

ELSA ANDERSEN
NIELS TRADS
ALLAN MEIER

UNDERSØGELSE AF GAS-SOL
COMPACT I LAGERPRØVESTAND

Sagsrapport
BYG•DTU SR-01-04
2001
ISSN 1396-402x

FORORD

En unit af typen Gas-Sol Compact fra firmaet Thermo-Sol ApS er undersøgt i BYG.DTU's indendørs lagerprøvestand med henblik på at fastlægge de termiske egenskaber for unitten.

Undersøgelserne er en del af SolEnergiCentrets aktiviteter. Projektet er finansieret af Energistyrelsens basisbevilling til SolEnergiCentret.

INHOLDSFORTEGNELSE

FORORD	I
INHOLDSFORTEGNELSE	II
1 INDLEDNING	1
2 BESKRIVELSE AF UNIT	2
3 MÅLINGER.....	4
3.1 VARMELAGRINGSKAPACITETEN	5
3.2 VARMETABSKOEFFICIENTEN	7
3.3 VARMEOVERFØRINGSEVNEN FOR SOLVARMEVEKSLERSPIRALEN	17
3.4 VARMEOVERFØRINGSEVNEN FOR SUPPLERINGSVARMEVEKSLERSPIRALEN	20
3.5 OMRØRING UNDER TAPNING AF VARMT VAND.....	24
4 KONKLUSION.....	30
REFERENCER.....	31

1 INDLEDNING

I løbet af de sidste år er der introduceret units på markedet. En unit består af en sammenbygning af solvarmeanlæggets lagertank og backupenergianlægget. Her består backupenergianlægget af en lille modulerende naturgaskedel mens lagertanken er en traditionel spiralbeholder til solvarmeanlæg. Anlægget kan både levere rumvarme og varmt brugsvand i enfamiliehuse.

Lagertanken er grundig undersøgt i en indendørs lagerprøvestand. Således er beholderens varmelagringskapacitet, beholderens varmetabskoefficient, varmeoverføringsevnen for solvarmevekslerspiralen i bunden og for suppleringsvarmevekslerspiralen i toppen af beholderen samt omrøringen i beholderen under varmtvandstapning målt.

Der er foretaget en nærmere analyse af de termiske forhold for unitten og det er angivet hvilke tiltag, der vil forbedre ydelsen for unitten.

Unitten er afprøvet uden drift af naturgaskedlen og uden at unitten er en del af et solvarmeanlæg. Unitten inklusiv naturgaskedlen vil i sommeren 2001 blive afprøvet som en del af et solvarmeanlæg i BYG.DTU's prøvestand for solvarmeanlæg.

2 BESKRIVELSE AF UNIT

Unitten består af en kondenserende kedel CERAPUR for centralopvarmning af typen ZSBR 3-12 A 23¹ fra firmaet ROBERT BOSCH A/S samt en varmtvandsbeholder med et beholdervolumen på 255 liter fra firmaet METRO A/S. Vandet i varmtvandsbeholderen kan opvarmes både af solvarme via en varmevekslerspiral i bunden af beholderen og af naturgaskedlen via en varmevekslerspiral i toppen af beholderen.

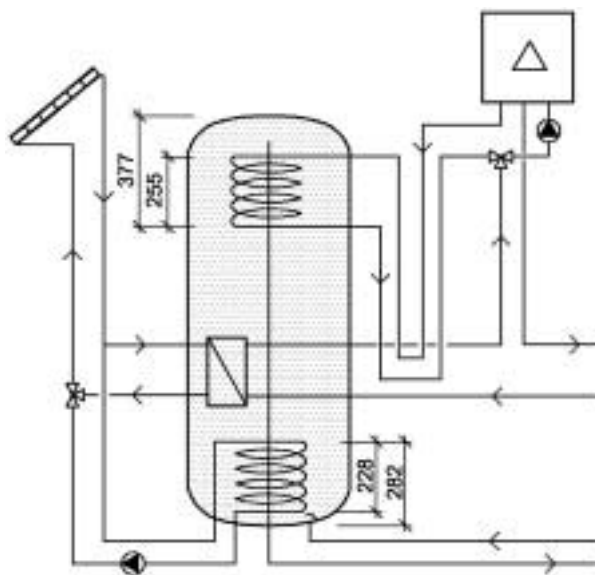
Gaskedlen leverer desuden varme til et radiatorsystem og afhængig af temperaturforholdene i solfanger og varmtvandsbeholder anvendes solvarmen til forvarmning af returvandet fra radiatorsystemet.

Figur 2-1 og Figur 2-2 viser fotos af unitten og en principskitse af unitten mens Tabel 2.1 viser data for den testede beholder.



Figur 2-1: Billede af unit og rørføring i unit.

¹ Z=Centralvarmekedel, S=Beholdertilslutning, B=Kondenserende teknik, R=Modulerende, 3-12=Varmeydelse 3-12 kW, A=Kedel som blæser uden trækafbryder, 23=Naturgas.



Figur 2-2: Principskitse af unit.

Kabinetdimensioner		600 · 990 · 1820 mm
Vægt af tom lagertank inkl. kabinet, kedel og hjælpeudstyr		235 kg
Vægt af tom kedel (vandvolumen i kedel = 9,5 liter)		66 kg
Beholdervolumen ekskl. varmevekslerspiraler		255 l
Volumen over nederste niveau af den øverste varmevekslerspiral		60 l
Volumen over nederste niveau af den nederste varmevekslerspiral		252 l
Volumen i den øverste varmevekslerspiral		3,1 l
Volumen i den nederste varmevekslerspiral		3,1 l
Beholdermateriale		St 37-2E
Diameter	indvendig/udvendig	490/496 mm
Højde	indvendig/udvendig	1430/1451 mm
Isoleringsmateriale		PUR skum
Tykkelse af isoleringsmateriale	sider	50 mm
	top	70 mm
	bund	37 mm
Varmevekslerspiraler	materiale	St 37-2E
	længde	8500 mm
	tolerance på længde (opgivet af producent)	± 500 mm
	indvendig diameter	21,6 mm
	udvendig diameter	26,9 mm
	centerafstand mellem to vindinger	38 mm
	tolerance på centerafstand (opgivet af producent)	+10/-0 mm
Tapperør	materiale	PEX
	indvendig diameter	16 mm
	udvendig diameter	22 mm
Indløbsudformning, se Figur 3-21	type/materiale	Prelplade/st 37-2E
	indvendig diameter	27,3 mm
	udvendig diameter	33,8 mm

Tabel 2.1: Data for den testede beholder.

3 MÅLINGER

Der er udført forsøg for at bestemme beholderens varmelagringskapacitet, beholderens varmetabskoefficient, varmeoverføringsevne for varmevekslerspiralen i solkredsen, varmeoverføringsevne for varmevekslerspiralen i suppleringskredsen samt omrøringen i beholderen under varmtvandstapninger.

Forsøgene har til formål at klarlægge de termiske forhold for unitten og i særdeleshed at afgøre om der er behov for at ændre udformningen af enkeltkomponenter således at de varmestrømme der foregår er tilsigtede og hensigtsmæssige og medvirker til at unitkonceptet får så god en ydelse i praksis som muligt.

Beholderens varmelagringskapacitet og varmetabskoefficient bestemmes ud fra opvarmningsforsøg hvor der igennem varmevekslerspiralen i bunden af beholderen køres frem med en konstant volumenstrøm på ca. 1 l/min samt en konstant fremløbstemperatur på ca. 60°C. Når temperaturen i beholderen er stabil beregnes varmelagringskapaciteten og varmetabskoefficienten ud fra de målte størrelser.

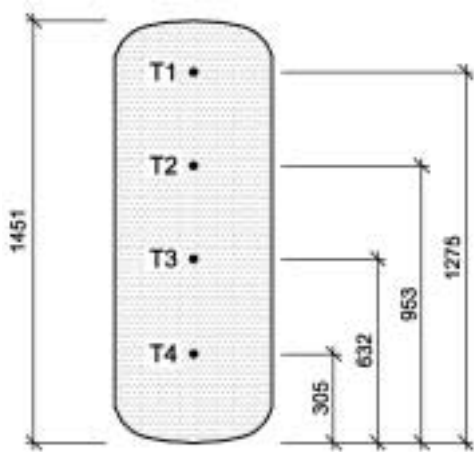
Varmeoverføringsevnen for varmevekslerspiralen i bunden af beholderen bestemmes ud fra opvarmningsforsøg hvor der igennem varmevekslerspiralen tilføres en konstant effekt på ca. 2000 W ved en konstant volumenstrøm på ca. 3 l/min.

Varmeoverføringsevnen for varmevekslerspiralen i toppen af beholderen bestemmes ligeledes ud fra opvarmningsforsøg hvor der igennem varmevekslerspiralen tilføres en konstant effekt på ca. 7000 W ved en konstant volumenstrøm på ca. 10 l/min.

Omrøringen i beholderen under tapning bestemmes ud fra målinger. Fra en uniformt opvarmet beholder (ca. 60°C) tappes der et helt beholdervolumen ved et konstant tappeflow og en konstant koldt vandstemperatur. Forholdet mellem energien tappet i et beholdervolumen og energien i beholderen før tapning beregnes ud fra målte størrelser og omfanget af omrøring under tapning i beholderen samt omrøringens indflydelse på den årlige nettoydelse for solvarmeanlæg med denne type beholder vurderes.

Ved alle forsøgene er der anvendt en propylenglykol-vand blanding som solfangervæske med et propylenglykolindhold på 24,7% (vægt%).

Figur 3-1 viser hvor i beholderen målepunkterne er placeret.



Figur 3-1: Målepunkternes placering i beholderen.

3.1 Varmelagringskapaciteten

Den teoretiske varmelagringskapacitet er beregnet på baggrund af beholderens vandindhold, solfangervæsken i beholderen samt mængden af stål i beholderen. Isoleringsmaterialets beskedne varmelagringskapacitet medregnes ikke. Varmelagringskapaciteten for unitten er beregnet som summen af produkterne af unittens bestanddeles masse og varmekapacitet.

$$C = m_{\text{vand}} \cdot c_{p,\text{vand}} + m_{\text{stål}} \cdot c_{p,\text{stål}} + m_{\text{solfangervæske}} \cdot c_{p,\text{solfangervæske}}$$

hvor

C	varmelagringskapacitet	[kJ/K]
m	masse	[kg]
c_p	specifik varmekapacitet	[J/(kg·K)]

Den teoretiske varmelagringskapacitet er beregnet til **1130 kJ/kg**.

Beholderens virkelige varmelagringskapacitet er bestemt eksperimentelt ud fra et opvarmningsforløb, hvor vandet i beholderen fra en ensartet lav temperatur opvarmes indtil der opnås en stationær situation, hvor den tilførte effekt og varmetabet fra beholderen er lige store.

Varmelagringskapaciteten bestemmes eksperimentelt som

$$C = (Q_{\text{tilført}} - Q_{\text{tab}}) / (T_{\text{beh.gns.slut}} - T_{\text{beh.gns.start}})$$

hvor

C	varmelagringskapacitet	[kJ/K]
Q_{tilført}	den tilførte energimængde	[J]
Q_{tab}	varmetabet fra beholderen	[J]
T_{beh.gns.slut}	gennemsnitlig beholdertemperatur ved forsøgets afslutning	[°C]
T_{beh.gns.start}	gennemsnitlige beholdertemperatur ved forsøgets start	[°C]

Varmelagringskapaciteten er bestemt i opvarmningsforsøget hvor prøvestanden er koblet direkte til solvarmevekslerspiralen i bunden af beholderen. Figur 3-5 til Figur 3-7 viser forholdene i og uden for beholderen under forsøget.

Beholderens målte varmelagringskapacitet er **1090 kJ/kg**.

Ved bestemmelse af varmelagringskapaciteten er vægten af kabinet og hjælpeudstyr inkluderet. Disse komponenter bidrager ikke til varmelagringskapaciteten, men det har ikke været muligt at veje beholderen alene. Således er den beregnede varmelagringskapacitet for stor. Under forsøget hvor varmelagringskapaciteten måles opvarmes hele beholderen ikke til samme høje temperaturniveau idet vandet i bunden af beholderen under varmevekslerspiralen kun opvarmes ved varmeledning. Dette er også en medvirkende faktor til at den beregnede varmelagringskapacitet er

større end den målte varmelagringskapacitet. Forskellen mellem den målte og den beregnede varmelagringskapacitet er ca. 4%.

Den omtrentlige måleusikkerhed på varmelagringskapaciteten er $\pm 1 \%$ (Furbo, 1984).

3.2 Varmetabskoefficienten

Den teoretiske varmetabskoefficient er beregnet ud fra de af producenten angivne dimensioner på beholder og isoleringsmateriale. Beholderen er isoleret med PUR-skum og der er regnet med en λ -værdi på 0,035 W/(m·K) for isoleringsmaterialet. Den teoretiske varmetabskoefficient er beregnet til **1,9 W/K**.

Den virkelige varmetabskoefficient K_d bestemmes eksperimentelt idet beholderen varmes op til en konstant temperatur. Opvarmningen foregår via varmevekslerspiralen i solkredsen. I opvarmningsperioden tilføres beholderen solfangervæske med en konstant fremløbstemperatur på ca. 60 °C og et konstant flow på ca. 1 l/min. Når temperaturen i beholderen er stabil bestemmes varmetabskoefficienten som den effekt der skal tilføres beholderen for at holde temperaturen i beholderen stabil.

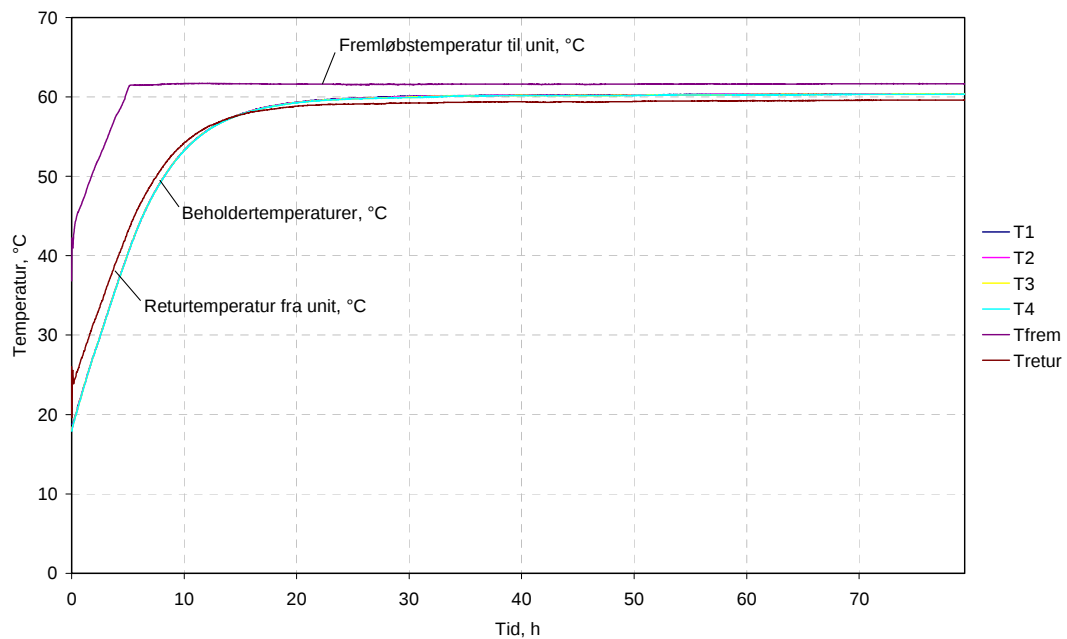
$$K_d = v \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{frem}} - T_{\text{retur}}) / (T_{\text{beh,gns}} - T_{\text{omg}})$$

hvor

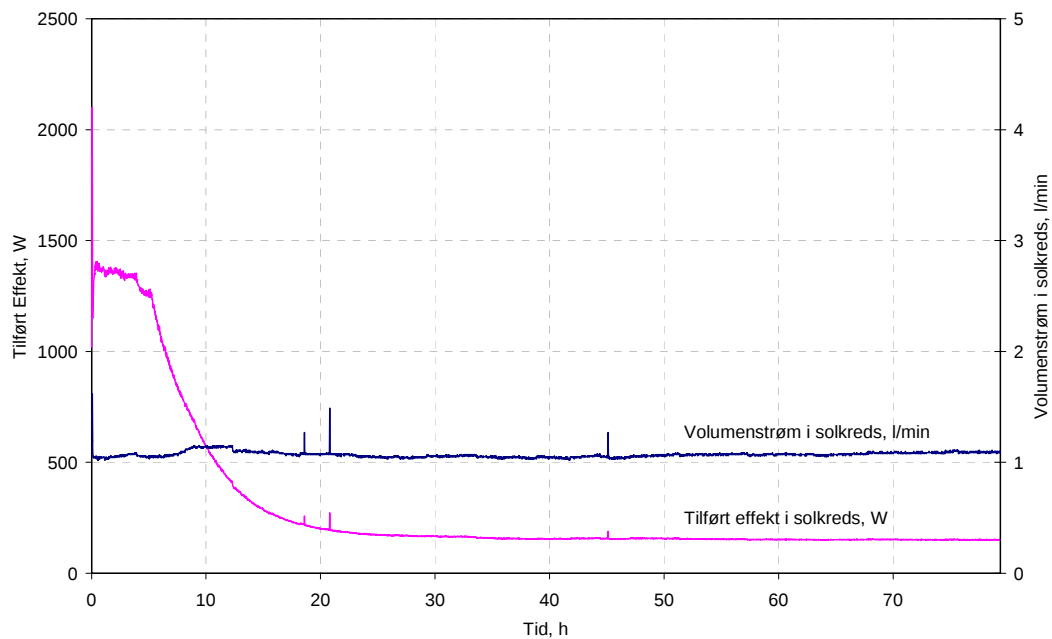
K_d	Varmetabskoefficient	[W/K]
v	Volumenstrøm	[m ³ /s]
ρ	Densitet	[kg/m ³]
c_p	Specifik varmekapacitet	[J/(kg·K)]
T_{frem}	Fremløbstemperatur til unitten/varmevekslerspiral	[°C]
T_{retur}	Returtemperatur fra unitten/varmevekslerspiral	[°C]
$T_{\text{beh,gns}}$	Beholderens gennemsnitstemperatur	[°C]
T_{omg}	Omgivelsestemperatur	[°C]

Der er udført to forsøg til bestemmelse af varmetabskoefficienten. I det første forsøg er prøvestanden koblet til unittens rørstudse beregnet for tilkobling af solfanger mens prøvestanden i det andet forsøg er koblet direkte til varmevekslerspiralen i bunden af varmtvandsbeholderen. Ved begge forsøg er der vand i kedelkredsen.

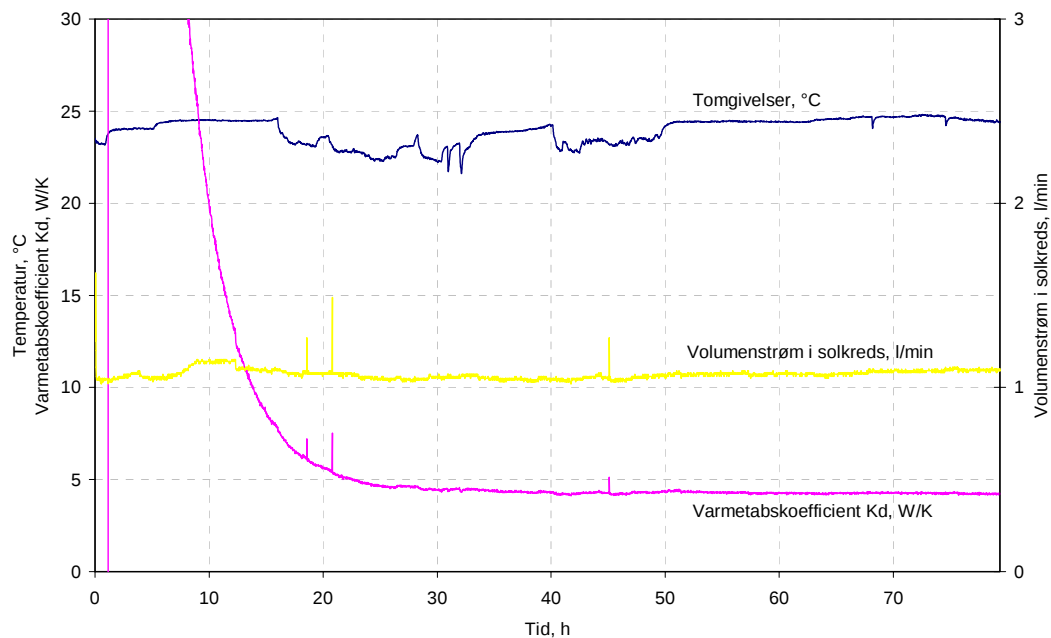
Figur 3-2 til Figur 3-4 viser forholdene i og udenfor lagertanken ved måling af K_d for unitten mens Figur 3-5 til Figur 3-7 viser forholdene i og udenfor lagertanken ved måling af K_d for beholderen.



Figur 3-2: Beholdertemperatur samt fremløbs- og returtemperatur til/fra unitten ved måling af K_d for unitten.



Figur 3-3: Volumenstrømmen samt den tilførte effekt til unitten ved måling af K_d for unitten.



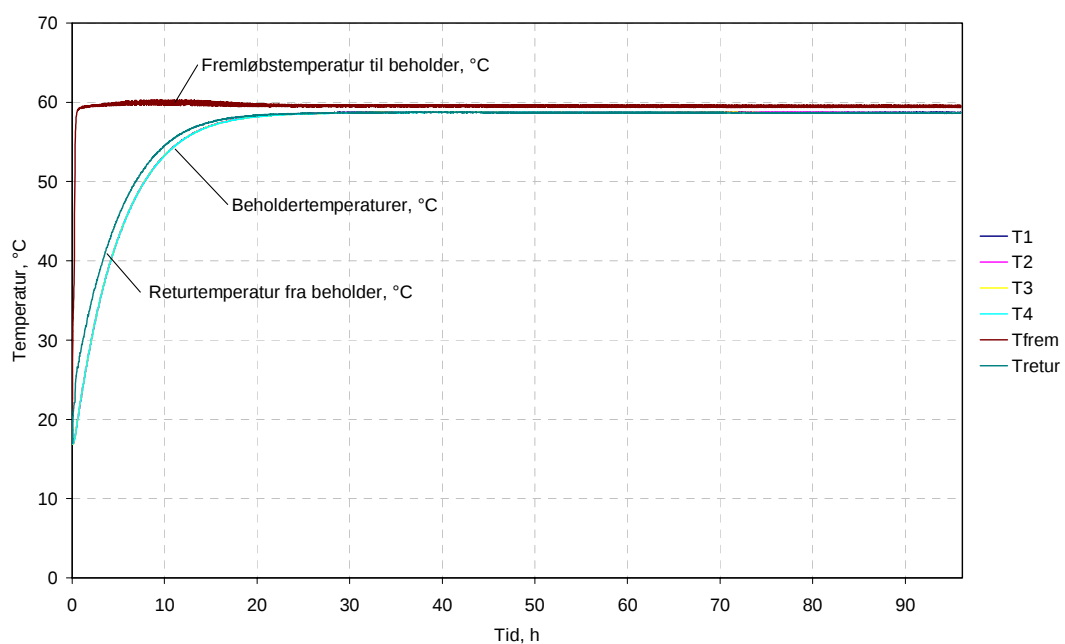
Figur 3-4: Volumenstrøm igennem varmevekslerspiralen, omgivelsestemperaturen samt den målte varmetabskoefficient K_d for unitten.

Af Figur 3-2 til Figur 3-4 ses det, at beholder- og omgivelsestemperatur samt den tilførte effekt er tilpas stabil og varmetabskoefficienten K_d bestemmes til **4,2 W/K**.

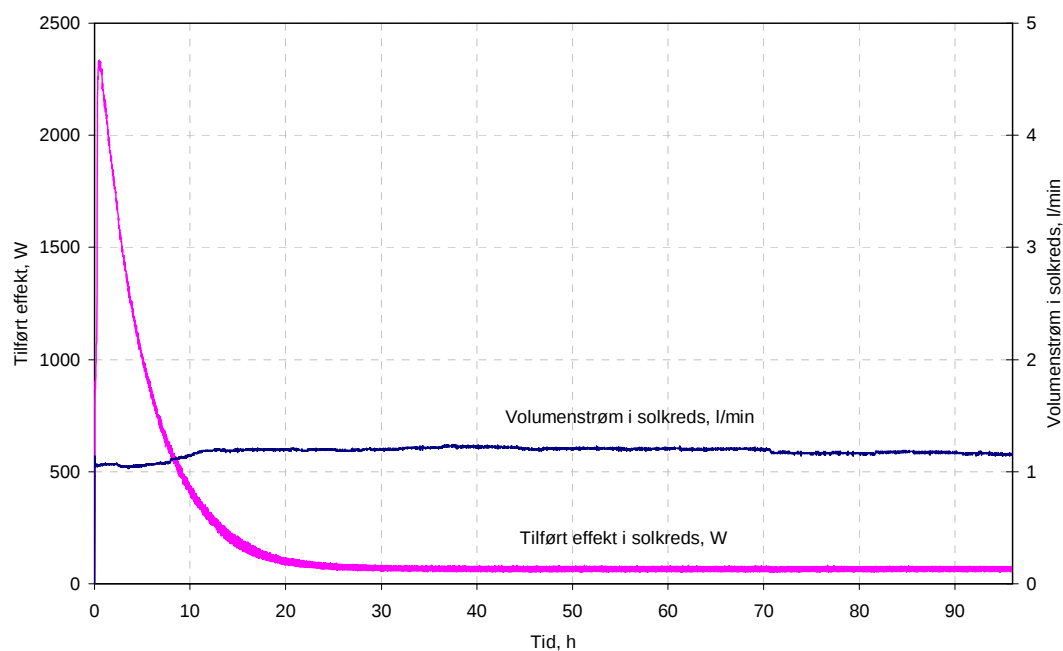
Den målte varmetabskoefficient er mere end dobbelt så stor som den teoretisk beregnede varmetabskoefficient på **1,9 W/K**.

Årsagen til den højere målte varmetabskoefficient er at enkeltkomponenter som pumpe, ventiler ol. er mangelfuldt isoleret eller helt uisolaret.

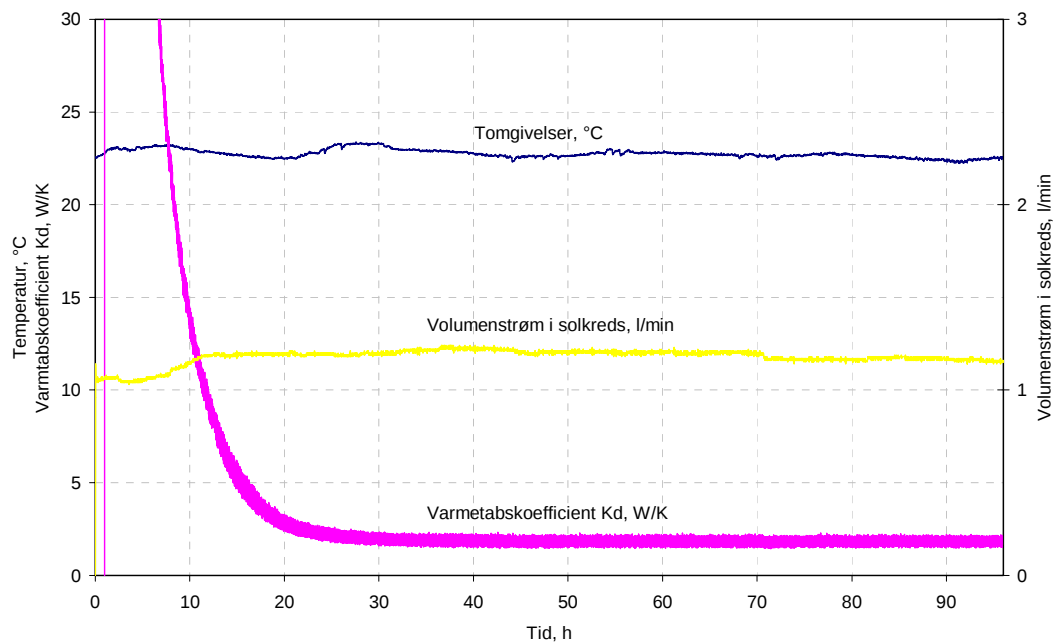
Endvidere er årsagen at utilsigtede varmestrømme i den del af solkredsen der befinder sig i kabinettet ikke effektivt er forhindret. Solfangervæsken skal undertiden løbe igennem varmevekslerspiralen i bunden af beholderen og undertiden igennem en pladevarmeveksler når returvandet fra radiatorkredsen skal forvarmes. Solfangervæskens føringsvej styres af en trevejsventil, men ventilen forhindrer ikke utilsigtede varmestrømme i form af varmeledning. Der er således andre komponenter end varmevekslerspiralen i bunden af beholderen der tilføres varme når solfangervæsken løber igennem varmevekslerspiralen i bunden af beholderen.



Figur 3-5: Beholdertemperatur samt fremløbs- og returtemperatur til/fra varmevekslerspiralen ved måling af K_d for beholderen.



Figur 3-6: Volumenstrømmen samt den tilførte effekt i varmevekslerspiralen ved måling af K_d for beholderen.



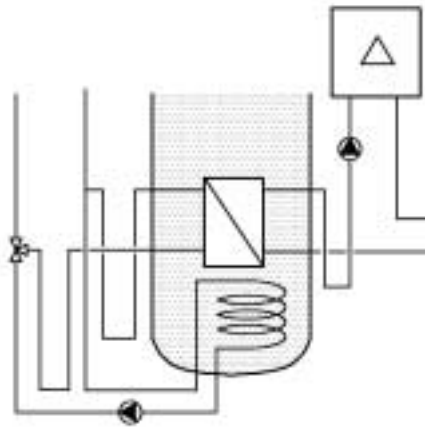
Figur 3-7: Volumenstrøm igennem varmevekslerspiralen, omgivelsestemperaturen samt den målte varmetabskoefficient K_d for beholderen.

Af Figur 3-5 til Figur 3-7 ses det at beholder- og omgivelsestemperatur samt den tilførte effekt er stabil og varmetabskoefficienten K_d er bestemt til **1,9 W/K**.

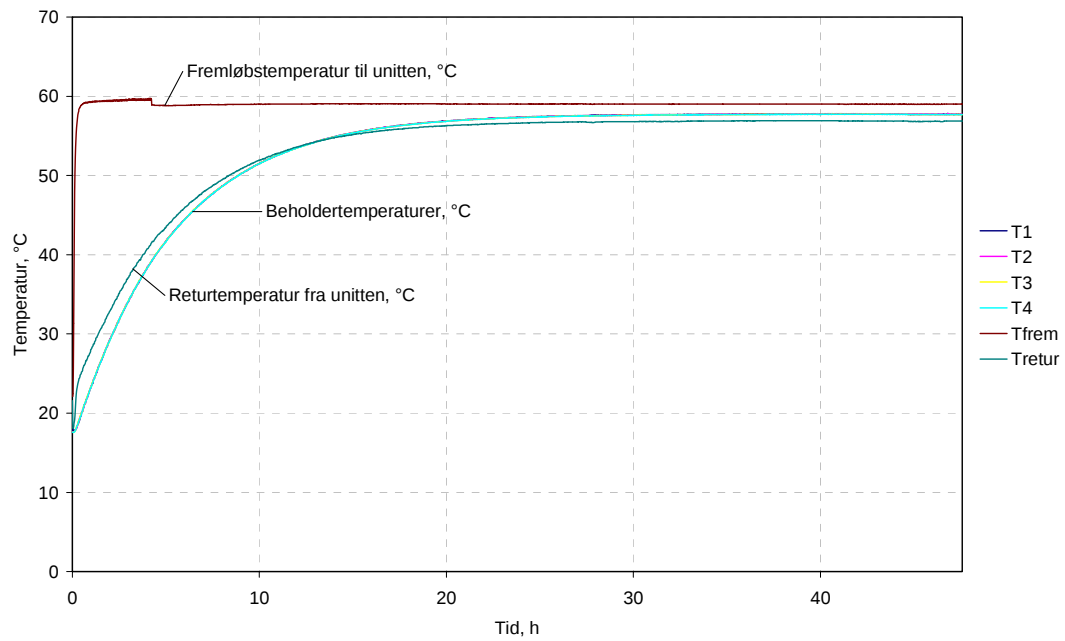
Den målte varmetabskoefficient svarer nu til den teoretisk beregnede varmetabskoefficient på **1,9 W/K**.

Der er desuden udført forsøg med indbyggede varmfælder i solkreds og suppleringskreds. Varmefælderne i solkredsen og suppleringskredsen er monteret således at utilsigtede varmestrømme forsøges reduceret i perioder med solfangerdrift. Således er der først monteret en varmfælde mellem pladevarmeveksleren og kedlen på strækningen fra radiatorkredsen til kedlen og dernæst er der yderligere monteret varmfælder mellem solkredsen og pladevarmeveksleren som vist på Figur 3-8.

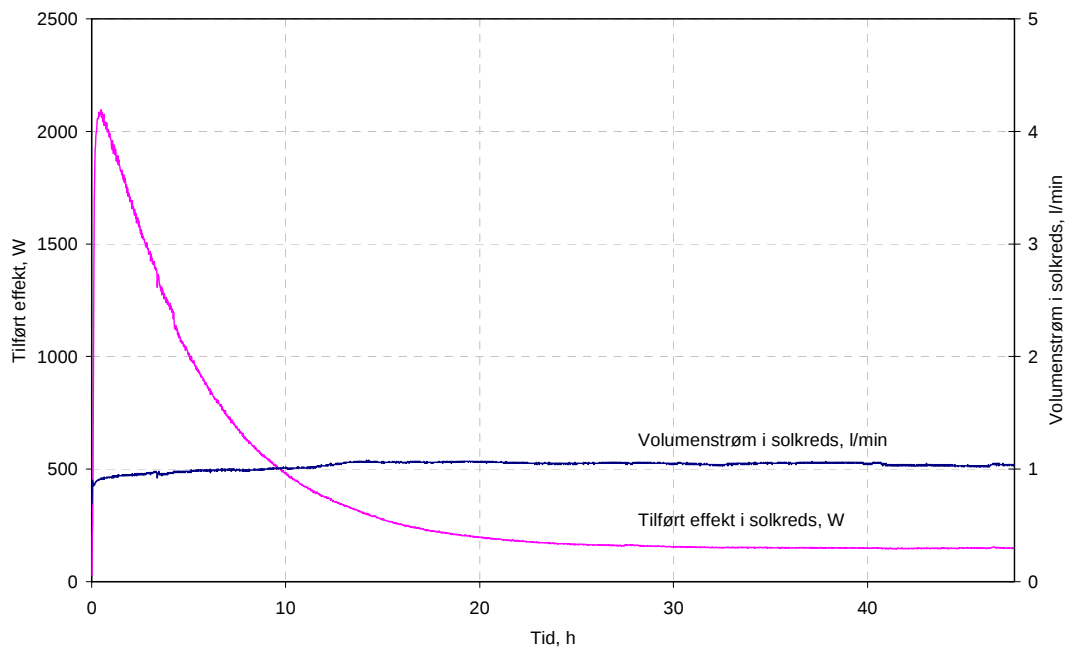
Figur 3-9 - Figur 3-11 viser forholdene i og udenfor beholderen ved måling af varmetabskoefficienten K_d for unitten med en indbygget varmfælde mellem pladevarmeveksleren og kedlen på strækningen fra radiatorkredsen til kedlen mens Figur 3-12 – Figur 3-14 viser forholdene i og udenfor beholderen ved måling af varmetabskoefficienten K_d for unitten med indbyggede varmfælder både mellem pladevarmeveksleren og kedlen og mellem solkredsen og pladevarmeveksleren.



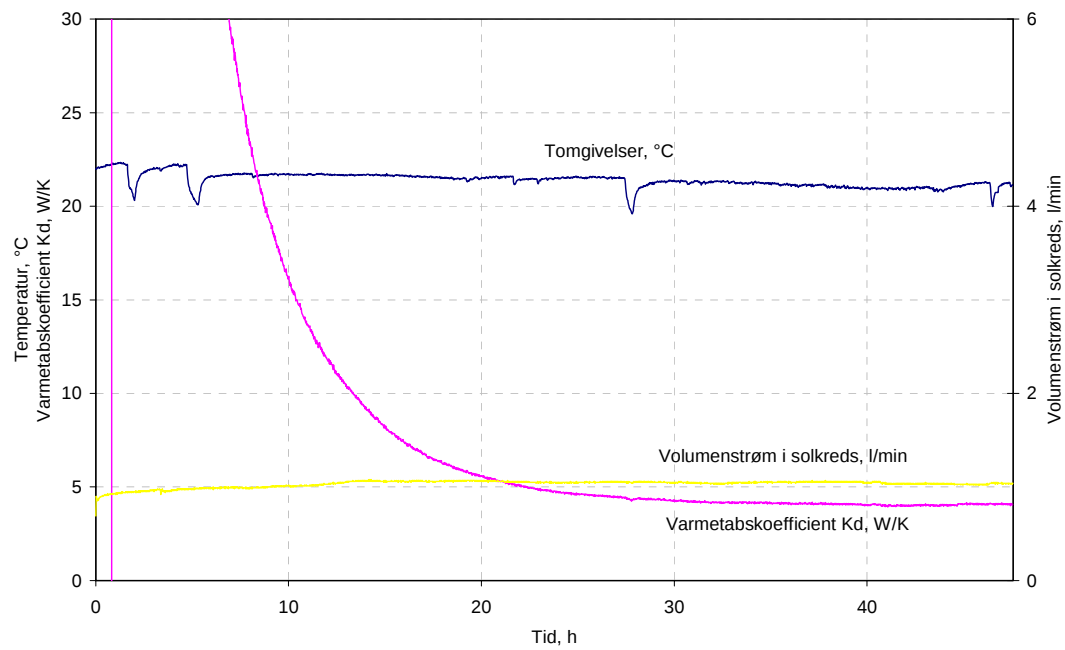
Figur 3-8: Skitse af varmfældernes placering.



Figur 3-9: Beholdertemperatur samt fremløbs- og returtemperatur til/fra unitten ved måling af K_d for unitten med varmefælde mellem pladevarmeveksleren og kedlen på strækningen fra radiator kredsen til kedlen.



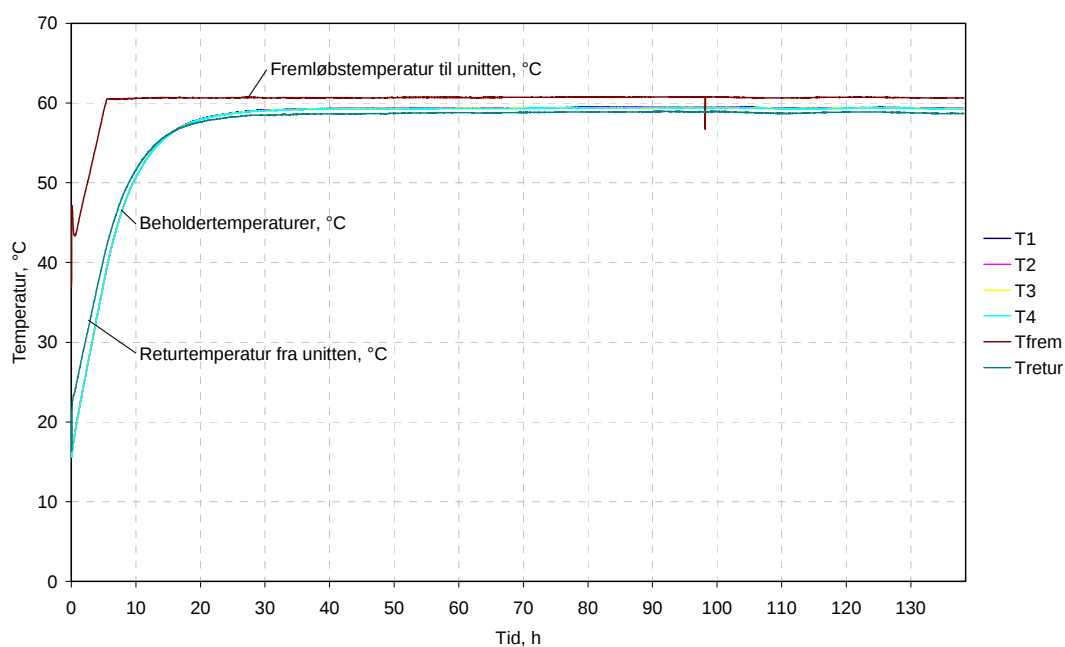
Figur 3-10: Volumenstrømmen samt den tilførte effekt til unitten ved måling af K_d for unitten med varmefælde mellem pladevarmeveksleren og kedlen på strækningen fra radiator kredsen til kedlen.



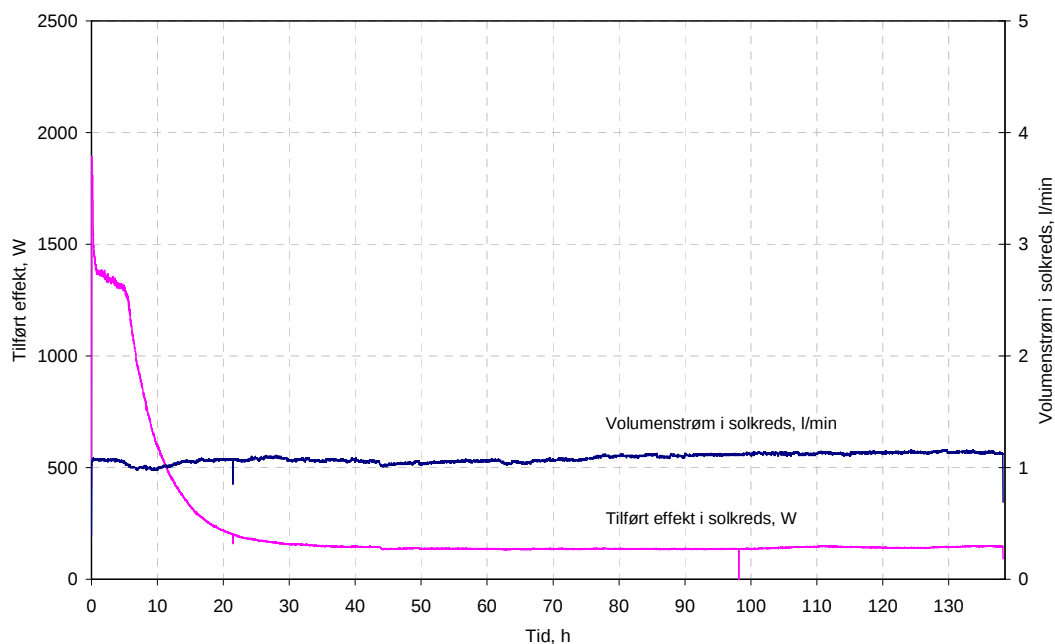
Figur 3-11: Volumenstrøm igennem varmevekslerspiralen, omgivelsestemperaturen samt den målte varmetabskoefficient K_d for unitten med varmefælde mellem pladevarmeveksleren og kedlen på strækningen fra radiator kredsen til kedlen.

Af Figur 3-9 til Figur 3-11 ses det at beholder- og omgivelsestemperatur samt den tilførte effekt er stabil og varmetabskoefficienten K_d er bestemt til **4,1 W/K**.

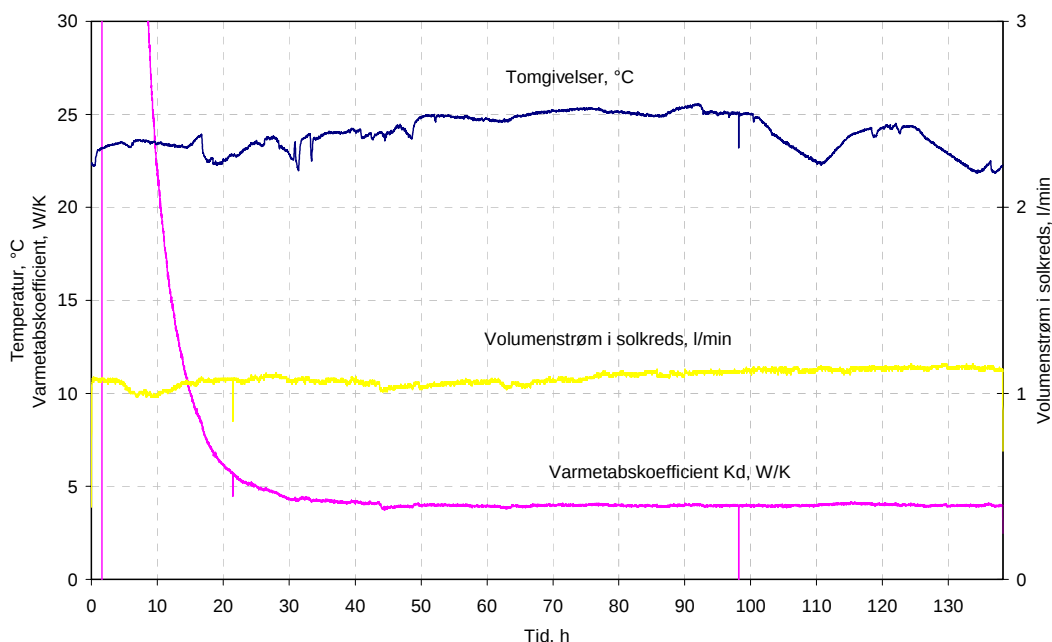
Den indbyggede varmefælde mellem pladevarmeveksleren og kedlen på strækningen fra radiator kredsen til kedlen har altså kun reduceret varmetabskoefficienten med beskedne **0,1 W/K**.



Figur 3-12: Beholdertemperatur samt fremløbs- og returtemperatur til/fra unitten ved måling af K_d for unitten med varmefælder mellem pladevarmeveksleren og solkredsen samt varmefælde mellem pladevarmeveksleren og kedlen på strækningen fra radiatorkredsen til kedlen.



Figur 3-13: Volumenstrømmen samt den tilførte effekt til unitten ved måling af K_d for unitten med varmefælder mellem pladevarmeveksleren og solkredsen samt varmefælde mellem pladevarmeveksleren og kedlen på strækningen fra radiatorkredsen til kedlen.



Figur 3-14: Volumenstrøm igennem varmevekslerspiralen, omgivelsestemperaturen samt den målte varmetabskoefficient K_d for unitten med varmefælder mellem pladevarmeveksleren og solkredsen samt varmefælde mellem pladevarmeveksleren og kedlen på strækningen fra radiator kredsen til kedlen.

Af Figur 3-12 – Figur 3-14 ses det at beholder- og omgivelsestemperatur samt den tilførte effekt er stabil og varmetabskoefficienten K_d er bestemt til **3,9 W/K**.

De indbyggede varmefælder mellem pladevarmeveksleren og solkredsen har reduceret varmetabskoefficienten med yderligere **0,2 W/K** i forhold til forsøget hvor der kun var indbygget en varmefælde mellem pladevarmeveksleren og kedlen på strækningen fra radiator kredsen til kedlen.

Den samlede effekt af varmefælderne er altså **0,3 W/K** og medfører dermed en reduktion af varmetabskoefficienten for unitten på godt 7 %.

Uden varmefælder ligger knap 55 % af varmetabskoefficienten for unitten i rørføringen i unitten, dvs. sol- og suppleringskredsen samt enkeltkomponenter som pumpe, pladevarmeveksler, ventiler mv. Med de indbyggede varmefælder ligger godt 51 % af varmetabskoefficienten i rørføringen i unitten.

Det vurderes at der ikke er behov for at indbygge varmefælder hverken i solkredsen eller i suppleringskredsen.

Den omtrentlige måleusikkerhed på varmetabskoefficienten er $\pm 4 \%$ (Furbo, 1984).

3.3 Varmeoverføringsevnen for solvarmevekslerspiralen

Varmeoverføringsevnen er et udtryk hvor meget varme der kan overføres fra et medie til et andet når temperaturforskellen mellem de to medier er 1 K. Varmeoverføringsevnen for solvarmevekslerspiralen er en afgørende parameter for hvor godt solfangeren udnyttes. En varmeoverføringsevne på 50 W/K pr. m² solfanger sikrer en god udnyttelse af solfangerarealet når lagertankens volumen samtidig passer til solfangerarealet.

Varmeoverføringsevnen bestemmes ud fra et opvarmningsforsøg hvor der tilføres en konstant effekt på 2000 W ved en volumenstrøm på 3 l/min. Varmeoverføringsevnen bestemmes ud fra målinger som

$$H = -v \cdot \rho \cdot c_p \cdot \ln[1 - (T_{\text{frem}} - T_{\text{retur}}) / (T_{\text{frem}} - T_{\text{lager}})]$$

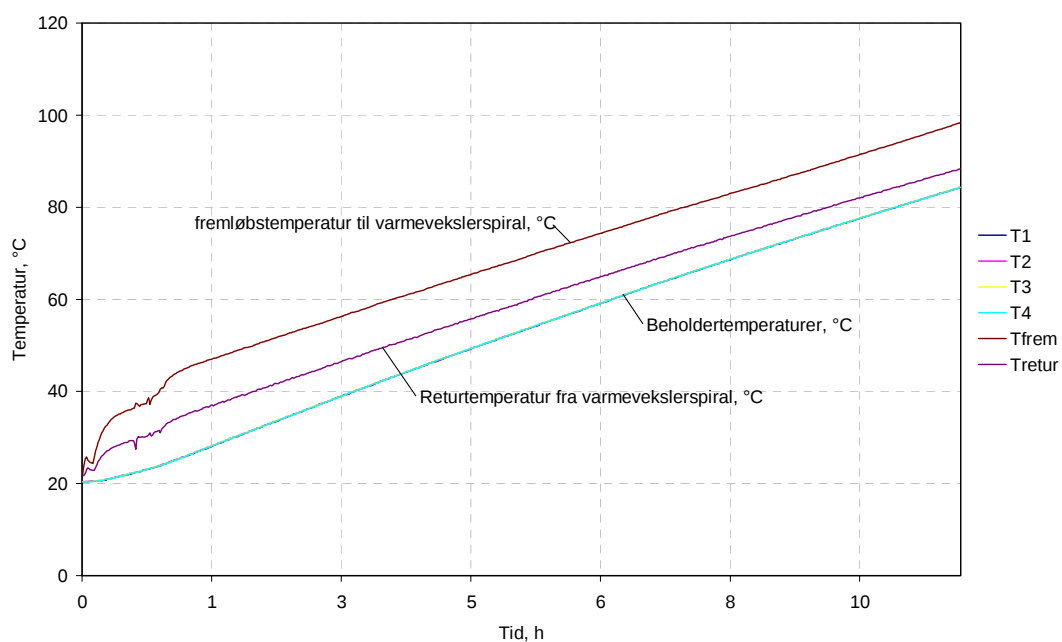
hvor

H	varmeoverføringsevnen	[W/K]
v	volumenstrømmen i varmevekslerspiralen	[l/min]
ρ	massefylde	[kg/m ³]
c_p	specifik varmekapacitet	[J/(kg·K)]
T_{frem}	fremløbstemperatur til varmevekslerspiral	[°C]
T_{retur}	returtemperatur fra varmevekslerspiral	[°C]
T_{lager}	lagertemperatur ud for varmevekslerspiral	[°C]

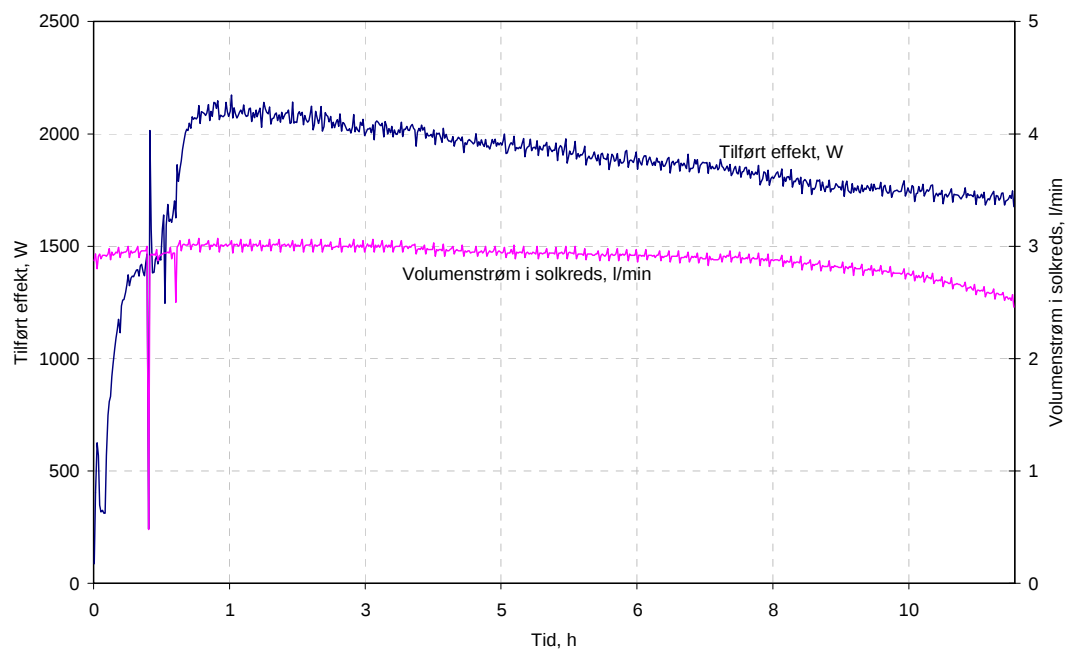
Varmeoverføringsevnen er endvidere ud fra varmevekslerspiralens udformning beregnet med et beregningsprogram (Shah, 1997). Ved beregningen er det forudsat at afstanden mellem to af spiralens vindinger er lig spiralens udvendige diameter. Spiralen består af et ¾" gevindrør med dimensionen 26,9/21,6 mm og en længde på 8,5 m. Den målte volumenstrøm, effektilførslen samt den målte lagertemperatur ud for spiralen er endvidere benyttet som input ved beregningen af varmeoverføringsevnen.

Figur 3-15 viser den målte fremløbs- og returtemperatur samt lagertemperaturerne under opvarmning mens Figur 3-16 viser den tilførte effekt og volumenstrømmen.

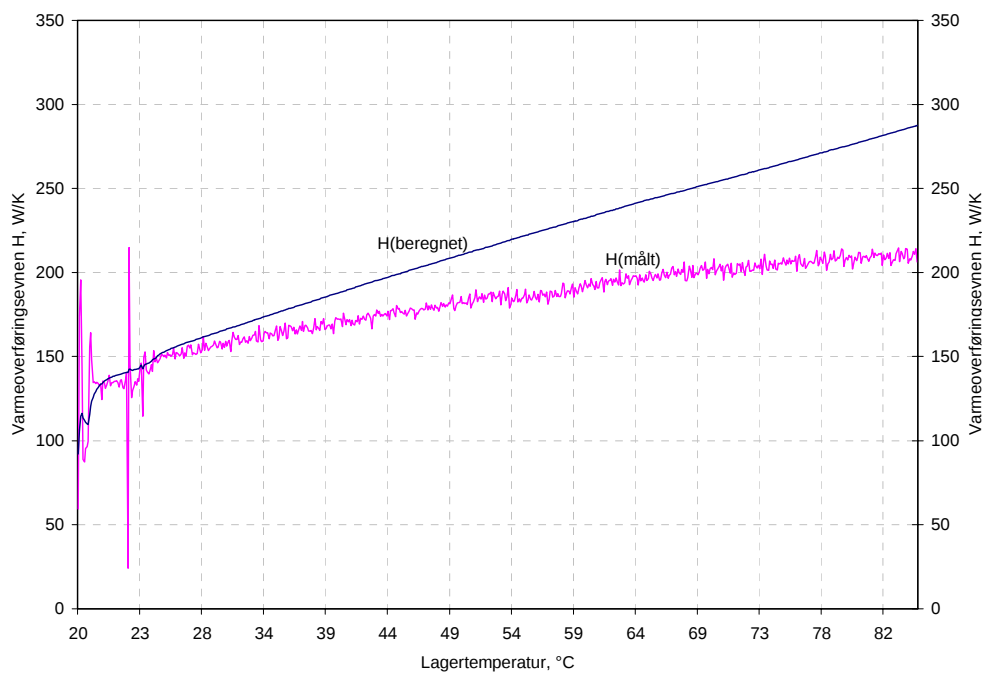
Figur 3-17 viser den målte og beregnede varmeoverføringsevne.



Figur 3-15: Beholdertemperatur samt fremløbs- og returtemperatur til varmevekslerspiralen.



Figur 3-16: Tilført effekt og volumenstrøm i solkreds.



Figur 3-17: Varmeoverføringsevnen målt og beregnet.

Den beregnede varmeoverføringsevne for solspiralen er større end den målte varmeoverføringsevne. Ved beregningerne er det forudsat at afstanden mellem to nabovindinger er lig den ydre spiraldiameter (26,9 mm) således at varmeoverføringen kan ske lige effektivt over hele spiralens overflade. På den afprøvede spiral er afstanden mellem to nabovindinger meget mindre end den ydre spiraldiameter. Centerafstanden mellem to nabovindinger er 38 mm med en tolerance på +10 mm. Det betyder at afstanden mellem to nabovindinger på den afprøvede spiral ligger i intervallet 11,1 – 21,1 mm.

Den målte varmeoverføringsevne ved beholdertemperaturer ud for varmevekslerspiralen på 50 $^{\circ}\text{C}$ svarer til at beholderen udnytter solfangerarealet op til ca. 3,6 m^2 effektivt.

Den omtrentlige måleusikkerhed på varmeoverføringsevnen for varmevekslerspiralen i solkredsen er $\pm 8 \%$ (Furbo, 1984).

3.4 Varmeoverføringsevnen for suppleringsvarmevekslerspiralen

Varmeoverføringsevnen er et udtryk hvor meget varme der kan overføres fra et medie til et andet når temperaturforskellen mellem de to medier er 1 K. Varmeoverføringsevnen for suppleringsvarmevekslerspiralen er afgørende for om der kan opnås en effektiv drift af gaskedlen uden pendling.

Varmeoverføringsevnen bestemmes ud fra et opvarmningsforsøg hvor der tilføres en konstant effekt på ca. 7000 W ved en volumenstrøm på ca. 10 l/min. Varmeoverføringsevnen bestemmes ud fra målinger som

$$H = -v \cdot \rho \cdot c_p \cdot \ln[1 - (T_{\text{frem}} - T_{\text{retur}}) / (T_{\text{frem}} - T_{\text{lager}})]$$

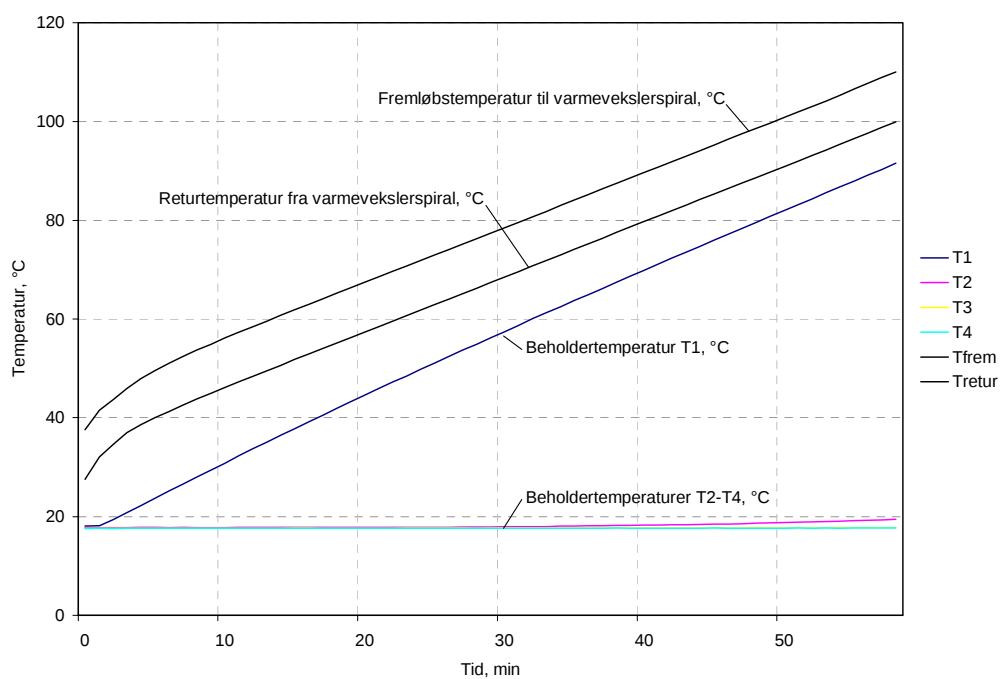
hvor

H	varmeoverføringsevnen	[W/K]
v	volumenstrømmen i varmevekslerspiralen	[l/min]
ρ	massefylde	[kg/m ³]
c_p	specifik varmekapacitet	[J/(kg·K)]
T_{frem}	fremløbstemperatur til varmevekslerspiral	[°C]
T_{retur}	returtemperatur fra varmevekslerspiral	[°C]
T_{lager}	lagertemperatur ud for varmevekslerspiral	[°C]

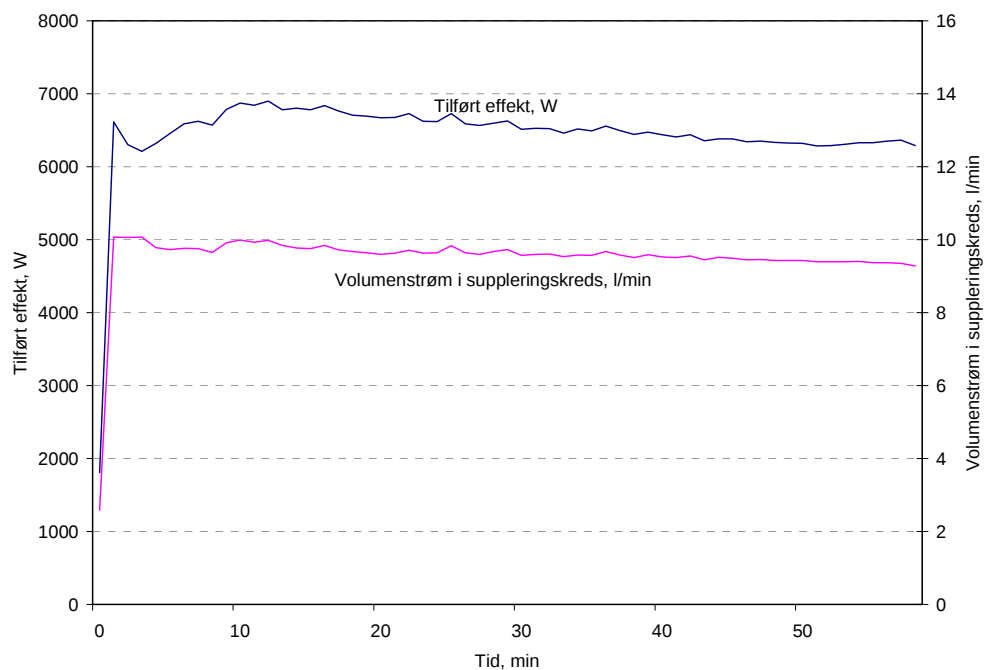
Varmeoverføringsevnen er endvidere ud fra varmevekslerspiralens design beregnet med et beregningsprogram (Shah, 1997). Ved beregningen er det forudsat at afstanden mellem to af spiralens vindinger er lig spiralens udvendige diameter. Spiralen består af et ¾" gevindrør med dimensionen 26,9/21,6 mm og en længde på 8,5 m. Den målte volumenstrøm, effekttilførslen samt den målte lagertemperatur ud for spiralen er endvidere benyttet som input ved beregningen af varmeoverføringsevnen.

Figur 3-18 viser den målte fremløbs- og returtemperatur samt lagertemperaturerne under opvarmning mens Figur 3-19 viser den tilførte effekt og volumenstrømmen.

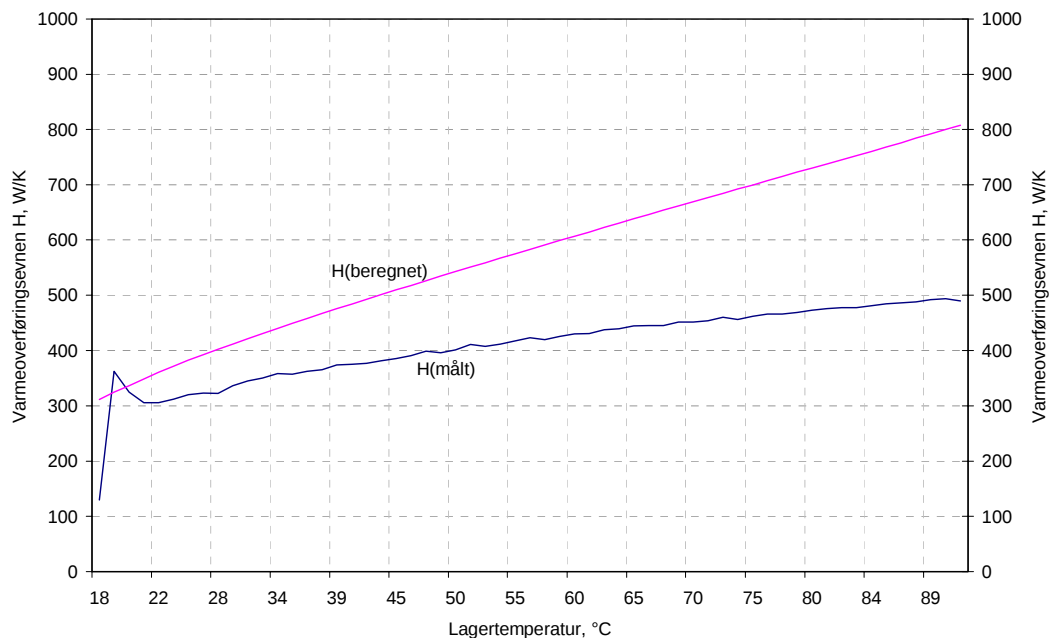
Figur 3-20 viser den målte og beregnede varmeoverføringsevne for topspiralen.



Figur 3-18: Beholdertemperatur samt fremløbs- og returtemperatur til varmevekslerspiralen.



Figur 3-19: Tilført effekt og volumenstrøm i suppleringskreds.



Figur 3-20: Varmeoverføringsevnen målt og beregnet.

Den beregnede varmeoverføringsevne for topspiralen er større end den målte varmeoverføringsevne. Ved beregningerne er det forudsat at afstanden mellem to nabovindinger er lig den ydre spiraldiameter (26,9 mm) således at varmeoverføringen kan ske effektivt over hele spiralens overflade. På den afprøvede spiral er afstanden mellem to nabovindinger langt mindre. Centerafstanden mellem to nabovindinger er 38 mm med en tolerance på +10 mm. Det betyder at afstanden mellem to nabovindinger på den afprøvede spiral ligger i intervallet 11,1 – 21,1 mm.

Varmevekslerspiralens varmeoverføringsevne skal være så stor at der kan opnås en effektiv drift af kedlen uden pendling. Erfaringer har vist at der kan opnås en effektiv drift af kedlen hvis volumenstrømmen i suppleringskredsen er stor og hvis kedeffecten ikke er større end (Furbo, 1997)

$$(H \cdot 22 [K]) + (V_s \cdot 1000 [W] / 4,5 [l])$$

hvor

H	varmeoverføringsevnen for varmevekslerspiralen	[W/K]
V_s	volumenet i varmevekslerspiralen/kedelkredsen	[l]

Varmeoverføringsevnen for topspiralen er målt til ca. 400 W/K ved en lagertemperatur ud for varmevekslerspiralen på 50°C. Med den målte varmeoverføringsevne kan der opnås en effektiv drift af en kedel med en maksimal kedeffect på 9,5 kW.

Imidlertid afhænger varmeoverføringsevnen for topspiralen af den tilførte effekt, og den tilførte effekt under forsøget på ca. 6,5 kW er mindre end den effekt der maksimalt kan leveres fra kedlen.

Der er derfor foretaget en teoretisk vurdering af varmekøringsevnen for varmevekslerspiralen når den tilførte effekt fra kedlen er 12,5 kW. Vurderingen er foretaget på baggrund af det beregnede udtryk for varmeoverføringsevne for varmevekslerspiralen, ligning (a) samt ligningerne (b) og (c).

$$H = A_1 + A_2 \cdot \ln(T_{\text{frem}} - T_{\text{lager}}) + (B_1 + B_2 \cdot \ln(T_{\text{frem}} - T_{\text{lager}})) \cdot T_{\text{lager}} \quad (a)$$

$$H = -v \cdot \rho \cdot c_p \cdot \ln[1 - (T_{\text{frem}} - T_{\text{retur}}) / (T_{\text{frem}} - T_{\text{lager}})] \quad (b)$$

$$P = v \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{frem}} - T_{\text{retur}}) \quad (c)$$

hvor

H	varmeoverføringsevnen	[W/K]
P	den tilførte effekt	[W]
A₁, A₂, B₁ og B₂	beregnete konstanter	[-]
v	volumenstrømmen i varmevekslerspiralen	[l/min]
ρ	massefylde	[kg/m ³]
c_p	specifik varmekapacitet	[J/(kg·K)]
T_{frem}	fremløbstemperatur til varmevekslerspiral	[°C]
T_{retur}	returtemperatur fra varmevekslerspiral	[°C]
T_{lager}	lagertemperatur ud for varmevekslerspiral	[°C]

Dermed haves tre ligninger med tre ubekendte og varmeoverføringsevnen for varmevekslerspiralen kan beregnes ved den ønskede driftsbetingelse.

Med en effekttilførsel fra kedlen på 12,5 kW er varmeoverføringsevnen for topspiralen herefter beregnet til 580 W/K ved en lagertemperatur ud for varmevekslerspiralen på 50°C.

Forholdet mellem den målte og den beregnede varmeoverføringsevne ved prøvningsbetingelserne er 400 W/K / 550 W/K = 0,73 og dette forhold anvendes til at vurdere den målte varmeoverføringsevne når den beregnede varmeoverføringsevne er 580 W/K. Den reelle varmeoverføringsevne vurderes at være 0,73 · 580 W/K = 423 W/K.

Der kan nu opnås en effektiv drift af en kedel med en maksimal kedeffect på 10 kW som ligger i den øvre del af kedlens moduleringsinterval.

Varmeoverføringsevnen for suppleringsvarmevekslerspiralen i toppen af lagertanken passer til den anvendte modulerende naturgaskedel.

Den omtrentlige måleusikkerhed på den målte varmeoverføringsevne for varmevekslerspiralen i suppleringskredsen er ± 18 % (Furbo, 1984).

3.5 Omrøring under tapning af varmt vand

Undersøgelser har vist at omrøring under varmtvandstapninger kan reducere et solvarmeanlægs ydelse væsentligt (Knudsen, 2001), (Andersen og Furbo, 1999) og (Andersen, 1999). Det er volumenstrømmen under tapning, det tappede vandvolumen, temperaturforholdene i beholderen samt designet af indløbsudformningen og beholderen der bestemmer størrelsen af omrøringen under tapning.

Nye vandinstallationssystemer er udformet således at volumenstrømmen under tapning er begrænset til maksimalt 12 l/min mens ældre vandinstallationssystemer tillader volumenstrømme helt op til 20 – 25 l/min under tapning.

Det er nemt at forhindre omrøring under tapning selv ved store volumenstrømme. Det er imidlertid ikke alle fabrikanter der anser omrøring for at være et stort problem. Derfor undersøges omrøringen under tapning og beholdere med dårlige indløbsudformninger straffes med en dårlig bedømmelse.

For at undersøge hvor stor omrøring der skabes i beholderen under varmtvandstapningerne er der udført tappeforsøg med volumenstrømme på 14 l/min og 20 l/min.

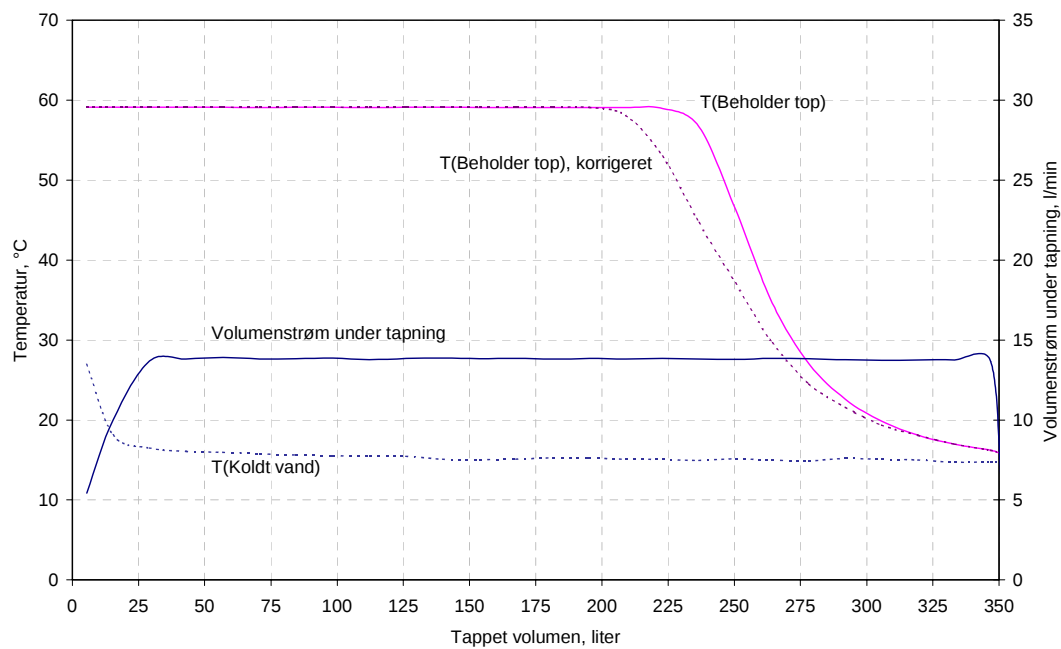
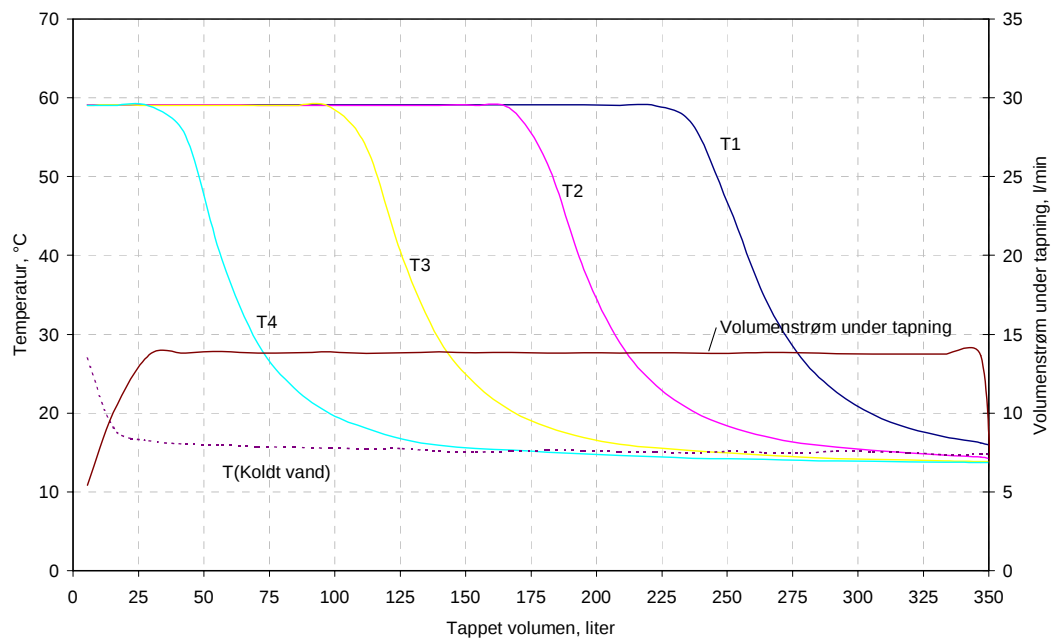
Før hvert tappeforsøg er hele beholderen opvarmet til ca. 60°C. Der tappes et helt beholdervolumen og forholdet mellem energiindholdet i et tappet beholdervolumen og energiindholdet i beholderen før tapningen beregnes.

I Figur 3-21 ses det lille rør med prelplade hen over udløbet der benyttes som indløbsdesign i varmtvandsbeholderen.

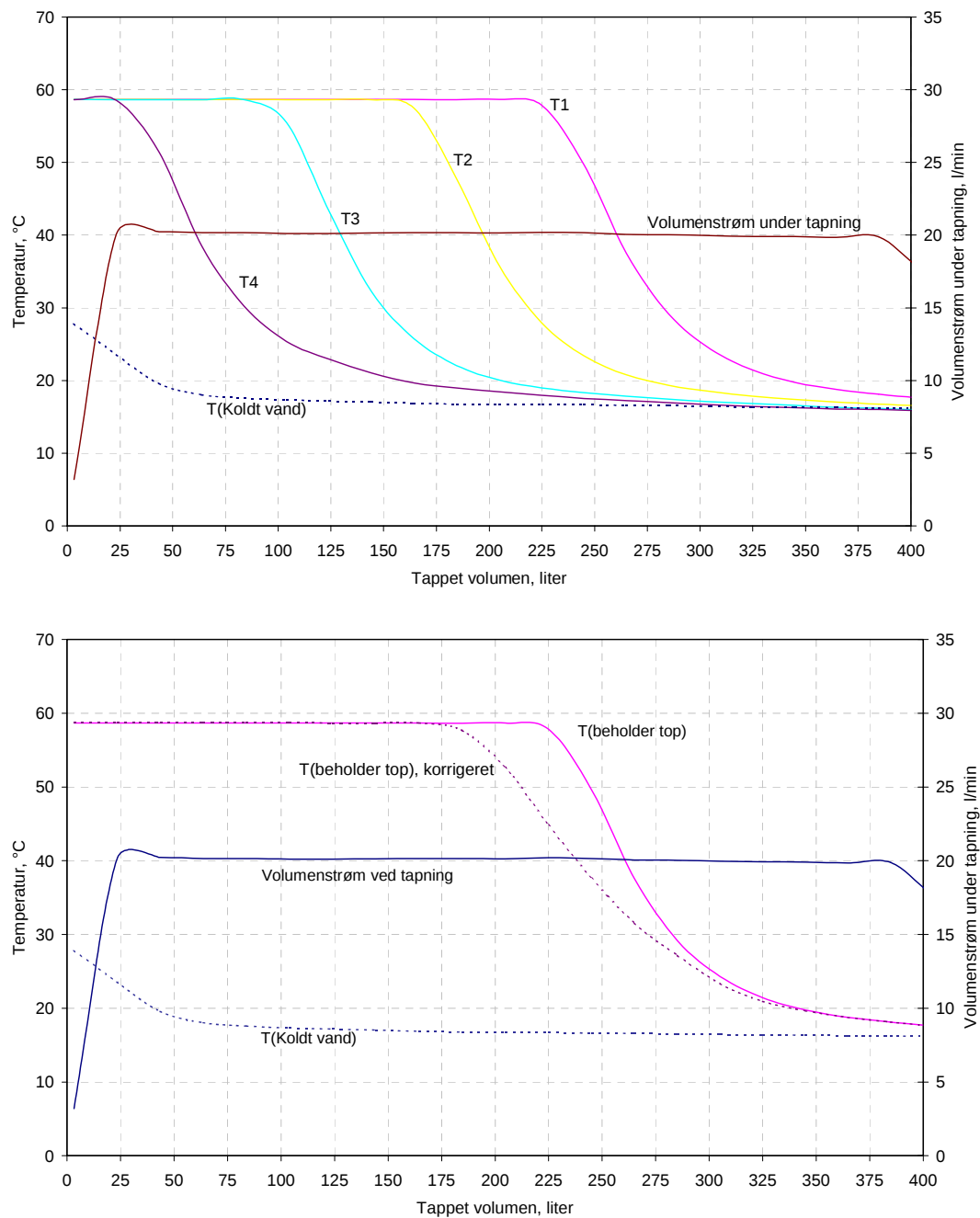
Figur 3-22 viser forholdene i beholderen under tapning med en volumenstrøm på 14 l/min mens Figur 3-23 viser forholdene i beholderen under tapning med en volumenstrøm på 20 l/min.



Figur 3-21: Billede af indløbsdesignet i varmtvandsbeholderen.



Figur 3-22: Temperaturforløbet i beholderen under tapning med en volumenstrøm på 14 l/min.



Figur 3-23: Temperaturforløbet i beholderen under tapning med en volumenstrøm på 20 l/min.

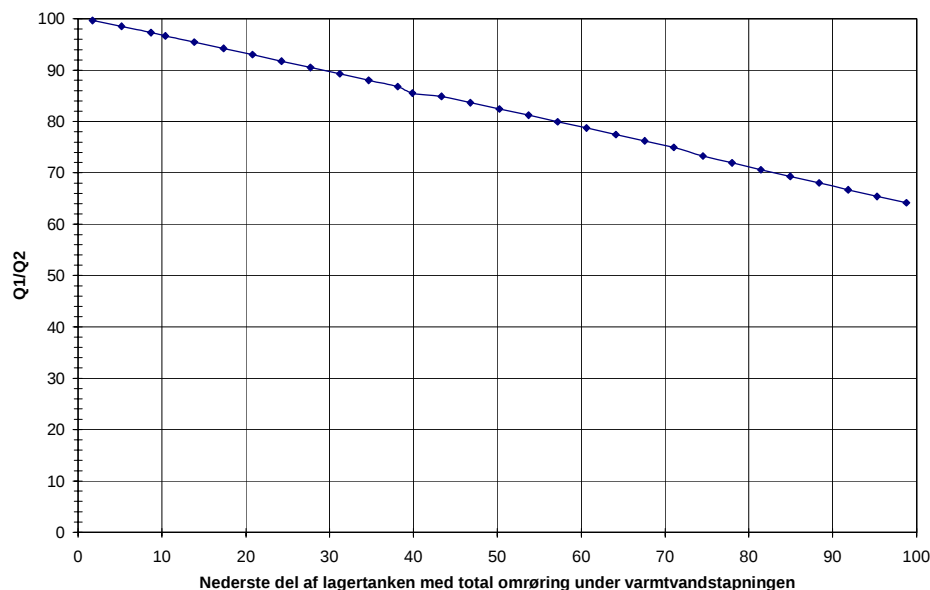
Figur 3-22 og Figur 3-23 viser lagertemperaturerne T1-T4, koldtvandstemperaturen, volumenstrømmen under tapning samt en korrigeret beholdertop temperatur, T1.

Varmtvandstemperaturen under tapning er ikke målt. I stedet er temperaturen i toppen af beholderen, T1 benyttet som varmtvandstemperatur under tapning.

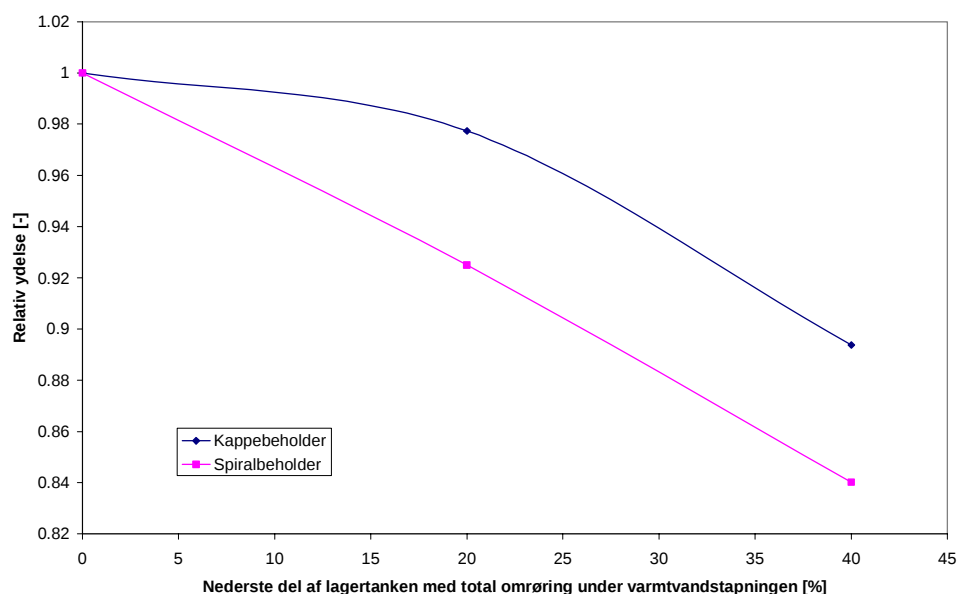
Temperaturerne T1-T4 måles med kobber/konstantan temperaturfølere type TT. Disse er monteret i en glasstav og konstruktionen medfører at temperaturfølerne ikke reagerer momentant ved temperaturændringer. Trægheden i temperaturføleren i toppen af beholderen er undersøgt ved fire tappeforsøg med beholderen opvarmet til 60°C. To af tappeforsøgene er udført med en tappevolumenstrøm på 20 l/min og to er udført med en tappevolumenstrøm på 12 l/min. For hver tappevolumenstrøm er tapningen ved det første forsøg stoppet når temperaturen i toppen af beholderen er faldet til ca. 55°C og ved det andet forsøg når temperaturen i toppen af beholderen er faldet til ca. 45°C. Temperaturen i toppen af beholderen er herefter registreret indtil den er stabil. Resultaterne viser at temperaturen efter godt 2 minutter stabiliserer sig 10-13 K under den viste temperatur da tapningen blev stoppet. Derfor er temperaturen i toppen af beholderen, T1 som vist i Figur 3-22 og Figur 3-23 korrigeret for denne træghed.

For hvert af tappeforsøgene er forholdet $Q1/Q2$ (= energiindholdet i et tappet beholdervolumen / energiindholdet i beholderen før tapning) beregnet.

Kurverne i Figur 3-24 og Figur 3-25 er benyttet til at vurdere omfanget af omrøring i beholderen under de to udførte tappeforsøg med volumenstrømme under tapning på henholdsvis 14 l/min og 20 l/min samt omrøringens effekt på ydelsen for solvarmeanlæg baseret på den undersøgte beholder. Bemærk at omrøring har langt større negativ indflydelse på ydelsen i anlæg med spiralbeholdere end i anlæg med kappebeholdere. Årsagen til at omrøring er mere katastrofal for anlæg med spiralbeholdere skyldes den dårligere temperaturlagdeling der opbygges i spiralbeholdere. Temperaturniveauet i den nederste del af spiralbeholdere er højere end det tilsvarende temperaturniveau i kappebeholdere. Dermed bliver temperaturniveauet i den omrørte del af spiralbeholdere højere end temperaturniveauet i den omrørte del af kappebeholdere hvilket medfører dårligere driftsbetingelser for solfangeren og øget supplerende energiforbrug.



Figur 3-24: $Q1/Q2$ som funktion af mixet volumen (Andersen, 1999).



Figur 3-25: Relativ ydelse som funktion af mixet volumen (Knudsen, 2001).

Volumenstrøm ved tapning [l/min]	Q1/Q2 [-]	Mixet volumen [%]	Relativ ydelse [-]
14	93	21	92,3
20	88	35	86,3

Tabel 3.1: Resultatet af de to udførte tappeforsøg.

Af Tabel 3.1 fremgår det at der forekommer mixing under varmtvands tapningerne og at det har betydning for solvarmeanlæggets ydelse. Således reduceres ydelsen med ca. 8 % og ca. 14 % når volumenstrømmen under tapning er 14 l/min og 20 l/min. I praksis vil der forekomme variationer i volumenstrømmen under tapning, men det ændrer ikke på det faktum at mixing under varmtvands tapning reducerer ydelsen for solvarmeanlæg og værst går det ud over ydelsen for solvarmeanlæg med spiralbeholdere.

Resultaterne i Tabel 3.1 stemmer godt overens med en undersøgelse af omrøringen i varmtvandsbeholdere hvor netop den indløbsudformning der benyttes i Metro varmtvandsbeholdere er undersøgt (Iqbal Khan, 2001). Ved den pågældende undersøgelse blev en transparent cylindrisk beholder med et volumen på 100 liter benyttet og der blev tilsat sort farvestof i det tilstrømmende kolde vand. Den transparente beholders diameter er 0,388 m og beholders diameter er således 0,102 m mindre end diameteren for unittens beholder. Unittens beholder har en varmevekslerspiral der i praksis reducerer afstanden fra koldt vands indløb til fysisk forhindring i beholderen. Det er imidlertid ikke klarlagt hvilken indflydelse beholderdiameteren, varmevekslerspiraler, tapperør mv. i lagertanken har for størrelsen af omrøring i lagertanken, men det har givetvis indflydelse afhængig af dimensioner og placering i forhold til indløbet. Beholderdiameteren for små varmtvandsbeholdere har givetvis en betydning for størrelsen af omrøringen.

Forsøgene med den transparente cylindriske beholder blev udført ved volumenstrømme i intervallet 4 – 12 l/min, som er lidt lavere end de i denne undersøgelse benyttede volumenstrømme. Imidlertid viste forsøget med en volumenstrøm på 12 l/min at der forekom omrøring i de nederste ca. 50 liter.

Ud fra ovenfor anførte betragtning omkring beholderenudformningens indflydelse på omrøring stemmer resultatet af tappeforsøget i denne undersøgelse med en volumenstrøm på 14 l/min godt overens med resultatet af forsøgene med den transparente cylindriske beholder. Et mixet volumen på 21% svarer netop til omrøring i de nederste ca. 50 liter af varmtvandsbeholderen.

4 KONKLUSION

De termiske egenskaber for unitten Gas-Sol Compact fra ThermoSol ApS er undersøgt ved målinger i en prøvestand for lagertanke. Undersøgelsen omfatter måling og teoretisk bestemmelse af varmetabskoefficienten og varmelagringskapaciteten for unitten samt varmeoverføringsevnen for de to varmevekslerspiraler i lagertanken. For at undersøge unitten yderligere er varmetabskoefficienten for lagertanken og varmetabskoefficienten for unitten med indbyggede varmfælder til reduktion af utilsigtet varmetab målt.

Endelig er størrelsen af omrøring under varmtvandstapning målt og omrøringens indflydelse på den årlige ydelse for et solvarmeanlæg baseret på unitten er vurderet.

Målingerne viser at unitten som den leveres fra fabrikken har en varmetabskoefficient på 4,2 W/K, en varmelagringskapacitet på 1090 kJ/kg, en varmeoverføringsevne for solspiralen på ca. 180 W/K ved en effekttilførsel på 2000 W og en lagertemperatur ud for spiralen på 50°C samt en varmeoverføringsevne for topspiralen på ca. 400 W/K ved en effekttilførsel på ca. 7000 W og en lagertemperatur ud for spiralen på 50°C.

Målingerne viser at lagertanken har en varmetabskoefficient på 1,9 W/K og at det er muligt at reducere varmetabskoefficienten for unitten med 0,3 W/K ved at indbygge varmfælder der forhindrer utilsigtet varmeledning fra det sted hvor de er placeret. Varmefælderne er indbygget mellem solkredsen og pladevarmeveksleren som benyttes når solfangervæsken anvendes til forvarmning af returvandet fra radiatorkredsen og mellem samme pladevarmeveksler og kedlen på returløbet fra radiatorkredsen. Målingerne viser at over halvdelen af varmetabskoefficienten for unitten ligger i rørføring og enkeltkomponenter i unittens kabinet.

Måling af omrøringen i lagertanken under tapning viser at der forekommer omrøring i de nederste 21 % af lagertanken når der tappes varmt vand med en volumenstrøm på 14 l/min mens der forekommer omrøring i de nederste 35 % af lagertanken når der tappes varmt vand med en volumenstrøm på 20 l/min. Den årlige reduktion af nettoydelsen for solvarmeanlæg baseret på unitten vurderes at være henholdsvis ca. 8 % og ca. 14 % som følge af omrøring under varmtvandstapning.

På baggrund af undersøgelsen anbefales det at:

- alle rør og enkeltkomponenter isoleres rigtig godt
- længden af varmevekslerspiralen i solkredsen øges til 10 m og afstanden mellem vindingerne øges så afstanden mellem to nabovindinger er lig den ydre spiraldiameter (26,9 mm) således at unitten kan udnytte et solfangerareal på op til 5 m² effektivt

Endvidere anbefales det at den lille hvælvede prelplade på den anvendte indløbsudformning udskiftes med en plelplade med den diameter på mindst 150 mm (Andersen og Furbo, 1999), så omrøring under varmtvandstapning reduceres til et minimum.

REFERENCER

Knudsen S. (2001). Consumers' influence on the thermal performance of small SDHW ststems – theoretical investigations. Paper, NorthSun konferencen 2001, Holland.

Iqbal Khan A. (2001). Varmtvandsforbrugets indflydelse på solvarmeanlægs ydelser. Eksamensprojekt udført ved Institut for Bygninger og Energi.

Andersen E., Furbo S. (1999). Thermal destratification in small standard solar tanks due to mixing during tapping. Paper, ISES 99, International Solenergi Kongres i Jerusalem, Israel.

Andersen E. (1999). Koldtvandsindløb i soltanke, vurdering. Institut for Bygninger og Energi, Danmarks Tekniske Universitet. SR – 9920.

Shah L. (1997). Kort brugervejledning til simuleringsprogrammet Spiralsol. Institut for Bygninger og Energi, Danmarks Tekniske Universitet. Undervisningsnotat U-004.

Furbo S. (1984). Varmelagring til solvarmeanlæg. Laboratoriet for Varmeisolering, Danmarks Tekniske Højskole. Meddelelse nr. 162.

Furbo S. (1997). Varmelagre til solvarmeanlæg. Institut for Bygninger og Energi, Danmarks Tekniske Universitet. Notat U-002.