Kredsprocessen ud fra målte værdier indtegnes i et logP(h) diagram og sammenlignes med kredsprocessen beregnet vha. af den statiske model med fastsatte parametre.

13.1 Kondensator beregninger

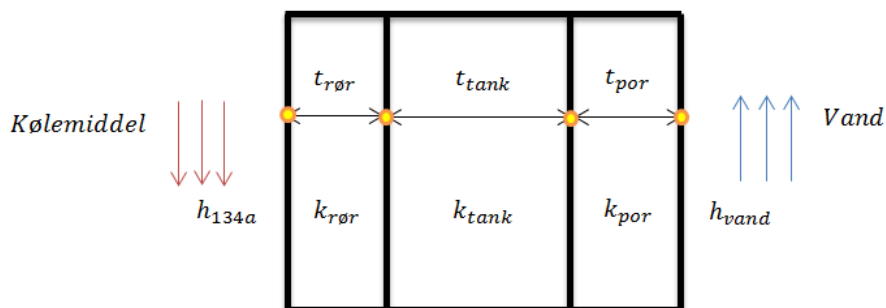
I den statiske EES model over anlægget beregnes en UA-værdi for kondensatoren, denne værdi ønskes valideret og dette gøres ved at udregne en UA-værdi ud fra kendte dimensioner af kondensatorrørene samt tankens bestanddele.

Figur 22 viser en skitse over vandbeholderen. Et langt d-formet kondensatorrør i aluminium er snoet rundt om den nederste del af vandtanken. Tanken regnes som en cylinder, uden at medregne top og bund eftersom varmetilførslen sker langs cylindervæggen. Da hele cylinderens overflade ikke er dækket af kondensatorrøret beregnes den resterende overflade som en finne for kondensatoren.



Figur 22: Kondensatorrør som er viklet rundt om beholderen

For at finde UA-værdien for kondensatoren opstilles et udtryk for den samlede modstand mellem kølemidlet og vandet i tanken, dette kan ses i figur 23.



Figur 23: Diagram over den samlede modstand igennem flere lodrette flader

Et udtryk for UA-værdien fås til:

$$\frac{1}{UA_{kond}} = \frac{1}{h_{R134a} \cdot A_{rør}} + \frac{t_{rør}}{k_{rør} \cdot A_{rør}} + \frac{t_{tank}}{k_{tank} \cdot A_{rør}} + \frac{t_{por}}{k_{por} \cdot A_{rør}} + \frac{1}{h_{vand} \cdot (\eta_0(A_{finne} + A_{rør}))} \quad (65)$$

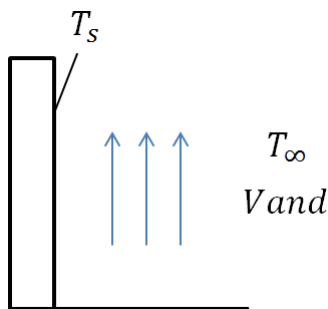
Hvor det varmeoverførende areal af røret $A_{rør}$ er givet ved:

$$A_{rør} = L_{rør} \cdot h_{rør} \quad (66)$$

13.2 Finder h_{vand}

I de følgende beregninger for varmeovergangstal mellem vandet og den indre cylindervæg, antages det at vandet er stillestående i tanken og opvarmes kun af fri konvektion igennem cylindervæggen. I virkeligheden må det forventes at der vil være en cirkulation inde i tanken som følge af densitets forskellen mellem det kolde og varme vand i tanken. Men antagelsen om at vandet er stillestående er rimelig for et øjebliksbillede af tanken.

Beregningerne er lavet for lodret flad væg da kontaktfladen mellem kondensator røret og tanken anses som en stykvis flad flade.



Figur 24: Skitse over situationen i tanken

Alle stofegenskaber findes i EES, se tabel 6 for de brugte talværdier.

T_s	62 C°
T_∞	55 C°
T_f	$\frac{T_s + T_\infty}{2} + 273$ K
t_{tank}	3 mm
L_{tank}	1,021 m
Pr	3,13
k_{vand}	$0,6394 \frac{W}{m \cdot K}$
ρ	$984 \frac{kg}{m^3}$
α	$15,54 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$
β	$\frac{1}{T_f}$
ν	$4,862 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$
g	$9.82 \frac{m}{s^2}$

Tabel 6: Talværdier for beregning af varmeovergangstal mellem vandet og indre væggen

Finder Rayleighs tal ⁷

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_{tank}^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (67)$$

Finder Nusselts tal for en lodret væg ⁸:

$$Nu_L = 0,68 + \frac{0,67 \cdot Ra_L^{1/4}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (68)$$

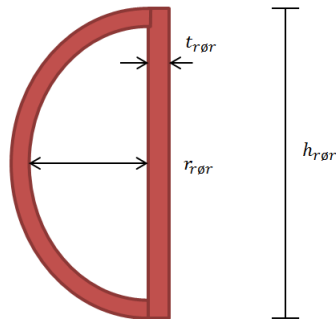
Finder h_{vand} :

$$h_{vand} = Nu_L \cdot \frac{k_{vand}}{L_{tank}} \quad (69)$$

⁷Heat Transfer 5th ed. - side 535 ligning 9.25

⁸Heat Transfer 5th ed. - side 535 ligning 9.27

13.3 Finder h_{134a}



Figur 25: Tværsnit af kondensatorrøret

Varmeovergangstallet mellem kølemidlet og rørvæggen findes ved at anskue et to-fase flow igennem røret. Dette skyldes at kølemidlet går fra gas til væske form, se bilag 9 for kilden til beregningen. Alle stofværdierne findes ud fra kondenseringstrykket og en dampkvalitet som svarer til mættet væske. Massestrømmen der bruges er den fundne gennemsnitlige massestrøm i anlægget se tabel 7 for talværdier.

Pr_1	3,177
$r_{rør}$	6,4 mm
$L_{rør}$	1 mm
$h_{rør}$	11,4 mm
μ_1	$12,03 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$
$P_{kritisk}$	40,59 Bar
P_{kond}	18,84 Bar
P_{red}	$\frac{P_{kond}}{P_{kritisk}}$
$\dot{m}_{køl}$	$0,0077 \frac{kg}{s}$

Tabel 7: Talværdier for beregning af varmeovergangstal for tofase flow i kondensatorrøret

Reynoldstal for røret bestemmes:

$$Re_L = \frac{4 \cdot \dot{m}_{køl}}{2 \cdot r_{rør} \cdot \mu_1 \cdot \pi} \quad (70)$$

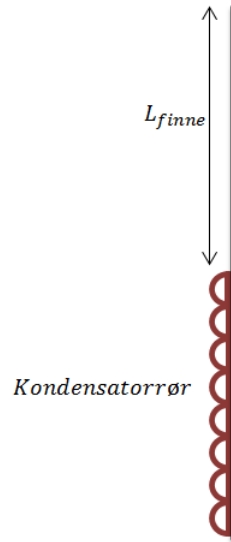
Varmeovergangstallet for ren væske findes:

$$h_L = 0,023 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \cdot \frac{k_1}{d_{rør}} \quad (71)$$

Det justerede varmeovergangstal for kølemidlet fås til:

$$h_{R134a} = h_L \cdot (0,55 + (2,09 / (P_{sat} / P_{krit})^{0,38})) \quad (72)$$

13.4 Beregner en overfladeeffektivitet η_0



Figur 26: Tværsnit af tank

Overfladeeffektivitet er et udtryk for forholdet mellem den energi som overføres igennem det varmeoverførende areal af finnen og energien som overføres igennem det samlede varmeoverførende areal ⁹.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{fin}}{A_{total}} \cdot (1 - \eta_f) \quad (73)$$

Hvor η_f er virkningsgraden af en enkelt finne, og er angivet til¹⁰:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_{finne})}{mL_{finne}} \quad (74)$$

Hvor m er givet ved til¹¹:

$$m = (2h_{vand}/k_{stål}t_{tank})^{1/2} \quad (75)$$

Talværdier indsættes i ligning 65 og UA-værdien for kondensatoren fås til:

$$UA_{kond} = 261 \text{ W/K} \quad (76)$$

For at se en mere detaljeret udregning henvises der bilag 10. Sammenlignes den fundne UA-værdi fra parameterfastsættelsen, $UA_{kond,1} = 280 \text{ W/K}$ med den fundne UA-værdi ud fra beregningen, $UA_{kond,2} = 261 \text{ W/K}$ fås der en afvigelse på under 7 % i forhold til den fastsatte værdi. En afvigelse som vurderes at være validerende og acceptabel.

⁹Heat Transfer 6th ed. - side 675 ligning 11.3

¹⁰Heat Transfer 6th ed. - side 675 ligning 11.4

¹¹Heat Transfer 6th ed. - side 675

13.5 Validering af isentropvirkningsgrad

Isentropvirkningsgraden som fastsættes i afsnit 12.1 sammenlignes med isentropvirkningsgraden som beregnes ud fra databladet. Det ses at der ikke er en stor afvigelse mellem de to værdier.

$$\eta_{is,anlaeg} = 0,52 \quad (77)$$

$$\eta_{is,datablad} = 0,58 \quad (78)$$

Den beregnede isentropvirkningsgrad fra databladet er 6 % større. Det kan kun forventes, eftersom isentropvirkningsgrad fra databladet formentlig er for kompressorens optimale driftspunkt.

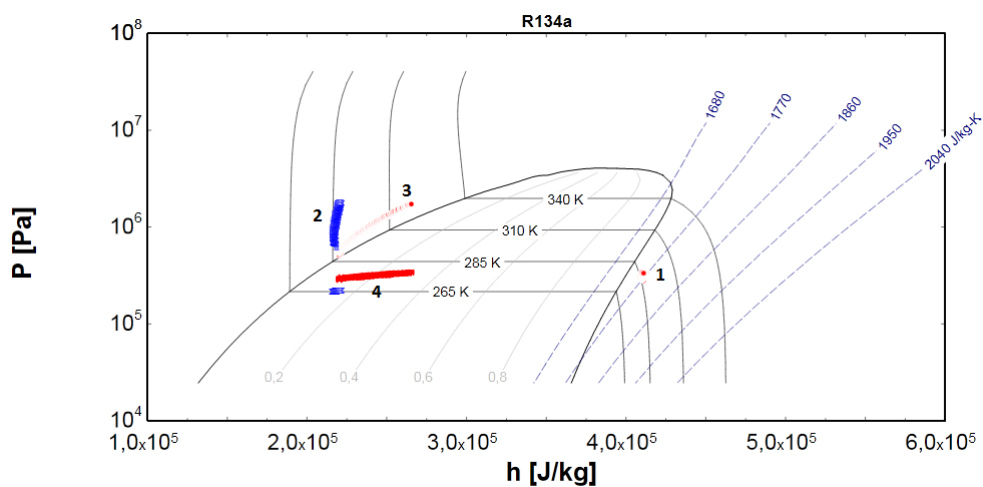
13.6 Validering af model

Modellen med de fastsatte parametre, som kan ses i bilag 11, har følgende inputs:

Isentropvirkningsgrad	η_k
Volumetrisk virkningsgrad for kompressor	η_v
Volumenstrøm af luft	\dot{V}_{luft}
Overhedning	ΔT_{OH}
Underkøling	ΔT_{UK}
UA-værdi for kondensator	UA_{kond}
UA-værdi for fordampere	UA_{ford}
Luft temperatur ind i varmepumpen	$T_{luft,ind}$
Varmetabsfaktor	f_q
Tryktab gennem kondensator	ΔP_k
Sensibel varme andel	SHR
Intern tryktab igennem kompressorummet	ΔP_{fan}

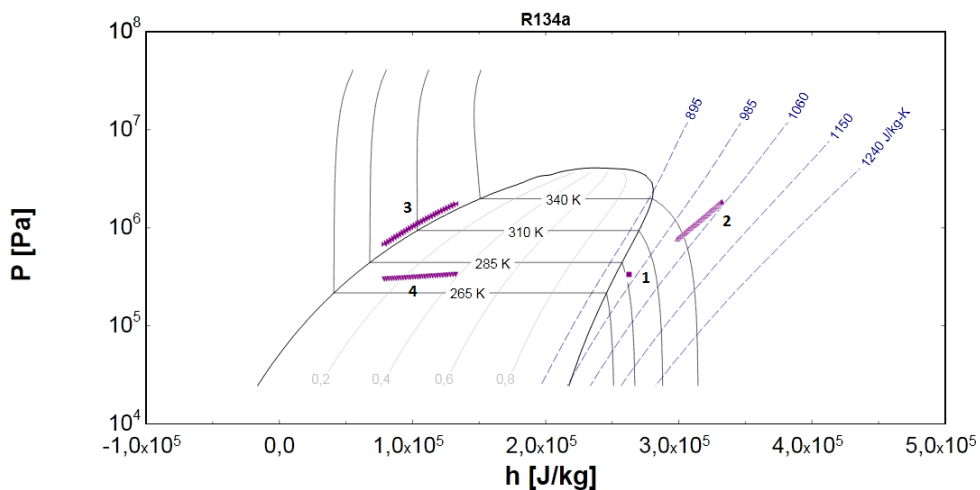
Tabel 8: Kredsproces inputs

For at vise at den modellens udregninger passer på Vesttherms varmepumpe, plottes opvarmningsperioden i et LogP(h). På figur 27 er måleresultaterne for opvarmningsperioden plottet. Den blå afmærkning på figur 27 markerer punkt 2, som er det målte punkt efter kompressoren. Det er tydeligt at dette målepunkt må være fejlbehæftet, da det indikerer at kølemidlet efter kompressionen allerede er kondenseret, derfor medtages punktet ikke i valideringen. Da der ikke er lavet målinger for punkt 4, efter ekspansionsventilen, antages det at være en isentalpisk ekspansion.



Figur 27: LogP(h) diagram for målinger

I modellen laves en tabel beregning for en vandtemperatur der stiger fra $10 - 55^{\circ}\text{C}$, svarende til opvarmningen, og resultaterne for enthalpierne plottes i et LogP(h) diagram. På figur 28 ses opvarmningsperioden af den opstillede statiske model. Det ses at kredsprocesserne placerer sig næsten ens. Det kommer dog til udtryk i LogP(h) diagrammet for modellen at underkølingen er konstant og her ses en lille variation hen i mod slutningen af opvarmningen sammenlignet med de målte værdier.



Figur 28: LogP(h) diagram for udregning

Modellens input er som nævnt beregnet på basis af måleresultaterne, derfor vil modellen aldrig være uafhængig af måleresultaterne.

14 Dynamisk model

Den dynamiske model skal simulere en varmepumpe der bliver udsat for testbetingelserne beskrevet i teststandarden EN16147. Simuleringen skal vise hvordan temperaturen af vandet i tanken og andre relevante størrelser varierer for den pågældende varmepumpe under de forskellige testperioder. Simuleringen skal efter endt simuleringstid give de af påkrævede outputs som COP, aftappet energimængde m.m. så indvirkningen optimeringsforslagene kan eftervises.

14.1 Teststandard EN16147

Det ønskes at den dynamiske model kan efterligne test standarden EN16147. Testen har 6 test perioder hvor der er bestemte krav og parametre som skal måles. Resultat-skemaet som i på figur 29 giver et overblik over hovedresultaterne for testen.

Da varmepumper endnu ikke energimærkes er det COP'en der bruges som mål for varmepumpens effektivitet, derfor er der i denne opgave lagt vægt på at efterligne opvarmning, standby og tappeprogram således at denne kan beregnes. Disse tre perioder fra standarden vil herunder blive gennemgået da det er hvad den dynamiske model søger at efterligne.

Table 15 — Presentation of main results

Result	Unit
Heating up time	h:min
Heating up energy input	kWh
Standby power input	W
Class of the measured tapping cycle and the determined electrical energy consumption W_{EL-TC} for each measured cycle	No. kWh
COP_{DHW} and class of used tapping cycle	-
Reference hot water temperature	°C
Maximum quantity of usable hot water	l
Temperature operating range: Minimal and maximal heat source temperature, minimal start and maximal mean temperature domestic hot water	°C

Figur 29: Hovedresultat-skema fra EN16147

14.1.1 Generelt

EN16147 beskriver forskellige konditioner for test af varmepumpen i forhold til hvilken type system der er tale om. Denne varmepumpe test laves for en luft/vand brugsvandsvarmepumpe med luft som varmekilde.

Temperaturen af indsugningsluften og omgivelserne efter standarden skal være $15^{\circ}C$. Vandtilførslen til varmepumpen skal ifølge standarden være på $10^{\circ}C$

14.1.2 A - Opvarmnings periode

Vandtanken skal ved start være fyldt vand med en temperatur på $10^{\circ}C$. Varmepumpen tændes og så snart varmepumpens termostat slår varmepumpen fra, skal tiden noteres. Under opvarmningsperioden skal varmepumpens forbrug W_{heat} og tiden registreres t_{heat} .

14.1.3 B - Stand-by periode

Stand-by perioden starter så snart varmepumpen er slået fra efter opvarmningen. Stand-by perioden skal foregå over en periode på 48 timer eller til varmepumpen har gennemgået 6 on/off cykler. Varmepumpens effektforbrug W_{stby} og tiden t_{stby} registreres og stand-by forbruget P_{stby} fås ved:

$$P_{stby}[kW] = \frac{W_{stby}[kWh]}{t_{stby}[h]} \quad (79)$$

Standby effekten korrigeres for fan-forbruget vha.:

$$W_{EL-CORR}[W] = \frac{\dot{V}_{air}[\frac{m^3}{s}] \cdot \Delta p_{ext}[Pa]}{\eta_{fan}} \quad (80)$$

Hvor \dot{V}_{air} er volumenstrømmen af luft, Δp_{ext} er den målte eksterne statiske trykdifferens og η_{fan} er virkningsgraden for ventilatoren.

14.1.4 C - Tappe-program

EN16147 beskriver fem forskellige tappeprogrammer (S,M,L,XL,XXL). Producenten bestemmer hvilket tappeprogram varmepumpen testes i henhold til. I denne test gennemgår varmepumpen tappeprogram L. Tappecyklen skal starte når varmepumpen slår fra efter sidste standby interval. Hvert tappeprogram efterligner en dags forbrug, ved at der igennem dagen tappes forskellige energimængder. Standarden foreskriver et påkrævet volumenflow ud af varmepumpen, dette er afhængigt af tappetypen. For denne test henvises der til tabel 9.

Start tid [hh:mm]	Energi [kWh]	Tappe-flow [l/min]	Ønsket $\Delta T(K)$ [K]	Min ΔT påkrævet [K]
07:00	0,105	4 ± 0,5		15
07:05	1,400	10 ± 0,5		30
07:30	0,105	4 ± 0,5		15
07:45	0,105	4 ± 0,5		15
08:05	3,605	10 ± 0,5	30	0
08:25	0,105	4 ± 0,5		15
08:30	0,105	4 ± 0,5		15
08:45	0,105	4 ± 0,5		15
09:00	0,105	4 ± 0,5		15
09:30	0,105	4 ± 0,5		15
10:30	0,105	4 ± 0,5	30	0
11:30	0,105	4 ± 0,5		15
11:45	0,105	4 ± 0,5		15
12:45	0,315	4 ± 0,5	45	0
14:30	0,105	4 ± 0,5		15
15:30	0,105	4 ± 0,5		15
16:30	0,105	4 ± 0,5		15
18:00	0,105	4 ± 0,5		15
18:15	0,105	4 ± 0,5		30
18:30	0,315	4 ± 0,5		30
19:00	0,105	4 ± 0,5		15
20:30	0,735	4 ± 0,5	45	0
21:00	3,605	10 ± 0,5	30	0
21:30	0,105	4 ± 0,5		15
Total	11,655			

Tabel 9: Tappeprogram L

Den ønskede og påkrævede ΔT er temperaturforskellen mellem det tappede vand og vandet ind i tanken. Den påkrævede ΔT skal overholdes for at det aftappede vand kan medregnes som brugbar energi. Såfremt den ønskede ΔT ikke overholdes ved tapping skal den manglende temperaturforskel gøres op for ved en beregnet mængde elektrisk energi til direkte opvarmning, hvilket resulterer i en forringelse af COP.

I følge standarden beregnes COP'en som følgende:

$$COP_{total} = \frac{Q_{tap}[kWh]}{W_{EL-TC}[kWh]} \quad (81)$$

Hvor Q_{tap} er den totale brugbare mængde energi i form af tappevand for tappeperioden.

Hvor W_{EL-TC} er givet ved:

$$W_{EL-TC}[kWh] = W_{EL-HP-TC}[kWh] + (24h - t_{tap}[h]) \cdot P_{es}[kW] + Q_{EL-TC}[kWh] \quad (82)$$

Q_{EL-TC} er den varmeenergi der skal suppleres med en el-patron for at holde de påkrævede temperature i løbet af tappecyklen såfremt det er nødvendigt.

t_{tap} er den tid tappeperioden varer.

$W_{EL-HP-TC}$ er varmepumpens målte elforbrug under hele tappeperioden.

$(24h - t_{tap}[h]) \cdot P_{es}[kW]$ er korrektion for varmetab efter de 24 timer. Testperioden skal vare min. 24 timer, selvom det sidste tap er slut. Hvis varmepumpen er tændt når der er gået 24 timer fra starten af tappeprogrammet, slutter måleperioden når varmepumpen igen slår fra. Hvis det ikke er tilfældet fortsætter måleperioden til varmepumpen af sig selv slår til og fra igen.

14.1.5 Test resultater fra Danmarks Teknologiske Institut

Et uddrag af resultater for test af Vesttherms varmepumpe med Hitachi kompressor i henhold til teststandard EN16147 er leveret af Teknologisk institut og ses i tabellerne 10 og 11

	A - opvarmning	B - Standby	C - Tappeprogram
Måleperiode [hh:min]	10:07	61:58	39:16
Energiforbrug(korrigeret) [kWh]	4,66	2,66	5,45
Tappet Energi [kWh]	-	-	11,90

Tabel 10: Målinger fra test

Det ses at varigheden af testforløbet er ca. 4,5 dag.

	Enhed	Resultat
Luft Volumenflow	$\frac{m^3}{h}$	300
Opvarmningstid	hh:mm	10:07
Opvarmnings energi	kWh	4,66
Standby effekt	W	42,87
Test klasse	-	L
Effektivt energi forbrug under tappe cyklus	kWh	4,79
COP for tappe cyklus	-	2,48

Tabel 11: Resultat skema

Det ses at COP beregnes til 2,48 for denne test. En test på Vesttherms "baseline" model med den oprindelige kompressor, en Embraco stempelkompressor, gav en COP på 2,24. Altså har udskiftningen af kompressoren forøget varmepumpens COP med 24%, hvilket næsten i sig selv udgør den ønskede forøgelse i COP som ligger som mål for forskning- og udviklingsprojektet. Resultater fra den dynamiske simuleringen vil blive holdt op mod disse resultater hvor tider, ydelser og forbrug sammenlignes.

14.2 Opbygning af model

Den dynamiske model laves i programmet Windali. Windali er baseret på programmeringssproget "pascal". Windali løser differentialligninger vha. Runge-Kutta metoden og der bruges modificeret Newton iteration til at løse algebraiske ligninger. Den statiske model som er beskrevet i afsnit 13.6 ligger til grund for den dynamisk model i Windali. I tabel 12 ses modellens input.

Isentropvirkningsgrad	η_k
Volumetrisk virkningsgrad for kompressor	η_v
Volumenstrøm af luft	\dot{V}_{luft}
Overhedning	ΔP_{OH}
Underkøling	ΔP_{UK}
UA-værdi for kondensator	UA_{kond}
UA-værdi for fordamp	UA_{ford}
Luft temperatur ind i varmepumpen	$T_{luft,ind}$
Varmetabsfaktor	f_q
Tryktab gennem kondensator	ΔP_k
Sensibel varme andel	SHR
"Intern tryktab igennem kompressorummet"	ΔP_{fan}
Densitet af luft	ρ_{luft}
Densitet af vand	ρ_{vand}

Tabel 12: Kredsproces inputs

Kredsprocessen er afhængig af vandtemperaturen som i den dynamiske simulering ændres med tiden som følge af forskellige påvirkninger bla. kondensator ydelsen fra kredsprocessen.

Vandets starttemperatur er $10^\circ C$, og bestemmes herefter vha. følgende energibalace:

$$\frac{dT_{vand}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{kond} - \dot{Q}_{tab} + \dot{Q}_{ind} - \dot{Q}_{ud}}{V_{tank} \cdot \rho_{vand} \cdot Cp_{vand}} \quad (83)$$

\dot{Q}_{kond} er kondenseringsydelsen som fås af kredsprocessen. \dot{Q}_{ind} , er massestrømmen ganget med enthalpien af kold vand som tilføres tanken, svarende til:

$$\dot{Q}_{ind} = \dot{m}_{vand} \cdot Cp \cdot T_{ind} \quad (84)$$

\dot{Q}_{ud} , er massestrømmen ganget med enthalpien af kold vand som tilføres tanken, svarende til:

$$\dot{Q}_{ud} = \dot{m}_{vand} \cdot Cp \cdot T_{ud} \quad (85)$$

Når der ikke tappes, er både \dot{Q}_{ud} og \dot{Q}_{ind} lig 0.

\dot{Q}_{tab} er varmetabet fra tanken som beregnes i afsnit 14.3.

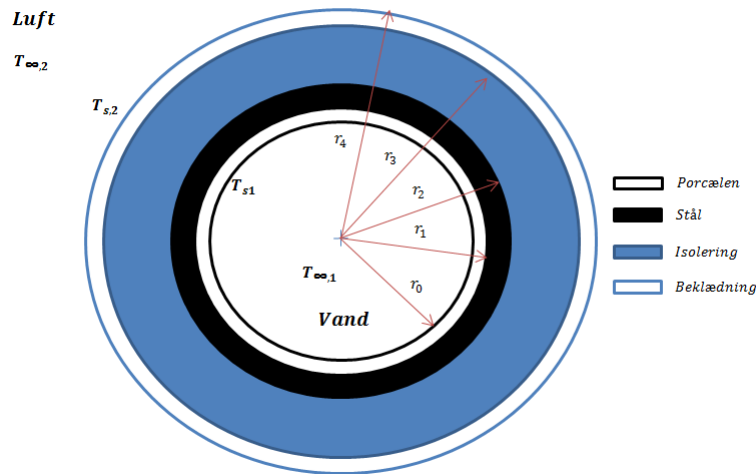
14.3 Modellering af varmetab for beholderen

Varmetabet i tanken regnes som for en cylinder inklusiv top og bund. Da den krumme geometri af top og bund stykkerne ikke medtages betyder det at varmetabet i virkeligheden vil være lidt større. Det antages at dette ekstra varmetab er en negligerbart lille del af det samlede varmetab.

Der antages en fast temperatur af vandet på $55\text{ }C^\circ$ og en fast temperatur af omgivelsesluft på $15\text{ }C^\circ$, de antagne temperature svarer henholdsvis til den ønskede vand temperatur samt temperaturen inde i testkammeret.

Der antages emissionstal på 0,96 i beregningerne for strålingstab, denne antagelse bygger på emissionstallet for en hvid-malet metal plade ¹².

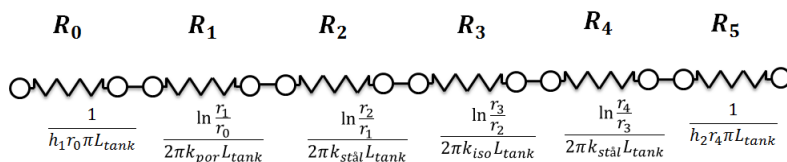
Figur 30 viser de forskellige lag af beholderens bestanddele.



Figur 30: Skitse af tværsnit af brugsvandsbeholderen

På figur 31 opskrives de forskellige modstande igennem cylindervæggen. Den samlede modstand igennem beholderen ud til ydervæggen kan skrives som:

$$R_{tot} = R_0 + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 \quad (86)$$



Figur 31: Modstand igennem en cylinder væg

¹²Heat Transfer 6th Ed. side 790 - Tabel 12.3

14.3.1 Varmetab igennem cylindervæggen

Varmetabet igennem cylindervæggen er givet ved:

$$\dot{Q}_{cylinder} = \dot{Q}_{konvektion} + \dot{Q}_{stråling} \quad (87)$$

Den indre overfladetemperatur findes ud fra energibalancen over modstand mellem vandet i tanken og tankvæggen:

$$\dot{Q}_{cylinder} = \frac{1}{R_0} \cdot (T_{\infty,1} - T_{s1}) = h_1 r_0 \pi L_{tank} (T_{\infty,1} - T_{s1}) \quad (88)$$

Den ydre overfladetemperatur findes ud fra energibalancen over den samlede modstand mellem vandet i tanken og tankvæggen:

$$\dot{Q}_{cylinder} = \frac{1}{R_{tot}} \cdot (T_{\infty,1} - T_{s2}) \quad (89)$$

Varmetabet som følge af konvektion findes ved at kigge på varmeovergangstallet mellem luften i rummet og temperaturforskellen mellem luften og beholderens ydreoverflade:

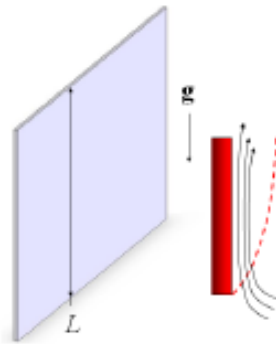
$$\dot{Q}_{konvektion} = \frac{1}{R_5} \cdot (T_{s2} - T_{\infty,2}) = h_2 r_4 \pi L_{tank} (T_{s2} - T_{\infty,2}) \quad (90)$$

Varmetabet som følge af stråling til omgivelserne er givet ved:

$$\dot{Q}_{stråling} = \epsilon \cdot A_{tank} \cdot \sigma \cdot (T_{s2}^4 - T_{\infty,2}^4) \quad (91)$$

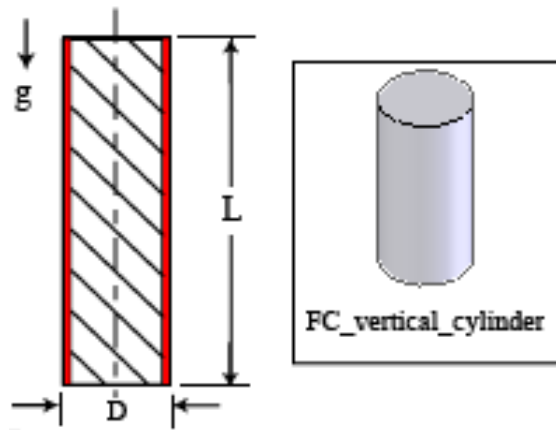
14.3.2 Beregning af h_1 og h_2

Varmetabet beregnes for fri konvektion mellem en plan væg og et fluid. Til beregning af det indre varmeovergangstal mellem vandet og den indre cylindervæg bruges en indbygget funktion i EES som er baseret på fri konvektion mellem et fluid og en plan væg. Der henvises til kalde funktionen "Call FC-plate-vertical" i EES. Funktionen har som inputparametre en overflade temperatur af væggen, temperaturen af fluidet, omgivelsestryk og længde af den udsatte væg. Funktionen producerer derefter som output en varmeovergangstal, Nusselts tal og Rayleighs tal.



Figur 32: Skitse af fri konvektion mellem en planvæg og et fluidet - taget fra EES

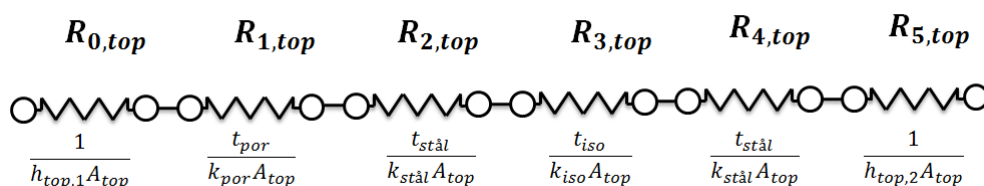
Det ydre varmeovergangstal udregnes ved at betragte en lodret cylinder som er udsat for fri konvektion med omgivelserne. Der bruges en indbygget EES funktion som netop omhandler denne korrelation. Der henvises til kalde funktionen "Call FC-vertical-cylinder". Funktionen har som inputparametre en overflade temperatur af væggen, temperaturen af omgivelser luft, længde, omgivelsertryk og en udevending cylinder diameter. Funktionen producerer derefter som output en varmeovergangstal, Nusselts tal og Rayleighs tal.



Figur 33: Skitse af fri konvektion for en cylinder - taget fra EES

14.3.3 Varmetab igennem top og bund

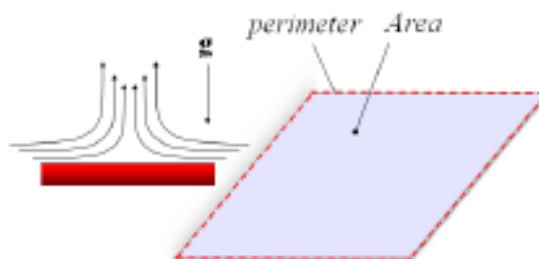
Beregningsmetoden af varmetabet for toppen og bunden af cylinderen er helt analog med de ovenstående beregninger med nogle få afvigelser. Primært anskuelser af varmeledning, hvor der i de forrige beregninger regnes på et rør, regnes der nu på en flad plade som danner endestykkerne. Figur 34 viser modstandsdiagrammet over situationen.



Figur 34: Modstand igennem plade

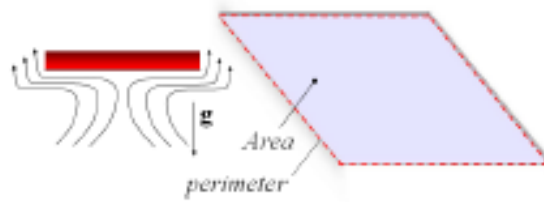
14.3.4 Beregning af $h_{1,top}$ og $h_{2,top}$

Varmeovergangstallet mellem luften og ydersiden af beholderens top beregnes ved at kigge på en fri konvektion mellem en flad plade og et oven fra kølende fluid. Der henvises til kalde funktionen "Call FC-plate-horizontal1" i EES.



Figur 35: Skitse af fri konvektion mellem en plade og et fluid oven fra - taget fra EES

Varmeovergangstallet mellem vandet og indersiden af beholderens top beregnes ved at kigge på en fri konvektion mellem en flad plade og et neden fra opvarmende fluid. Der henvises til kalde funktionen "Call FC-plate-horizontal2" i EES.



Figur 36: Skitse af fri konvektion mellem en plade og et fluid nede fra - taget fra EES

I begge udregninger har funktionerne følgende inputparametre; indvendig/udvendig overfladetemperatur, temperaturen af omgivelsesluft, karakteristisk længde, omgivelsestryk. Funktionen producerer som output et varmeovergangstal, Nusselts tal og Rayleighs tal. Beregningen for varmeovergangstallene for bundstykket er helt magen til, hvor de to varmeovergangstal naturligvis er modsat og der regnes på andre overflade temperaturer.

For en mere detaljeret beskrivelse af beregningen, samt brugte talværdier henvises der til EES modellen "Varmetabsberegning for tanken 3" i bilag 12.

Det samlede varmetab fås til:

$$\dot{Q}_{Total} = \dot{Q}_{cylinder} + \dot{Q}_{top} + \dot{Q}_{bund} \quad (92)$$

Ud fra den opstillede model beregnes det samlede varmetab fra beholderen til 27 W.

Varmetabet sættes som en konstant i den dynamiske model. Varmetabet vil naturligvis være afhængigt af den faldende/stigende vand temperatur, men da ovenstående beregning er lavet ved en temperatur som vandet vil have under standby perioden ses der bort fra de små temperatur ændringer.

15 Simulering

Her følger en kort gennemgang af principperne i programmet, det fulde program kan ses i bilag 13.

Som nævnt i afsnit 6.2.2 er der i den dynamiske simulering lagt vægt på at simulere de tre første testperioder af EN16147: opvarmning, stand-by og tappeprogram. Overgangen mellem de forskellige perioder af testen styres vha. boolske variable og "if-løkker". Ved hjælp af disse "if-løkker" sættes betingelser op for hvornår en periodes boolske variabel skal være sand/falsk og derved styres hvilken del af testen der er igang.

Windali's "model editor" har som standard 12 procedurer. Det er ved hjælp af disse programmet bygges op. Først i programmet erklæres alle variable således at disse kan bruges i de forskellige procedurer. Alle input variable er erklæret således at de i simuleringsvinduet kan ændres, så det er nemt at ændre dem og se konsekvenserne deraf.

De følgende 6 procedurer er brugt ved opbygning af testprogrammet:

SetupProblem

Her erklæres alle konstanter og standard værdi således at de bliver vist i simuleringsvinduet og kan ændres. Variable der ønskes vist grafisk tilføjes og dynamiske variable skal ligeledes specificeres her.

PreCalc

I denne procedure kan der angives startværdier for variable. f.eks. er det her de boolske variable sættes "True" eller "False".

ModelEquations

Her indskrives alle modelligninger. Det er her kredsprocessen, energibalancer, varmetab m.m. indsættes.

Stateshift

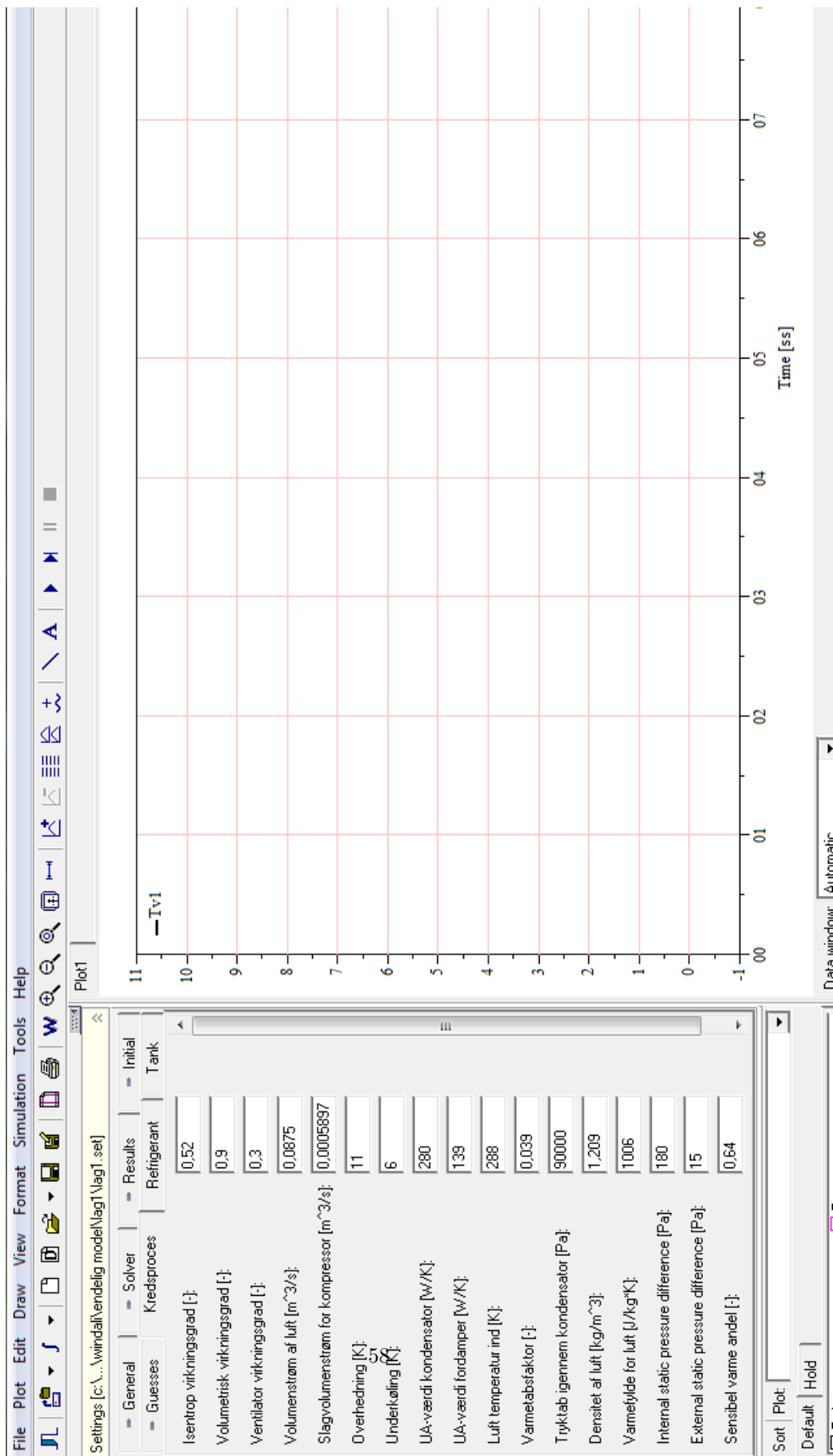
Her specificeres hvordan der skiftes mellem en tilstand til en andet. Varmepumpen styres af en termoføler i tanken, som bestemmer om anlægget tændes eller slukkes. Termoføleren styres efter et setpunkt på $55^{\circ}C$ med en hysteresis på $+1$ og $-3^{\circ}C$.

Dette simuleres ved at indføre to tilstande ("states"), tænd og sluk. Disse to states, styrer om kredsprocessen er i funktion eller ej, altså simulerer tilstandene kompressoren der slår til og fra.

OnSolution

Denne procedure bliver kaldt for hver funden løsning, det er her skift mellem test-perioderne, altså værdien af de boolske variable styres.

Figur 37 viser simuleringsvinduet med mulighed for at ændre de forskellige input variable mm.

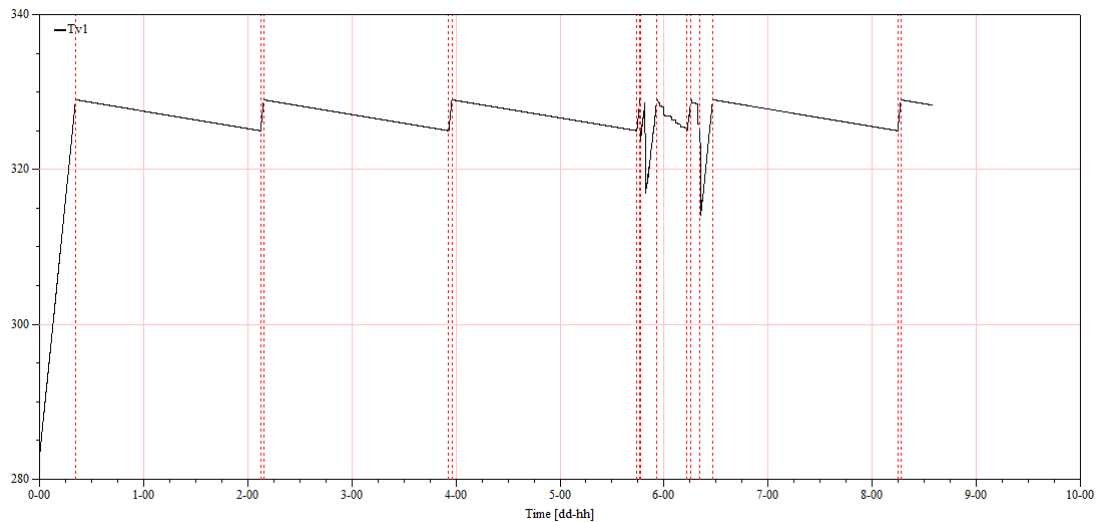


Figur 37: Simuleringsvindue

15.1 Simulering - Uden lagdeling

I det følgende afsnit vil den simulerede vand temperatur og observationer gennemgås for simuleringen uden lagdeling.

15.1.1 Resultater



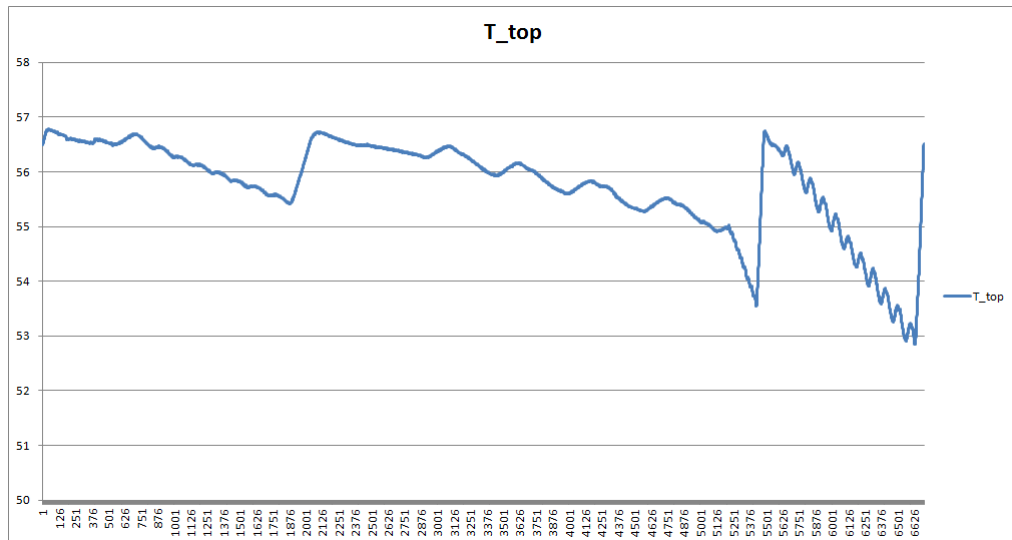
Figur 38: Temperaturforløb

Figur 38 viser temperaturforløbet over hele opvarmning/standby/aftapningsperioden.

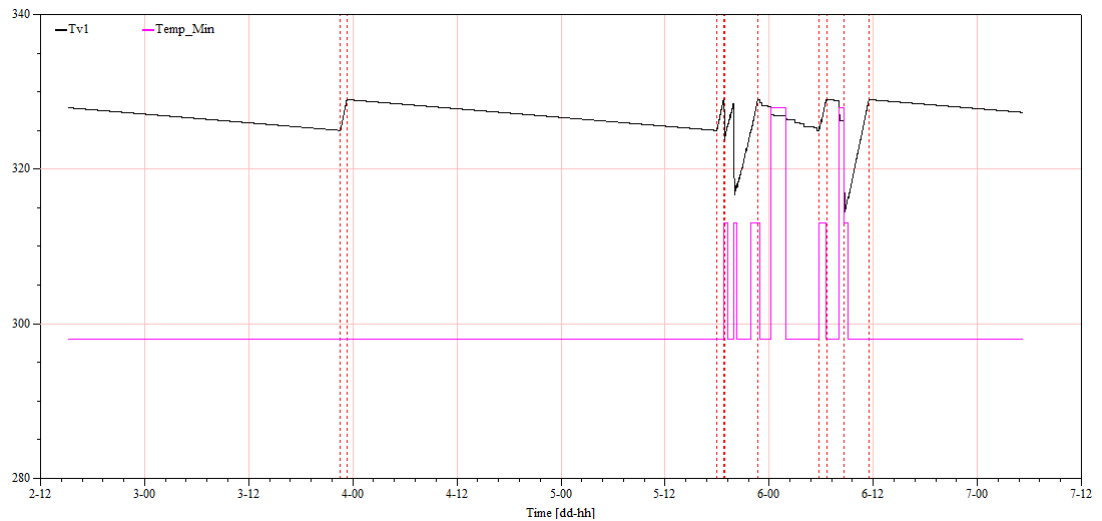
På figur 39 ses den målte temperatur i toppen af tanken under tappeperioden. Det observeres at temperaturforløbet i simuleringen er meget fluktuerende i forhold til det målte temperaturforløb.

Ud fra figur 39 ses det at temperaturen for målingerne kun varierer med $3-4^{\circ}\text{C}$, hvor figur 40 viser at simuleringens temperatur varierer næsten 15°C . Dette har stor indflydelse da der suppleres med elektrisk energi til opvarmning af vandet hvis de ønskede temperature i tabel 14.1.4 ikke overholdes. Det ses af figur 40 at temperaturkurven ikke holder de ønskede temperature.

Det formodes at den stabile tappetemperatur der måles i virkeligheden skyldes lagdeling i tanken, eftersom densitetsforskellen af vandet i tanken vil få det varme vand til at flyde mod toppen. Simuleringen er sat op på den måde at der sker fuldstændig opblandingen i tanken når der tilføres/tappes noget vand, altså vandet i tanken har samme temperatur uanset dens placering i tanken. For at stabilisere vandtemperaturen i toppen, således at de ønskede temperaturer overholdes, forsøges det at modellere lagdelingen i tanken.



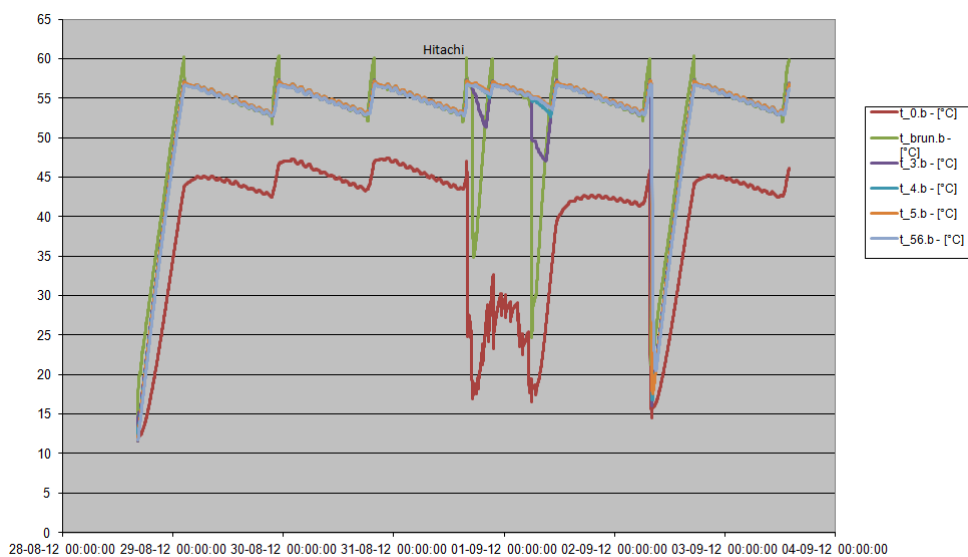
Figur 39: Målt temperatur under tappeprogram i toppen af tanken - x-aksen angiver antal målepunkter



Figur 40: Temperatur under tappeprogram i forhold til ønsket minimum

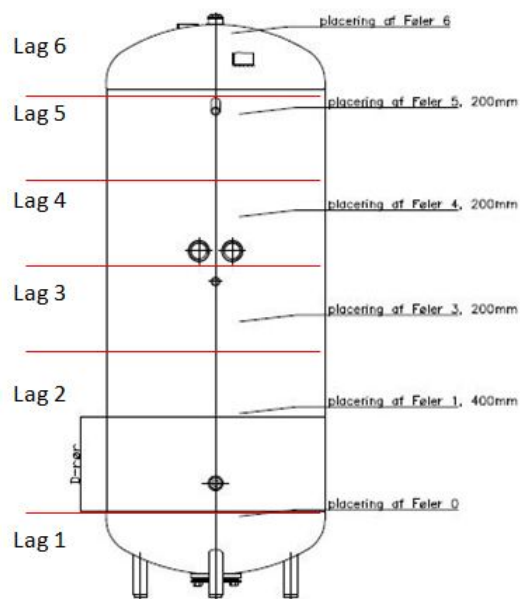
15.2 Simulering - Med lagdeling

Dynamikken i tankes forsøges efterlignet med en simpel model af lagdeling, modellen kan ses i bilag 14. Under testen har DTI målt 6 temperaturer for vandet. Figur 42 viser placeringen af de 6 temperaturfølere på tanken. Temperaturfølerene er placeret uden på tanken men under isoleringen, derfor antages det at disse er en rimelig indikation for temperaturene af vandet i tanken. På figur 41 ses temperaturforløbene for hele testperioden, det store temperaturdyk hen mod slutningen af forløbet er en del af testen som ikke simuleres, det er derfor kun temperaturforløbet før dette punkt der kan sammenlignes med simuleringen.

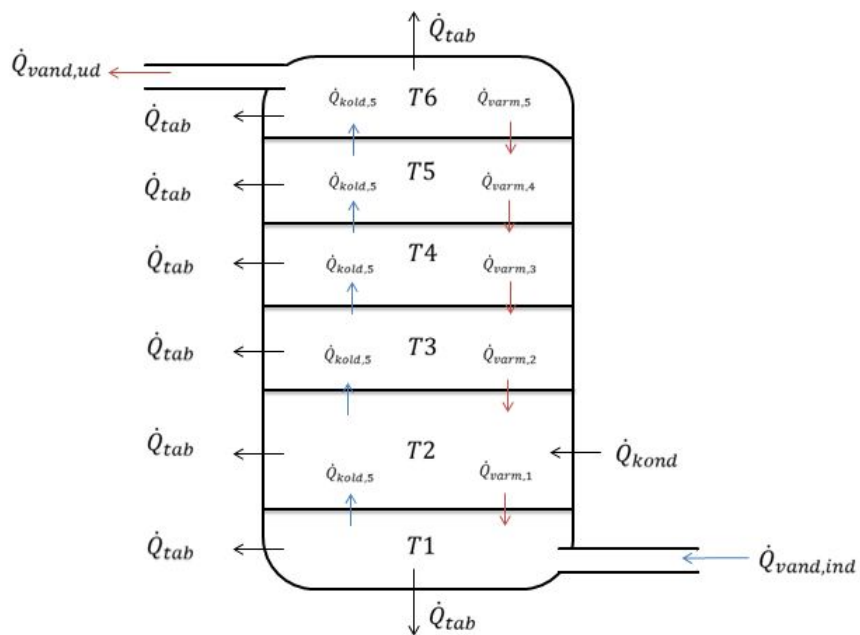


Figur 41: Temperaturforløb for tank

Tanken opdeles i 6 lag og disse målte temperaturforløb forsøges efterlignet, opdelingen er skitseret på figur 42. Lagene deles ved et volumenforhold, f_v , som fastlægges vha. af figur 42 for så vidt muligt efterligne den virkelige situation.



Figur 42: Placering af termofølere



Figur 43: Lagdeling af tank

Det nævnes i afsnit 13.1 at kondensatorrørene er snoet rundt om den nederste del af tanken, det antages derfor at al kondensatorydelsen tilføres i lag 2. Denne antagelse er vigtig da UA-værdien er fastsat og kondenseringstemperaturen er afhængig af vandtemperaturen.

Varmetabet fordeles over tanken ved hjælp af en faktoren f_{tab} . En energibalance for hvert lag opstilles således at temperaturen af hver lag kan bestemmes. Densiteten og varmfylden findes en funktion af temperaturen ved den givne lag. På figur 43 ses en skitse af energistrømmene, og modellen for lagdelingen opstilles som følgende:

- Lag 1, energi i form af kold vand som tilføres tank i bunden lægges til dette lag:

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{-f_{tab_1} \cdot \dot{Q}_{tab} + \dot{Q}_{2,1} - (\dot{V} \cdot \rho(T_1) \cdot Cp(T_1) \cdot T_1) + \dot{V} \cdot \rho(T_{ind}) \cdot Cp(T_{ind}) \cdot T_{ind}}{V_1 \cdot \rho(T_1) \cdot Cp(T_1)} \quad (93)$$

- Lag 2, her lægges hele \dot{Q}_{kond} til:

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{-f_{tab_2} \cdot \dot{Q}_{tab} + \dot{Q}_{3,2} - \dot{Q}_{2,1} - (\dot{V} \cdot \rho(T_2) \cdot Cp(T_2) \cdot T_2) + (\dot{V} \cdot \rho(T_1) \cdot Cp(T_1) \cdot T_1) + \dot{Q}_{kond}}{V_2 \cdot \rho(T_2) \cdot Cp(T_2)} \quad (94)$$

- For lag 3-5:

$$\frac{dT_n}{dt} = \frac{-f_{tab_n} \cdot \dot{Q}_{tab} + \dot{Q}_{n+1,n} - \dot{Q}_{n,n-1} - (\dot{V} \cdot \rho(T_n) \cdot Cp(T_n) \cdot T_n) + (\dot{V} \cdot \rho(T_{n-1}) \cdot Cp(T_{n-1}) \cdot T_{n-1})}{(V_n \cdot \rho(T_n) \cdot Cp(T_n))} \quad (95)$$

hvor

$$\dot{Q}_{n+1,n} = k_{n+1,n} \cdot (T_{n+1} - T_n) \quad (96)$$

$$\dot{Q}_{n,n-1} = k_{n,n-1} \cdot (T_n - T_{n-1}) \quad (97)$$

- For lag 6 trækkes energien der tappes fra, energibalancen ser således ud:

$$\frac{dT_6}{dt} = \frac{-f_{tab_6} \cdot \dot{Q}_{tab} - \dot{Q}_{6,5} + (\dot{V} \cdot \rho(T_5) \cdot Cp(T_5) \cdot T_5) - (\dot{V} \cdot \rho \cdot Cp \cdot T_{ud})}{V_6 \cdot \rho(T_6) \cdot Cp(T_6)} \quad (98)$$

Volumener og tab fordeles så vidt muligt efter virkelige forhold. Fordelingen er vist i tabel 13, volumenerne er fordelt ud fra figur 42.

Det vurderes at lag 2 er større end de andre lag, hvor lag 1 og 6 er en smule mindre. Det antages at der i top og bund sker et lidt større tab på grund af den "ekstra" flade til omgivelserne.

Lag	Volumenfordeling $f_{v,n}$	Tabsfordeling $f_{tab,n}$
1	1/13	3/14
2	5/13	2/14
3	2/13	2/14
4	2/13	2/14
5	2/13	2/14
6	1/13	3/14

Tabel 13: Volumen- og tabsfordeling

Varmeovergangen mellem lagene er afhængig af temperaturene og en k-faktor, som er en modstand med enheden [W/K]. Denne konstant bruges til at justere på temperaturene i tanken, men det er ikke en størrelse som umiddelbart ikke beregnes. Det har ikke været muligt at kvantificere hvilken størrelsesorden k-værdierne bør have. De er derfor bestemt ud fra en "trial and error" proces hvor temperaturkurverne tilpasses så de tilnærmelsesvis ligner de målte kurver. Anlægget er stadig styret af en temperaturføler, men placeringen af denne har betydning da tanken er lagdelt. Ifølge Vesttherm sidder den lige over midten, svarende til det vi kalder lag 4.

15.2.1 Resultater

I forsøget på at fastsætte k -værdierne har alle tænkelige kombinationer været i spil, både med hensyn til at prøve at relatere til virkeligheden, men også med hensyn på at tilpasse temperaturkurvene hen mod de målte kurver. I dette afsnit vil resultater for 2 sæt k -værdier blive gennemgået og sammenlignet, for at give et billede af omfanget af disses indflydelse på systemet.

Ideen med det første sæt k -værdier er at skærme af for det kolde vand i det nederste lag, og at have en lille varmeovergang mellem lag 3 og 4 således at opvarmningstiden kan forlænges da termoføleren ikke vil mærke det varme vand så hurtigt. Ideen med det andet sæt k -værdier er igen at skærme det kolde vand af vha. en $k_{2,1}$, men her ønskes så en stor overgang mellem de andre lag, da det ses af de målte værdier at temperaturerne ligger meget tæt i de andre lag. De brugte k -værdier kan ses i tabel 14 og tabel 15

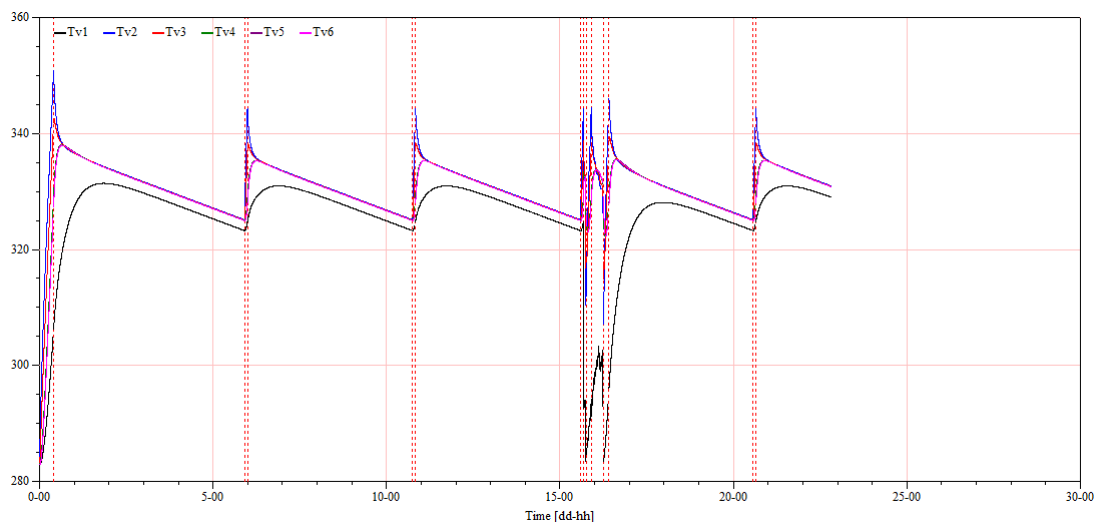
k	Værdi
$k_{2,1}$	2
$k_{3,2}$	100
$k_{4,3}$	50
$k_{5,4}$	300
$k_{6,5}$	400

Tabel 14: 1. eks. på k -værdier

k	Værdi
$k_{2,1}$	2
$k_{3,2}$	150
$k_{4,3}$	200
$k_{5,4}$	200
$k_{6,5}$	300

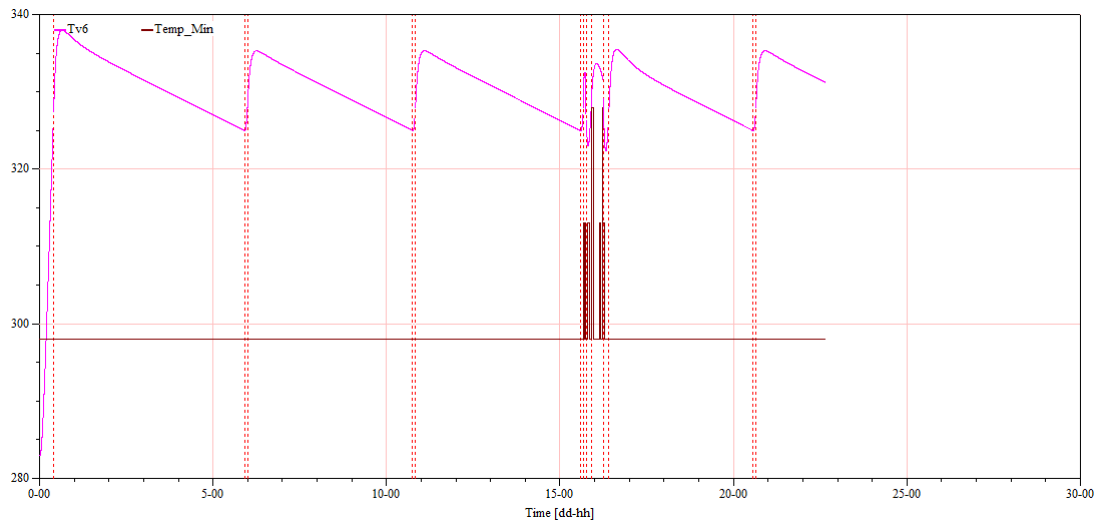
Tabel 15: 2. eks. på k -værdier

Ved brug af k -værdierne fra eks. 1 fås følgende temperaturforløb



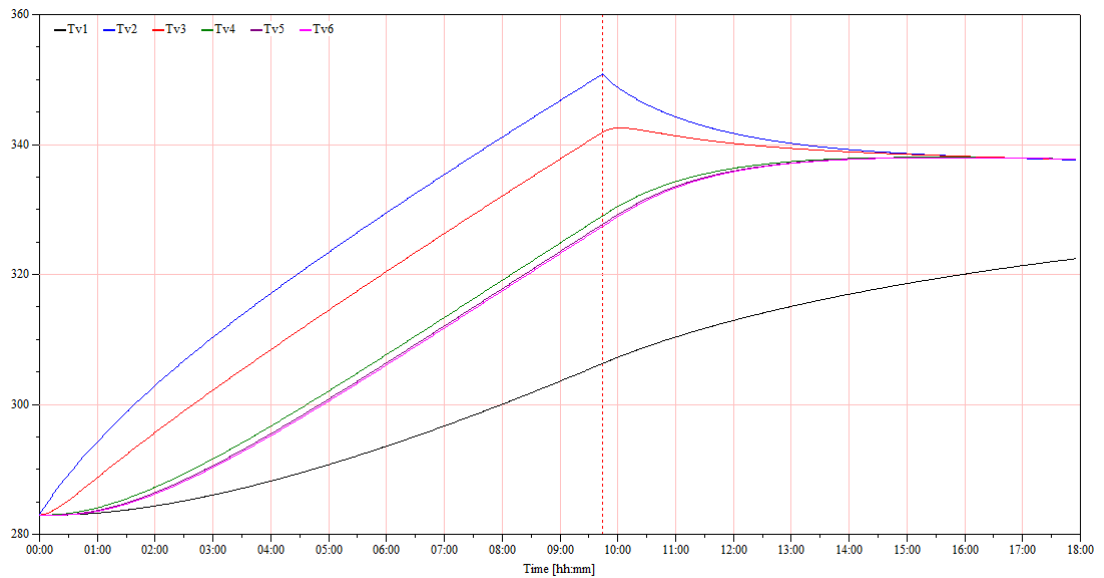
Figur 44: Temperaturforløb for 1. eksempel

Det ses på figur 44 at ved brug af k -værdier fra tabel 14 fås generelt højere temperaturer end der er målt i testen, dette bevirker at standby tiden bliver meget lang.



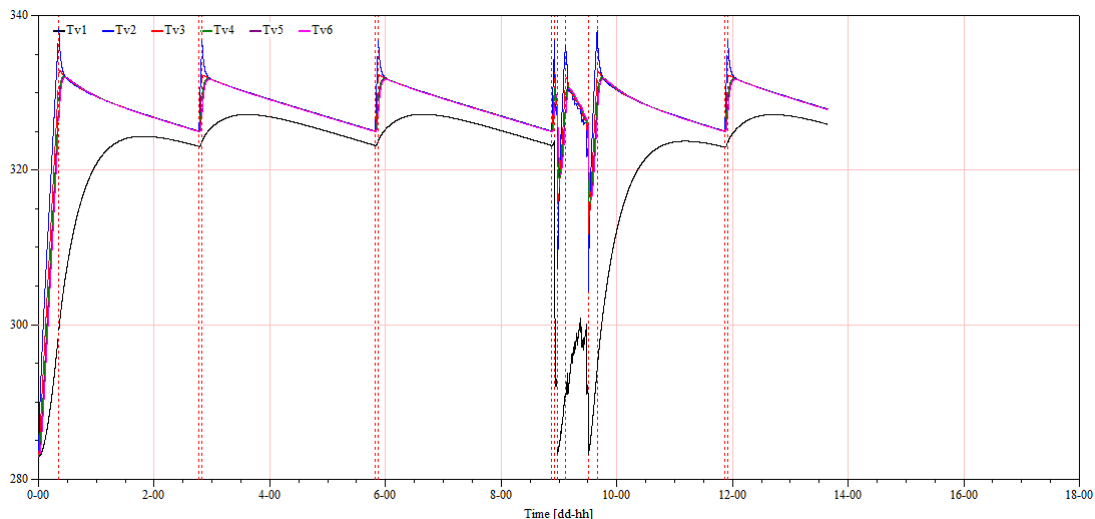
Figur 45: Temperaturforløb T6 vs. T_{min}

Til gengæld kan det ses på figur 45 at minimum ønsket til temperaturene overholdes i det øverste lag hvor der tappes fra. På figur ses 46 at opvarmningstiden for eksempel 1 er ca. 9 timer og 45 min.

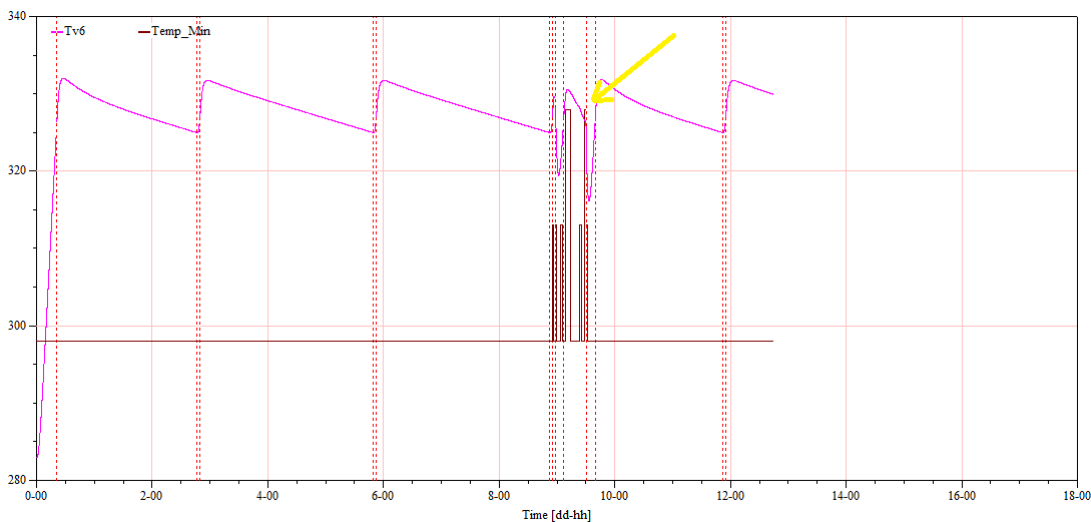


Figur 46: Opvarmningstid 1. eksempel

Der kigges nu på det andet eksempel for k-værdier. På figur 47 ses det at ved brug af k-værdier fra tabel 15 fås temperaturer der minder mere om de målte i testen, dog ser det ud til at temperaturen i toppen af tanken T_6 varierer meget.



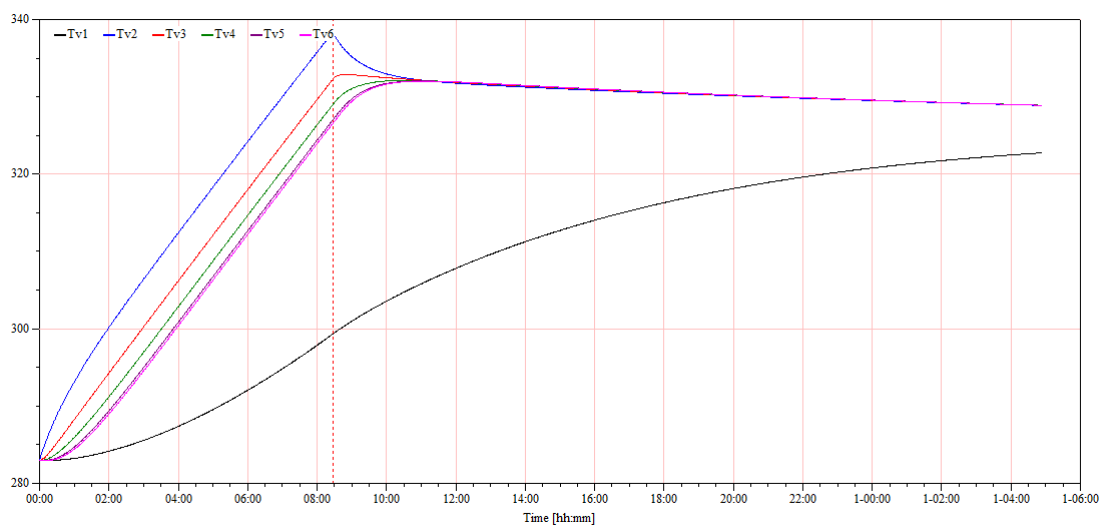
Figur 47: Temperaturforløb 2. eksempel



Figur 48: Temperaturforløb T6 vs. T_{min}

Ved et nærmere kig på figur 48 ses det også at T_6 fluktuerer meget og at den ikke lever op til minimum kravet til temperaturene under tappecyklingen. På figur 49 ses det at opvarmningstiden for eksempel 2 er ca. 8 timer og 30 min.

Det ses tydeligt at variation af k-værdierne kan medføre en længere opvarm-



Figur 49: Opvarmningstid 2. eksempel

ningstid for modellen, men samtidigt ved at indkapsle varmen i et eller flere lag fås højere temperatur i lagene under termoføleren. Denne forøgelse i temperatur bevirker at stand-by intervallerne forlænges grundet den ophobede mængde varme i vandet.

Det af fremgår af resultaterne for eksempel 1 og 2, som ses i tabel 16, at k-værdierne har meget stor indflydelse på både tider, ydelser og dermed også på COP'en.

	1. eks	2. ek
P_{heat} [kWh]	5,56	4,26
P_{stby} [kWh]	3,99	2,39
P_{tap} [kWh]	7,57	11,68
E_{tap} [kWh]	11,70	11,70
t_{heat} [hh:mm]	9:43	8:27
t_{stby} [hh:mm]	234:19	147:57
t_{tap} [hh:mm]	119:18	72:05
P_{stby} [W]	17,03	16,14
$f_{an_{Corr}}$ [W]	4,38	4,38
COP_{tot}	1,97	2,02

Tabel 16: Resultater for lagdelt model

Denne undersøgelse af konsekvensen af lagdeling har vist at er muligt at manipulere temperaturen i toppen af tanken til at overholde de krævede minimum temperature. Det må dog efter mange forsøg konstateres at det med den nuværende lagdeling ikke er muligt at justere temperaturforløbene til at ligne de

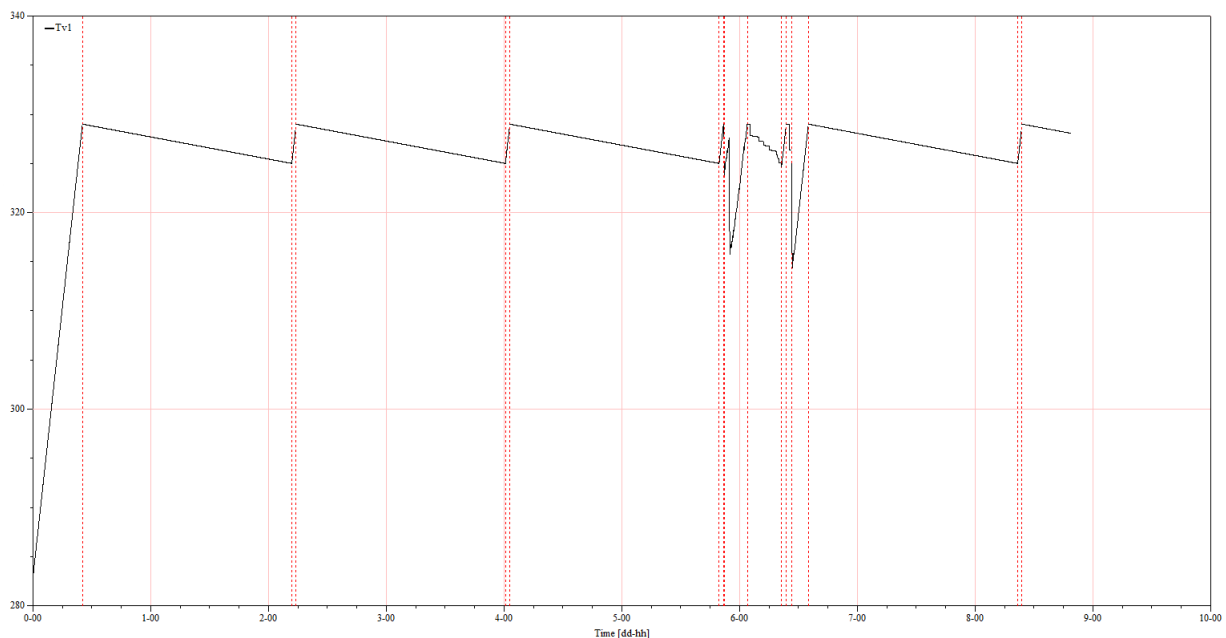
målte forløb tilstrækkeligt. Grundet dette og manglende viden om kvantificering af k -værdierne, vil der ved optimering og videre resultatbehandling tages udgangspunkt i den dynamiske model uden lagdeling. Det er muligt at en inddeling af tanken i flere lag kunne være med til at præcisere modellen yderligere, dog er erfaringen fra denne lagdeling, at uden videre baggrund for at dimensionere k -værdierne vil det blot resultere i et endnu større puslespil.

16 Resultatbehandling af dynamisk model

I det følgende afsnit vil resultaterne fra den dynamiske model uden lagdeling blive gennemgået. Resultaterne fra simulering analyseres, hvorefter de sammenlignes med testresultaterne. Afvigelserne mellem testresultaterne og det simuleret anlæg diskuteres og forklares.

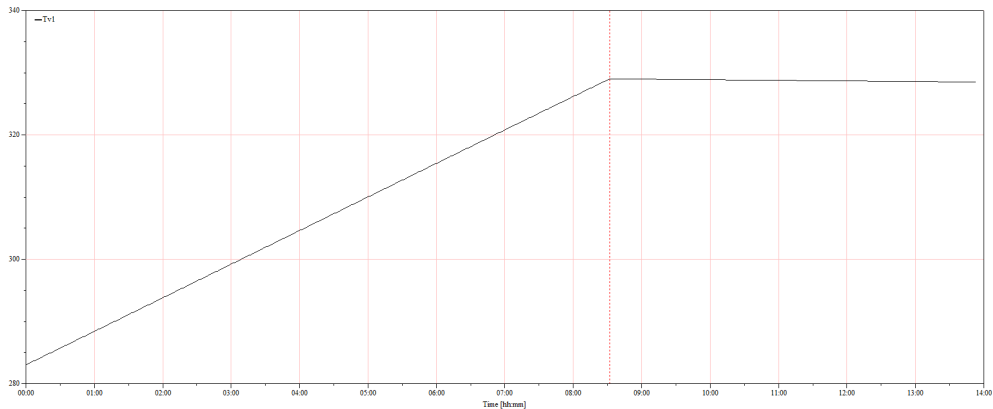
16.1 Problemområder

Ud fra figur 50 kan det ses at tappeperioden først afsluttes efter den 8. dag. Det ses at af resultaterne fra testen som er blevet fortaget i Århus, at testtiden løber over en periode af 4,5 dag, det er derfor tydeligt at den simulerede cyklus er væsentlig længere.



Figur 50: Temperatur forløb for simuleringen

Det observeres også at opvarmningstiden som er afbilledet på figur 51 er på 8,5 timer. Resultaterne fra test opstillingen i Århus viser en opvarmningstid 10 timer og 7 min..



Figur 51: Temperatur forløb over opvarmningsperioden

16.1.1 Opvarmning

En overslagsberegning over vandopvarmningen kan vise hvor stor en kondensatorydelse det vil kræve at opvarme den givne vandmængde i tanken hvis opvarmningstiden er 10 timer og 7 min. Ved at kigge på dette nøgletal kan der laves en sammenligning med den nuværende ydelse af anlægget. Se bilag 15 for detaljeret beregning.

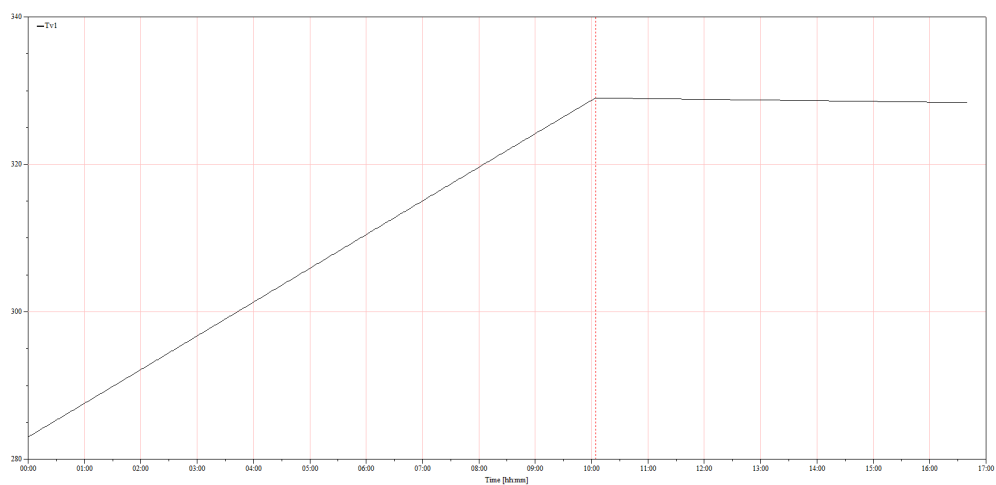
Energimængde der kræves for at hæve vand temperaturen fra $10^{\circ}\text{C} - 56^{\circ}\text{C}$:

$$\dot{Q} = M_{\text{vand}} \cdot c_{p_{\text{vand}}} \cdot \frac{\Delta T}{t_{\text{opvarmning}}} \quad (99)$$

Indsættes værdier i ligning 99 fås en ydelse på ca. 1356 W, i denne beregning er varmetabet på 27W dog ikke medtaget.

Sammenlignes denne ydelse med den gennemsnitlige ydelse af det simulerede anlæg på 1600 W, kan det konstateres anlæggydelsen der afgives til vandet i den nuværende model er omkring 15 % større end den nødvendige.

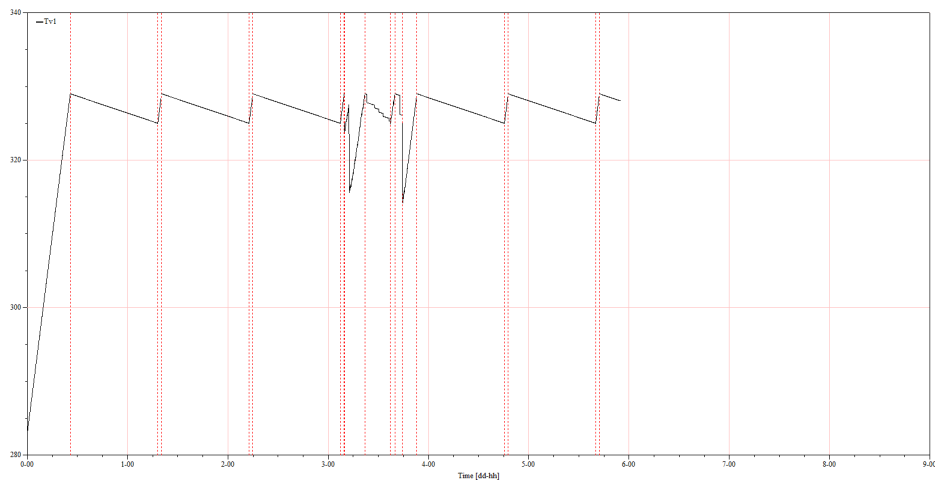
For at kontrollere om en lavere kondenseringsydelse kan give den ønskede opvarmningstid, nedjusteres kondenseringsydelsen midlertidig med 15 %. Det ses af figur 52 at opvarmningstiden efter at have nedjusteret kondensatorydelsen passer med den målte opvarmningstid. Dette indikerer der er en afvigelse mellem kredsproces modellen og den virkelige varmepumpe.



Figur 52: Temperatur forløb over opvarmningsperioden - 15% lavere ydelse

16.1.2 Tappetid

Det observeres at stand-by perioderne er meget lange og da varmetabet er den eneste påvirkning der gør sig gældende i standby-perioderne, må det konstateres at varmetabet i virkeligheden må være større end det beregnede. Varmetabet øges gradvis indtil den ønskede tappeperiode opnås.



Figur 53: Temperatur forløb over tappeperioden - varmetab på 55W

Det ses af figur 53 at ved et varmetab på 55W fås et simuleringsforløb på lidt over 4,5 dage.

16.2 Resultatsammenligning

	Simulering	Testresultater
P_{heat} [kWh]	3,67	4,66
P_{stby} [kWh]	1,33	2,66
P_{tap} [kWh]	5,81	5,45
E_{tap} [kWh]	11,70	11,90
t_{heat} [hh:mm]	8:15	10:07
t_{stby} [hh:mm]	130:08	61:58
t_{tap} [hh:mm]	60:17	39:16
P_{es} [W]	10,21	42,58
COP_{tot}	2,22	2,48

Tabel 17: Resultater for dynamisk model og test resultater

Som nævnt afviger varigheden af opvarmning og stand-by perioderne meget fra de målte tidsintervaller.

Af resusltattabel 17 ses det at også tappeperioden afviger meget. Det skyldes at der efter sidste tap går over et døgn før varmepumpen tænder og slukker af sig selv og perioden dermed slutter.

Det ses at opvarmningsforbruget i simuleringen er lavere end det målte og at opvarmningstiden er kortere. En forklaring kan være at isentropvirkningsgraden for kompressoren er antaget konstant. I opvarmningsperioden vil den i virkeligheden variere grundet det varierende driftspunkt. Den konstante isentropvirkningsgrad kan give en mere effektiv opvarmning i simuleringen end der vil være i virkeligheden.

Standby-forbruget i modellen er halvt så stort som det målte forbrug, dette skyldes at varmetabet der overvindes i modellen er lavere end det virkelige varmetab og at anlægget er mere effektivt end det virkelige.

Varmepumpe-forbruget under tappeperioden er højere end det målte. Her kommer den fluktuerende tank-temperatur til udtryk. Som vist i tabel 9 i afsnit 14.1.4 skal der under hvert tap, tappes en bestemt energimængde. Tappet stopper når den påkrævede energimængde er nået. Energien der tappes findes ved:

$$Q_{tap} = \dot{V} \cdot \rho \cdot Cp \cdot (T_{ud} - T_{ind}) \quad (100)$$

Det betyder at der i simuleringen skal tappes længere tid for at opnå den påkrævede energimængden når T_{ud} er fluktuerende. Dette bevirker at det simulerede forbrug i tappeperioden bliver større end det målte forbrug.

Sammenlignes COP for simuleringen og testen, er COP'en for simuleringen væsentligt lavere. Den lave COP skyldes at den beregnes jvf. EN16147, og forbruget under tappeperioden bliver højere ved simuleringen end i virkeligheden.

16.3 Analyse af afvigelser

I det følgende afsnit ses der nærmere på hvilke faktorer der kan spille ind og være skyld i at simuleringens afvigelser i forhold til det virkelige anlæg.

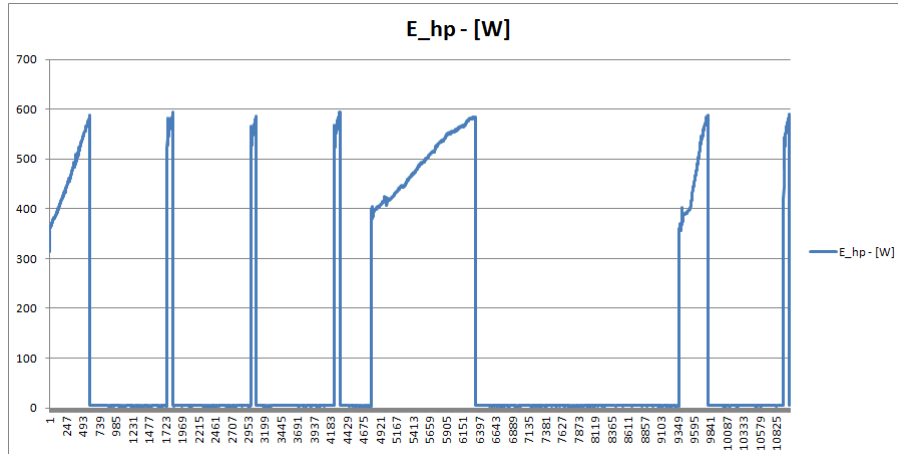
16.3.1 Varmetab

I afsnit 16 konkluderes det at varmetabet må være ca. dobbelt så stort som det er beregnet i afsnit 14.3. Det kan skyldes flere ting, f.eks. at isoleringen ikke har lagt sig ordentligt da den blev skummet op. Derudover er der i varmetabsberegningen ikke taget højde for lagdeling. Densitetsforskelle som følge af temperaturforskelle vil forårsage et flow i tanken. Varmetabet for strømmende vand kan tænkes at være større end for stillestående vand.

16.3.2 Inflydelse af η_k

Det er fundet at simuleringens kondensatorydelse er for høj. Samtidig ses det at COP for simuleringen af varmepumpen er lavere end for testen. COP afhænger hovedsageligt af den brugbare mængde tappet energi og den brugte energi under tapping. Da mængden af tappet energi er forskrevet i standarden og derfor i simuleringen vil være konstant, er det relevant at undersøge årsagen til det høje energiforbrug.

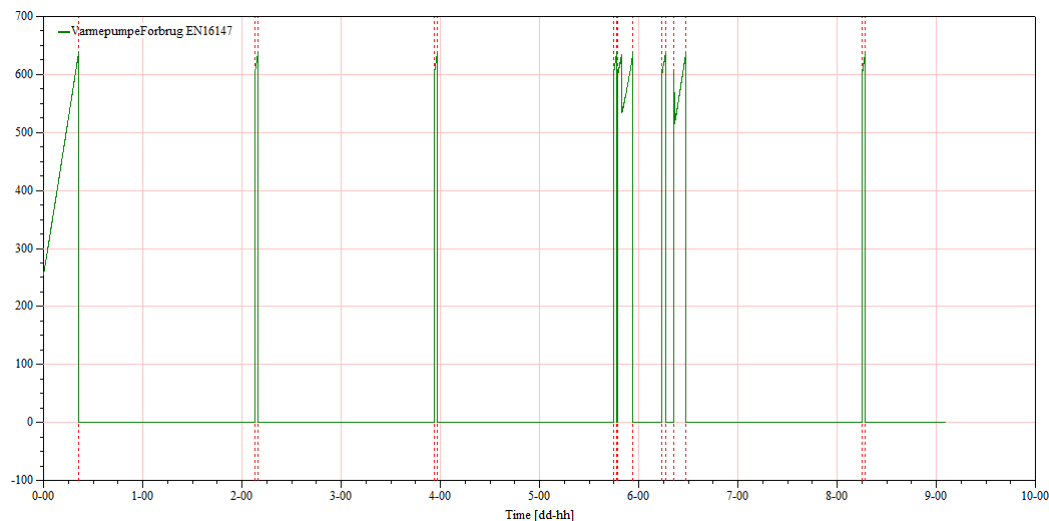
På figur 54 ses det målte varmepumpeforbrug, den ene måling der ligger ekstremt højt antages at være en fejlmåling.



Figur 54: Målt Varmepumpeforbrug

Sammenlignes det målte forbrug med varmepumpeforbruget fra simuleringens model, kan det på figur 55 ses at simuleringens forbrug ligger 75-100 W højere.

Et større varmepumpeforbrug afspejler et større kompressorforbrug og dette fører til en højere kondensatorydelse. En undersøgelse af isentropvirkningsgradens indflydelse på forbrug og kondensatorydelse foretages for at se om den kan være årsag til afvigelserne.



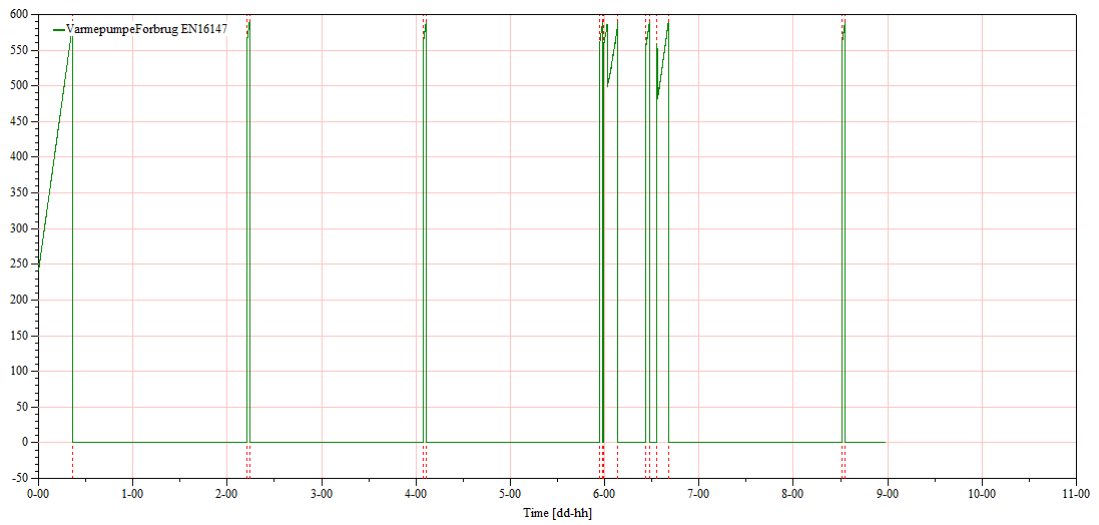
Figur 55: Simuleret Varmepumpeforbrug

Som beskrevet i afsnit 12.1 er isentrop virkningsgraden en middelværdi for opvarmningsperioden hvor driftspunktet er meget skiftende. Driftspunktet ligger mere stabilt under tappeperioden, derfor kunne man antage at virkningsgraden er bedre i virkeligheden. Antages det at kompressorens isentropvirkningsgrad under tappeforløbet i virkeligheden er højere, f.eks $\eta_k = 0,57$ som den er i slutningen af opvarmningsperioden, vil varmepumpeforbruget se ud som på figur 56, hvilket ligner det målte forbrug mere.

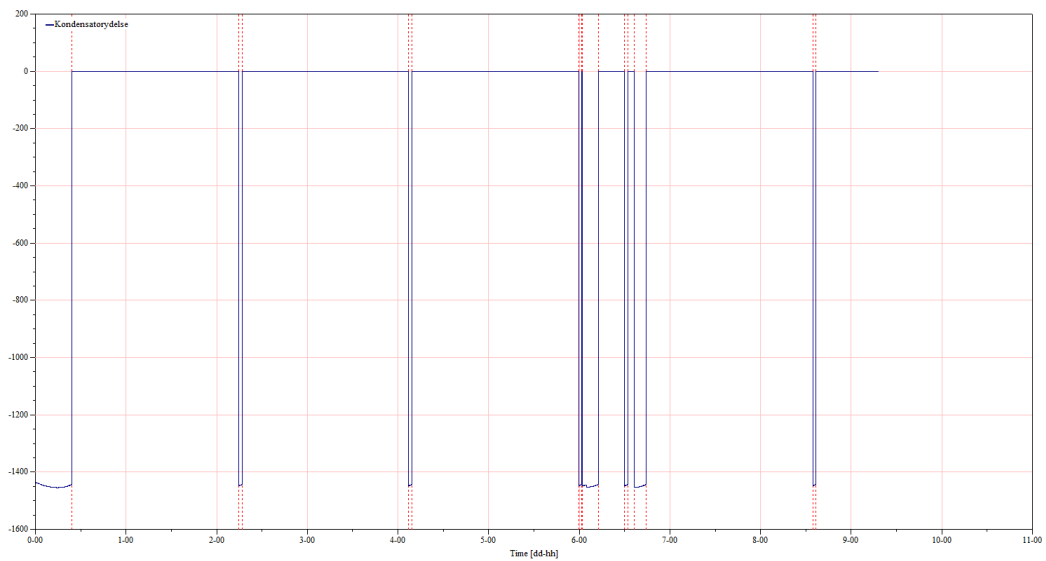
16.3.3 Indflydelse af \dot{V}_{slag}

Massestrømmen i systemet findes vha. slagvolumenstrøm \dot{V}_{slag} og volumetrisk virkningsgrad η_v . Disse konstanter er fundet ud fra en beregning for kompressoren i en anden driftssituation og kan derfor ligge til grund for afvigelserne i simuleringen. En reduktion af \dot{V}_{slag} vil medføre i en reduktion af massestrømmen, kondensatorydelsen og dermed også kompressorforbruget. Figur 57 kondensatorydelsen hvis slagvolumen reduceres med 15 %.

Det ses af figur 57 at kondensatorydelsen mindskes som forventet.



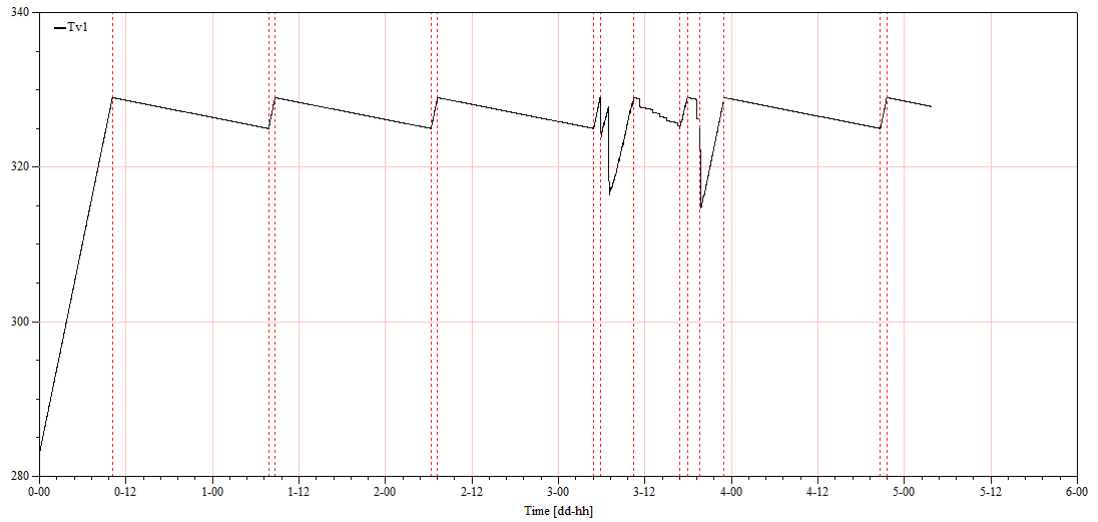
Figur 56: Simuleret Varmepumpeforbrug med højere isentropvirkningsgrad



Figur 57: Simuleret kondensatorydelse med ved reduceret slagvolumenstrøm

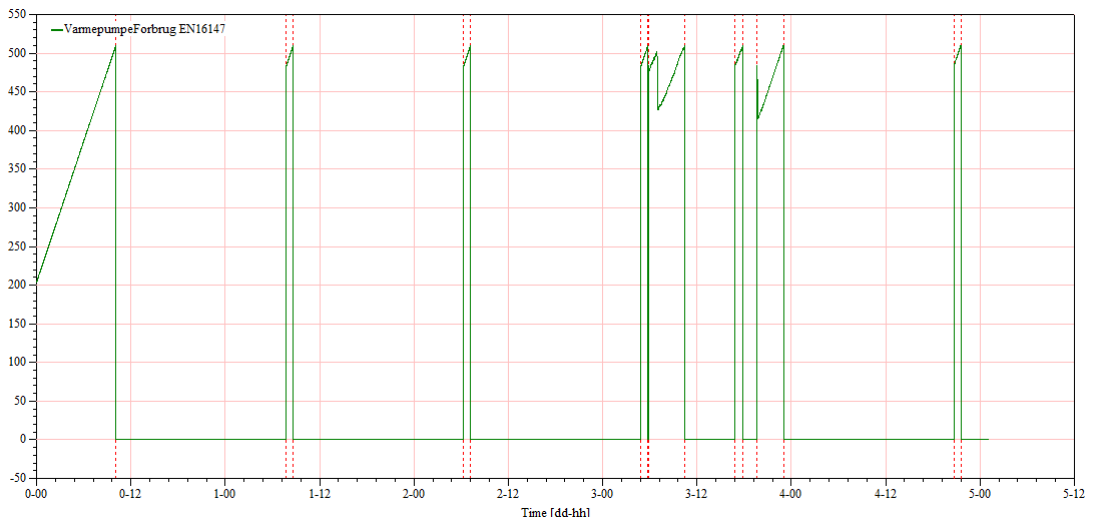
16.3.4 Sammenfatning

Det er fundet at ved at øge varmetabet bliver stand-bytiden kortere, ved at øge isentropvirkningsgraden bliver varmepumpeforbruget sænket, og ved at mindske slagvolumenstrømmen mindskes kondensatorydelse. Ved at kombinere disse tre justeringer kunne det forventes at simuleringen vil opføre sig mere som det virkelige anlæg, dette forsøges derfor.



Figur 58: Simuleret temperaturforløb ved kombinationsløsning

Det ses af figur 58 at simuleringsforløbets varighed ligger tæt opad det virkelige testforløb jf. afsnit 14.1.5, og det kan ses af figur 59 at varmepumpeforbruget er mindsket.



Figur 59: Simuleret Varmepumpeforbrug ved kombinationsløsning

I tabel 18 ses resultaterne for de tre justeringer hver for sig og i kombination, til sammenligning er resultaterne for modellen før justeringerne også sat ind under benævnelsen "Basis".

	P_{heat} [kWh]	P_{tap} [kWh]	t_{stby} [hh:mm]	t_{heat} [hh:mm]	COP_{tot}
Basis	3,85	5,84	134:39	08:30	2,14
$Q_{tab}=55W$	3,92	5,95	67:16	08:43	2,07
$\eta_k=0,57$	3,63	5,54	134:42	08:45	2,26
$\dot{V}_{slag}=0,0005$	3,75	5,78	134:58	09:42	2,17
I kombination	3,61	5,69	67:40	10:06	2,17

Tabel 18: Resultater for variationer

Det ses at en forøgelse af isentropvirkningsgraden giver en væsentlig forøgelse i COP, dog ændrer den ikke på den korte opvarmningsstid og lange stand-by tid. Reduktionen af slagvolumenstrømmen har stor indflydelse på anlægget. Opvarmningstiden forlænges, COP forbedres og forbruget mindskes i forhold til den ukorrigerede model. Det ses også at forøgelse af varmetabet som forventet øger forbruget men mindsker stand-by tiden. Det ses at det tre justeringer i samspil giver en opvarmnings og stand-by tid der nærmer sig de virkelige testresultater. Ydermere bemærkes det at der er en lille stigning i COP i forhold til ukorrigerede model. Det er hermed vist at en for lav isentropvirkningsgrad, et for lavt varmetab og en for høj massestrøm kan være årsag til simuleringens afvigelser fra den virkelige varmepumpe.

17 Optimering

I dette afsnit vil flere optimeringsforslag og deres indvirkning set ud fra den statiske og dynamiske model blive gennemgået. Ved den statiske optimering bruges den statiske EES model med de fastsatte parametre.

Ved den dynamiske optimering bruges modellen som **ikke** er justeret mht. varmetab og kondenseringsydelse. Dette skyldes at modellen bruges til at give et kvalitativt billede af forbedringen i COP. Selv om varmetabet eller kondensatorydelsen ikke passer sammenlignet med det virkelig anlæg, vil det stadig fremgå af resultaterne om forslagene har en positiv eller negativ indflydelse på anlægget og i hvilken størrelsesorden.

Under hver optimerings forslag er de angivne procentvise forbedringer sat ud fra realistisk forbedringsmål. De procentvise forbedringer varierer fra 15-50 % hvilket repræsenterer et interval fra "opnåelig" til "ønske scenariet".

17.1 Metode

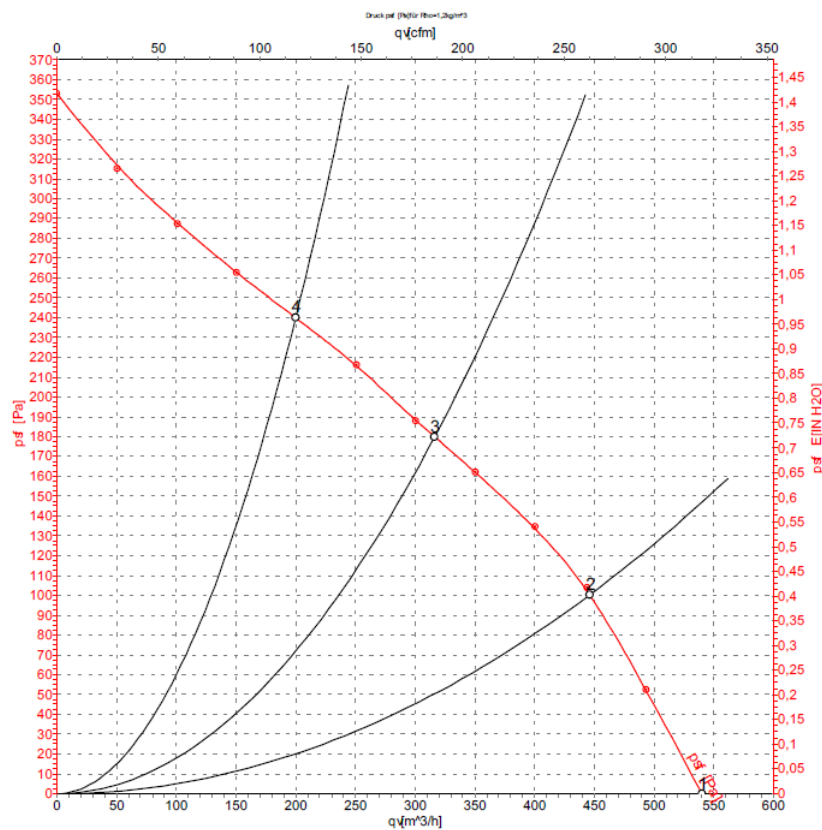
Optimering forgår ved at holde alle de fastsatte anlægsparametre konstante, hvorefter nogle variabler enkeltvis justeres for at se indvirkningen på anlægget. I den dynamiske simulering kan der i simuleringsvinduet ses et faneblad som hedder "Kredsproces". Det er her hvor alle de justerbare parametre for anlægget kan ændres. Alle anlægsparametre antager værdierne som ses i tabel 19 under optimering medmindre det er den pågældende variabel der undersøges.

η_k	0,52
η_v	0,90
\dot{V}_{luft}	$315m^3/h$
ΔT_{OH}	$11^\circ C$
ΔT_{UK}	$6^\circ C$
UA_{kond}	$280[W/K]$
UA_{ford}	$139[W/K]$
$T_{luft,ind}$	$15^\circ C$
f_q	0,03
ΔP_k	0,9 Bar
SHR	0,64
ΔP_{fan}	180 Pa

Tabel 19: Kredsproces inputs

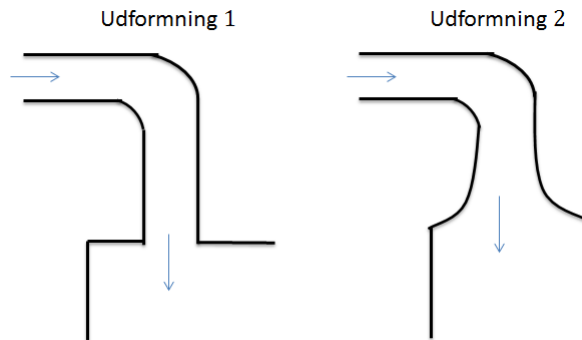
17.2 Reducering af tryktab for ventilatoren

Ved at kigge på det målte volumenstrøm igennem kompressorrummet og sammenligne denne med ventilator karakteristikken kan det ses at ved optimal drift er det tilhørende tryktab på 180 Pa.



Figur 60: Udsnit af bilag 3 - Ventilator karakteristikkediagram

En overslagsberegning vedrørende tryktabet i rørstrækningerne kan ses i bilag 8. Denne beregning viser at tryktabet i rørstrækningerne er minimalt, hvilket betyder at hovedparten af tryktabet sker igennem varmepumpen. Da ind- og udløb i varmepumpen er bratte overgange mistænkes det at de kunne være store syndere. En måde at sænke tryktabet kunne derfor være at ændre geometrien/profilen af overgangen mellem selve huset og ind-/udløb. Det kan gøres på mange måder i praksis, men formålet er at så vidt mulig lave en "blød" overgang således luften ikke oplever en pludselig ekspansion til et forholdsvis stort rum. På figur 61 skitseres hvordan ventilationsindløb ændres for at reducere tryktabet. Det kunne også tænkes at tryktabet kunne sænkes ved at lede luften igennem kompressorrummet i en kanal i stedet for at have indløb ind i et stort rum.



Figur 61: Indløb af luft til varmepumpehuset

17.2.1 Statisk optimering

Der laves simuleringer i den statiske model for forskellige volumenstrømme og tryk tab for at se indflydelsen på anlæggets samlede COP. Værdierne for tryktab svare en reduktion på henholdsvis 0 %, 15 %, 30 % og 50 %.

ΔP [Pa]	\dot{V}_{luft} [m^3/s]	COP
180	315	2,57
153	370	2,59
126	410	2,62
90	460	2,66

Tabel 20: Resultater for tryktab statisk - optimering

17.2.2 Dynamisk optimering

Metoden er for den dynamiske optimering er helt magen til den statiske model.

ΔP [Pa]	\dot{V}_{luft} [m^3/s]	COP
180	315	2,14
153	370	2,16
126	410	2,19
90	460	2,23

Tabel 21: Resultater for tryktab - dynamisk optimering

Det ses at en reduktion i tryktabet alene vil kunne medføre op til 9 % forbedring af varmepumpens samlede effektivitet i både den statiske og dynamiske model. Denne forbedring kræver ingen udskiftning af nuværende komponenter, men en redesign af ind- og udløbene.

17.3 Forbedring af kompressoren

Under denne optimeringsundersøgelse bruges standard værdier for anlægget, for at se indvirkningen ved at skifte kompressoren til en bedre model, se tabel 19 for standard værdier. Der simuleres en udskiftning af kompressoren, ved at øge værdien af isentropvirkningsgraden i programmerne. Værdierne for isentropvirkningsgraden svare en forbedring på henholdsvis 0 %, 5 % og 10 %.

17.3.1 Statisk optimering

η_{is} [-]	COP
0,52	2,57
0,57	2,72
0,62	2,86

Tabel 22: Resultater for forbedret isentropvirkningsgrad - statisk optimering

17.3.2 Dynamisk optimering

η_{is} [-]	COP
0,52	2,14
0,57	2,26
0,62	2,38

Tabel 23: Resultater for forbedret isentropvirkningsgrad - dynamisk optimering

Hvis resultaterne for både den dynamiske og statisk model sammenholdes, ses det af ovenstående tabeller at der et potentiale på mellem 24-29 % forbedring i COP. Det vil sige hvis en kompressor findes med en 10% bedre isentropvirkningsgrad medføre det en stigning på over 20 %.

Udskiftningen af en kompressor er uden tvivl det mest udslagsgivende tiltag såfremt der kan findes en passende kompressor med en bedre virkningsgrad.

17.4 Forbedring af UA-værdier

Der kigges nu på hvordan COP'en påvirkes ved at øges UA-værdierne. En øget UA-værdi for fordampere kan opnås ved at udskifte den nuværende fordampere med en større, eller skabe en luft flow igennem fordampere hvilket medføre en bedre varmeovergang. Nedenstående UA-værdierne tilsvare den oprindelige værdi og derefter en forøgelse på henholdsvis 15%, 30% og 45 %.

17.4.1 Statisk optimering

$UA_{ford}[W/K]$	COP
139	2,57
160	2,60
181	2,62
202	2,64

Tabel 24: Forbedringer som følge af øget UA-værdi for fordampere

$UA_{kond}[W/K]$	COP
280	2,57
322	2,60
364	2,62
406	2,64

Tabel 25: Forbedringer som følge af øget UA-værdi for kondensatoren

17.4.2 Dynamisk optimering

$UA_{ford}[W/K]$	COP
139	2,14
160	2,16
181	2,18
202	2,20

Tabel 26: Forbedringer som følge af øget UA-værdi for fordampere

$UA_{kond}[W/K]$	COP
280	2,14
322	2,17
364	2,19
406	2,21

Tabel 27: Forbedringer som følge af øget UA-værdi for kondensatoren

Det ses ud fra den nederste værdi som repræsenterer en forøgelse af UA-værdien på 45 %, at der opnås 7 % forbedring i COP'en.

17.5 Tryktab igennem kondensatoren

Under parameter fastsættelse blev det observeret at der er et tryktab igennem kondensatoren. Tryktabets indvirken på COP undersøges. Nedenstående tabeller viser et tryktab der svarer til den oprindelige værdi og derefter en reducereing på henholdsvis 15%, 30% og 50 %.

17.5.1 Statisk optimering

ΔP_{kond} [Bar]	COP
0,9	2,57
0,765	2,574
0,63	2,58
0,45	2,59

Tabel 28: Resultater for forbedret isentropvirkningsgrad - statisk optimering

17.5.2 Statisk optimering

ΔP_{kond} [Bar]	COP
0,9	2,14
0,765	2,144
0,63	2,15
0,45	2,16

Tabel 29: Resultater for forbedret isentropvirkningsgrad - statisk optimering

Ud fra ovenstående tabeller ses det altså at tryktabet igennem kondensatoren ikke er en interessepunkt for optimering da de procentvise forbedringer der kan opnås er meget små.

18 Diskussion

Målinger

For at give et fuldkomment billede af kredsprocessen for varmepumpen havde det været godt at have en måling for tryk og temperatur mellem ekspansionsventilen og fordamperen. Med en sådan måling kunne et eventuelt tryktab over fordamperen blive bestemt, og såfremt et tryktab over fordamperen eksisterer, kunne en optimering af dette evalueres.

Ydermere kunne det have været interessant at se om antagelsen om isentalpisk ekspansion gælder i praksis.

Der er i projektføreløbet brugt meget tid på at prøve at få alle de målte værdier for anlægget til at passe i en teoretisk model for at simulere den testede varmepumpe så nøjagtig som muligt. Efter mange forgæves forsøg på at opstille en model med alle måleværdierne, blev der taget et valg om at anvende så få målinger som muligt. Dette valg har betydet at nogle anlægsparametrene regnes ud fra komponent-datablade. Set i bakspejlet burde fremgangsmåden have været at starte med at bruge så få målinger som muligt og langsomt bruge flere målinger. Dette havde formentligt gjort det nemmere at se hvilke målinger der var brugbare og hvilke der ikke var

Model

Da der ikke har været tid fordybelse i beregninger af fugtig luft, er dette ikke implementeret i modellen. Andelen af fugtig luft er derfor angivet som en konstant som blev beregnet ved hjælp af CoolPack. Det er dog en tilnærmelse for hvad der sker i virkeligheden og en yderligere præcisering kunne laves ved at implementere en beregning af den fugtige luft.

I den dynamiske model er det forsøgt at kortlægge hvilken indflydelse lagdeling i vandbeholderen har for dynamikken. Et estimat af modstandene mellem lagene er forsøgt ved at implementere "k-værdier", men det har måtte erkendes at vores viden omkring emnet har været for lille til at opstille en tilstrækkeligt beskrivende model inden for den tid der har været til rådighed. Da resultaterne for simuleringen viser at lagdeling spiller en vigtig rolle med hensyn til temperaturen inde i tanken, bør en videre undersøgelse evt. i et CFD-program laves.

Fejlkilder

Der er målt en temperatur både i luftens indløb og udløb på varmepumpen, Temperaturen i udløbet er gennemsnitligt $1 - 2^\circ C$ højere end den der beregnes i den statiske model. Dette kunne skyldes en måleusikkerhed. Der kan dog også være en sammenhæng mellem denne afvigelse i temperatur og at massestrømmen i den statiske model formentligt er for høj. Ved en lavere massestrøm i simuleringen vil en højere temperatur i udløbet opnås.

Ved parameter fastsættelse nævnes det at målinger for stand-by perioden ikke bruges grundet en lang opstartstid hvor målingerne give skæve resultater.

Derfor ligger målinger for opvarmningsperioden til grund for parameterfastsættelsen. Dette kan være en fejlkilde eftersom der under opvarmningsperioden ikke er et tidspunkt hvor kompressoren kører ved den konstant temperatur. Det havde været at foretrække at bruge målinger for en periode hvor kompressoren kører ved en jævn temperatur, således anlægget tilnærmelsesvis er i en "steady-state". Ved at bruge opvarmningsperioden kan man argumentere for at man får en gennemsnitlig værdi for anlægskonstanterne i hele det spænd af driftspunkter komponenterne bliver udsat for.

Optimering

Optimeringen er gennemført ved at ændre en parameter ad gangen. I virkeligheden ville f.eks. udskiftningen af kompressoren have større indflydelse. Slagvolumenstrøm, volumetrisk virkningsgrad og varmetab burde revurderes ud fra den konkrete kompressor. Da der ikke er nogle konkrete kompressor-modeller i spil, er denne metode en enkel måde at få et overblik over betydningen af en forbedret kompressor. Forskellige naturlige kølemidler er blevet undersøgt, men det har vist sig at der skal ændres på for mange anlægsparametre før modellen kan producere resultater. Denne analyse er derfor ikke medtaget, da resultaterne vurderes ikke at være sammenlignelige. Der bør laves en mere dybdegående undersøgelse af mulighederne for kølemiddel skift. Konsekvenserne af udskiftning af komponenter skal dog overvejes, her tænkes der især på indvirkningen af en større eller mindre massestrøm igennem systemet samt driftstryk.

19 Konklusion

Statisk model

Der er ud fra datablade blevet beregnet en varmetabsfaktor, en slagvolumenstrøm, volumetrisk virkningsgrad og ventilator forbrug. Der er opstillet en model der ud fra de beregnede størrelser og måleværdier kan bestemme de anlægs-specifikke konstanter. Dele af modellen er blevet valideret og modellen er verificeret i forhold en fysisk betragtning. Der er herefter opstillet en statisk model der ved hjælp af de beregnede størrelser og fastsatte anlægs-konstanter fungerer som den testet varmepumpe. Denne model blev valideret ved at sammenligne punkter i kredsprocessen med de tilsvarende punkter som kan findes ud fra måleværdierne.

Dynamisk model

Det er opstillet en dynamisk model som kan simulere en opvarmnings-, stand-by- og tappeperiode i henhold til teststandarden EN16147.

Det må konkluderes at der ved simuleringen er væsentlige afvigelser i forhold til en virkelig test. Det må konkluderes ud fra den korte opvarmningstid at kondensator-ydelsen i simuleringen er for høj, og samtidig konkluderes det ud fra de lange stand-by intervaller at varmetabet er for lav.

Det konkluderes at en for høj massestrøm i systemet kan ligge til grund for den høje kondensator-ydelse. Det simulerede anlæg har et mindre forbrug ved stand-by og opvarmning selv når varmetabet øges i modellen. Det kan derfor konkluderes at den opstillede anlægsmodel i simuleringen må være mere effektiv end det virkelige anlæg.

Lagdelingen i tanken er forsøgt efterlignet, men det må konkluderes at manglende viden gør lagdelings-modellen for upræcis til brug. Det kan konkluderes at netop lagdelingen er en afgørende faktor for anlæggets performance under tappeperioden og dermed har en afgørende indflydelse på COP i henhold til EN16147. Det må derfor konkluderes at modellen ikke vil kunne efterligne testresultaterne uden en forbedret tank-model.

Optimering

Som tidligere nævnt er testresultaterne som ligger til grund for dette projektet udført for et anlæg hvor kompressoren i forvejen er skiftet ud. Det fremgår af testresultaterne fra Teknologisk Institut at der allerede er opnået en forbedring på 24 %.

Som forslag til at imødekomme de resterende 6 % forbedring kan det konkluderes, at en undersøgelse af yderligere skift af kompressor er oplagt. Gevinsten ved udskiftning af kompressor til en model med kun få procenters bedre isentropvirkningsgrad er meget store.

Når mulighederne om anskaffelse af en bedre kompressor er udtømt er anbefaler vi at der kigges på en optimering af ind- og udløbet af luften. Det ses ud fra vores resultater at en reduktion i tryktab kan medføre til op 9 % forbedring i

COP.

Herefter kan der kigges på optimering af UA-værdier for fordamperen og kondensatoren hvor der kan opnås op til 7% forbedring ved en øgning på 50%.

Ved at reducere tryktabet øges luftstrømmen også igennem fordamperen hvilket medvirker til at UA-værdien for fordamperen vil stige som følge af en bedre varmeovergang. Ved at mindske tryktabet opnås altså en forbedring på to områder.

Sammenfatning

Der er lykkedes at opstille en statisk model, og ved brug af måleværdier at lave en anlægs-specifik model. Det er lykkedes at lave en simulering af opvarmning, stand-by og tappeperiode i henhold til teststandard EN16147 og at udregne COP i henhold til denne ud fra simuleringen. Det må dog konstateres at for at simuleringsmodellen skal kunne efterligne teststandarden præcist skal en forbedret model af tanken implementeres. Ydermere skal en undersøgelse af massestrømmen i systemet laves, og det skal konstateres om denne er årsag de den høje kondensatorydelse.

20 Litteratur liste

- [1] Introduction to Heat Transfer 5th edition - Incropera/DeWitt/Bergman/Levine
- [2] Introduction to Heat Transfer 6th edition - Incropera/DeWitt/Bergman/Levine
- [3] Termodynamik 2. udgave - Aage Birkkjær Lauritsen/Søren Gundtoft/Aage Bredahl Eriksen
- [4] Køleteknik 2. udgave - Aage Birkkjær Lauritsen/Søren Gundtoft
- [5] Shah1979 condensation correlation

DTU Mekanik
Sektion for Termisk Energi
Danmarks Tekniske Universitet

Nils Koppels Allé, Bygn. 403
2800 Kgs. Lyngby

Tlf.: 4525 4131
Fax: 4588 4325

www.mek.dtu.dk