



## Varmelagring til solvarmeanlæg

Furbo, Simon; Korsgaard, Vagn

*Publication date:*  
1984

*Document Version*  
Publisher's PDF, also known as Version of record

[Link back to DTU Orbit](#)

*Citation (APA):*  
Furbo, S., & Korsgaard, V. (1984). *Varmelagring til solvarmeanlæg*. Technical University of Denmark. Byg Rapport No. 162

---

### General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

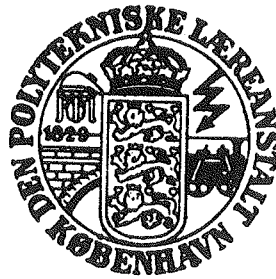
- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal

If you believe that this document breaches copyright please contact us providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

VARMELAGRING TIL SOLVARMEANLÆG

AF

SIMON FURBO



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING

DANMARKS TEKNISKE HØJSKOLE

MEDDELELSE NR. 162

SEPTEMBER 1984

## FORORD

Denne rapport markerer afslutningen af mit licentiatstudium ved Laboratoriet for Varmeisolering, Danmarks Tekniske Højskole, med professor Vagn Korsgaard som vejleder. Midlerne til studiet er først og fremmest stillet til rådighed af Undervisningsministeriet, men en del arbejde udført med EF-midler og Energiministerielle midler er også medtaget for fuldstændighedens skyld.

Mange har direkte medvirket i forbindelse med projektets gennemførelse. Endnu flere har ydet værdifuld vejledning og inspiration.

Metro A/S har udvist særlig stor velvilje. Beholdere og nyttig information vedrørende beholdere er stillet til rådighed.

Erik Pedersen fra H.C. Ørsted Instituttet har været en stor støtte i forbindelse med de kemiske forhold for smeltevarmelagrene.

På Laboratoriet for Varmeisolering vil jeg først og fremmest takke min vejleder Vagn Korsgaard og det inspirerende forskningsmiljø indenfor solvarmeområdet på Laboratoriet for Varmeisolering. En speciel tak rettes til Svend Svendsen for den støtte, rådgivning, hjælp og inspiration, som jeg har fået igennem projektet. Endvidere takkes Ole Ravn, Peter Berg, Søren Østergaard Jensen og Otto Dyrnum for deres medvirken.

For det eksperimentelle arbejde har jeg god grund til at takke Michael Ramskov, Lars Schou Pedersen, Eigil Andreasen og Flemming Nielsen. For tegning af figurer takker jeg Kenneth Sørensen. For renskrivningen af rapporten kan jeg takke Kirsten Weishaupt, som med stor omhu har udført dette tidkrævende arbejde.

Mange flere kunne nævnes - alle, som har medvirket til projektets gennemførelse, takkes.

Rapporten omhandler varmelagring i forbindelse med solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning. Der er endnu behov for forskning inden for dette område. De hovedområder, hvor forskningsindsats særlig er påkrævet, er:

- udvikling af billigt og simpelt styresystem
- optimering af udformningen af solvarmeanlæggene
- undersøgelse af muligheden for at anvende eksisterende varmtvandsbeholdere som solvarmeanlæggenes varmelagre
- udvikling af velegnede varmelagre
- udvikling af kombibeholdere
- udvikling af smeltevarmelagre

Der er således stadig mange muligheder for gennem forskning og udvikling at medvirke til at forbedre forholdet mellem ydelse og pris for små solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning betydeligt.

Naturligvis er korttidslagring ikke det eneste vigtige område inden for solvarmeområdet. Solfangerområdet og langtidslagring er ligeledes vigtige områder, hvor forskning og udvikling er påkrævet.

"Solvarme kan kun give lidt lunkent vand om sommeren". Morten Lange, formand for det Rådgivende Energiforskningsudvalg og Energirådet. Januar 1984. "Det er tvivlsomt, om solfangere i dette århundrede bliver økonomisk konkurrencedygtige med andre opvarmningsformer". Energi og Danmark. Energimisteriet. 1983. Disse udtalelser stammer fra de eksperter, som rådgiver vore politikere inden for energiområdet. Alle, som arbejder seriøst inden for solvarmeområdet, har den modsatte mening.

Der er kun forsket i solvarme i små 10 år i Danmark. På trods heraf er udviklingen godt i gang. De første rentable solvarmeanlæg ser solens lys netop i disse år. Der er stadig store

forbedringsmuligheder inden for solvarmeområdet, og der er fortsat behov for støtte både til forskning og udvikling. Den danske solvarmeindustri kan udvikle sig til en valuta-besparende, jobskabende og miljøvenlig industri til stor nytte for Danmark. Lad os håbe, at politikerne og deres rådgivere er opmærksomme herpå.

Endelig vil jeg håbe, at Laboratoriets forskningsmiljø inden for solvarmeområdet opretholdes, således at nye licentiat-studerende fremover kan nyde godt heraf i samme grad som jeg har gjort.

Simon Furbo

September 1984

## INDHOLDSFORTEGNELSE

	RESUMÉ .....	1
1.	INDLEDNING .....	2
1.1	Varmelagring til solvarmeanlæg .....	2
1.2	Varmefyldelagre .....	4
1.3	Faseændringslagre .....	6
1.4	Kemiske lagre .....	7
2.	PRØVEMETODER .....	9
2.1	Danske prøvemethoder .....	10
2.1.1	Varmetabskoefficient for varmelageret under solfangerdrift .....	10
2.1.1.1	Beskrivelse .....	10
2.1.1.2	Målefejl og målenøjagtighed .....	12
2.1.1.3	Erfaring og vurdering .....	17
2.1.2	Varmetabskoefficient for varmelageret under et afkølingsforløb .....	18
2.1.2.1	Beskrivelse .....	19
2.1.2.2	Målefejl og målenøjagtighed .....	20
2.1.2.3	Erfaring og vurdering .....	25
2.1.3	Varmelagringskapacitet og varmelagrings- effektivitet .....	25
2.1.3.1	Beskrivelse .....	26
2.1.3.2	Målefejl og målenøjagtighed .....	27
2.1.3.3	Erfaring og vurdering .....	31
2.1.4	Varmeoverføringsevne fra solfangervæske til varmelager .....	32
2.1.4.1	Beskrivelse .....	32
2.1.4.2	Målefejl og målenøjagtighed .....	34
2.1.4.3	Erfaring og vurdering .....	37
2.1.5	Dynamiske forhold for varmelageret .....	37
2.1.5.1	Beskrivelse .....	37
2.1.5.2	Målefejl og målenøjagtighed .....	41
2.1.5.3	Erfaring og vurdering .....	43
2.2	Europæiske metoder .....	44
2.2.1	Varmelagerets varmeindhold som funktion af temperaturen .....	44

2.2.1.1	Beskrivelse .....	44
2.2.1.2	Erfaring og vurdering .....	45
2.2.2	Varmelagerets varmeindhold i design- temperaturområdet .....	47
2.2.2.1	Beskrivelse .....	47
2.2.2.2	Erfaring og vurdering .....	47
2.2.3	Varmetabskoefficient for varmelageret under solfangerdrift .....	48
2.2.3.1	Beskrivelse .....	48
2.2.3.2	Erfaring og vurdering .....	49
2.2.4	Varmetab for varmelageret under et afkølingsforløb .....	50
2.2.4.1	Beskrivelse .....	50
2.2.4.2	Erfaring og vurdering .....	51
2.2.5	Varmelagerets varmeoverføringsmæssige forhold .....	51
2.2.5.1	Beskrivelse .....	52
2.2.5.2	Erfaring og vurdering .....	54
2.2.6	Varmelagerets effektivitet .....	55
2.2.6.1	Beskrivelse .....	55
2.2.6.2	Erfaring og vurdering .....	55
3.	PRØVESTANDE .....	57
3.1	Statisk prøvestand .....	57
3.2	Dynamisk prøvestand .....	59
3.3	Målesystem .....	63
3.3.1	Nøjagtighed af temperaturmåling .....	66
3.3.2	Nøjagtighed af temperaturmåling i varmelager .....	67
3.3.3	Nøjagtighed af effektmåling .....	72
4.	VANDLAGRE .....	76
4.1	Lagertyper .....	76
4.1.1	Benyttelse af eksisterende varmtvands- beholder .....	76
4.1.2	Kombitanke .....	78
4.1.3	Separat vandlager til solvarmeanlæg .....	78
4.2	Varmetab .....	80

4.2.1	Transmissionstab .....	80
4.2.2	Kuldebro .....	84
4.3	Varmeoverføringsevne .....	86
4.4	Temperaturlagdeling .....	94
4.4.1	Forsøg til bestemmelse af varmetabet for varmtvandsbeholder .....	95
4.4.2	Matematisk model til simulering af tempera- turlagdeling i varmtvandsbeholdere .....	111
4.4.2.1	Varmeledning .....	113
4.4.2.2	Varmetab og vandstrømning i varmtvandsbeholderen .....	113
4.4.2.3	Vandtapning .....	117
4.4.2.4	Varmebalancer for lagene i perioder uden varmetilførsel .....	119
4.4.2.5	Vandets udvidelse og sammentrækning .....	121
4.4.3	Forsøg til validering af simuleringsmodel for temperaturlagdeling i varmtvandsbeholdere ....	125
4.5	Standardprøvning .....	134
4.6	Matematisk model til simulering af varmelagerets drift .....	144
4.6.1	Korrektioner forårsaget af varmeveksler- spiralen .....	144
4.6.2	Varmetilførsel fra solfangerkreds til varmelager .....	145
4.6.3	Varmevekslerspiralens varmeoverføring .....	152
4.6.4	Varmebalance for varmelageret under solfangerdrift .....	152
4.6.5	Beregning af lagerets og solfangerkredsens temperaturer under solfangerdrift og tapning .....	153
4.6.6	Beregning af ydelsen for solvarmeanlægget ....	158
4.7	Lagerudformningens betydning for små solvarmeanlægs ydelse .....	160
4.7.1	Data for solvarmeanlægget, som tages i beregning .....	160
4.7.2	Tidsspring .....	164
4.7.3	Antal lag i varmelagermodellen .....	164
4.7.4	Solfangerareal .....	168
4.7.5	Styresystem .....	168
4.7.5.1	Styresystemets startdifferens .....	168



4.7.5.2	Styresystemets stopdifferens .....	168
4.7.6	Lagervolumen .....	175
4.7.7	Varmevekslerspiral ... ..	175
4.7.8	Volumenstrøm .....	179
4.7.9	Varmelagerets højde/diameter-forhold .....	179
4.7.10	Varmelagerets varmetab .....	182
4.7.10.1	Topisoleringens tykkelse .....	182
4.7.10.2	Sideisoleringens tykkelse .....	182
4.7.10.3	Bundisoleringens tykkelse .....	182
4.7.10.4	Kuldebro i toppen af varmelageret .....	182
4.7.10.5	Kuldebro i bunden af varmelageret .....	182
4.7.11	Varmelagerets godstykkelse .....	187
4.7.12	Varmelagerets tappesystem .....	187
4.7.13	Ekstra tank for brugsvandet .....	192
4.7.14	Betydning af vandstrømning langs beholdersiden .....	193
4.7.15	Forøget temperaturlagdeling i varmelageret ...	196
4.7.16	Varmelagerudformning .....	197
5.	SMELTEVARMELAGRE .....	198
5.1	Varmelagringsmaterialer .....	198
5.1.1	Uorganiske salhydrater .....	198
5.1.1.1	Smeltemåde .....	199
5.1.1.2	Ekstra-vand-princippet .....	202
5.2	Lagerudformninger .....	205
5.3	Smeltevarmelager til solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning .....	208
5.3.1	$\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ /vand-blanding .....	210
5.3.2	Prototyper .....	216
5.3.3	Fortsat udviklingsarbejde .....	236
5.4	Status .....	238
6.	KONKLUSION .....	240
	SUMMARY .....	243
	SYMBOLLISTE .....	245
	LITTERATURLISTE .....	257

## Figurliste

Figur 1	Massefylde og varmfylde for 50% (vægt %) vand/propylenglycol blanding som funktion af temperaturen .....	13
Figur 2	Skematisk skitse af et varmelager med indbygget varmevekslerspiral og et udsnit af varmevekslerspiralen .....	13
Figur 3	Beregnet måleubestemthed for varmetabskoefficienten som funktion af varmetabskoefficienten og lagertemperaturniveauet ....	16
Figur 4	Beregnet relativ ubestemthed for varmetabskoefficienten som funktion af varmetabskoefficienten og lagertemperaturniveauet .....	17
Figur 5	Skematisk skitse af varmelager med indbygget varmevekslerspiral og udsnit af varmevekslerspiralen .....	32
Figur 6	Beregnet måleubestemthed for varmeoverføringssevnen som funktion af varmeoverføringssevnen .....	36
Figur 7	Solintensitet på solfangeren og udelufttemperaturen, som benyttes ved den dynamiske prøvning .....	38
Figur 8	Skematisk illustration af statisk prøvestand.	58
Figur 9	Statisk prøvestand .....	59
Figur 10	Skematisk illustration af dynamisk prøvestand .....	60
Figur 11	Solfangersimulator og mikroprocessor .....	62
Figur 12	Skematisk illustration af målestav til temperaturmåling i varmelageret .....	64
Figur 13	Udstyr til måling af temperaturdifferens ....	65
Figur 14	Udsnit af prøveopstilling til kontrol af glasstavens egnethed til temperaturmåling i varmelagre .....	68
Figur 15	Målte temperaturer i forskellige niveauer i røret ved stabil temperaturlagdeling .....	70

Figur 16	Målte temperaturer under og efter tapning ...	71
Figur 17	Skematisk illustration af varmeoverførings- system til et solvarmeanlæg med udnyttelse af den eksisterende varmtvandsbeholder .....	77
Figur 18	Skematisk illustration af cylinderformet tank med isolering .....	81
Figur 19	Varmelagerets varmetabskoefficient for forskellige varmelagervolumener og isoleringstykkelser .....	83
Figur 20	Varmetabskoefficienten for et 200 l lager isoleret med 5 cm isoleringsmateriale med $\lambda = 0,045 \text{ W/}^\circ\text{C}$ som funktion af $h/d_y$ - forholdet.....	83
Figur 21	Varmetabsmålinger for markedsførte varme- lagre .....	85
Figur 22	Varmeoverføringsevnen som funktion af lagertemperaturen .....	88
Figur 23	Varmeoverføringsevnen som funktion af forskellen mellem solfangervæskens frem- løbstemperatur og lagertemperaturen .....	89
Figur 24	Varmeoverføringsevnen som funktion af effekttilførslen .....	90
Figur 25	Varmeoverføringsevnen som funktion af volumenstrømmen .....	91
Figur 26	Varmeoverføringsevnen som funktion af længden af varmevekslerspiralen .....	92
Figur 27	Varmeoverføringsevnen som funktion af varmevekslerspiralen .....	93
Figur 28	Varmtvandsbeholder .....	96
Figur 29	Varmtvandsbeholderens udformning .....	98
Figur 30	Endebunde til varmtvandsbeholder .....	99
Figur 31	Varmelagerets top med og uden kuldebro .....	103
Figur 32	Skematisk illustration af prøveopstillingen..	104
Figur 33	Forsøgskasse og varmtvandsbeholder .....	105

Figur 34	Tværstrømsblasere og varmepanel i den isolerede forsøgskasse .....	105
Figur 35	Måleopstilling til bestemmelse af fordelingen af varmelagerets varmetabskoefficient .....	106
Figur 36	Massefylde og varmeylde for vand ved forskellige temperaturer .....	111
Figur 37	Skematisk illustration af varmtvandsbeholderen under tapning .....	118
Figur 38	Skematisk illustration af lagerets vandbevægelser igennem tidsspringet .....	122
Figur 39	Lagerets vandtemperaturer før og efter vandtapning .....	126
Figur 40	Lagerets vandtemperaturer før og 0, 1, 6, 12 og 24 timer efter vandtapningens slutning ...	128
Figur 41	Lagerets vandtemperaturer før og 0, 1, 6, 12 og 24 timer efter vandtapningens slutning ...	130
Figur 42	Lagerets vandtemperaturer ved prøvningens start og efter 1, 6, 12 og 24 timer .....	131
Figur 43	Vandtemperaturer for lageret med kuldebro i toppen ved prøvningens start og efter 1, 6, 12 og 24 timer .....	133
Figur 44	Lagerets vandtemperaturer før og 0, 1, 6, 12 og 24 timer efter vandtapningens slutning ...	135
Figur 45	Lagerets vandtemperaturer før og 0, 1, 6, 12 og 24 timer efter vandtapningens slutning ...	136
Figur 46	Lagerets vandtemperaturer under et afkølingsforløb .....	138
Figur 47	Måleforhold og målte varmeoverføringsevner ..	140
Figur 48	Måleforhold og målte varmeoverføringsevner ..	141
Figur 49	Temperaturforløbet under den dynamiske prøvning .....	142
Figur 50	Principskitse af solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning .....	157

Figur 51	Årlige varmemængder tilført, tappet og tabt fra varmelageret, den årlige pumpeenergi brugt til cirkulation af solfangervæsken, samt den årlige varmebalance for varmelageret som funktion af tidsspringet .....	165
Figur 52	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af tidsspringet .....	166
Figur 53	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af antallet af lag i varmelagermodellen .....	167
Figur 54	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af solfangerarealet .....	169
Figur 55	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af styresystemets startdifferens ...	170
Figur 56	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af styresystemets stopdifferens ....	171
Figur 57	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte, besparelse og energiforbrug til cirkulation af solfangervæsken som funktion af styresystemets stopdifferens .....	173
Figur 58	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af lagervolumenet .....	176

Figur 59	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse for forskellige varmevekslerspiraler .....	177
Figur 60	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af varmevekslerspirallængden .....	178
Figur 61	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af volumenstrømmen .....	180
Figur 62	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af $h_i/d_i$ -forholdet .....	181
Figur 63	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af tykkelsen af lagerets top-isolering .....	183
Figur 64	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af tykkelsen af lagerets side-isolering .....	184
Figur 65	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af tykkelsen af lagerets bund-isolering .....	185

Figur 66	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af størrelsen af kuldebroen i toppen af varmelageret .....	186
Figur 67	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af størrelsen af kuldebroen i bunden af varmelageret .....	188
Figur 68	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af godstykkelsen af endebundene ....	189
Figur 69	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af godstykkelsen af svøbet .....	190
Figur 70	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af den del af lageret, hvor koldt vand opblandes fuldstændigt med lagervand under tapning .....	191
Figur 71	Skematisk illustration af lageret og koldt vandstilførselsrøret .....	192
Figur 72	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af lagervolumenet af den ekstra tank .....	194

Figur 73	Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af beregningsmetoden for temperaturlagdelingen i lageret .....	195
Figur 74	Varmeindhold af et ideelt virkende inkongruent salthydrat, en saltvandsblanding baseret på ekstra-vand-princippet og vand i temperaturintervallet 0-100°C .....	203
Figur 75	Varmeindhold af forskellige saltvandsblandinger .....	204
Figur 76	Skematisk illustration af tre smeltevarmelagre .....	206
Figur 77	Opløselighed af $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ i vand .....	214
Figur 78	Massefylden for saltvandsblandingen bestående af 61% $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ og 39% vand (vægt %) i temperaturintervallet 0-120°C .....	215
Figur 79	Skematisk illustration af prototype 1 .....	217
Figur 80	Prototype 1 med varmevekslerspiraler .....	218
Figur 81	Måleforhold og målte temperaturer for opvarmningsforløbet .....	221
Figur 82	Varmeindholdet af prototype 1 i temperaturintervallet 0°C - 100°C .....	222
Figur 83	Måleforhold og målt og teoretisk beregnet varmeoverføringsevne .....	224
Figur 84	Temperaturforløbet under den dynamiske prøvning .....	226
Figur 85	Lagertemperaturer under tappeforsøg med $T_{i,1} = 29,9^\circ\text{C}$ .....	229
Figur 86	Lagertemperaturer under tappeforsøg med $T_{i,1} = 49,8^\circ\text{C}$ .....	230
Figur 87	Lagertemperaturer under tappeforsøg med $T_{i,1} = 79,9^\circ\text{C}$ .....	231
Figur 88	Skematisk illustration af prototype 2 .....	233
Figur 89	Prototype 2 med varmevekslerspiraler .....	234



## Tabelliste

Tabel 1	Varmefylde og varmelagringskapacitet pr. volumenenhed for en række materialer .....	5
Tabel 2	Omdannelsesvarme ved fast-fast strukturændring for en række materialer .....	7
Tabel 3	Anvendte måleubestemtheder .....	15
Tabel 4	Varmetabskoefficient for forskellige varmelagre målt hhv. ved lagertemperaturer på omtrent 30°C og 80°C .....	18
Tabel 5	Eksempler på størrelsen af $S_{K_S}$ .....	24
Tabel 6	Varmetabskoefficient for forskellige varmelagre ved lagertemperatur på omtrent 80°C målt hhv. under solfangerdrift og under stilstand .....	25
Tabel 7	Eksempler på størrelsen af $S_{C_1}$ .....	30
Tabel 8	Eksempler på størrelsen af $S_{\eta_1}$ .....	31
Tabel 9	Målte varmelagringskapaciteter og varmelagrings effektiviteter for markedsførte varmelagre .....	31
Tabel 10	Eksempler på størrelsen af varmeoverførings evnens måleubestemthed .....	36
Tabel 11	Data benyttet ved beregning af rørsystemets varmetab og varmelagringskapacitet for et typisk solvarmeanlæg .....	39
Tabel 12	Eksempler på størrelsen af den relative ubestemthed for $Q_t$ og $Q_v$ .....	43
Tabel 13	Nøjagtighedsforsøg for temperaturmålinger ...	67
Tabel 14	Varmetab for varmepatronkassen .....	72
Tabel 15	Varmeeffekt målinger for måleudstyr nr. 1 ....	74
Tabel 16	Varmeeffekt målinger for måleudstyr nr. 2 ....	75
Tabel 17	Relativ ubestemthed af $Q_u$ for forskellige $T_f - T_r$ .....	73
Tabel 18	Data for referencevarmevekslerspiral og referencedriftsbetingelser .....	87

Tabel 19	Data for varmtvandsbeholder .....	100
Tabel 20	Data for varmtvandsbeholder med varme- vekslerspiral .....	100
Tabel 21	Data for varmtvandsbeholder med varme- legeme .....	101
Tabel 22	Data for beholderform ved 20°C anvendt i beregningsmodel .....	101
Tabel 23	Varmetabskoefficientmålinger .....	102
Tabel 24	Måleresultater for fordeling af varmetabs- koefficienten .....	108
Tabel 25	Ubestemtheder for målte varmetabs- koefficienter .....	110
Tabel 26	Varmetabskoefficienter og deres måle- ubestemtheder for varmtvandsbeholderen uden kuldebro i toppen .....	110
Tabel 27	Anvendte symboler ved beregning af lagenes virkelige varmetab .....	115
Tabel 28	Måling af varmetabskoefficienten for varmt- vandsbeholderen med den indbyggede varme- vekslerspiral .....	137
Tabel 29	Data for varmtvandsforbruget under den dynamiske prøvning .....	143
Tabel 30	Daglige og totale varmemængder for varmt- vandsbeholderen under den dynamiske prøvning .....	143
Tabel 31	Data benyttet ved beregning af solvarme- anlægs ydelse .....	161
Tabel 32	Data for referenceanlæg .....	163
Tabel 33	Data for attraktive salhydrater .....	199
Tabel 34	Materialedata for varmelagringsmaterialet ...	212
Tabel 35	Varmeindhold af saltvandsblandingen be- stående af 61% Na <sub>2</sub> S <sub>2</sub> O <sub>3</sub> og 39% vand (vægt%) i temperaturintervallet 0-120°C .....	213
Tabel 36	Data for prototype 1 .....	219
Tabel 37	Målte varmetabskoefficienter for proto- type 1 .....	219

Tabel 38	Måleresultater for opvarmningsforløbet .....	220
Tabel 39	Data for varmtvandsforbruget under den dynamiske prøvning .....	227
Tabel 40	Daglige og totale varmemængder for varme-lageret under den dynamiske prøvning .....	227
Tabel 41	Data for tre tappeforsøg .....	228
Tabel 42	Data for prototype 2 .....	235



## RESUMÉ

Danske og europæiske prøvemethoder for varmelagre til solvarmeanlæg er udviklet og beskrevet. Egnetheden af prøvemethoderne er vurderet ved hjælp af teoretiske beregninger af prøvemethodernes målenøjagtighed og af de erfaringer, som er indvundet gennem prøvningsarbejdet.

Prøvestande til prøvning af varmelagre til solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning er opbygget. Målenøjagtigheden for prøvestandenes måleudstyr er detaljeret undersøgt.

Varmelagertypen, bestående af en varmtvandsbeholder med en indbygget varmevekslerspiral, er nøje undersøgt. En detaljeret matematisk model, som simulerer denne lagertypes drift, både i perioder med og uden varmetilførsel, er opstillet. Beregningsmodellen er valideret dels ved hjælp af specielle eksperimenter og dels ved hjælp af de udviklede prøvemethoder.

Den årlige ydelse for små solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning er beregnet med referenceårets data og med den validerede beregningsmodel med forskellige udformninger af solvarmeanlæggets styresystem og varmelager. Herved klarlægges egnetheden af forskellige udformninger af solvarmeanlæggets styresystem og varmelager. På basis af beregningerne er det muligt at optimere varmelagerets udformning.

Problemerne vedrørende smeltevarmelagres stabilitet er beskrevet. Et princip, som løser stabilitetsproblemet, er udviklet. Forskellige lagerudformninger, hvor det udviklede princip anvendes, er omtalt. To smeltevarmelagre til solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning er udviklet. Disse smeltevarmelagre er undersøgt ved hjælp af prøvninger i de opbyggede prøvestande. På basis heraf vurderes det, hvorledes arbejdet vedrørende udvikling af et velegnet smeltevarmelager til solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning kan fortsættes.

## 1. INDLEDNING

Der er ofte tidsforskelle mellem de perioder, hvor der er varmebehov og de perioder, hvor varmen kan produceres billigt. Ved hjælp af varmelagring kan varme produceret billigt i perioder med et lavt forbrug lagres til den senere anvendelse.

Effektive lagringssystemer kan ofte medføre såvel økonomiske som ressourcemæssige besparelser, idet kapaciteten af energiproducerende anlæg ofte kan udnyttes bedre, når der er mulighed for varmelagring.

Varmelagring er derfor særdeles vigtigt, uanset hvilke energikilder vi anvender os af.

### 1.1 Varmelagring til solvarmeanlæg

Varmelagring er en nødvendig forudsætning for en effektiv udnyttelse af solenergi til boligopvarmning og/eller brugsvandsopvarmning. Solintensiteten på en solfanger varierer både igennem året og igennem døgnet. Variationen er forårsaget dels af den årlige og den daglige cyklus, dels af det uforudsigelige vejr. Varmebehovet, som ønskes dækket ved hjælp af solvarmeanlægget, hvad enten der er tale om boligopvarmningsbehov og/eller brugsvandsopvarmningsbehov, varierer også såvel igennem året som igennem døgnet. Store solindfald er kun sjældent tidsmæssigt sammenfaldende med store varmebehov. Ved hjælp af varmelagre kan varme produceret i perioder med et lavt varmebehov lagres til senere anvendelse. Lagringstiden kan både være lang og kort, afhængig af solvarmeanlæggets formål.

Skal et solvarmeanlæg dække en meget stor del af det totale bolig- og brugsvandsopvarmningsbehov, er der brug for store varmelagre og lange lagringstider. Solvarmeanlæg, som er beregnet til at dække boligopvarmningsbehovet forår og efterår og brugsvandsopvarmningsbehovet forår, sommer og efterår, har brug for mindre varmelagre og kortere lagringstider. Ønsker man at begrænse solvarmeanlægget til kun at dække brugsvands-

opvarmningsbehovet om sommeren, er der brug for små varmelagre og korte lagringstider. Varmelageret aflades og oplades altså med større eller mindre mellemrum, og det deltager aktivt i solvarmeanlæggets virkemåde.

Den maksimale temperatur, som kan nås i solvarmeanlæg med normale solfangere, er omtrent  $100-150^{\circ}\text{C}$ . Temperaturen af det kolde brugsvand, som tilføres varmtvandssystemet, er omtrent  $10^{\circ}\text{C}$ . For varmelagring til normale solvarmeanlæg er temperaturintervallet  $10-150^{\circ}\text{C}$  derfor det mest interessante.

Ved udformningen af varmelageret skal der tages en række hensyn. Nogle af disse hensyn skal nævnes her. Varmelageret skal veje og fylde så lidt som muligt, altså skal varmelagringskapaciteten pr. masse-enhed og pr. volumen-enhed være så stor som mulig. Varmeoverføringsevnen til og fra varmelageret skal være stor. Lageret skal udformes, så det indgår i solvarmeanlægget på en sådan måde, at temperaturlagdeling i lageret udnyttes i størst mulig udstrækning til forbedring af ydelsen fra solvarmeanlægget. Varmetabet fra varmelageret skal være så lille som muligt. Varmelagerets termiske egenskaber må ikke ændres med tiden, og varmelagerets levetid skal være lang. Prisen for varmelageret skal være lille, og myndighedskravene skal være opfyldt.

De ovenfor nævnte hensyn er ofte modstridende. Det er derfor særdeles vanskeligt at bestemme en optimal varmelagerudformning, og naturligvis eksisterer der ikke ét varmelager, som fuldstændigt tilgodeser alle de nævnte hensyn.

Principielt kan varmelagre opdeles i tre hovedtyper: Varmefyldelagre, faseændringslagre og lagre, der benytter kemiske reaktioner, se [1]. I varmfyldelagre benyttes en temperaturstigning af det varmelagrende materiale ved varmelagringen. Ved faseændringslagre forstås varmelagre, hvor en stor del af den akkumulerende varmemængde afgives eller optages under varmelagringsmaterialets faseændring. I sådanne varmelagre er det muligt at opbevare store varmemængder i et meget lille tempera-

turinterval omkring omdannelsestemperaturen. Da lagertemperaturen både i varmfyldelagre og faseændringslagre normalt er højere end den omgivende temperatur, vil der være varmetab forbundet med disse lagringsformer. Ved kemisk varmelagring benyttes en kemisk proces ved varmelagringen, og varmelagringskapaciteten kan være stor for lagre, der benytter sådanne processer. Desuden åbner anvendelsen af sådanne lagre mulighed for tabsfri varmelagring, idet lagertemperaturen og den omgivende temperatur kan være den samme under lagringsperioden. De enkelte lagertyper skal kort omtales i det følgende.

## 1.2 Varmefyldelagre

Varmefyldelagertypen er den mest anvendte lagertype. I forbindelse med solvarmeanlæg er der i Danmark endnu kun installeret varmelagre af denne type. Som varmelagringsmateriale benyttes enten en væske eller et fastfase stof. Varmelagringsmaterialelets varmfylde og varmelagringskapacitet pr. volumenenhed har afgørende betydning for lagerets volumen. I tabel 1 er angivet varmfylde og varmelagringskapacitet pr. volumenenhed for en række materialer. Stofværdierne er taget fra [1] og [2].

Vand har den største varmelagringskapacitet både pr. vægtenhed og pr. volumenenhed. Volumenkravet til et varmfyldelager bestemmes imidlertid ikke udelukkende af varmelagringskapaciteten for det varmelagrende materiale. Volumenkravene til varmeoverføringssystemet, beholdermateriale og isoleringen skal også tages i betragtning, når volumenbehovene for forskellige varmelagre sammenlignes. Da varmeoverføringssystemet i et vandlager kan udformes kompakt, og da vand endvidere er let tilgængeligt, billigt og ufarligt, er vandlagre særdeles velegnede som varmelagre, og næsten alle solvarmeanlæg, som er installeret i Danmark, benytter derfor et vandlager som varmelager. Vandlagre behandles detaljeret i kapitel 4.

I USA er der installeret mange solvarmeanlæg, hvor luft er det



Materiale	Varmefylde J/g °C	Varmelagringskapacitet pr. volumenenhed J/cm <sup>3</sup> °C
vand	4,2	4,2
paraffin	2,9	2,6
glas	0,8	2,0
træ	1,8	0,9
beton	0,9	2,1
granit	0,8	2,1
sand	0,8	1,2
magnetit	0,8	4,1
stål	0,5	3,8
aluminium	0,9	2,5
kobber	0,4	3,5
glasuld	0,7	0,03

Tabel 1. Varmefylde og varmelagringskapacitet pr. volumenenhed for en række materialer.

varmetransporterende medium. I sådanne anlæg benyttes ofte stenlagre som varmelagre, og luft transporterer varmen fra solfangeren til varmelageret. Varmeoverføringssystemet og dermed lageret skal udformes således, at varmeoverføringsevnen til og fra lageret er tilstrækkelig stor, uden at tryktabet over varmelageret bliver for stort. Det er således vanskeligt at optimere udformningen af et stenlager. Normalt bliver varmeoverføringssystemet i stenlagre temmelig pladskrævende. Stenene optager således ofte kun omtrent to trediedele af det totale lagervolumen [3]. Lagervolumenet for stenlagre bliver derfor omtrent tre gange større end lagervolumenet for vandlagre. I [4], [5], [6] og [7] er omtalt såvel teoretiske som praktiske forhold for stenlagre.

Endnu er der kun gjort få erfaringer med stenlagre i Danmark. I [8] er erfaringerne fra et stenlager til udnyttelse af overskudsvarme i et lavenergihus omtalt, og i [9] er et forsøgsstenlager og enkelte målinger fra dette lager beskrevet. Stenlagre synes at være mest attraktive i huse med luftsolfangere og med et luftopvarmningsanlæg.

### 1.3 Faseændringslagre

Den varmemængde, som optages og afgives ved et materiales faseændring, kan udnyttes ved varmelagring. Forskellige faseændringer kan udnyttes, se [1] og [3]. Der kan enten være tale om egentlig faseændring af varmelagringsmaterialet eller strukturændring i varmelagringsmaterialet uden en egentlig faseændring. Normalt er omdannelsesvarmemængderne ved sådanne strukturændringer så små i væsker, at væske-væske strukturændringen er uinteressant i forbindelse med varmelagring. Omdannelsesvarmemængderne ved fast-fast strukturændringen er normalt større. Til gengæld sker strukturændringen kun for få materialer i det for solvarmeanlæg interessante temperaturinterval  $10^{\circ}\text{C} - 150^{\circ}\text{C}$ . I tabel 2 er strukturændringstemperaturen og omdannelsesvarmemængden angivet for forskellige faste materialer med fast-fast strukturændring mellem  $10^{\circ}\text{C}$  og  $150^{\circ}\text{C}$ . Værdierne er taget fra [1], [3] og [10].

Omdannelsesvarmen for disse strukturændringer er typisk mindre end smeltevarmen, omdannelsesvarmen for fast-væske faseændringen.

Faseændringen fast-væske er den mest undersøgte faseændring i forbindelse med varmelagring til solvarmeanlæg. Dette skyldes, at der findes en lang række billige materialer med store smeltevarmer og med smeltepunkter i temperaturintervallet  $10^{\circ}\text{C} - 150^{\circ}\text{C}$ . Både smeltevarmelagermaterialer og smeltevarmelagerudformninger behandles detaljeret i kapitel 5.

Omdannelsesvarmerne, som er knyttet til fast-gas og væske-gas faseændringerne, er normalt meget store. Disse faseændringer er mest undersøgt i forbindelse med egentlige kemiske lagre, hvor faseomdannelsesvarmen udgør en betydelig del af det totale varmeindhold. De kemiske lagre omtales kort i afsnit 1.4. Desværre er der store praktiske problemer med udnyttelsen af den rene faseændring, idet gasfasen på grund af den kraftige ekspansion ved faseændringen stiller store krav til lagertanken.

Materiale	Omdannelses- temperatur °C	Omdannelses- varme	
		kJ/kg	MJ/m <sup>3</sup>
FeS	138	27	131
tværbundet polyethylen	120-140	192	192
KNO <sub>3</sub>	128	51	106
NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	125	53	90
Cu <sub>2</sub> S	103	35	197
Pentaglycerin	89	139	170
NH <sub>4</sub> SCN	88	43	56
V <sub>2</sub> O <sub>4</sub>	72	52	222
Neopentyl glycol	48	119	126
60% neopentyl glycol 40% penta- glycerin	26	76	85

Tabel 2. Omdannelsesvarme ved fast-fast strukturændring for en række materialer.

Endnu er der kun installeret få faseændringslagre i solvarmeanlæg. De mest udbredte er smeltevarmelagrene, som i visse egne af USA benyttes i en vis udstrækning. Sammenfattende kan det siges om faseændringslagrene, at der er behov for et udviklingsarbejde, før disse lagre kan introduceres på markedet.

#### 1.4 Kemiske lagre

I kemiske lagre udnyttes en kemisk proces's reaktionsvarme ved varmelagringen. Ved varmetilførsel forskydes den kemiske reaktion i én retning, ved afladning forløber reaktionen i den modsatte retning under afgivelse af varme. Som nævnt i afsnit 1.3 benyttes i kemiske lagre, foruden en egentlig kemisk proces, også ofte en faseændring, hvor gas er den ene fase.

Faseændringsvarmen udgør i disse lagre normalt den største del af det totale varmeindhold af lageret. For det svenske Tepidus energilager, som er baseret på natriumsulfid og vand, og detaljeret beskrevet i [11], [12], [13] og [14], udgør faseændringsvarmen således omtrent 70% af det totale varmeindhold af lageret.

Under opladning og i lagringsperioden vil man som regel fraskille og opbevare et af de reaktionsprodukter, der dannes ved den varmeabsorberende proces. Ved at holde dette produkt isoleret fra de øvrige, hindres den varmeafgivende proces i at finde sted, hvorved lageret er tabsfrit i den egentlige lagringsperiode. Der vil kun være termiske tab fra lageret i perioder med op- og afladning samt ved nedkølingen fra arbejds-temperaturen til omgivelsernes temperatur ved starten på længere lagringsperioder. Varmelagringskapaciteten for kemiske lagre vil typisk være 5-10 gange større end for vandlagre, og varmetabet vil normalt være meget lille. Kemiske varmelagre synes således at være en lovende mulighed i forbindelse med sæsonlagring af solvarme. Der kræves dog et betydeligt arbejde inden for dette område med hensyn til udvikling af holdbare, effektive, pålidelige og rimeligt billige lagre. Inden for de sidste par år er der verden over igangsat en lang række forskningsprojekter inden for dette område. En del af disse projekter og generelle betragtninger vedrørende kemiske lagre er beskrevet i [1], [13], [14], [15], [16] og [17].

## 2. PRØVEMETODER

Formålet med at foretage prøvninger af varmelagre til solvarmeanlæg er at skaffe oplysninger, som kan anvendes af varmelagerproducenterne til produktudvikling, af solvarmeproducenterne og solvarmeinstallatørerne til valg af varmelager og udformning af solvarmeanlæg og endelig af forbrugerne til valg af varmelager og solvarmeanlæg. Endvidere udvides den generelle viden vedrørende varmelagre gennem prøvningerne. Der er i løbet af de sidste 4-5 år udviklet prøvemethoder både i Danmark og i udlandet. Prøvemethoderne må betragtes som foreløbige, således at erfaringer, som indhøstes under prøvearbejdet, kan udnyttes til forbedring af prøvemethoderne.

De danske prøvemethoder er udviklet på Laboratoriet for Varmeisolering. Udviklingsarbejdet finansieres dels af Energiministeriets varmelagerprojekt, dels af Energistyrelsens Prøvestation for solvarmeanlæg. Da der i Danmark endnu kun markedsføres vandlagre, hvor varme tilføres lageret ved hjælp af en væske, som pumpes gennem varmelageret, er den danske prøvemethoden udelukkende beregnet til sådanne lagre. Endvidere er prøvemethoderne baseret på temperaturmålinger såvel i som uden for varmelageret, som foruden selve beholderen normalt også indeholder hjælpeudstyret til solvarmeanlæg.

Der er også udviklingsarbejde i gang i Europa og USA. I Europa finansieres arbejdet af EF, og formålet er at udvikle prøvemethoder til forskellige lagertyper. I disse prøvninger måles temperaturerne ikke i varmelageret. Prøvningerne kaldes derfor black box tests, og de baseres udelukkende på temperaturmålinger uden for varmelageret. I USA er der ligeledes udviklet foreløbige prøvemethoder, både til varmfyldlagre og til smeltevarmelagre. I det følgende beskrives de danske og europæiske prøvemethoder. De foreløbige prøvemethoder omtales, og der foretages en vurdering af de enkelte prøvemethoder.

## 2.1 Danske prøvemethoder

Prøvemethoderne er udviklet igennem en årrække på Laboratoriet for Varmeisolering. I [18], [19], [20] og [21] beskrives udviklingen frem til de prøvemethoder, som anvendes i dag i Prøvestationens regie. Disse prøvemethoder er beskrevet i [22]. I [18], [19] og [21] er erfaringerne fra forskellige prøvninger også beskrevet. Prøvemethoderne er rimeligt lette og hurtige at udføre. Varmelageret, som afprøves, indeholder normalt foruden selve beholderen også hjælpeudstyret til solvarmeanlæg. Lageret placeres i Laboratoriets prøvehal, hvor temperaturen normalt ligger i området mellem 20°C og 25°C. Hallens betongulv har normalt en overfladetemperatur på 18°C - 20°C. Som solfangervæske benyttes en 50% (efter vægt) vand/propylenglycol blanding. Prøvestande, måleudstyr og måleprocedure er beskrevet i kapitel 3.

### 2.1.1 Varmetabskoefficient for varmelageret under solfangerdrift

Varmetabet fra et varmelager udtrykkes normalt som produktet af lagerets varmetabskoefficient og temperaturdifferencen mellem lageret og omgivelserne. Varmetabet og dermed varmetabskoefficienten er sammensat af transmissionstabet gennem isoleringsmaterialet og tabet fra gennembrydninger gennem isoleringsmaterialet. Varmelagerets varmetabskoefficient under solfangerdrift  $K_d$  måles under stabile temperaturforhold uden temperaturforskelle i varmelageret.

#### 2.1.1.1 Beskrivelse

Solfangervæsken cirkuleres frem til varmelageret med en volumenstrøm  $v$  på omtrent 1,5 l/min og med konstant fremløbstemperatur  $T_f$ . Varmetabskoefficienten  $K_d$  måles ved to forskellige fremløbstemperaturer: 30°C og 80°C. Inden prøvningens start skal temperaturen overalt i lageret være mindst 5°C lavere end solfangervæskens fremløbstemperatur.

Efter et stykke tid opnås stabile temperaturforhold i hele lageret, mens solfangervæskens returtemperatur fra lageret  $T_r$  indstiller sig på en konstant temperatur, lidt lavere end fremløbstemperaturen. Når alle temperaturer er stabile, fastholdes de stabile forhold i mindst to timer. Herefter kan varmetabskoefficienten beregnes ved det pågældende temperaturniveau.

Under de stabile stationære forhold ændres varmelagerets varmeindhold  $Q_1$  ikke. Den tilførte effekt til varmelageret  $Q_u$  er lige så stor som varmetabet fra varmelageret  $Q_{tab}$  og varmebalancen for varmelageret under de stabile forhold udtrykkes ved ligningen:

$$\frac{dQ_1}{d\tau} = Q_u - Q_{tab} = 0$$

hvor  $\tau$  er tiden.

Da differencen mellem solfangervæskens fremløbs- og returtemperatur er lille, antages det, at massefylden  $\rho$  og varmfylden  $C_p$  for solfangervæsken er ens ved fremløbstemperaturen og returtemperatur. Varmetabet bestemmes af ligningen:

$$Q_{tab} = Q_u = v \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_f - T_r)$$

Massefylden  $\rho$  og varmfylden  $C_p$  afhænger af solfangervæskens temperatur. Her benyttes middeltemperaturen mellem solfangervæskens fremløbs- og returtemperatur til og fra varmelageret.

Varmetabskoefficienten  $K_d$  for varmelageret under drift beregnes da af:

$$K_d = \frac{v \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_f - T_r)}{T_1 - T_o}$$

hvor  $T_1$  er lagerets gennemsnitstemperatur og  $T_o$  er omgivelsernes temperatur.

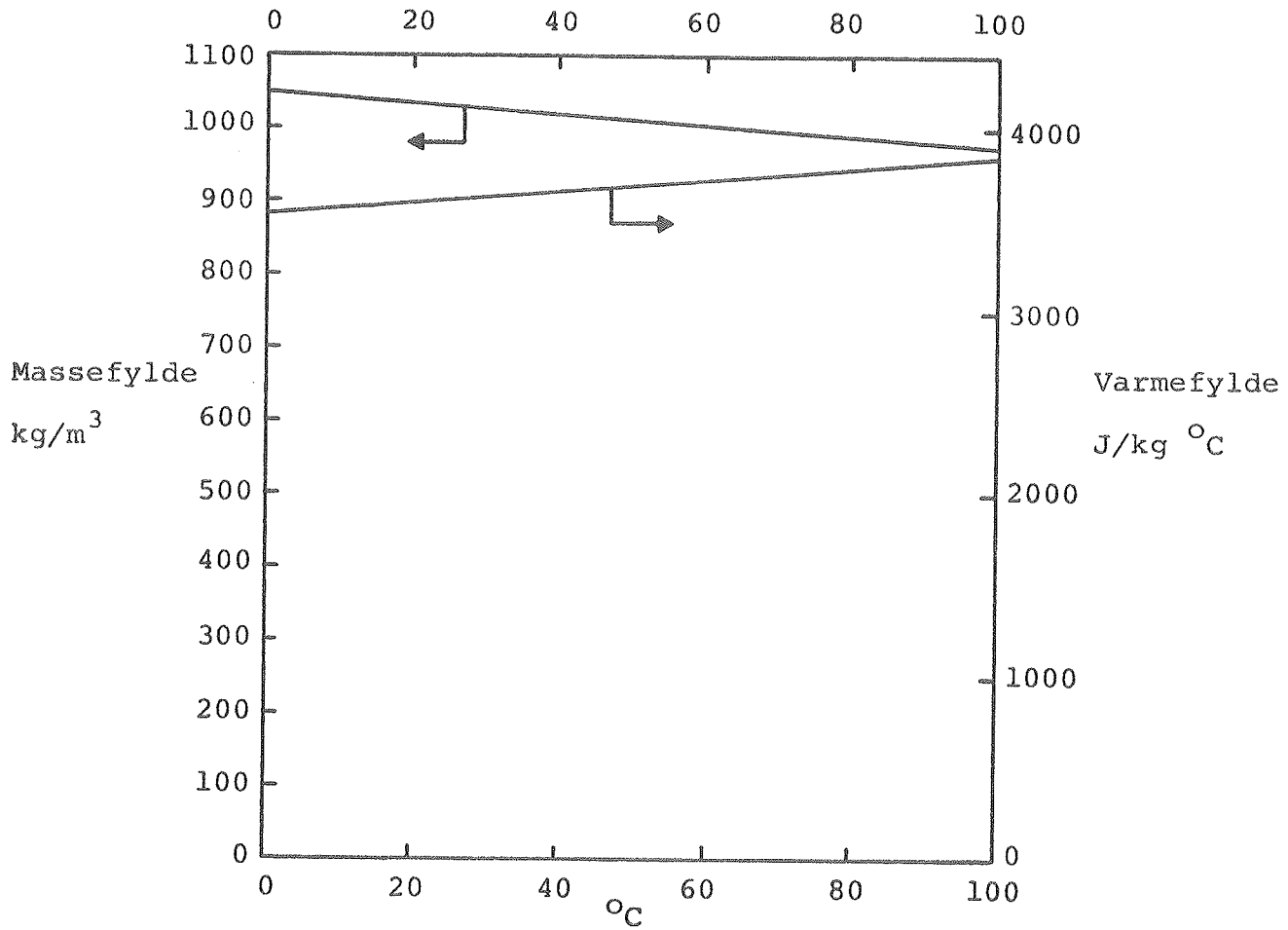
Ved hjælp af ovennævnte formel beregnes varmetabskoefficienten hver halve time igennem prøvningen. De målte værdier, som benyttes ved beregningen, er middelværdier igennem den halve time. I takt med at der opnås stabilitet vil den beregnede varmetabskoefficient kun ændre sig lidt fra halvtime til halvtime. Når varmetabskoefficienten ændres mindre end  $0,05 \text{ W/}^{\circ}\text{C}$  fra en halvtime til den efterfølgende halvtime antages ændringen at være uvæsentlig. Når fire perioder á 1/2 time med så små uvæsentlige ændringer har efterfulgt hinanden, antages stabiliteten at være opnået, og varmetabskoefficienten beregnet for den sidste af disse fire perioder benyttes som resultatet af målingen af varmetabskoefficienten for varmelageret under drift.

#### 2.1.1.2 Målefejl og målenøjagtighed

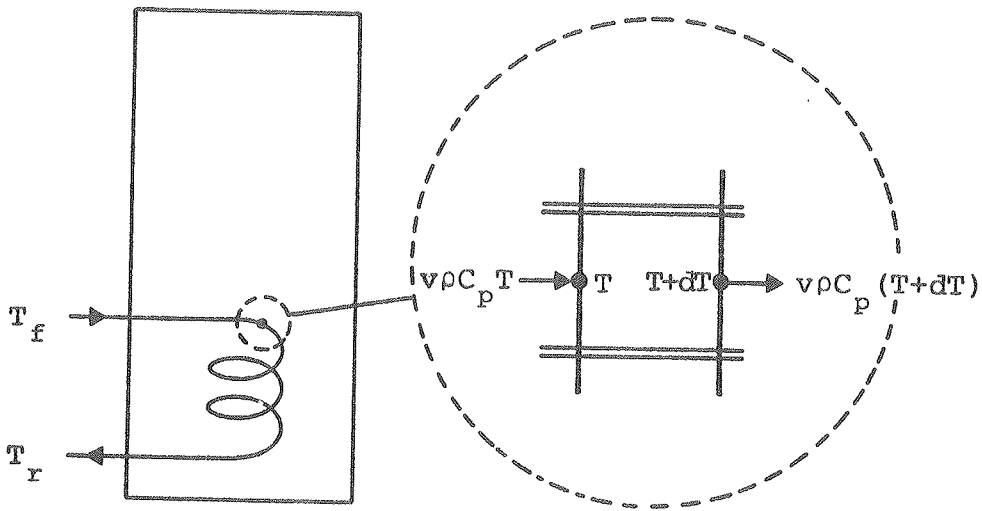
Målemetoden er kun behæftet med få systematiske fejl. Målingen af differencen mellem solfangervæskens fremløbstemperatur til varmelageret og returtemperaturen fra varmelageret er beskrevet i kapitel 3. Målepunkterne for temperaturdifferencen er placeret så tæt på lagerets tilslutningsstudse som muligt. Resultatet korrigeres for varmetabet fra slangestykkerne, som befinder sig mellem målepunkterne og lagerets tilslutningsstudse. Varmetabet fra disse slangestykker findes ved at kortslutte slangerne ved studsene og udføre en måling som beskrevet i afsnit 2.1.1.1. Den systematiske fejl, som opstår på grund af den fejlagtige placering af målepunkterne for temperaturdifferencen, er således forsvindende lille.

Som solfangervæske benyttes en 50% (efter vægt) vand/propylen-glycol blanding. Som det ses af figur 1, afhænger både solfangervæskens massefylde og varmfylde af temperaturen. Stofværdierne er taget fra [23]. Produktet af massefylde og varmfylde er svagt, næsten retlinet, voksende i temperaturintervallet fra  $0^{\circ}\text{C}$  til  $100^{\circ}\text{C}$ . Fra  $0^{\circ}\text{C}$  til  $100^{\circ}\text{C}$  vokser produktet mindre end 2%. Normalt er forskellen mellem fremløbstemperaturen og returtemperaturen mindre end  $5^{\circ}\text{C}$  i disse målinger, og variationen i produktet af massefylde og varmfylde mindre end 1‰. Figur 2 viser en skematisk skitse af et varmelager med





Figur 1. Massefylde og varmfylde for 50% (vægt %) vand/propylenglycol blanding som funktion af temperaturen.



Figur 2. Skematisk skitse af et varmelager med indbygget varmevekslerspiral og et udsnit af varmevekslerspiralen.

en indbygget varmevekslerspiral, et udsnit af varmevekslerspiralen og varmestrømmene, som med solfangervæsken føres ind og ud af det lille udsnit. Solfangervæskens temperatur i udsnittet kaldes  $T$  ved indløbet og  $T+dT$  ved udløbet. Massefylden og varmfylden antages at være konstante i det lille udsnit. Effekten overført fra solfangervæsken til lageret i udsnittet er da:

$$v \cdot \rho \cdot C_p \cdot T - v \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T+dT) = - v \cdot \rho \cdot C_p \cdot dT$$

Integreres over hele varmevekslerspiralen fås den totale effekttilførsel fra solfangervæsken til lageret:

$$Q_u = \int_{T_f}^{T_r} - v \cdot \rho \cdot C_p dT = - v \int_{T_f}^{T_r} \rho \cdot C_p dT$$

Som ovenfor nævnt er det rimeligt at antage, at produktet  $\rho \cdot C_p$  er en retlinet funktion af solfangervæskens temperatur  $T$ :  $\rho \cdot C_p = a + b \cdot T$ . Med denne antagelse fås:

$$Q_u = - v \int_{T_f}^{T_r} (a + bT) dT = -v \cdot \left[ a(T_r - T_f) + \frac{1}{2} b \cdot (T_r^2 - T_f^2) \right] = v \cdot (T_f - T_r) \cdot \left( a + b \cdot \frac{T_f + T_r}{2} \right)$$

Den tilførte effekt kan altså, når produktet  $\rho \cdot C_p$  er en retlinet funktion af temperaturen, beregnes med massefylde- og varmfyldeværdierne taget ved middeltemperaturen mellem fremløbs- og returtemperaturen for solfangervæsken. Da produktet  $\rho \cdot C_p$  som nævnt kun afviger meget lidt fra en retlinet funktion af temperaturen i det lille temperaturinterval mellem  $T_r$  og  $T_f$ , kan fejlen, som opstår ved anvendelse af stofværdierne ved middeltemperaturen mellem  $T_f$  og  $T_r$ , negligeres. De systematiske fejl, som er knyttet til målingen, kan således negligeres. Tilfældige fejl forårsager en ubestemthed af den målte varmetabskoefficient. Størrelsen af denne vurderes i det følgende.

Varmetabskoefficienten  $K_d$  bestemmes af formlen:

$$K_d = \frac{v \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_f - T_r)}{T_1 - T_0}$$

$K_d$  beregnes altså på basis af en række registreringer eller målinger af:  $v$ ,  $\rho$ ,  $C_p$ ,  $(T_f - T_r)$ ,  $T_1$  og  $T_o$ . Disse størrelser er indbyrdes uafhængige, og de er alle behæftede med en ubestemthed:  $S_v$ ,  $S_\rho$ ,  $S_{C_p}$ ,  $S_{(T_f - T_r)}$ ,  $S_{T_1}$  og  $S_{T_o}$ . Ubestemtheden af varmetabskoefficienten  $S_{K_d}$  findes af formlen, se [24] og [25]:

$$S_{K_d} = \sqrt{\left(\frac{\partial K_d}{\partial v} \cdot S_v\right)^2 + \left(\frac{\partial K_d}{\partial \rho} \cdot S_\rho\right)^2 + \left(\frac{\partial K_d}{\partial C_p} \cdot S_{C_p}\right)^2 + \left(\frac{\partial K_d}{\partial (T_f - T_r)} \cdot S_{(T_f - T_r)}\right)^2 + \left(\frac{\partial K_d}{\partial T_1} \cdot S_{T_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial K_d}{\partial T_o} \cdot S_{T_o}\right)^2}$$

$$= K_d \cdot \sqrt{\left(\frac{S_v}{v}\right)^2 + \left(\frac{S_\rho}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{S_{C_p}}{C_p}\right)^2 + \left(\frac{S_{(T_f - T_r)}}{T_f - T_r}\right)^2 + \left(\frac{S_{T_1}}{T_1 - T_o}\right)^2 + \left(\frac{S_{T_o}}{T_1 - T_o}\right)^2}$$

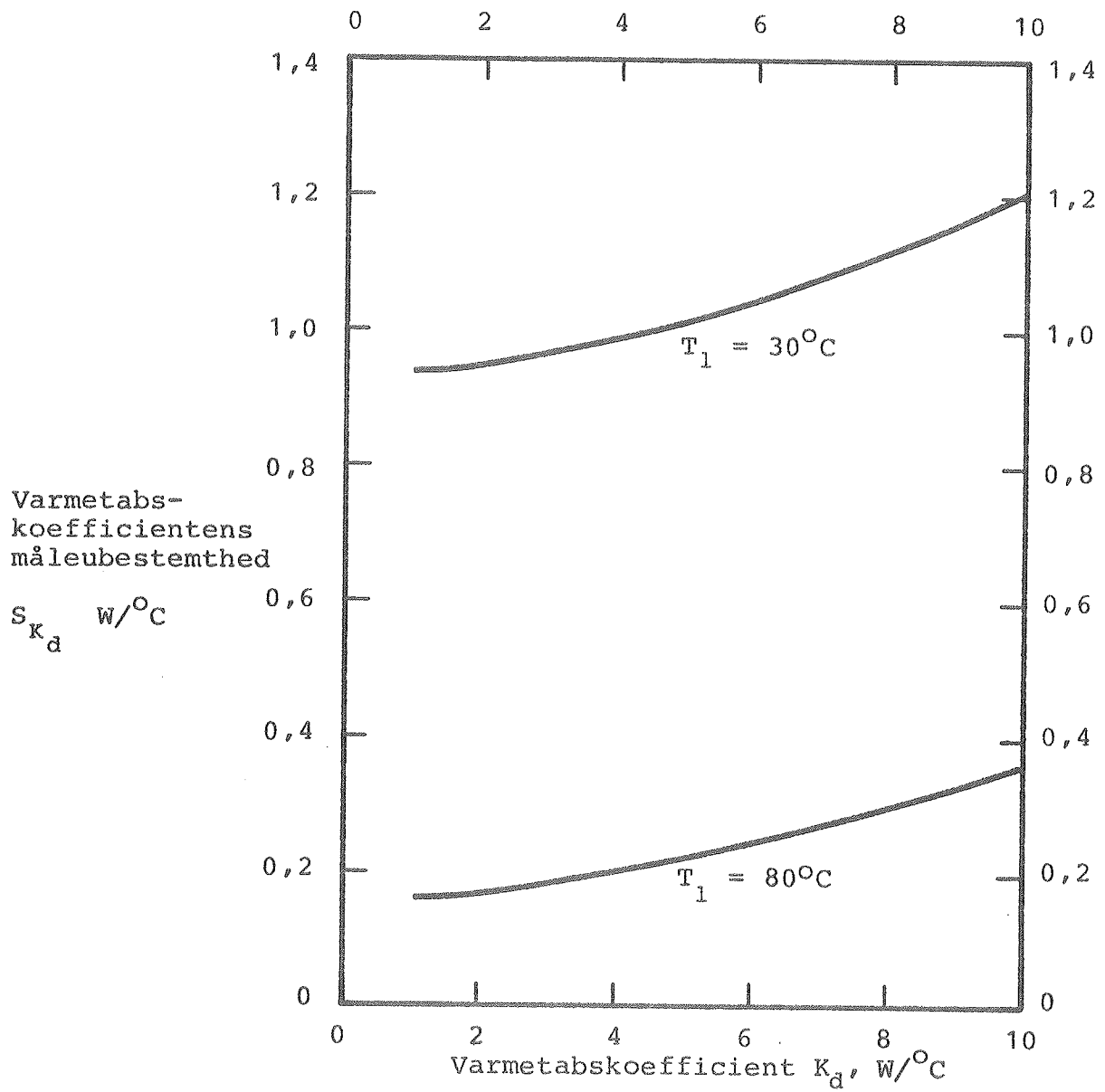
Måleudstyret og målenøjagtighederne er beskrevet i kapitel 3.

I beregningen af målenøjagtigheden benyttes her de i tabel 3 angivne måleubestemtheder.

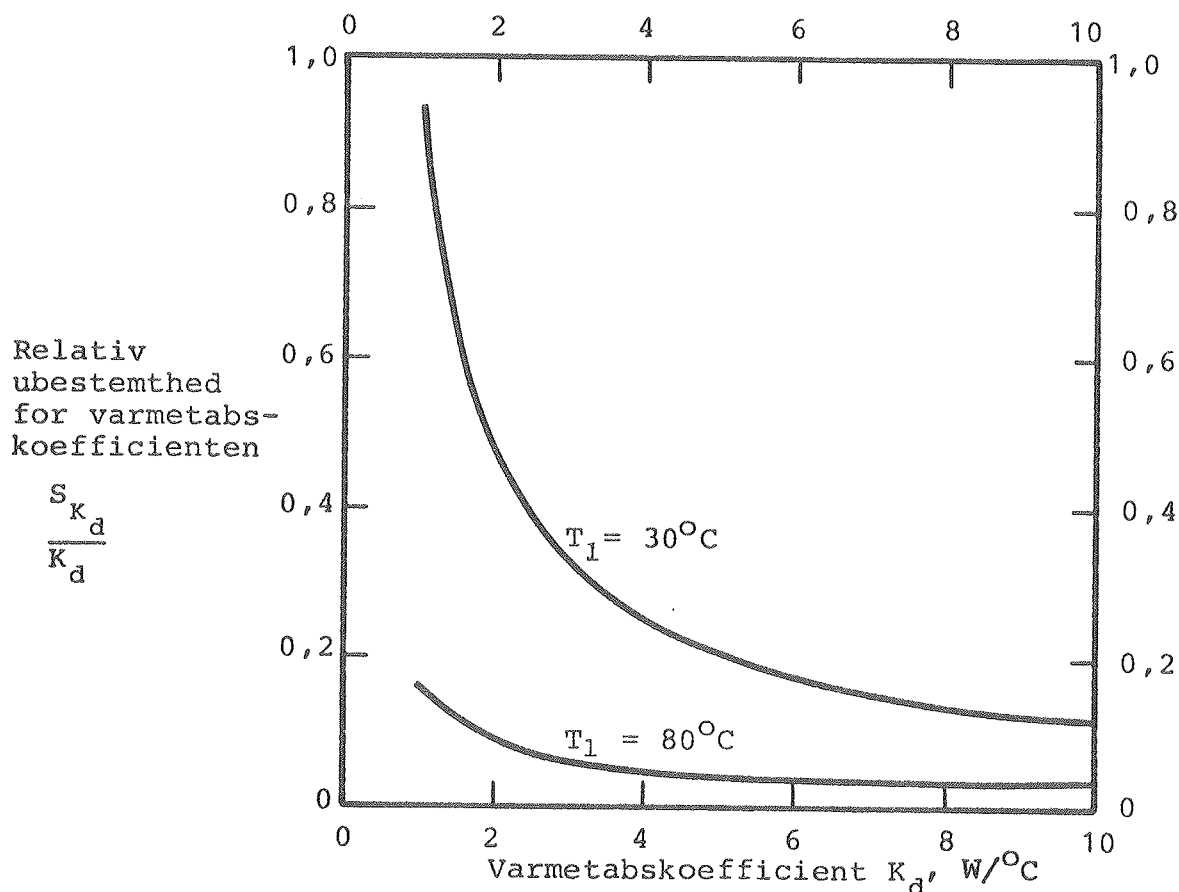
Ubestemthed af temperaturmåling	$S_T = 0,5^{\circ}\text{C}$
Ubestemthed af temperaturdifferensmåling	$S_{\Delta T} = 0,1^{\circ}\text{C}$
Relativ ubestemthed af volumenstrøm	$\frac{S_v}{v} = 0,01$
Relativ ubestemthed af solfangervæskens varmekapacitet	$\frac{S_{C_p}}{C_p} = 0,02$
Relativ ubestemthed af solfangervæskens massefylde	$\frac{S_\rho}{\rho} = 0,02$

Tabel 3. Anvendte måleubestemtheder.

Med de i tabel 3 angivne måleubestemtheder, solfangervæskens volumenstrøm  $v = 1,5$  l/min og lagerets omgivelsestemperatur  $T_o = 20^{\circ}\text{C}$  er størrelsen af måleubestemtheden og den relative ubestemthed for varmetabskoefficienten vist på figur 3 og 4



Figur 3. Beregnet måleubestemthed for varmetabskoefficienten som funktion af varmetabskoefficienten og lager-temperaturniveauet.



Figur 4. Beregnet relativ ubestemthed for varmetabskoefficienten som funktion af varmetabskoefficienten og lagertemperaturniveauet.

for forskellige varmetabskoefficienter. For små varmetabskoefficienter er måleubestemtheden relativ stor ved det lave temperaturniveau. For alle andre forhold må målenøjagtigheden betragtes som tilfredsstillende.

### 2.1.1.3 Erfaring og vurdering

Erfaringer har vist, at det anvendte stabilitetskriterium sikrer, at stabilitet opnås, uden at forsøgsperioden bliver for langvarig. Normalt er prøvningen let og hurtig at gennemføre. Målingen ved lagertemperaturen  $30°C$  kan dog være langvarig, idet der om dagen kan være forholdsvis store variationer i omgivelsernes temperatur. Dette medfører, at stabilitetskriteriet som regel først opfyldes om natten, når omgivelsernes temperatur er konstant.

Varmetabskoefficienter for forskellige varmelagre målt ved henholdsvis omtrent 30°C og 80°C er angivet i tabel 4. Målingerne er taget fra [19], [26], [27], [28], [29], [30], [31], [32], [33], [34], [35], [36], [37], [38] og [39].

Varmetabskoefficient ved omtrent 30°C W/°C	2,9	4,0	2,1	1,9	2,2	5,9	2,0	2,6	3,6	5,4	3,2	2,7	2,3	3,2	2,4	3,6	2,6
Varmetabskoefficient ved omtrent 80°C W/°C	3,2	5,5	2,8	2,2	2,4	7,1	2,8	3,2	4,6	6,9	3,5	2,9	2,8	3,3	2,5	4,6	4,0

Tabel 4. Varmetabskoefficient for forskellige varmelagre målt hhv. ved lagertemperaturer på omtrent 30°C og 80°C.

Af tabellen fremgår det, at varmetabskoefficienten ved det høje temperaturniveau er større end varmetabskoefficienten ved det lave temperaturniveau. Årsagen hertil er, at såvel størrelsen af isoleringsmaterialets varmeledningsevne som størrelsen af varmetabskoefficienten for kuldebroer gennem isoleringen afhænger af temperaturniveauet. Lagerudformningen er bestemmende for, hvorledes størrelsen af varmetabskoefficienten varierer som funktion af lagertemperaturen. Det er derfor rimeligt at bestemme varmetabskoefficienten ved de to temperaturniveauer.

Da nøjagtigheden af målingerne for de fleste lagre desuden er rimelig god, og da varmetabskoefficientens størrelse har stor betydning for varmelagerets egnethed, vurderes det, at prøvemethoden er meget værdifuld.

#### 2.1.2 Varmetabskoefficient for varmelageret under et afkølingsforløb

Varmelagerets varmetabskoefficient under et afkølingsforløb  $K_s$  er et udtryk for varmelagerets varmetab under en afkølingsperiode. De temperaturforskelle, som optræder i lageret under afkølingsperioden, bevirker, at  $K_s$  ikke i traditionel forstand kan benævnes som en varmetabskoefficient.

### 2.1.2.1 Beskrivelse

Ved prøvningens start har lageret en ensartet temperatur på omtrent  $80^{\circ}\text{C}$ , idet prøvningen foretages efter målingen af varmetabskoefficienten under solfangerdrift ved  $80^{\circ}\text{C}$ . Varmelager-temperaturerne og omgivelsernes temperatur registreres herefter igennem en 24 timers periode uden varmetilførsel og vandtapning.

Efter 24 timer opvarmes lageret. Solfangervæskens fremløbs-temperatur til lageret  $T_f$  hæves gradvist indtil  $T_f$  bliver  $5^{\circ}\text{C}$  højere end temperaturen i toppen af lageret ved afkølingsperiodens slutning. I resten af opvarmningsforløbet holdes  $T_f$  konstant. Solfangervæskestrømmen er  $4,5 \text{ l/min}$ . Under opvarmningen registreres omgivelsernes temperatur  $T_o$ , volumenstrømmen  $v$  og differencen mellem solfangervæskens fremløbs- og returtemperatur ( $T_f - T_r$ ). Desuden registreres middelværdierne igennem hver halve time af temperaturerne i forskellige niveauer af lageret, solfangervæskens fremløbs- og returtemperatur. Det antages, at der er opnået en ensartet temperatur i lageret, når alle disse temperaturer ændres mindre end  $0,1^{\circ}\text{C}$  fra halvtime til halvtime. Når denne ensartede temperatur i lageret er opnået, stoppes opvarmningen.

Det forudsættes i det følgende, at der ikke er temperaturforskelle i lageret. Når solfangeren ikke er i drift, har varmelageret varmetabskoefficienten  $K_s$ , og varmebalancen for varmelageret kan udtrykkes således:

$$C_1 \frac{dT_1}{d\tau} = -K_s \cdot (T_1 - T_o)$$

$T_1$  er lagertemperaturen og  $C_1$  er varmelagerets varmelagringskapacitet, som kendes fra prøvningen, der er beskrevet i afsnit 2.1.3.

Forudsættes desuden, at  $K_s$  og  $T_o$  er konstante igennem hele afkølingsforløbet, får differentiaalligningen løsningen:

$$T_1 = T_o + (T_{st} - T_o) \cdot e^{-\frac{K_s}{C_1} \tau}$$

$T_{st}$  er lagertemperaturen ved afkølingens start, dvs. til tidspunktet  $\tau = 0$  og  $T_1$  er lagertemperaturen til tidspunktet  $\tau$ . Ved afkølingens slutning  $\tau_s$  benævnes lagertemperaturen  $T_{s1}$ , hvorfor varmetabskoefficienten bestemmes af ligningen:

$$K_s = -\frac{C_1}{\tau_s} \ln \left( \frac{T_{s1} - T_o}{T_{st} - T_o} \right)$$

Da der normalt forekommer temperaturforskelle i lageret ved afkølingens slutning, måles  $T_{s1}$  ikke direkte, men bestemmes ved hjælp af den ovenfor omtalte opvarmningsperiode. Ved slutningen af opvarmningsperioden  $\tau_{op}$  benævnes den ensartede lagertemperatur  $T_h$ , og  $T_{s1}$  bestemmes af:

$$T_{s1} = T_h - \frac{Q_{tilf}}{C_1}$$

hvor den tilførte varmemængde  $Q_{tilf}$  under opvarmningsperioden bestemmes af:

$$Q_{tilf} = \int_0^{\tau_{op}} \left[ v \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_f - T_r) - K_d \cdot (T_1 - T_o) \right] d\tau$$

$K_d$  er varmetabskoefficienten fundet ved prøvningen, som er beskrevet i afsnit 2.1.1 og  $T_1$  er gennemsnitslagertemperaturen.

$K_s$  bestemmes derfor af udtrykket:

$$K_s = -\frac{C_1}{\tau_s} \ln \left( \frac{T_h - \frac{Q_{tilf}}{C_1} - T_o}{T_{st} - T_o} \right)$$

Det bør nævnes, at  $K_s$  for nemhedens skyld her omtales som varmelagerets varmetabskoefficient uden solfangerdrift. I virkeligheden er dette ikke korrekt, idet der opstår temperaturlagdeling i lageret under afkølingsperioden.  $K_s$  er et mål for størrelsen af varmelagerets varmetab under afkølingsperioden.

#### 2.1.2.2 Målefejl og målenøjagtighed

Prøvemethoden er behæftet med en række systematiske fejl. Ved



beregningen af  $K_s$  forudsættes det, at der ikke er temperaturforskelle i lageret under afkølingsforløbet, at  $K_s$  er konstant igennem afkølingsforløbet, altså at  $K_s$  er uafhængig af temperaturniveauet, og at  $T_0$  og  $C_1$  er konstante igennem afkølingsforløbet. Der er også knyttet en række systematiske fejl til det efterfølgende opvarmningsforløb. Blandt andet kan nævnes, at målepunkterne for temperaturdifferencen placeres forkert, og at de benyttede værdier for solfangervæskens massefylde og varmeyfylde er beregnet ved middeltemperaturen mellem fremløbs- og returtemperaturen. Disse fejl er omtalt i afsnit 2.1.1.2 og er også her uden betydning for resultatet. Desuden er varmetabskoefficienten  $K_d$ , som benyttes ved beregningen, målt uden temperaturlagdeling i lageret, og lagertemperaturen  $T_1$  bestemmes med nogen unøjagtighed på grund af temperaturlagdelingen. Endelig skal det nævnes, at vandets sammentrækning under afkølingen, og den dermed forbundne tilførsel af koldt vand og vandets udvidelse under opvarmningen, påvirker resultatet. I det følgende omtales de enkelte systematiske fejl, som ikke er omtalt i afsnit 2.1.1.2, hver for sig.

Under afkølingens forløb opstår der normalt temperaturlagdeling i lageret. Normalt findes de laveste temperaturer i bunden af lageret, mens de højeste temperaturer findes i toppen af lageret. Temperaturlagdelingen kan skyldes varmetabet fra lagerets bund, den af varmetabet forårsagede nedadrettede vandstrøm langs beholderens sider og det faktum, at vandet under afkølingen trækker sig sammen, således at der under afkølingen strømmer koldt vand ind i lagerets bund. Desuden kan lageret være udformet på en sådan måde, at andre dele end den nederste del af lageret hurtigt afkøles, når solfangeren ikke er i drift. Der kan fx. være tale om rørstrækninger, som er indbygget i lageret og som indeholder hjælpepeudstyr til solvarmeanlæggets drift; altså dele med en forholdsvis lille varmelagringskapacitet og et forholdsvis stort varmetab, når solfangeren er i drift. Temperaturlagdelingens betydning for størrelsen af  $K_s$  belyses ved hjælp af et eksempel.

Et varmelager med varmelagringskapaciteten  $836000 \text{ J/}^\circ\text{C}$ , altså et vandlager med et omtrentligt volumen på  $200 \text{ l}$ , antages under solfangerdrift at have varmetabskoefficienten  $K_d = 5 \text{ W/}^\circ\text{C}$ .

Det antages videre, at lageret kan deles i tre dele:

del 1 med varmelagringskapaciteten  $752400 \text{ J/}^\circ\text{C}$  og varmetabskoefficienten  $3 \text{ W/}^\circ\text{C}$

del 2 med varmelagringskapaciteten  $75240 \text{ J/}^\circ\text{C}$  og varmetabskoefficienten  $1 \text{ W/}^\circ\text{C}$

del 3 med varmelagringskapaciteten  $8360 \text{ J/}^\circ\text{C}$  og varmetabskoefficienten  $1 \text{ W/}^\circ\text{C}$ .

Det forudsættes, at der ikke transporteres varme mellem de enkelte dele under afkølingen, og omgivelsernes temperatur er  $20^\circ\text{C}$ . Temperaturerne efter 24 timers afkøling fra  $80^\circ\text{C}$  i de tre dele er da:

del 1:  $62,51^\circ\text{C}$

del 2:  $39,03^\circ\text{C}$

del 3:  $20,00^\circ\text{C}$

Dette svarer til middeltemperaturen  $59,98^\circ\text{C}$  og varmetabskoefficienten  $3,9 \text{ W/}^\circ\text{C}$ , beregnet som beskrevet i afsnit 2.1.2.1.

Temperaturlagdelingen bevirker, at den målte varmetabskoefficient  $K_s$  bliver mindre end varmetabskoefficienten uden temperaturlagdeling  $K_d$ , altså under solfangerdrift. På grund af temperaturlagdelingen kan  $K_s$  ikke direkte benyttes som lagerets varmetabskoefficient. Her bør  $K_d$  benyttes. Derimod er  $K_s$  et udmærket mål for varmetabets størrelse under afkølingsperioden.

Det forudsættes, at  $K_s$  og  $C_1$  er konstante igennem hele afkølingsperioden. Disse tilnærmelser er uden betydning for resultatet; den beregnede varmetabskoefficient  $K_s$  er blot en gennemsnitsværdi for hele afkølingsperioden.

Det forudsættes, at omgivelsernes temperatur  $T_o$  er konstant igennem hele afkølingsperioden. Normalt varierer  $T_o$  igennem

døgnet mellem  $20^{\circ}\text{C}$  og  $25^{\circ}\text{C}$ . Ved beregningen anvendes en mid-  
deltemperatur igennem afkølingsperioden. Herved opstår en  
fejl. Størrelsen af denne fejl afhænger af størrelsen af  $K_s$   
og af hvorledes  $T_o$  varierer igennem afkølingsperioden. Nor-  
malt er fejlen mindre end 1%, altså forsvindende lille. For  
varmelagre med urimeligt store varmetab kan den maksimale fejl  
forårsaget af variationen af  $T_o$  dog blive større. For et  
200 l vandlager med varmetabskoefficienten  $10 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$  og en ugun-  
stig variation af  $T_o$  mellem  $20^{\circ}\text{C}$  og  $25^{\circ}\text{C}$  igennem 24 timer  
bliver fejlen således omtrent 2%.

Under opvarmningen bliver temperaturlagdelingen i lageret nor-  
malt meget lille i løbet af meget kort tid. Opvarmningen er  
normalt lille og opvarmningsperioden kortvarig. De systematiske  
fejl, som er knyttet til opvarmningen, fx den unøjagtige bestem-  
melse af  $K_d$  og  $T_1$  og vandets udvidelse, er derfor normalt  
ubetydelige.

De systematiske fejl, som er knyttet til målingen, kan således  
negligeres. Blot bør det huskes, at  $K_s$  udelukkende er et ud-  
tryk for varmelagerets varmetab under afkølingsperioden. Til-  
fældige fejl forårsager en ubestemthed af  $K_s$ ,  $S_{K_s}$ . Størrelsen  
af denne vurderes i det følgende:

$K_s$  bestemmes af formlen:

$$K_s = - \frac{C_1}{\tau_s} \cdot \ln \left( \frac{T_h - \frac{Q_{\text{tilf}}}{C_1} - T_o}{T_{\text{st}} - T_o} \right)$$

$K_s$  beregnes altså på basis af en række registreringer eller  
målinger af:  $C_1$ ,  $\tau_s$ ,  $T_h$ ,  $T_o$ ,  $T_{\text{st}}$  og  $Q_{\text{tilf}}$ . Disse størrelser  
er indbyrdes uafhængige, og de er alle behæftede med en ube-  
stemthed:  $S_{C_1}$ ,  $S_{\tau_s}$ ,  $S_{T_h}$ ,  $S_{T_o}$ ,  $S_{T_{\text{st}}}$  og  $S_{Q_{\text{tilf}}}$ .  $S_{K_s}$  findes af  
formlen, se [24] og [25]:

$$S_{K_s} = \sqrt{\left(\frac{\partial K_s}{\partial C_1} S_{C_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial K_s}{\partial \tau_s} S_{\tau_s}\right)^2 + \left(\frac{\partial K_s}{\partial T_h} S_{T_h}\right)^2 + \left(\frac{\partial K_s}{\partial T_o} S_{T_o}\right)^2 + \left(\frac{\partial K_s}{\partial T_{st}} S_{T_{st}}\right)^2 + \left(\frac{\partial K_s}{\partial Q_{tilf}} S_{Q_{tilf}}\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left(\left(\frac{K_s}{C_1} - \frac{Q_{tilf}}{C_1 \cdot \tau_s} \cdot \left(T_h - \frac{Q_{tilf}}{C_1} - T_o\right)\right) S_{C_1}\right)^2 + \left(\frac{-K_s \cdot S_{\tau_s}}{\tau_s}\right)^2 + \left(\frac{-C_1 \cdot S_{T_h}}{\tau_s \cdot \left(T_h - \frac{Q_{tilf}}{C_1} - T_o\right)}\right)^2}$$

$$+ \left(\frac{-C_1 \cdot \left(T_h - \frac{Q_{tilf}}{C_1} - T_{st}\right) \cdot S_{T_o}}{\tau_s \cdot \left(T_{st} - T_o\right) \cdot \left(T_h - \frac{Q_{tilf}}{C_1} - T_o\right)}\right)^2 + \left(\frac{C_1 \cdot S_{T_{st}}}{\tau_s \cdot \left(T_{st} - T_o\right)}\right)^2 + \left(\frac{S_{Q_{tilf}}}{\tau_s \cdot \left(T_h - \frac{Q_{tilf}}{C_1} - T_o\right)}\right)^2$$

Måleudstyret og målenøjagtigheden er beskrevet i kapitel 3. Størrelsen af  $S_{K_s}$  belyses ved hjælp af et eksempel.

I eksemplet benyttes de i tabel 3 angivne måleubestemtheder. Desuden regnes med følgende relative ubestemtheder af tidspringet og af varmelagringskapaciteten:

$$\frac{S_{\Delta\tau}}{\Delta\tau} = 0,005 \quad \text{og} \quad \frac{S_{C_1}}{C_1} = 0,01$$

Der regnes med, at afkølingsperioden på 24 timer efterfølges af en 3 timers opvarmningsperiode med effektoverførslen 1000 W. Opvarmningsperioden opdeles i halvtimer. Varmelagringskapaciteten for lageret er 836000 J/°C, svarende til et 200 l vandlager. Endvidere forudsættes:  $T_o = 20^\circ\text{C}$ ,  $K_d = 5 \text{ W}/^\circ\text{C}$  og  $S_{K_d} = 0,2 \text{ W}/^\circ\text{C}$ . For forskellige størrelser af  $K_s$  beregnes  $S_{K_s}$  af ovennævnte formel. Resultaterne er angivet i tabel 5. Målenøjagtigheden for typiske størrelser af varmetabskoefficienten anses for at være tilfredsstillende.

$K_s$ W/°C	$S_{K_s}$ W/°C	Relativ ubestemthed for $K_s$ %
2	0,14	6,9
3	0,15	5,0
4	0,16	4,1
5	0,18	3,6

Tabel 5. Eksempler på størrelsen af  $S_{K_s}$ .

### 2.1.2.3 Erfaring og vurdering

Prøvemethoden er let at gennemføre. Varmetabskoefficienten målt ved omtrent 80°C under drift  $K_d$  og "varmetabskoefficienten" målt under et afkølingsforløb fra omtrent 80°C  $K_s$  er angivet i tabel 6 for forskellige varmelagre. Måleresultaterne er taget fra [19], [26], [27], [28], [29], [30], [31], [32], [33], [34], [35], [36], [37], [38] og [39]. Af tabellen fremgår det, at  $K_d$  er større end  $K_s$ . Det skyldes blandt andet, at  $K_s$  måles ved et lidt lavere temperaturniveau end det temperaturniveau, hvor  $K_d$  måles. Dette kan dog langt fra forklare hele forskellen. Hovedårsagen til forskellen mellem  $K_d$  og  $K_s$  er, som omtalt i afsnit 2.1.2.2, temperaturlagdelingen, som opstår i lageret under afkølingsforløbet. Lagerudformningen er bestemmende for, hvor stor forskellen mellem  $K_d$  og  $K_s$  er. Størrelsen af forskellen mellem  $K_d$  og  $K_s$  kan benyttes til at lokalisere dele af lageret med særlig store varmetab. Det er derfor rimeligt at måle både  $K_d$  og  $K_s$ . Da målenøjagtigheden for de fleste lagre desuden er rimelig god, og da varmetabets størrelse har stor betydning for varmelagerets egnethed, vurderes det, at prøvemethoden er nyttig.

$K_d$ W/°C	3,2	5,5	2,8	2,4	7,1	2,8	3,2	4,6	6,9	3,5	2,9	2,8	3,3	2,5	4,6	4,0
$K_s$ W/°C	2,8	4,5	2,2	1,6	4,8	2,2	2,6	4,0	5,2	2,4	2,8	2,5	2,5	2,0	4,0	3,2

Tabel 6. Varmetabskoefficient for forskellige varmelagre ved lagertemperatur på omtrent 80°C målt hhv. under solfangerdrift og under stilstand.

### 2.1.3 Varmelagringskapacitet og varmelagrings effektivitet

Varmelagerets varmelagringskapacitet  $C_1$  defineres som lagerets varmeindhold pr. °C temperaturforskul i lageret.

Varmelagrings effektiviteten  $\eta_1$  udtrykker lagerets evne til at udnytte lagerets varmelagringskapacitet under en opvarmningsperiode.

### 2.1.3.1 Beskrivelse

Ved prøvningens start har lageret en ensartet temperatur på omtrent  $30^{\circ}\text{C}$ , idet prøvningen foretages efter målingen af varmetabskoefficienten under solfangerdrift ved  $30^{\circ}\text{C}$ .

Varmelageret opvarmes ved at solfangervæsken cirkuleres gennem varmelageret med volumenstrømmen  $0,02 \text{ l/min}$  pr.  $\text{l}$  lagervolumen og effekttilførslen  $10 \text{ W}$  pr.  $\text{l}$  lagervolumen. Volumenstrømmen og effekttilførslen holdes konstant igennem hele opvarmningsforløbet. Når den maksimale lagertemperatur overstiger  $75^{\circ}\text{C}$ , stoppes opvarmningen.

Igennem hele opvarmningen registreres temperaturerne i lageret, omgivelsestemperaturen  $T_o$ , solfangervæskens fremløbs- og returtemperatur  $T_f$  og  $T_r$  og temperaturdifferencen  $T_f - T_r$  hvert tredje minut. Desuden måles volumenstrømmen  $v$  hver halve time.

Ved beregningerne ses der bort fra vandets udvidelse under opvarmningen og den dermed forbundne energimængde, som normalt tabes ved at varmt vand skydes ud gennem varmelagerets sikkerhedsventil. Varmebalancen for varmelageret kan derfor udtrykkes således: Ændringen i varmelagerets varmeindhold pr. tidsenhed er lig effekttilførslen til lageret minus lagerets varmetab. Med symboler udtrykkes varmebalancen således:

$$\frac{dQ_1}{d\tau} = Q_u - Q_{\text{tab}}$$

Opvarmningsperioden opdeles i  $N$  tidsspring, hver med varigheden  $\Delta\tau$ . For små tidsspring  $\Delta\tau$  kan differentiaalligningen omskrives til:

$$\frac{\Delta Q_1}{\Delta\tau} = Q_u - Q_{\text{tab}} \quad \text{eller} \quad \Delta Q_1 = \Delta\tau \cdot (Q_u - Q_{\text{tab}})$$

For hele opvarmningsforløbet summeres alle varmeindholdsbidrag for på denne måde at finde ændringen i lagerets varmeindhold i hele opvarmningsperioden,  $Q_{1_{T_{\text{start}}, T_{\text{slut}}}}$ :

$$Q_{1,T_{\text{start}},T_{\text{slut}}} = \sum_{i=1}^N \Delta\tau_i \cdot (Q_{u_i} - Q_{\text{tab}_i}) =$$

$$= \sum_{i=1}^N \Delta\tau_i \cdot \left[ v_i \cdot C_{p_i} \cdot \rho_i \cdot (T_{f_i} - T_{r_i}) - K_{d_i} \cdot (T_{l_i} - T_{o_i}) \right]$$

I denne formel benyttes  $i$  som et indeks, som tilføjet de øvrige symboler angiver, at der er tale om en gennemsnitsværdi gennem tidsperiode  $i$ . Solfangervæskens varmekapacitet  $C_{p_i}$  og massefylde  $\rho_i$  afhænger af solfangervæskens temperatur. Som en rimelig tilnærmelse benyttes middeltemperaturen mellem  $T_{f_i}$  og  $T_{r_i}$  ved bestemmelsen af  $C_{p_i}$  og  $\rho_i$ .

Varmelagringskapaciteten for lageret  $C_1$  bestemmes af:

$$C_1 = \frac{Q_{1,T_{\text{start}},T_{\text{slut}}}}{T_{\text{slut}} - T_{\text{start}}}$$

hvor  $T_{\text{start}}$  er den gennemsnitlige lagertemperatur ved opvarmningens start og  $T_{\text{slut}}$  er den gennemsnitlige lagertemperatur ved opvarmningens slutning.

Varmelagerets varmelagrings effektivitet  $\eta_1$  bestemmes af:

$$\eta_1 = \frac{T_{\text{slut}} - T_{\text{start}}}{T_{\text{slut,max}} - T_{\text{start}}}$$

hvor  $T_{\text{slut,max}}$  er den maksimale temperatur i lageret ved slutningen af opvarmningen.  $\eta_1$  udtrykker lagerets evne til at udnytte  $C_1$  under opvarmningen. Lave  $\eta_1$ -værdier opnås når varmelagringskapaciteten ikke udnyttes. Dette er fx tilfældet, hvis varmetilførslen til lageret ikke foregår i lagerets nederste del, således at kun en del af lageret opvarmes under opvarmningen.

### 2.1.3.2 Målefejl og målenøjagtighed

Prøvemethoden er behæftet med såvel systematiske som tilfældige fejl. Ved beregningen tages der ikke hensyn til den energi-

mængde, som tabes ved at varmt vand skydes ud gennem varmelagerets sikkerhedsventil. Den målte varmelagringskapacitet er varmelagerets typiske varmelagringskapacitet i opvarmningsperioden. Varmelagringskapaciteten afhænger af temperaturniveauet. Fx. er varmelagringskapaciteten for et varmelager med en tryktank omtrent 2% lavere ved 75°C end ved 30°C.

I afsnit 2.1.1.2 er den systematiske fejl ved målingen af temperaturdifferencen  $T_f - T_r$  omtalt. Denne fejl er uden betydning for resultatet. I afsnit 2.1.1.2 er den systematiske fejl ved at benytte middeltemperaturen mellem  $T_f$  og  $T_r$  ved bestemmelse af solfangervæskens massefylde og varmfylde omtalt. Også denne fejl kan negligeres.

De systematiske fejl, som er knyttet til målingen, kan altså negligeres. Tilfældige fejl forårsager en ubestemthed af  $C_1$ ,  $S_{C_1}$ . Størrelsen af denne vurderes i det følgende.

$C_1$  bestemmes af formlen:

$$C_1 = \frac{\sum_{i=1}^N \Delta\tau_i \left[ v_i \cdot C_{p_i} \cdot \rho_i \cdot (T_f - T_r)_i - K_{d_i} \cdot (T_{l_i} - T_{o_i}) \right]}{T_{slut} - T_{start}} = \sum_{i=1}^N C_{1_i}$$

$C_{1_i}$  beregnes altså på basis af en række registreringer eller målinger af:

$\Delta\tau_i$ ,  $v_i$ ,  $C_{p_i}$ ,  $\rho_i$ ,  $(T_f - T_r)_i$ ,  $K_{d_i}$ ,  $T_{l_i}$ ,  $T_{o_i}$ ,  $T_{slut}$  og  $T_{start}$ .

Disse størrelser er indbyrdes uafhængige, og de er alle behæftede med en ubestemthed:

$S_{\Delta\tau_i}$ ,  $S_{v_i}$ ,  $S_{C_{p_i}}$ ,  $S_{\rho_i}$ ,  $S_{(T_f - T_r)_i}$ ,  $S_{K_{d_i}}$ ,  $S_{T_{l_i}}$ ,  $S_{T_{o_i}}$ ,  $S_{T_{slut}}$  og  $S_{T_{start}}$ .

Forudsættes  $S_{C_i}$  igennem hele opvarmningsforløbet at være konstant, kan varmelagringskapacitetens ubestemthed  $S_{C_1}$  bestemmes af, se [24] og [25]:



$$\begin{aligned}
 S_{C_1} &= \sqrt{N} \cdot S_{C_{1_i}} = \sqrt{N} \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial C_{1_i}}{\partial \Delta\tau_i} S_{\Delta\tau_i}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_{1_i}}{\partial v_i} S_{v_i}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_{1_i}}{\partial C_{p_i}} S_{C_{p_i}}\right)^2} \\
 &+ \left(\frac{\partial C_{1_i}}{\partial \rho_i} S_{\rho_i}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_{1_i}}{\partial (T_f - T_r)_i} S_{(T_f - T_r)_i}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_{1_i}}{\partial K_{d_i}} S_{K_{d_i}}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_{1_i}}{\partial T_{1_i}} S_{T_{1_i}}\right)^2 \\
 &+ \left(\frac{\partial C_{1_i}}{\partial T_{o_i}} S_{T_{o_i}}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_{1_i}}{\partial T_{slut}} S_{T_{slut}}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_{1_i}}{\partial T_{start}} S_{T_{start}}\right)^2 = \\
 &\sqrt{N} \cdot \sqrt{\left(\frac{C_{1_i}}{\Delta\tau_i} S_{\Delta\tau_i}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\tau_i \cdot C_{p_i} \cdot \rho_i \cdot (T_f - T_r)_i}{T_{slut} - T_{start}} S_{v_i}\right)^2} \\
 &+ \left(\frac{\Delta\tau_i \cdot v_i \cdot \rho_i \cdot (T_f - T_r)_i}{T_{slut} - T_{start}} S_{C_{p_i}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\tau_i \cdot v_i \cdot C_{p_i} \cdot (T_f - T_r)_i}{T_{slut} - T_{start}} S_{\rho_i}\right)^2 \\
 &+ \left(\frac{\Delta\tau_i \cdot v_i \cdot C_{p_i} \cdot \rho_i}{T_{slut} - T_{start}} S_{(T_f - T_r)_i}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\tau_i \cdot (T_{1_i} - T_{o_i})}{T_{slut} - T_{start}} S_{K_{d_i}}\right)^2 \\
 &+ \left(\frac{\Delta\tau_i \cdot K_{d_i}}{T_{slut} - T_{start}} S_{T_{1_i}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\tau_i \cdot K_{d_i}}{T_{slut} - T_{start}} S_{T_{o_i}}\right)^2 \\
 &+ \left(\frac{C_{1_i}}{T_{slut} - T_{start}} S_{T_{slut}}\right)^2 + \left(\frac{C_{1_i}}{T_{slut} - T_{start}} \cdot S_{T_{start}}\right)^2
 \end{aligned}$$

Måleudstyret og målenøjagtighederne er beskrevet i kapitel 3. Størrelsen af  $S_{C_1}$  belyses ved hjælp af et eksempel.

I eksemplet benyttes de i tabel 3 angivne ubestemtheder. Desuden regnes med den relative ubestemthed af tidsspringet

$$\frac{S_{\Delta\tau}}{\Delta\tau} = 0,005$$

Lageret tænkes opvarmet fra 30°C til 75°C på 6 timer, som opdeles i halvtimer-perioder. Desuden forudsættes:  $T_o = 20^\circ\text{C}$

$K_d = 5 \text{ W/}^\circ\text{C}$  og  $S_{K_d} = 0,2 \text{ W/}^\circ\text{C}$ . For forskellige lagervolumener beregnes ubestemtheden af ovenstående ligning. Resultaterne er givet i tabel 7. Målenøjagtigheden er tilfredsstillende.

Vandlager- volumen	Varmelagrings- kapacitet $C_1$	Ubestemthed af $C_1, S_{C_1}$	Relativ ubestemthed for varmelagrings- kapaciteten
$l$	$\text{J/}^\circ\text{C}$	$\text{J/}^\circ\text{C}$	%
100	418000	5031	1,2
200	836000	9904	1,2
300	1254000	14812	1,2
400	1672000	19729	1,2
500	2090000	24650	1,2

Tabel 7. Eksempler på størrelsen af  $S_{C_1}$ .

Varmelagringseffektiviteten  $\eta_1$  bestemmes af:

$$\eta_1 = \frac{T_{\text{slut}} - T_{\text{start}}}{T_{\text{slut,max}} - T_{\text{start}}}$$

Ubestemtheden for  $\eta_1, S_{\eta_1}$  findes af:

$$S_{\eta_1} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_1}{\partial T_{\text{slut}}} S_{T_{\text{slut}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_1}{\partial T_{\text{start}}} S_{T_{\text{start}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_1}{\partial T_{\text{slut,max}}} S_{T_{\text{slut,max}}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{S_{T_{\text{slut}}}}{T_{\text{slut,max}} - T_{\text{start}}}\right)^2 + \left(\frac{T_{\text{slut}} - T_{\text{slut,max}}}{(T_{\text{slut,max}} - T_{\text{start}})^2} S_{T_{\text{start}}}\right)^2 + \left(\frac{T_{\text{start}} - T_{\text{slut}}}{(T_{\text{slut,max}} - T_{\text{start}})^2} S_{T_{\text{slut,max}}}\right)^2}$$

Med de i tabel 3 angivne ubestemtheder beregnes  $S_{\eta_1}$  for forskellige størrelser af  $\eta_1$ . Resultaterne er givet i tabel 8. Også her er målenøjagtigheden tilfredsstillende.

$\eta_1$	$S_{\eta_1}$	Relativ ubestemthed for varmelagrings effektiviteten %
1,00	0,016	1,6
0,90	0,015	1,7
0,80	0,014	1,8
0,70	0,014	2,0
0,60	0,014	2,3

Tabel 8. Eksempler på størrelsen af  $S_{\eta_1}$ .

### 2.1.3.3 Erfaring og vurdering

Prøvemethoden er let at gennemføre. Varmelagringskapaciteten  $C_1$  og varmelagrings effektiviteten  $\eta_1$  målt for forskellige markedsførte varmelagre fremgår af tabel 9. Måleresultaterne er taget fra [27], [28], [29], [30], [31], [32], [33], [34], [35], [36], [37], [38] og [39]. Af tabellen ses det, at der er relativ store variationer i varmelagrings effektiviteten.

Varmelagerets varmelagrings effektivitet  $\eta_1$ , dvs. lagerets evne til at udnytte varmelagringskapaciteten afhænger af lagerudformningen. Denne evne har ligesom lagerets varmelagringskapacitet  $C_1$  stor betydning for lagerets egnethed. Da målenøjagtigheden desuden er god, vurderes det, at prøvemethoden er nyttig.

$C_1$ kJ/°C	1310	1666	2675	1640	1960	2330	1170	1232	1560	950	810	1960	5540
$\eta_1$	0,95	0,98	0,94	0,96	0,95	0,86	0,97	0,70	0,70	0,54	0,99	0,95	0,95

Tabel 9. Målte varmelagringskapaciteter og varmelagrings effektiviteter for markedsførte varmelagre.

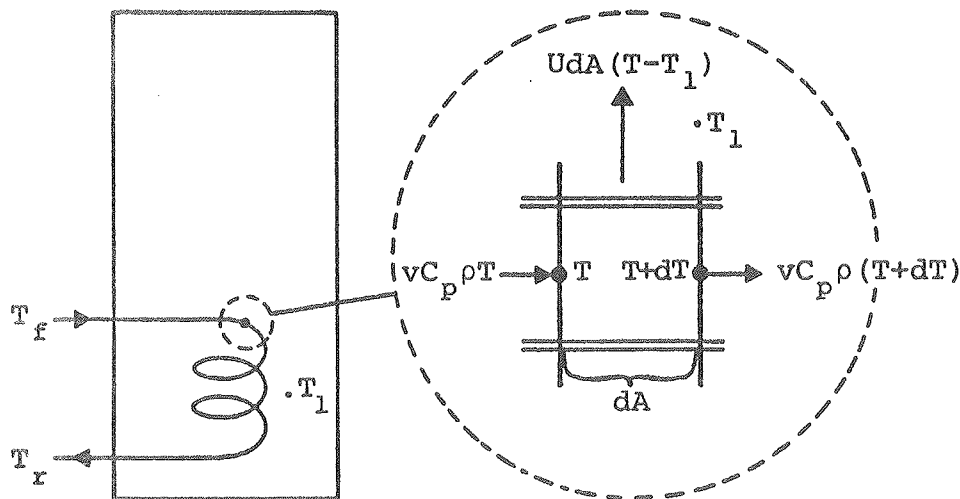
#### 2.1.4 Varmeoverføringsevne fra solfangervæske til varmelager

Varmeoverføringsevnen  $H$  angiver hvor stor effekt, der kan overføres fra solfangervæske til varmelageret pr.  $^{\circ}\text{C}$  temperaturforskell mellem solfangervæske og varmelager.

##### 2.1.4.1 Beskrivelse

Forsøgsperioden beskrevet i afsnit 2.1.3.1 benyttes også til bestemmelse af varmeoverføringsevnen. For hver halve time beregnes varmeoverføringsevnen, således at varmeoverføringsevnenes sammenhæng med lagertemperaturen fastlægges.

De fleste varmelagre er udformet som vist skematisk på figur 5. Solfangervæsken pumpes igennem en varmevekslerspiral placeret i bunden af lagertanken, hvorved varmen fra solfangervæsken overføres til varmelageret. Denne prøvemethode begrænses til sådanne varmelagre.



Figur 5. Skematisk skitse af varmelager med indbygget varmevekslerspiral og udsnit af varmevekslerspiralen.

I det følgende betragtes et lille udsnit af varmevekslerspiralen, se figur 5. Solfangervæskens temperatur i udsnittet kaldes  $T$ , og overfladearealet af spiraludsnittet kaldes  $dA$ , mens hele varmevekslerspiralens overfladeareal kaldes  $A$ .

Varmeoverføringskoefficienten for varmevekslerspiralen fra solfangervæsken til varmelageret kaldes  $U$  ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ). Temperaturen af lageret  $T_1$  antages at være konstant omkring hele varmevekslerspiralen. Både varmfylde  $C_p$  og massefylde  $\rho$  for solfangervæsken antages at være temperatur-uafhængige. Varmestrømmene for det betragtede udsnit af varmevekslerspiralen fremgår af figur 5, og varmebalancen for udsnittet kan udtrykkes ved ligningen:

$$v \cdot C_p \cdot \rho \cdot T = U \cdot dA \cdot (T - T_1) + v \cdot C_p \cdot \rho \cdot (T + dT) \quad \text{eller}$$

$$- \frac{U \cdot dA}{v \cdot C_p \cdot \rho} = \frac{dT}{T - T_1}$$

Integreres over hele varmevekslerspiralen fås ligningen:

$$\int_0^A - \frac{U \cdot dA}{v \cdot C_p \cdot \rho} = \int_{T_f}^{T_r} \frac{dT}{T - T_1} \quad \text{som har løsningen:}$$

$$- \frac{U \cdot A}{v \cdot C_p \cdot \rho} = \left[ \ln(T - T_1) \right]_{T_f}^{T_r} = \ln \frac{T_r - T_1}{T_f - T_1}$$

Heraf kan varmeoverføringsevnen  $H$  fra solfangervæsken til varmelageret findes:

$$H = U \cdot A = - v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \ln \frac{T_r - T_1}{T_f - T_1} = v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \ln \frac{T_f - T_1}{T_r - T_1} =$$

$$- v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \ln \left( 1 - \frac{T_f - T_r}{T_f - T_1} \right)$$

Ved bestemmelse af  $C_p$  og  $\rho$  benyttes middeltemperaturen mellem  $T_f$  og  $T_r$ . Størrelsen af  $H$  afhænger naturligvis af spiraludformningen. Desuden har effektilførslen, volumenstrømmen og lagertemperaturen stor betydning for størrelsen af  $H$ .

#### 2.1.4.2 Målefejl og målenøjagtighed

Prøvemethoden er behæftet med både systematiske og tilfældige fejl. Ved beregningen tages der ikke hensyn til den tid, som det tager solfangervæsken at passere gennem varmelageret. For normale varmelagre med et forholdsvis lille solfanger-  
væskevolumen i varmelageret får dette næsten ingen betydning for resultatet.

Ved beregningen forudsættes også, at temperaturen i lageret  $T_1$  omkring hele varmeveksleren er konstant. I de fleste varmelagre optræder der normalt ingen temperaturlagdeling af betydning i lageret omkring varmevekslerspiralen. For enkelte varmelagre har varmeveksleren dog så stor en vertikal udstrækning, at der opstår en betydelig temperaturlagdeling omkring varmevekslerspiralen. Denne temperaturlagdeling får indflydelse på størrelsen af varmeoverføringsevnen. Det er særdeles vanskeligt at vurdere forskellige temperaturlagdelingers betydning for varmeoverføringsevnen. Her henvises til [40], hvor omfattende teoretiske og eksperimentelle undersøgelser af de varmeoverføringsmæssige forhold for varmevekslerspiraler er beskrevet.

Den systematiske fejl, som opstår ved at benytte middeltemperaturen mellem  $T_f$  og  $T_r$  ved bestemmelse af solfangervæskens massefylde og varmfylde, er omtalt i afsnit 2.1.1.2, og også i denne prøvning er fejlen forsvindende lille. Endelig skal fejlplaceringen af målepunkterne for temperaturdifferencen  $T_f - T_r$  nævnes. Målepunkterne for  $T_f$  er identiske med det ene målepunkt for temperaturdifferencen  $T_f - T_r$ , se afsnit 2.1.1.2. Betydningen af målepunkternes fejlplacering vurderes som forsvindende lille.

De systematiske fejl, som er knyttet til prøvemethoden, er altså forsvindende små for normale varmelagre. For enkelte lagre med stor vertikal udstrækning af varmevekslerspiralen bør prøvemethoden ikke benyttes. Tilfældige fejl forårsager en

ubestemthed af  $H$ ,  $S_H$ . Størrelsen af denne vurderes i det følgende.

$H$  bestemmes af formlen:

$$H = -v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \ln \left( 1 - \frac{T_f - T_r}{T_f - T_1} \right)$$

$H$  beregnes altså på basis af en række registreringer eller målinger af:  $v$ ,  $C_p$ ,  $\rho$ ,  $T_f$ ,  $T_1$  og  $T_f - T_r$ . Disse størrelser er indbyrdes uafhængige, og de er alle behæftede med en ubestemthed:  $S_v$ ,  $S_{C_p}$ ,  $S_\rho$ ,  $S_{T_f}$ ,  $S_{T_1}$  og  $S_{T_f - T_r}$ . Ubestemtheden af  $H$ ,  $S_H$  bestemmes, se [24] og [25], af:

$$S_H = \sqrt{\left(\frac{\partial H}{\partial v} S_v\right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial C_p} S_{C_p}\right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial \rho} S_\rho\right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial (T_f - T_r)} S_{T_f - T_r}\right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial T_f} S_{T_f}\right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial T_1} S_{T_1}\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left(H \frac{S_v}{v}\right)^2 + \left(H \frac{S_{C_p}}{C_p}\right)^2 + \left(H \frac{S_\rho}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{v \cdot C_p \cdot \rho \cdot S_{T_f - T_r}}{T_f - T_1 - (T_f - T_r)}\right)^2 + \left(\frac{-v \cdot C_p \cdot \rho \cdot S_{T_f} \cdot (T_f - T_r)}{(T_f - T_1 - (T_f - T_r)) \cdot (T_f - T_1)}\right)^2 + \left(\frac{v \cdot C_p \cdot \rho \cdot S_{T_1} \cdot (T_f - T_r)}{(T_f - T_1 - (T_f - T_r)) \cdot (T_f - T_1)}\right)^2}$$

Måleudstyret og målenøjagtigheden er beskrevet i kapitel 3.

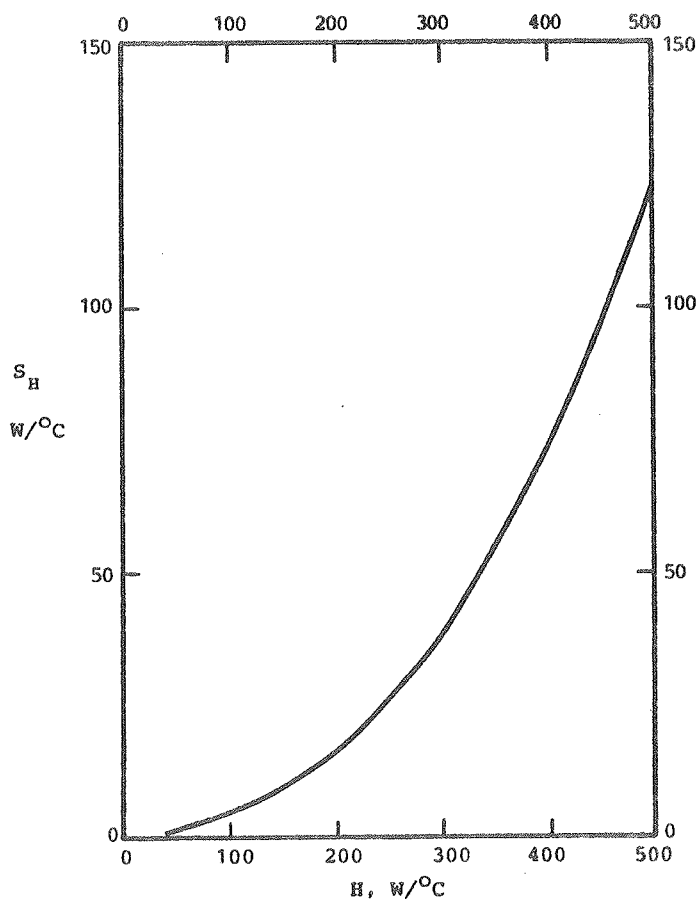
Størrelsen af  $S_H$  belyses ved hjælp af et eksempel.

De i tabel 3 angivne ubestemtheder benyttes. Der benyttes et varmelager med varmelagringskapaciteten  $836000 \text{ J/}^\circ\text{C}$ , svarende til et vandlager med et omtrentligt volumen på  $200 \text{ l}$ . Ubestemtheden beregnes af ovenstående ligning for forskellige varmeoverføringsevner. Resultaterne er angivet i tabel 10 og figur 6.

Varmeoverføringsevne H W/°C	Varmeoverføringsevns ubestemthed, $S_H$ W/°C	Relativ ubestemthed for varmeoverføringsevnen %
50	1,9	3,8
100	4,9	4,9
150	9,7	6,5
200	16,5	8,3
300	37,6	12,5
500	124,0	24,8

Tabel 10. Eksempler på størrelsen af varmeoverføringsevns måleubestemthed.

Det bemærkes, at den relative ubestemthed vokser kraftigt med voksende varmeoverføringsevne. Når varmeoverføringsevnen er meget stor, er målenøjagtigheden imidlertid normalt af begrænset interesse. Målenøjagtigheden er for typiske størrelser af varmeoverføringsevnen tilfredsstillende.



Figur 6. Beregnet måleubestemthed for varmeoverførings-  
evnen som funktion af varmeoverføringsevnen.



#### 2.1.4.3 Erfaring og vurdering

Prøvemethoden er let at gennemføre. Erfaringen har vist, at varmeoverføringsevnen  $H$  kan udtrykkes som en simpel funktion af lagertemperaturen:

$$H = c + d \cdot T_1 \quad \text{W/}^\circ\text{C}$$

hvor  $c$  og  $d$  er konstanter, som naturligvis afhænger af varmevekslerspiralens udformning. Desuden afhænger  $c$  og  $d$  af volumenstrømmen  $v$  og effekttilførslen til lageret. Et enkelt opvarmningsforløb med én volumenstrøm og én effekttilførsel giver derfor ikke komplet viden om de varmeoverføringsmæssige forhold for varmelageret. Volumenstrømmen og effekttilførslen til lageret under opvarmningsforløbet er valgt således, at de svarer til driftsforholdene for et typisk solvarmeanlæg i en solrig periode. Der er nemlig valgt et vandvolumen/solfangerareal forhold på  $50 \text{ l/m}^2$ , en volumenstrøm på  $1 \text{ l/min pr. m}^2$  og en effekttilførsel på  $500 \text{ W/m}^2$  solfanger. På basis af prøvningen er det muligt at vurdere, om varmelagerets varmeoverføringsevne er tilstrækkelig stor. Da målenøjagtigheden desuden er god for varmelagre med typiske varmeoverføringsevner, vurderes det, at prøvemethoden er nyttig.

En grundig undersøgelse af de varmeoverføringsmæssige forhold for forskellige varmevekslerspiraler, volumenstrømme og effekttilførsler er beskrevet i [40].

#### 2.1.5 Dynamiske forhold for varmelageret

Ved prøvningen undersøges varmelagerets dynamiske egenskaber igennem en 3-dages periode med vandtapning fra og solvarmetilførsel til lageret. Prøvningen benyttes blandt andet som valideringsgrundlag for en matematisk model, som simulerer lagerets dynamiske forhold.

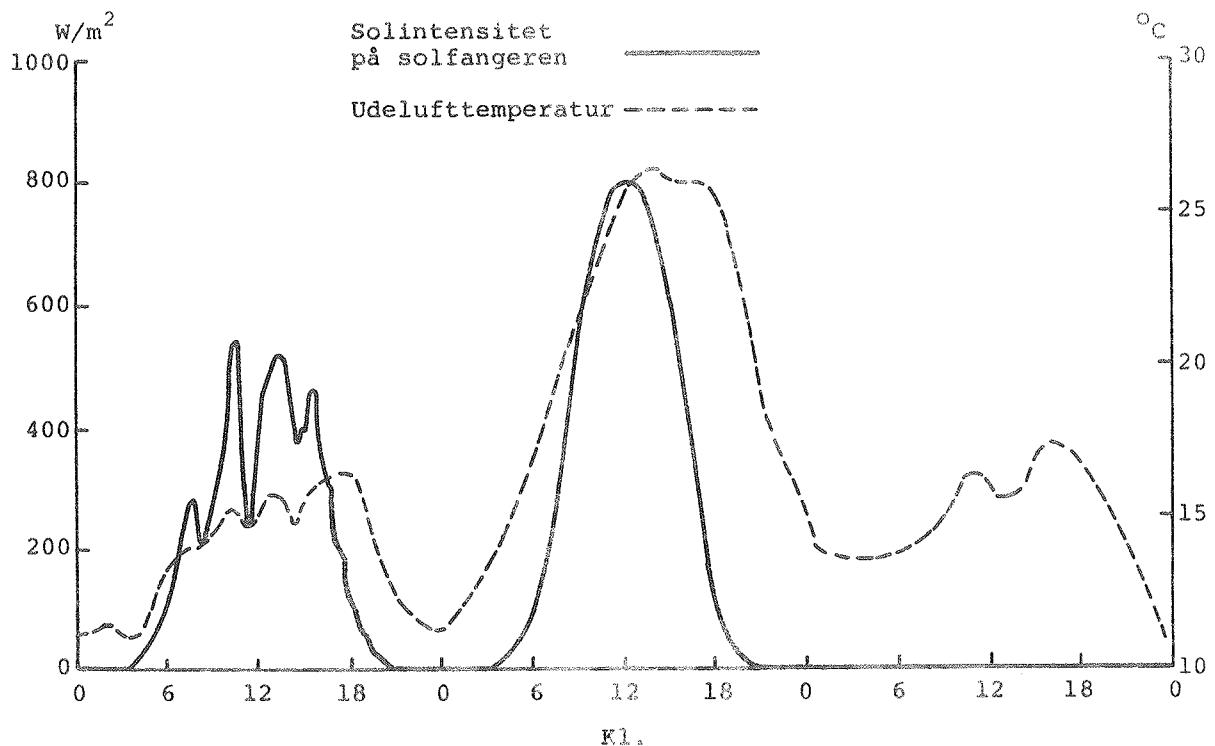
##### 2.1.5.1 Beskrivelse

Der tappes varmt vand fra lageret fire gange pr. dag: kl. 8,

12, 18 og 20. Det totale daglige varmtvandsforbrug er ca. 250 l. Umiddelbart inden hver tapning foretages en blindtapning af tilførselsrøret for koldt vand. Herved sikres, at temperaturen af det kolde vand, som tilføres lageret under selve tapningen, er konstant.

Der benyttes et vandlagervolumen/solfangerareal forhold på  $50 \text{ l/m}^2$  og en solfangervæskestrøm på  $1 \text{ l/min}$  pr.  $\text{m}^2$  solfanger.

Solvarmetilførslen simuleres ved hjælp af prøvestandens varmelegeme. Vejrparametrene, dvs. solintensiteten på solfangeren I og udelufttemperaturen  $T_{\text{ude}}$ , som benyttes ved beregningen af varmelegemets effektafgivelse, er vist på figur 7. Begge parametre har én værdi for alle 10-min perioder i forsøgsperioden. Vejrparametrene for de første to dage er målte værdier for to forårsdage i 1980.



Figur 7. Solintensitet på solfangeren og udelufttemperaturen, som benyttes ved den dynamiske prøvning.

Som solfangereffektivitet benyttes:

$$\eta = 0,80 - 5,5 \cdot \frac{T_{ms} - T_{ude}}{I}$$

$T_{ms}$  er middeltemperaturen af solfangervæsken i solfangeren. Dette svarer til en almindelig solfanger. Det forudsættes, at solfangervæskens temperaturstigning over solfangeren er  $5^{\circ}\text{C}$ . Solfangereffektiviteten og effekten fra solfangeren findes derfor af formlerne:

$$\eta = 0,80 - 5,5 \cdot \frac{T_r + 2,5 - T_{ude}}{I}$$

$$SU = 0,80 \cdot AR \cdot I - 5,5 \cdot AR \cdot (T_r + 2,5 - T_{ude}) \quad \text{W}$$

AR er solfangerarealet.

Hvert minut måles solfangervæskens returtemperatur fra varmelageret  $T_r$ , dvs. solfangervæskens fremløbstemperatur til solfangeren, af en temperaturføler. Ved hjælp af denne temperatur, vejrparametrene og det valgte solfangerareal beregnes effekten fra solfangeren af ovennævnte formel.

Den dynamiske prøvestand er udformet anderledes end et typisk solvarmeanlæg. Fx er pumper, rør og rørisolering forskellige. Disse forskelle tages i betragtning ved beregningen af varmelagemets effektafgivelse på den måde, at effektilførslen fra prøvestanden til varmelageret har samme størrelse, som den ville have i et typisk solvarmeanlæg med rørføring og pumpe, som angivet i tabel 11 og med den ovenfor beskrevne solfanger.

RØR		RØRISOLERING		RØRLÆNGDE		Cirkulations- pumpeeffekt
Materiale	Dimension	Materiale	Tykkelse	Inde	Ude	
Stål	3/4"	Mineraluld	3 cm	6 m	4+AR m	45 W

Tabel 11. Data benyttet ved beregning af rørsystemets varmetab og varmelagringskapacitet for et typisk solvarmeanlæg.

Som nævnt måles  $T_r$  hvert minut. Hvert 10. sekund beregnes, styres og måles varmelegemet's effektafgivelse som beskrevet ovenfor. Eventuelle forskelle mellem den beregnede og målte effekt, fx forårsaget af pludselige spring i netspændingen, korrigeres i den næste 10-sekund periode. Herved bliver energitilførslen til varmelageret identisk med den beregnede størrelse.

Styringen foregår således, at cirkulationspumpen er i drift, når solfangerudbyttet er positivt.

Igennem hele prøvningen registreres temperaturerne i forskellige niveauer i lageret og omgivelsernes temperatur  $T_o$  hvert 10. minut. Desuden registreres  $T_f$  og  $T_f - T_r$  hvert minut og  $v$  hvert 10. minut, når solfangeren er i drift. Under hver tapning registreres temperaturen af brugsvandet, som tilføres lageret  $T_k$  og temperaturen af brugsvandet, som tappes fra lageret  $T_v$  og temperaturdifferencen  $T_v - T_k$  igennem hele tappeforløbet. Desuden måles volumenstrømmen  $v_v$  af brugsvandet.

Varmemængden, som tilføres lageret i en periode med varigheden  $\tau_p$ , findes af:

$$Q_t = v \cdot C_p \cdot \rho \cdot (T_f - T_r) \cdot \tau_p$$

Temperaturdifferencen  $(T_f - T_r)$  er middelværdien for perioden, og solfangervæskens varmekapacitet  $C_p$  og massefylde  $\rho$  bestemmes ved middeltemperaturen mellem  $T_f$  og  $T_r$  for perioden. Normalt benyttes 10-min perioder ved beregning af  $Q_t$ .

Varmemængden, som tappes fra lageret i en periode med tappevarigheden  $\tau_t$ , findes af:

$$Q_v = v_v \cdot C_{pv} \cdot \rho_v \cdot (T_v - T_k) \cdot \tau_t$$

Temperaturdifferencen  $(T_v - T_k)$  er middelværdien for perioden og brugsvandets massefylde  $\rho_v$  bestemmes ved temperaturen  $T_v$ .

Brugsvandets varmfylde  $C_{pv}$  antages at være uafhængig af temperaturen.

De daglige energimængder, som tilføres og tappes fra lageret, findes, så de kan sammenlignes med energimængderne, som beregnes ved hjælp af en simuleringsmodel for varmelageret med de i prøvningen benyttede driftsforhold.

#### 2.1.5.2 Målefejl og målenøjagtighed

Prøvemethoden er behæftet med både systematiske og tilfældige fejl.

Ved målingen af  $Q_t$  er både den systematiske fejl, som opstår ved fejlplaceringen af temperaturdifferensmålepunkterne, og den systematiske fejl, som opstår ved at benytte middeltemperaturen mellem  $T_f$  og  $T_r$  ved bestemmelsen af solfangervæskens massefylde og varmfylde; forsvindende lille, se afsnit 2.1.1.2.

Ved målingen af  $Q_v$  kan den systematiske fejl, som opstår ved fejlplaceringen af temperaturdifferensmålepunkterne ligeledes negligeres. Fejlen, som opstår ved at antage, at brugsvandets varmfylde er uafhængig af temperaturen, er også forsvindende lille. Endelig skal nævnes, at der under tapningen kan optræde pludselige variationer i volumenstrømmen for brugsvandet  $v_v$ . Sådanne variationer er vanskelige at måle korrekt, og der kan derfor opstå fejl. Normalt er disse fejl dog ubetydelige.

De systematiske fejl, som er knyttet til energimængdemålingerne er altså normalt forsvindende små. Tilfældige fejl forårsager en ubestemthed af energimængderne. Størrelsen af disse vurderes i det følgende.

$Q_t$  og  $Q_v$  bestemmes af ligningerne:

$$Q_t = v \cdot C_p \cdot \rho \cdot (T_f - T_r) \cdot \tau_p$$

$$Q_v = v_v \cdot C_{pv} \cdot \rho_v \cdot (T_v - T_k) \cdot \tau_t$$

$Q_t$  og  $Q_v$  beregnes altså på basis af en række registreringer eller målinger af  $v$ ,  $C_p$ ,  $\rho$ ,  $(T_f - T_r)$ ,  $\tau_p$ ,  $v_v$ ,  $C_{pv}$ ,  $\rho_v$ ,  $(T_v - T_k)$  og  $\tau_t$ . Disse størrelser er indbyrdes uafhængige, og de er alle behæftede med en ubestemthed:  $S_v$ ,  $S_{C_p}$ ,  $S_\rho$ ,  $S_{T_f - T_r}$ ,  $S_{\tau_p}$ ,  $S_{v_v}$ ,  $S_{C_{pv}}$ ,  $S_{\rho_v}$ ,  $S_{T_v - T_k}$  og  $S_{\tau_t}$ .

Ubestemtheden af  $Q_t$ ,  $S_{Q_t}$  og af  $Q_v$ ,  $S_{Q_v}$  bestemmes, se [24] og [25], af ligningerne:

$$S_{Q_t} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_t}{\partial v} S_v\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_t}{\partial C_p} S_{C_p}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_t}{\partial \rho} S_\rho\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_t}{\partial (T_f - T_r)} S_{T_f - T_r}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_t}{\partial \tau_p} S_{\tau_p}\right)^2 =$$

$$Q_t \cdot \sqrt{\left(\frac{S_v}{v}\right)^2 + \left(\frac{S_{C_p}}{C_p}\right)^2 + \left(\frac{S_\rho}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{S_{T_f - T_r}}{T_f - T_r}\right)^2 + \left(\frac{S_{\tau_p}}{\tau_p}\right)^2}$$

$$S_{Q_v} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_v}{\partial v_v} S_{v_v}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_v}{\partial C_{pv}} S_{C_{pv}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_v}{\partial \rho_v} S_{\rho_v}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_v}{\partial (T_v - T_k)} S_{T_v - T_k}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_v}{\partial \tau_t} S_{\tau_t}\right)^2 =$$

$$Q_v \cdot \sqrt{\left(\frac{S_{v_v}}{v_v}\right)^2 + \left(\frac{S_{C_{pv}}}{C_{pv}}\right)^2 + \left(\frac{S_{\rho_v}}{\rho_v}\right)^2 + \left(\frac{S_{T_v - T_k}}{T_v - T_k}\right)^2 + \left(\frac{S_{\tau_t}}{\tau_t}\right)^2}$$

Måleudstyret og målenøjagtigheden er beskrevet i kapitel 3. Størrelsen af  $S_{Q_t}$  og  $S_{Q_v}$  belyses ved hjælp af et eksempel.

De i tabel 3 angivne ubestemtheder benyttes. Der regnes med en relativ ubestemthed af tidsspringet på:

$$\frac{S_\tau}{\tau} = 0,005.$$

Den relative ubestemthed af vandets varmfylde og massefylde sættes til:

$$\frac{S_{C_{pv}}}{C_{pv}} = 0,02 \quad \text{og} \quad \frac{S_{\rho_v}}{\rho_v} = 0,02$$

Den relative ubestemthed for  $Q_t$  for forskellige temperaturdifferencer  $T_f - T_r$  og den relative ubestemthed for  $Q_v$  for

forskellige temperaturdifferencer  $T_v - T_k$  er angivet i tabel 12.

$T_f - T_r$ °C	0,1	0,5	1	2	3	5	10
$\frac{S_{Q_t}}{Q_t}$ %	100,0	20,2	10,5	5,9	4,5	3,6	3,2
$T_v - T_k$ °C	10	20	30	40	50	60	70
$\frac{S_{Q_v}}{Q_v}$ %	3,2	3,1	3,1	3,1	3,0	3,0	3,0

Tabel 12. Eksempler på størrelsen af den relative ubestemthed for  $Q_t$  og  $Q_v$ .

For typiske størrelser af  $T_f - T_r$  og  $T_v - T_k$  er målenøjagtighederne tilfredsstillende. Altså måles energimængderne med en rimelig nøjagtighed. Målenøjagtigheden af temperaturmålingerne i og uden for lageret er også god.

### 2.1.5.3 Erfaring og vurdering

Prøvemethoden er rimelig let at gennemføre. Erfaringen har vist, at der normalt opnås en god overensstemmelse mellem målte temperaturer og energimængder i 3-dages perioden og de ved hjælp af en simuleringsmodel for varmelageret beregnede temperaturer og energimængder.

De målte data fra alle prøvningerne benyttes i simuleringsmodellen. Fordelingen af varmetabets størrelse på de forskellige dele af lageret vælges således, at den ovennævnte gode overensstemmelse opnås. Prøvemethoden benyttes altså til at fastlægge varmetabets fordeling. Desuden illustreres varmelagerets dynamiske egenskaber på en simpel og letforståelig måde. Alt i alt vurderes det, at prøvemethoden er nyttig.

## 2.2 Europæiske metoder

Prøvemetoderne er udviklet igennem et par år. Udviklingsarbejdet blev finansieret af EF og koordineret af TNO, Delft, Holland. I udviklingsarbejdet deltog laboratorier for de fleste EF-lande. Fra Danmark deltog Laboratoriet for Varmeisolering. Grundlaget for udviklingsarbejdet og erfaringer fra prøvningerne er beskrevet i [41], [42], [43], [44], [45], [46], [47], [48], [49], [50] og [51]. De foreslåede prøvemethoder baseret på udviklingsarbejdet er beskrevet i [52]. Da erfaringerne med prøvemethoderne er sparsomme, må prøvemethoderne betragtes som foreløbige. Alle betingelser for de enkelte prøvemethoder er da heller ikke fastlagt endnu.

Både varmfyldelagre og smeltevarmelagre kan prøves med disse prøvemethoder, som udelukkende er baseret på målinger uden for varmelageret.

### 2.2.1 Varmelagerets varmeindhold som funktion af temperaturen

Varmelagerets varmeindhold som funktion af lagertemperaturen bestemmes ved at måle varmelagerets varmeindhold i forskellige små temperaturintervaller.

#### 2.2.1.1 Beskrivelse

Solfangervæsken cirkuleres gennem varmelageret med konstant fremløbstemperatur  $T_{i,1}$ . Når der er opnået stabilitet, ændres fremløbstemperaturen pludseligt til et højere niveau  $T_{i,2}$ . Volumenstrømmen  $v$  holdes konstant gennem hele prøvningen:

$$v = \frac{Q_{s,t}(T_{i,1}, T_{i,2})}{C_p \cdot \rho \cdot (T_{i,2} - T_{i,1}) \cdot \tau_{cf}}$$

hvor opladningstiden for det perfekte varmelager  $\tau_{cf}$  sættes til 6 h, og det teoretiske varmeindhold i temperaturintervallet fra  $T_{i,1}$  til  $T_{i,2}$  benævnes  $Q_{s,t}(T_{i,1}, T_{i,2})$ .



Normalt benyttes temperaturspring på  $10^{\circ}\text{C}$ . Hvert opvarmningsforløb efterfølges af et nyt opvarmningsforløb, indtil hele varmelagerets normale temperaturområde er dækket.

Igennem hele forsøget måles volumenstrømmen  $v$ , differencen mellem fremløbs- og returtemperaturen for solfangervæsken  $\Delta T_{i,e}$ , omgivelsernes temperatur  $T_o$ , solfangervæskens fremløbstemperatur og returtemperatur. Opvarmningsforløbets varighed benævnes  $\tau_c$ .

Varmelagerets varmeindhold i temperaturintervallet fra  $T_{i,1}$  til  $T_{i,2}$ ,  $Q_{s,m}(T_{i,1}, T_{i,2})$  findes af:

$$Q_{s,m}(T_{i,1}, T_{i,2}) = \int_0^{\tau_c} v \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T_{i,e} dt - \int_0^{\tau_c} K_d \cdot (T_1 - T_o) dt$$

Solfangervæskens varmekapacitet  $C_p$  og massefylde  $\rho$  bestemmes ved en middeltemperatur mellem fremløbs- og returtemperaturen.

Varmetabskoefficienten  $K_d$  er ikke kendt igennem opvarmningsforløbet. Lagertemperaturen  $T_1$  måles ikke. Både ved starten og slutningen af hvert opvarmningsforløb indstiller der sig stabilitet, således at effekttilførslen til varmelageret netop er lig med varmetabet  $K_d \cdot (T_1 - T_o)$ . Størrelsen  $K_d \cdot (T_1 - T_o)$  kendes altså ved starten og slutningen af opvarmningen, og ved hjælp af interpolation bestemmes  $K_d \cdot (T_1 - T_o)$  igennem prøvningen.

$Q_{s,m}(T_{i,1}, T_{i,2})$  bestemmes således for hver enkelt opvarmningsperiode, hvorved varmelagerets varmeindhold som funktion af temperaturen bestemmes.

### 2.2.1.2 Erfaring og vurdering

Prøvemethoden er behæftet både med systematiske og tilfældige fejl. De systematiske fejl, som er knyttet til målingen af temperaturdifferencen  $\Delta T_{i,e}$  og den systematiske fejl, som er knyttet til bestemmelsen af solfangervæskens varmekapacitet  $C_p$  og massefylde  $\rho$ , er omtalt i afsnit 2.1.1.2. Også her er disse

fejl betydningsløse. Bestemmelsen af varmetabets størrelse kan være behæftet med stor unøjagtighed, og størrelsen af fejlen, som opstår herved, kan variere meget fra lager til lager.

Prøvningsbetingelserne er afgørende for størrelsen af såvel de systematiske som tilfældige fejl. For eksempel spiller temperaturspringets størrelse, som normalt er  $10^{\circ}\text{C}$ , og det benyttede stabilitetskriterium, som i øvrigt endnu ikke er fastlagt, en meget stor rolle. Desuden er størrelsen af varmeoverføringssevnen fra solfangervæskan til varmelageret af stor betydning for målenøjagtigheden. I [46] er vist eksempler på målenøjagtigheden for et varmelager med dårlige varmeoverføringsmæssige forhold. Jo mindre temperaturspringet er, des større bliver den relative ubestemthed for varmelagerets varmeindhold. Ubestemtheden kan let blive så stor, at prøvningen er meningsløs. Der bør derfor ikke benyttes for små temperaturspring.

Prøvemethoden er kun af interesse for varmelagre med varierende varmeindhold i forskellige lige store temperaturintervaller, altså for smeltevarmelagre. Netop for smeltevarmelagre er varmeoverføringsevnen fra solfangervæskan til varmelageret ofte forholdsvis lille.

Det bør også nævnes, at det i praksis er vanskeligt at opnå et pludseligt korrekt temperaturspring for fremløbstemperaturen til varmelageret. For store temperaturspring, som kan være nødvendige for at opnå en tilfredsstillende målenøjagtighed, kræves upraktisk store varmelegemer i prøvestanden.

Det vurderes, at prøvemethoden er velegnet for smeltevarmelagre med meget gode varmeoverføringsmæssige egenskaber. Da erfaringerne med prøvemethoden endnu er sparsomme, er det for tidligt at bedømme prøvemethodens egnethed for forskellige varmelagre med forskellige størrelser af varmeoverføringsevnen fra solfangervæskan til varmelageret.

### 2.2.2 Varmelagerets varmeindhold i design-temperaturområdet

Varmelagerets varmeindhold i det temperaturområde, som varmelageret er beregnet til, bestemmes.

#### 2.2.2.1 Beskrivelse

Solfangervæsken cirkuleres gennem varmelageret med konstant volumenstrøm  $v$  og konstant fremløbstemperatur  $T_{i,1}$ . Når der er opnået stabilitet tilføres solfangervæsken og dermed varmelageret en konstant effekt. Denne effekt holdes konstant, indtil fremløbstemperaturen bliver lig  $T_{i,2}$ . Herefter holdes fremløbstemperaturen konstant på  $T_{i,2}$  i resten af prøvningen. Prøvningen afsluttes, når stabilitet er opnået.

$T_{i,1}$  og  $T_{i,2}$  vælges således, at  $T_{i,1}$  er den nedre temperaturgrænse og  $T_{i,2}$  den øvre temperaturgrænse i det temperaturområde, som varmelageret er beregnet til.

Den konstante effekttilførsel under prøvningen er:

$$\frac{Q_{s,t}(T_{i,1}, T_{i,2})}{\tau_{cf}}$$

hvor opladningstiden for det perfekte lager  $\tau_{cf}$  sættes til 6 h og  $Q_{s,t}(T_{i,1}, T_{i,2})$  er det teoretiske varmeindhold af varmelageret i temperaturintervallet fra  $T_{i,1}$  til  $T_{i,2}$ . Volumenstrømmen findes som omtalt i afsnit 2.2.1.1. Målinger og beregninger foretages ligeledes som beskrevet i afsnit 2.2.1.1.

#### 2.2.2.2 Erfaring og vurdering

Prøvemethoden er behæftet med både systematiske og tilfældige fejl. De systematiske fejl knyttet til prøvningen er beskrevet i afsnit 2.2.1.2. Størrelsen af både de systematiske og tilfældige fejl varierer fra lager til lager.

Stabilitetskriteriet, som endnu ikke er fastlagt, har indflydelse på målenøjagtigheden, men indflydelsen er normalt langt

mindre end for prøvemethoden beskrevet i afsnit 2.2.1.1. Temperaturspringet og varmeoverføringsevnen fra solfangervæsken til varmelageret er nemlig normalt så store, at målenøjagtigheden for næsten alle varmelagre bliver rimelig god. Varmeoverføringsevnen er nemlig normalt rimelig stor ved temperaturen  $T_{i,2}$ , idet varmelagringsmaterialet her er en væske.

Prøvemethoden skønnes at være nyttig for alle varmelagre, varmefyldelagre såvel som smeltevarmelagre.

### 2.2.3 Varmetabskoefficient for varmelageret under solfangerdrift

Varmelagerets varmetabskoefficient under solfangerdrift  $K_d$  måles under stabile temperaturforhold uden temperaturforskelle i varmelageret.

#### 2.2.3.1 Beskrivelse

Solfangervæsken cirkuleres gennem varmelageret med konstant volumenstrøm  $V$  og konstant fremløbstemperatur  $T_f$  til varmelageret. Udføres prøvningen i sammenhæng med prøvningen for varmelagerets varmeindhold som funktion af temperaturen, benyttes volumenstrøm og fremløbstemperaturerne som angivet i afsnit 2.2.1.1.

Ellers benyttes som fremløbstemperatur den maksimale temperatur i det temperaturinterval, som varmelageret er beregnet til. For smeltevarmelagre benyttes desuden en fremløbstemperatur, som er  $5^{\circ}\text{C}$  lavere end smeltepunktet for varmelagringsmaterialet. Volumenstrømmen vælges således, at størrelsen af differencen mellem solfangervæskens fremløbs- og returtemperatur  $\Delta T_{i,e}$  er mellem  $1^{\circ}\text{C}$  og  $2^{\circ}\text{C}$ .

Igennem forsøget foretages målinger som beskrevet i afsnit 2.2.1.1. Når stabilitet er opnået, er varmelagerets varmetab:

$$V \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T_{i,e}$$

Da varmelagertemperaturen ikke måles, bestemmes varmetabskoefficienten for varmelagre, hvor solfangervæsken befinder sig i hele lagerets udstrækning, ved hjælp af den logaritmiske middeltemperatur:

$$K_d = \frac{v \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T_{i,e}}{\frac{\Delta T_{i,e}}{\ln \frac{T_f - T_o}{T_r - T_o}}} = v \cdot \rho \cdot C_p \cdot \ln \frac{T_f - T_o}{T_r - T_o}$$

For varmelagre med indbygget varmevekslerspiral bestemmes varmetabskoefficienten af:

$$K_d = v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \Delta T_{i,e} \cdot \frac{1 + \frac{v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \Delta T_{i,e}}{v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \varepsilon \cdot (T_r - T_o)}}{T_f - T_o} =$$

$$v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \Delta T_{i,e} \cdot \frac{1 + \frac{\Delta T_{i,e}}{\varepsilon \cdot (T_r - T_o)}}{T_f - T_o}$$

$\varepsilon$  er varmevekslerspiralens effektivitet, som bestemmes under prøvningen, se afsnit 2.2.5.

### 2.2.3.2 Erfaring og vurdering

Prøvemethoden er behæftet med både systematiske og tilfældige fejl. De systematiske fejl, som er knyttet til målingen af temperaturdifferencen  $\Delta T_{i,e}$  og den systematiske fejl, som er knyttet til bestemmelsen af solfangervæskens varmefylde  $C_p$  og massefylde  $\rho$ , er omtalt i afsnit 2.1.1.2. Også her er disse fejl betydningsløse. De systematiske fejl er således normalt betydningsløse.

Da lagertemperaturen ikke måles, er de i afsnit 2.2.3.1 angivne formler til bestemmelse af  $K_d$  tilnærmede. Erfaringen har vist, at disse tilnærmelser er gode. Størrelsen af de tilfældige fejl afhænger af varmelagerets udformning. Normalt er disse fejl også meget små.

Varmetabskoefficienten afhænger af varmelagerets udformning og temperaturniveau. Det skønnes, at prøvemethoden klarlægger de varmetabsmæssige forhold for lageret i perioder med solfangerdrift, og at prøvemethoden er velegnet for alle varmelagre.

#### 2.2.4 Varmetab for varmelageret under et afkølingsforløb

Varmelagerets varmetab i en periode uden varmetilførsel til og varmetapning fra lageret bestemmes.

##### 2.2.4.1 Beskrivelse

Solfangervæsken cirkuleres gennem varmelageret med konstant volumenstrøm og konstant fremløbstemperatur til lageret, starttemperaturen  $T_{i,1}$ . Når der er opnået stabilitet til tiden  $t_1$  stoppes cirkulationen i en periode med varigheden  $\tau_{sb}$ . Når denne periode er afsluttet, opvarmes varmelageret igen til starttemperaturen  $T_{i,1}$ . Stabilitet opnås til tiden  $t_2$ .

Volumenstrømmen  $v$  beregnes som beskrevet i afsnit 2.2.1.1. Som starttemperatur benyttes den maksimale temperatur, som varmelageret er beregnet til. Hvis der er tale om et smeltevarmelager prøves lageret også med en starttemperatur, som er  $5^{\circ}\text{C}$  lavere end varmelagringsmaterialets smeltepunkt. For hver starttemperatur prøves to varigheder for afkølingsperioden  $\tau_{sb}$ : 8 h og 24 h.

Gennem prøvningen foretages målinger som beskrevet i afsnit

2.2.1.1. Varmetabet i perioden uden solfangerdrift

$Q_1(T_{i,1}, T_o, \tau_{sb})$  er lig med varmemængden, som tilføres varmelageret gennem opvarmningen efter afkølingsperioden:

$$Q_1(T_{i,1}, T_o, \tau_{sb}) = \int_{t_1 + \tau_{sb}}^{t_2} v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \Delta T_{i,e} dt - \int_{t_1 + \tau_{sb}}^{t_2} K_d \cdot (T_1 - T_o) dt$$

Da lagertemperaturen  $T_1$  ikke måles, bestemmes størrelsen

$$\int_{t_1 + \tau_{sb}}^{t_2} K_d \cdot (T_1 - T_o) dt \quad \text{som beskrevet i afsnit 2.2.1.1.}$$

Det relative varmetab  $\delta Q_1$  bestemmes af ligningen:

$$\delta Q_1 = \frac{Q_1(T_{i,1}, T_o, \tau_{sb})}{Q_{s,t}(T_o, T_{i,1})}$$

hvor det teoretiske varmeindhold af varmelageret i temperaturintervallet fra  $T_o$  til  $T_{i,1}$ ,  $Q_{s,t}(T_o, T_{i,1})$  erstattes af det målte varmeindhold  $Q_{s,m}(T_o, T_{i,1})$ , hvis målingen er foretaget som beskrevet i afsnit 2.2.1.1.

#### 2.2.4.2 Erfaring og vurdering

Prøvemethoden er behæftet med både systematiske og tilfældige fejl. De systematiske fejl, som er knyttet til temperatur-differensmålingen og til bestemmelsen af solfangervæskens varmekapacitet  $C_p$  og massefylde  $\rho$ , er omtalt i afsnit 2.1.1.2. Også her er disse fejl meget små. Bestemmelsen af størrelsen af

$\int_{t_1 + \tau_{sb}}^{t_2} K_d \cdot (T_1 - T_o) dt$  er ligeledes behæftet med en systematisk fejl, idet lagertemperaturen  $T_1$  ikke måles. Det er vanskeligt at vurdere størrelsen af denne fejl, som i øvrigt afhænger af stabilitetskriteriet, som endnu ikke er fastlagt. Fejlens størrelse varierer fra varmelager til varmelager. Normalt er fejlen lille. Størrelsen af de tilfældige fejl varierer også fra varmelager til varmelager. Disse fejl er normalt også rimeligt små.

Varmetabets størrelse afhænger af lagerudformningen, temperaturniveauet og afkølingsperiodens varighed. De varmetabsmæssige forhold for varmelageret i perioder uden solfangerdrift klarlægges ved hjælp af prøvningerne. Det skønnes, at prøvemethoden er velegnet for alle varmelagre.

#### 2.2.5 Varmelagerets varmeoverføringsmæssige forhold

Varmeoverføringsevnen fra solfangervæske til varmelager bestemmes ved lagertemperaturen lig med omgivelsernes temperatur.

### 2.2.5.1 Beskrivelse

Solfangervæsken cirkuleres gennem varmelageret med konstant volumenstrøm  $v$  og konstant fremløbstemperatur til lageret  $T_{i,1} = T_o - 5^{\circ}\text{C}$ . Når stabilitet er opnået til tiden 0, ændres fremløbstemperaturen pludseligt til  $T_{i,2} = T_o + 5^{\circ}\text{C}$ . Forsøget afsluttes, når der er opnået stabilitet igen til tiden  $\tau_c$ .

Prøvningen foretages med seks forskellige volumenstrømme. Den første af de prøvede volumenstrømme beregnes som beskrevet i afsnit 2.2.1.1. De øvrige fem volumenstrømme bestemmes som hhv. 2, 4, 6, 8 og 10 gange den først beregnede volumenstrøm.

Gennem prøvningen foretages målinger som beskrevet i afsnit 2.2.1.1. Varmelagerets effektivitet  $\eta_s(t)$  defineres som forholdet mellem varmemængden, som lagres i varmelageret fra starten af opvarmningsforløbet til tiden  $t$  og varmemængden, som varmelageret indeholder i hele temperaturintervallet fra  $T_{i,1}$  til  $T_{i,2}$ . Varmelagerets effektivitet  $\eta_s(\tau_{cf})$  for hver opvarmningsperiode bestemmes af ligningen:

$$\eta_s(\tau_{cf}) = \frac{\int_0^{\tau_{cf}} v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \Delta T_{i,e} dt - \int_0^{\tau_{cf}} K_d \cdot (T_1 - T_o) dt}{Q_{s,m}(T_{i,1}, T_{i,2})}$$

hvor varmelagerets varmeindhold i temperaturintervallet fra  $T_{i,1}$  til  $T_{i,2}$  bestemmes af:

$$Q_{s,m}(T_{i,1}, T_{i,2}) = \int_0^{\tau_c} v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \Delta T_{i,e} dt - \int_0^{\tau_c} K_d (T_1 - T_o) dt$$

og varmelagerets opladningstid for det perfekte lager  $\tau_{cf} = 6 \text{ h}$ .

Varmevækslingseffektiviteten  $\eta_{hx}(t)$  defineres som forholdet mellem varmemængden, som er tilført lageret fra starten af opvarmningsperioden til tiden  $t$  og den maksimale varmemængde, som kan overføres fra opvarmningsperiodens start til tiden  $t$ , dvs. varmeindholdet af varmelageret minus varmeindholdet af



solfangervæsken i temperaturintervallet fra  $T_{i,1}$  til  $T_{i,2}$ .  
 Varmevekslingseffektiviteten  $\eta_{hx}(\tau_{cf})$  bestemmes af ligningen:

$$\eta_{hx}(\tau_{cf}) = \frac{\eta_s(\tau_{cf}) \cdot Q_{s,m}(T_{i,1}, T_{i,2}) - (1 - |\theta_e(\tau_{cf})|) \cdot \rho \cdot C_p \cdot V_{tf} \cdot (T_{i,2} - T_{i,1})}{Q_{s,m}(T_{i,1}, T_{i,2}) - \rho \cdot C_p \cdot V_{tf} \cdot (T_{i,2} - T_{i,1})}$$

hvor den dimensionsløse returtemperatur bestemmes af:

$$\theta_e(\tau_{cf}) = \frac{T_r(\tau_{cf}) - T_{i,2}}{|T_{i,1} - T_{i,2}|}$$

og  $V_{tf}$  er solfangervæskens volumen i varmelageret.

Når  $V_{tf}$  er relativt lille findes  $\eta_{hx}(\tau_{cf})$  med rimelig tilnærmelse af:  $\eta_{hx}(\tau_{cf}) = \eta_s(\tau_{cf})$

Her indføres begrebet varmeoverføringsevne igennem opladningstiden,  $\dot{Q}'_{hx}(\tau_{cf})$ , som bestemmes af ligningen:

$$\dot{Q}'_{hx}(\tau_{cf}) = v \cdot \rho \cdot C_p \cdot \eta_{hx}(\tau_{cf})$$

De målte  $\eta_{hx}(\tau_{cf})$ -værdier afbildes som funktion af volumenstrømmen. Denne kurve har et knæpunkt. Den mindst mulige størrelse af varmeoverføringsevnen fra solfangervæsken til varmelageret,  $H_{min}$  bestemmes af den tilnærmede formel:

$$H_{min} = 1,69 \cdot v \cdot \rho \cdot C_p$$

hvor  $v$  er volumenstrømmen ved det ovennævnte knæpunkt.

$\dot{Q}'_{hx}(\tau_{cf})$  afbildes også som funktion af volumenstrømmen. Ved hjælp af ekstrapolation mod uendeligt store volumenstrømme findes den størst mulige værdi af varmeoverføringsevnen fra solfangervæsken til varmelageret  $H_{max}$ .

Varmeoverføringsevnen fra solfangervæsken til varmelageret  $H$  bestemmes herefter som middelværdien mellem  $H_{min}$  og  $H_{max}$ .

Desuden angives hældningen af tangenten for ovennævnte kurve gennem begyndelsepunktet, idet den giver information om temperaturlagdelingen i strømningsretningen. Dette gøres dog kun når  $H/v \cdot C_p \cdot \rho \gg 1$ .

Endelig findes varmevekslerspiralens effektivitet af ligningen:

$$\epsilon = 1 - \exp\left(-\frac{H}{v \cdot \rho \cdot C_p}\right)$$

#### 2.2.5.2 Erfaring og vurdering

Erfaringerne med prøvemethoden er yderst sparsomme. Prøvningen er vanskelig at udføre korrekt, og den er kun velegnet for temperaturniveauer omkring omgivelsernes temperatur. Desuden bestemmes varmeoverføringsevnen  $H$  og varmevekslerspiralens effektivitet  $\epsilon$  med meget stor usikkerhed.

Det bør nævnes, at både  $H$  og  $\epsilon$  normalt ændres igennem forskellige opvarmningsperioder, idet størrelserne afhænger af volumenstrøm, lagertemperaturniveau og effekttilførsel. For et simpelt vandlager med en indbygget varmevekslerspiral er de varmeoverføringsmæssige forhold beskrevet i [40]. Forholdene er forholdsvis komplicerede, og for smeltevarmelagre er forholdene endnu mere komplicerede. Det er derfor umuligt med få prøvninger at klarlægge de varmeoverføringsmæssige forhold fuldstændigt.

Prøvningen udføres kun ved ét temperaturniveau. Det vurderes, at prøvningen kun giver begrænset og usikker information om de varmeoverføringsmæssige forhold. Prøvemethoden anses derfor ikke for at være velegnet. I [46] er det foreslået, at prøvemethoden, som er beskrevet i afsnit 2.2.2, også benyttes til at give letforståelig, men ikke fuldstændig information om de varmeoverføringsmæssige forhold for varmelageret. Det foreslås, at der indføres en effektivitet, som svarer til den i afsnit 2.1.3 omtalte varmelagringseffektivitet.

### 2.2.6 Varmelagerets effektivitet

Varmelagerets effektivitet  $\eta_s(t)$  defineres som forholdet mellem varmemængden, som lagres i/tappes fra varmelageret fra starten af opvarmningsforløbet/afkølingsforløbet til tiden  $t$  og varmemængden, som varmelageret indeholder i hele temperaturintervallet fra starttemperaturen  $T_{i,1}$  til sluttemperaturen  $T_{i,2}$ .  $\eta_s(t)$  bestemmes for forskellige opvarmningsforløb og afkølingsforløb, hvor solfangervæskens fremløbstemperatur pludseligt ændres fra  $T_{i,1}$  til  $T_{i,2}$ .

#### 2.2.6.1 Beskrivelse

Solfangervæsken cirkuleres gennem varmelageret med konstant volumenstrøm og konstant fremløbstemperatur til lageret  $T_{i,1}$ . Når stabilitet er opnået, ændres fremløbstemperaturen pludseligt til  $T_{i,2}$ . Forsøget afsluttes, når stabilitet er opnået igen.

Der udføres så mange prøvninger, at de fleste driftsbetingelser for varmelageret undersøges. Forskellige størrelser af volumenstrømmen,  $T_{i,1}$  og  $T_{i,2}$  prøves. Både positive og negative temperaturspring prøves.

Målingerne foretages som beskrevet i afsnit 2.2.1.1. Varmelagerets effektivitet  $\eta_s(t)$  beregnes som beskrevet i afsnit 2.2.5.1 til forskellige tidspunkter  $t$  af prøvningen.

#### 2.2.6.2 Erfaring og vurdering

Erfaringerne med prøvemethoden er sparsomme. Prøvningen er vanskelig at udføre korrekt. Prøvningerne giver nogen information om varmelagerets termiske egenskaber. Til gengæld er det ikke muligt direkte at anvende de fundne  $\eta_s$ -værdier til at bedømme varmelagerets egnethed.

Prøvningen kan desuden anvendes til at bestemme de varmeoverføringsmæssige forhold for varmelageret, når der eksisterer en matematisk model, som simulerer varmelagerets drift. Det vurderes, at prøvemethoden kan give nyttig information om lagerets varmeoverføringsmæssige forhold.

### 3. PRØVESTANDE

Ved de danske prøvninger benyttes to prøvestande, der omtales som en statisk og en dynamisk prøvestand.

I den statiske prøvestand måles varmelagerets varmetabskoefficient, når solfangeren er i drift og når den er ude af drift, varmelagerets varmelagringskapacitet og varmelagrings-effektivitet, og endelig varmeoverføringsevnen fra solfanger-væsken til varmelageret.

I den dynamiske prøvestand undersøges lageret, som var det en del af et solvarmeanlæg. De dynamiske forhold for lageret klarlægges herved.

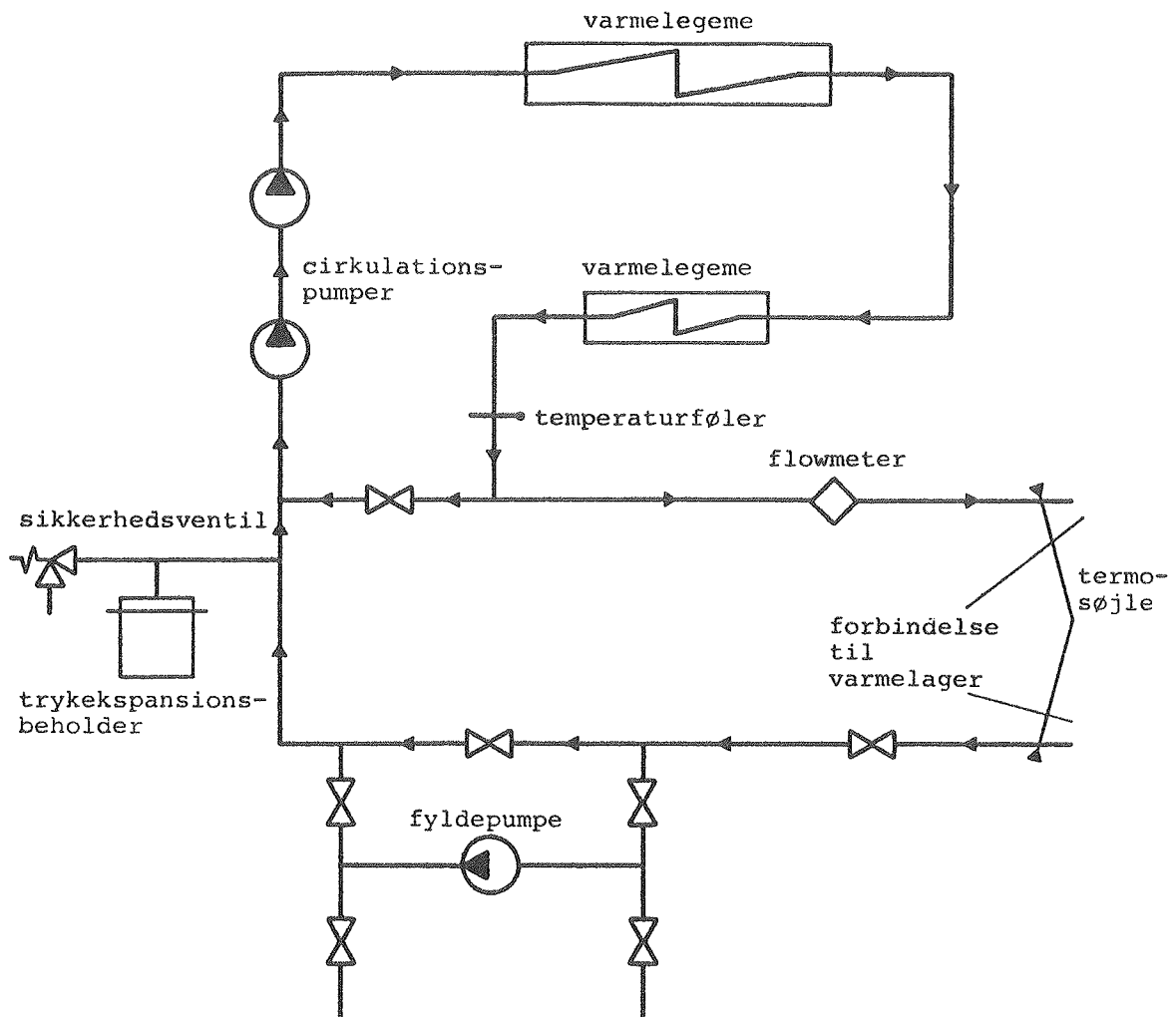
De i afsnit 2.2 omtalte europæiske prøvninger foretages ved hjælp af den statiske prøvestand.

Opbygningen af de to prøvestande beskrives i det følgende.

#### 3.1 Statisk prøvestand

Figur 8 viser en skematisk skitse af prøvestanden. Prøve-standen består af et rørsystem, hvortil varmelageret tilsluttes med slanger, så solfangervæsken kan pumpes gennem varmelageret. I rørsystemet er indbygget to pumper, to varmelegemer på hhv. 6750 W og 1200 W, en temperaturføler, et flowmeter og en række ventiler, så volumenstrømmen gennem varmelageret kan reguleres nøjagtigt. Rørsystemet består af en indre og en ydre rørkreds. I den indre rørkreds er volumenstrømmen meget stor, mens volumenstrømmen i den ydre kreds, hvortil lageret tilsluttes, er mindre.

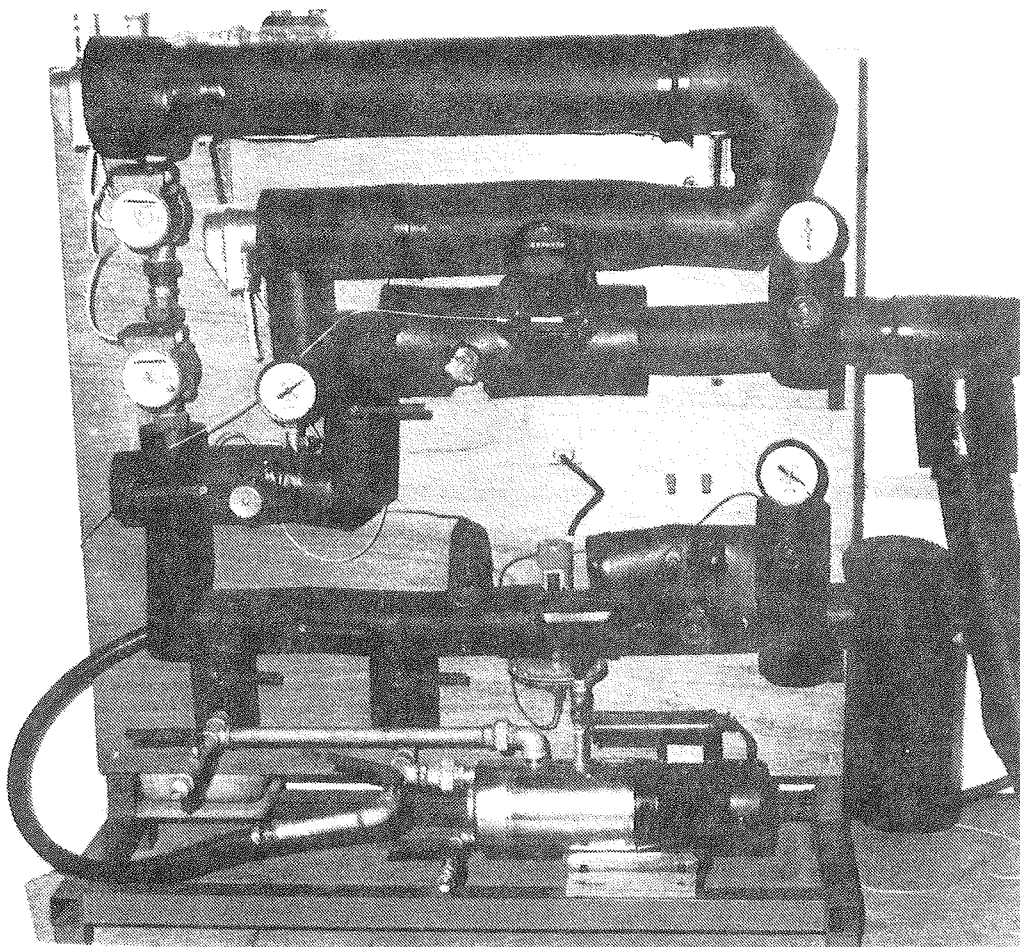
Temperaturføleren, som styrer det ene af varmelegemerne, er placeret lige efter varmelegemet i den indre kreds med den store volumenstrøm. Herved kan en effekt/temperaturregulator styre effektafgivelsen fra varmelegemet, således at solfanger-



Figur 8. Skematisk illustration af statisk prøvestand.

væskens fremløbstemperatur til varmelageret kan holdes helt konstant. Det andet varmelegeme kan styres således, at en konstant effekt overføres til solfangervæsken. Således er det muligt enten at opnå en konstant fremløbstemperatur til varmelageret eller at overføre en konstant effekt til varmelageret.

Hele rørsystemet er isoleret for at nedsætte varmetabet til omgivelserne. Prøvestanden er placeret i Laboratoriets prøvehal, hvor temperaturen normalt ligger mellem  $20^{\circ}\text{C}$  og  $25^{\circ}\text{C}$ . Figur 9 viser et fotografi af den statiske prøvestand.



Figur 9. Statisk prøvestand.

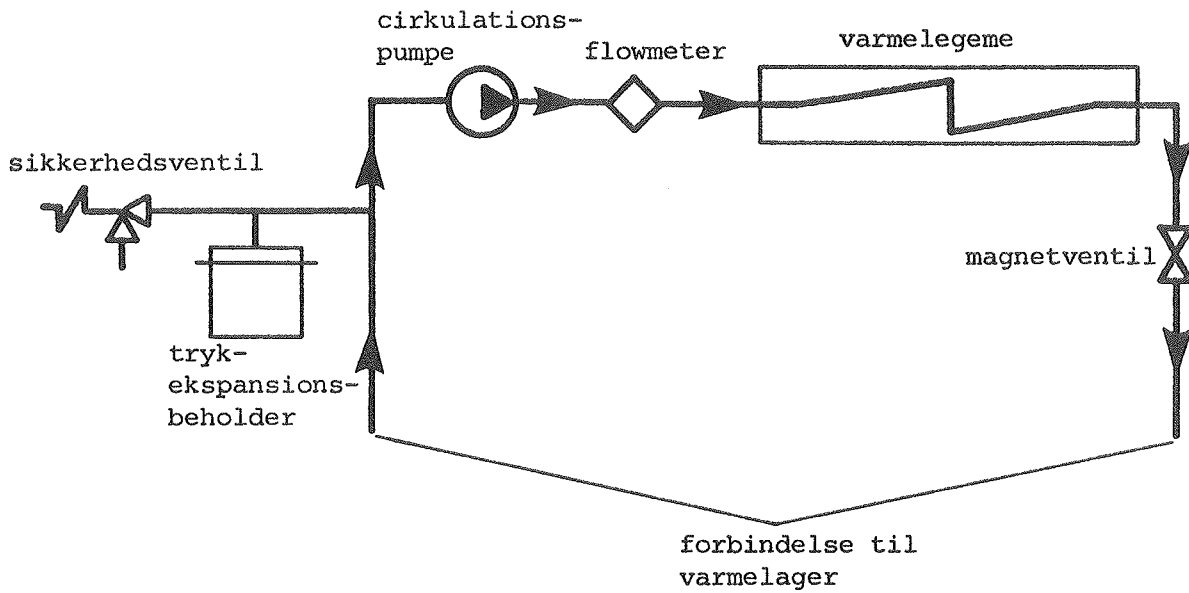
### 3.2 Dynamisk prøvestand

Figur 10 viser en skematisk illustration af den dynamiske prøvestand. Prøvestanden består af en solfangersimulator og en tappesimulator. Varmelageret forbindes med slanger både til solfangerssimulatoren og til tappesimulatoren.

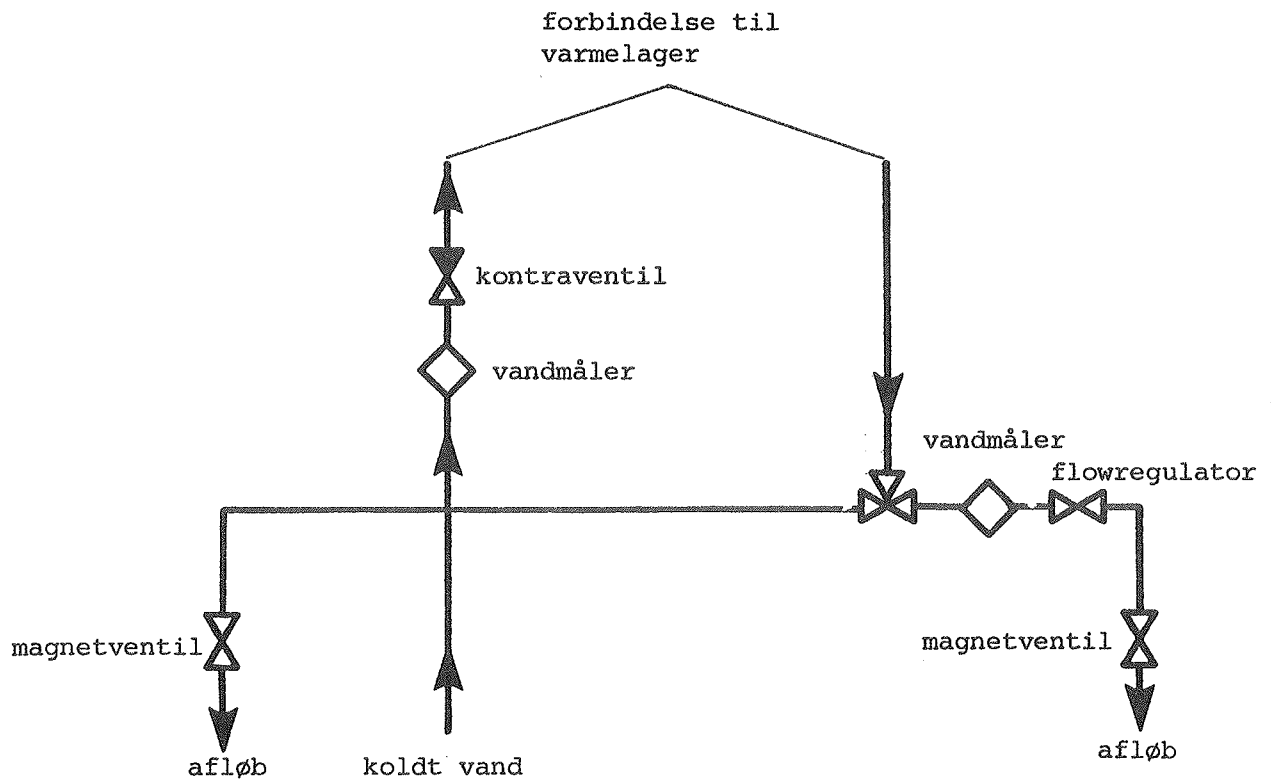
Solfangerssimulatoren består af et rørsystem med indbygget varmelegeme på 9000 W, pumpe, flowmeter og reguleringsventiler, således at solfangervæsken kan transporteres med ønsket volumenstrøm gennem solfangerssimulatoren og varmelageret.

Tappesimulatoren er forsynet med to flowmetre, en flowregula-

SOLFANGERSIMULATOR



TAPPESIMULATOR



Figur 10. Skematisk illustration af dynamisk prøvestand.

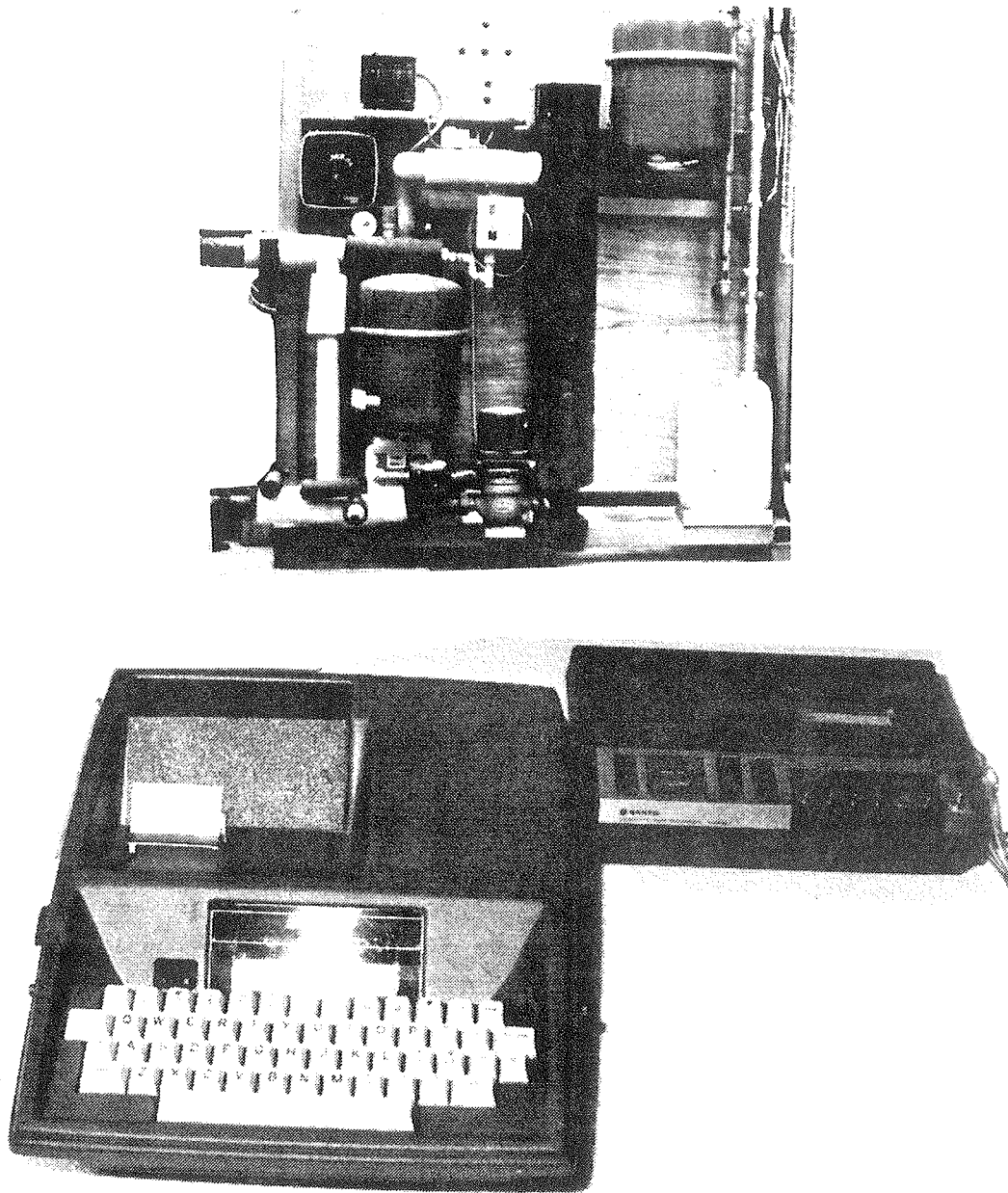


tor og forskellige ventiler, som styrer volumenstrømmen af brugsvandet, som tappes fra lageret. Når lagertemperaturen er meget høj under en vandtapning, blander en blandeventil varmt vand fra lageret med koldt tilførselsvand. Herved opnås, at vand med en rimelig temperatur tappes fra lagersystemet.

Prøvestandens styresystem er en mikroprocessor, som styrer pumpen, ventilerne og varmelegemet således, at varmelageret udsættes for påvirkninger, som om det var en del af et solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning i en periode med typiske vejrparametre, se afsnit 2.1.5. Umiddelbart før hver tapning af vand fra lageret foretages en blindtapning, således at vandet, som tilføres lageret under selve tapningen, har en lav konstant temperatur. Der er installeret en temperaturføler i slangen, som forbinder varmelageret og solfangersimulatoren. Denne temperaturføler måler under hele prøvningen solfangervæskens returtemperatur fra varmelageret. Varmelegemets effektafgivelse styres således, at effekten, som tilføres varmelageret gennem hele forsøget, bestemmes af de valgte vejrparametre, den valgte solfangereffektivitet, den valgte udformning af solvarmeanlægget og den målte returtemperatur for solfangervæsken.

Styresystemet er udformet således, at også en manuel styring af hver enkelt ventil, af pumpen og af varmelegemet er mulig.

Den dynamiske prøvestand og den statiske prøvestand er placeret på samme forsøgsopstilling, således at hele forsøgsopstillingen ikke er pladskrævende. De to separate prøvestande muliggør, at to lagre kan afprøves samtidigt, det ene lager i den statiske og det andet lager i den dynamiske prøvestand. Solfangersimulatorens rørsystem er isoleret for at nedsætte varmetabet. Figur 11 viser solfangersimulatoren og mikroprocessoren, som styrer prøvestanden.



Figur 11. Solfangersimulator og mikroprocessor.

### 3.3 Målesystem

Volumenstrømme i prøvestandenes solfangerkredse og i tappe-simulatoren måles med stopur og Aqua Metro ringstempelmålere af typen VZFM20. Nøjagtigheden er af fabrikanten angivet til 1% af den aktuelle væskestrøm, når volumenstrømmen er større end 1 l/min.

Temperaturer måles med termoelementer af kobber-konstantan, type TT. Fabrikanten angiver, at den største fejl, som kan opstå på grund af forskelle i termoelementtrådene er  $0,42^{\circ}\text{C}$ . Termoelementerne forbindes direkte til Philips Multipoint Data Recorder, type PM8237A, som opsamler målingerne af temperaturer og temperaturdifferencer. Fabrikanten angiver, at målenøjagtigheden for kobber-konstantan termoelementer i måleområdet  $0-100^{\circ}\text{C}$  er  $1,2^{\circ}\text{C}$ , når der ses bort fra målenøjagtigheden, som er knyttet til selve termoelementtråden. Nøjagtigheden for temperaturmålinger med kobber-konstantan termoelementer, type TT og Philips Multipoint Data Recorder, type PM8237A, er undersøgt nærmere, se afsnit 3.3.1.

Måling af temperaturer i varmelageret foretages ved hjælp af en glasstav, hvor målepunkterne er placeret med 10 cm mellemrum. Målestavens opbygning er vist skematisk på figur 12. Glasstavens udvendige diameter er 16,0 mm, og den indvendige diameter er 13,6 mm. Ved hvert målepunkt er der viklet mindst  $1/2$  m termoelementtråd omkring en plastcylinder. Mellemløbene mellem plastcylindrene er fuldstændigt udfyldt med glasuld for at nedsætte varmetransporten i glasrøret. Fejlmålingen forårsaget af denne placering af termoelementerne er undersøgt, se afsnit 3.3.2.

Temperaturen af omgivelserne for lageret måles ca. 1 m over gulvet og 2 m fra varmelageret.

Solfangervæskens fremløbstemperatur og returtemperatur og brugsvandets tilførsels- og tappetemperatur måles med det

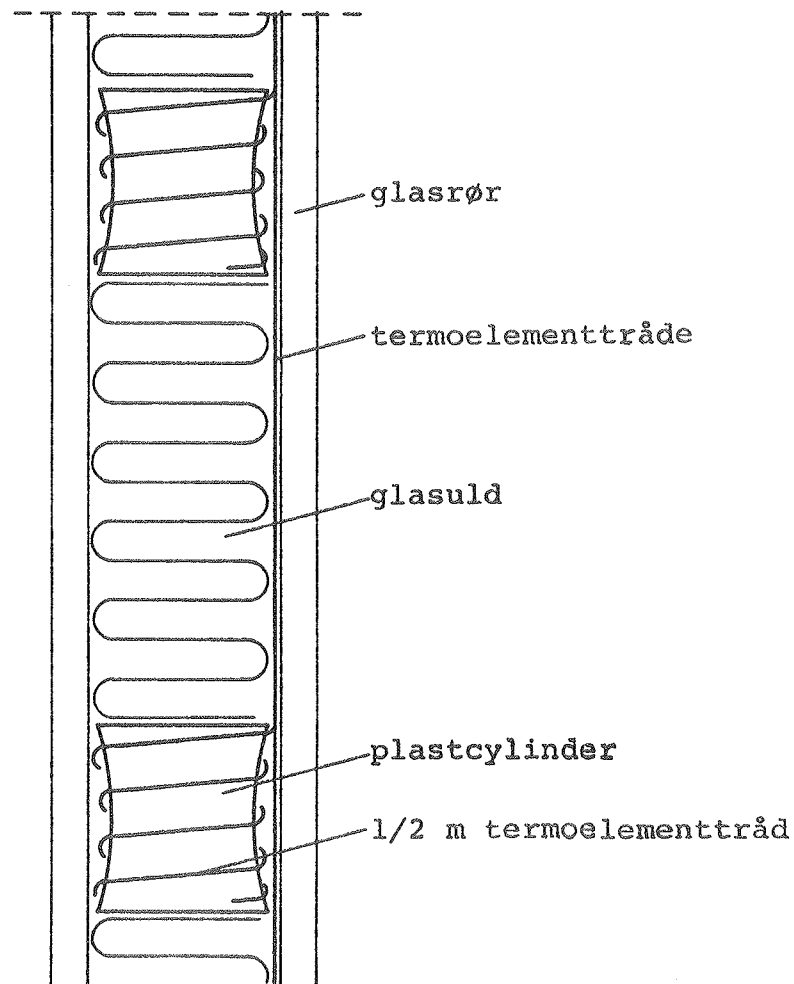
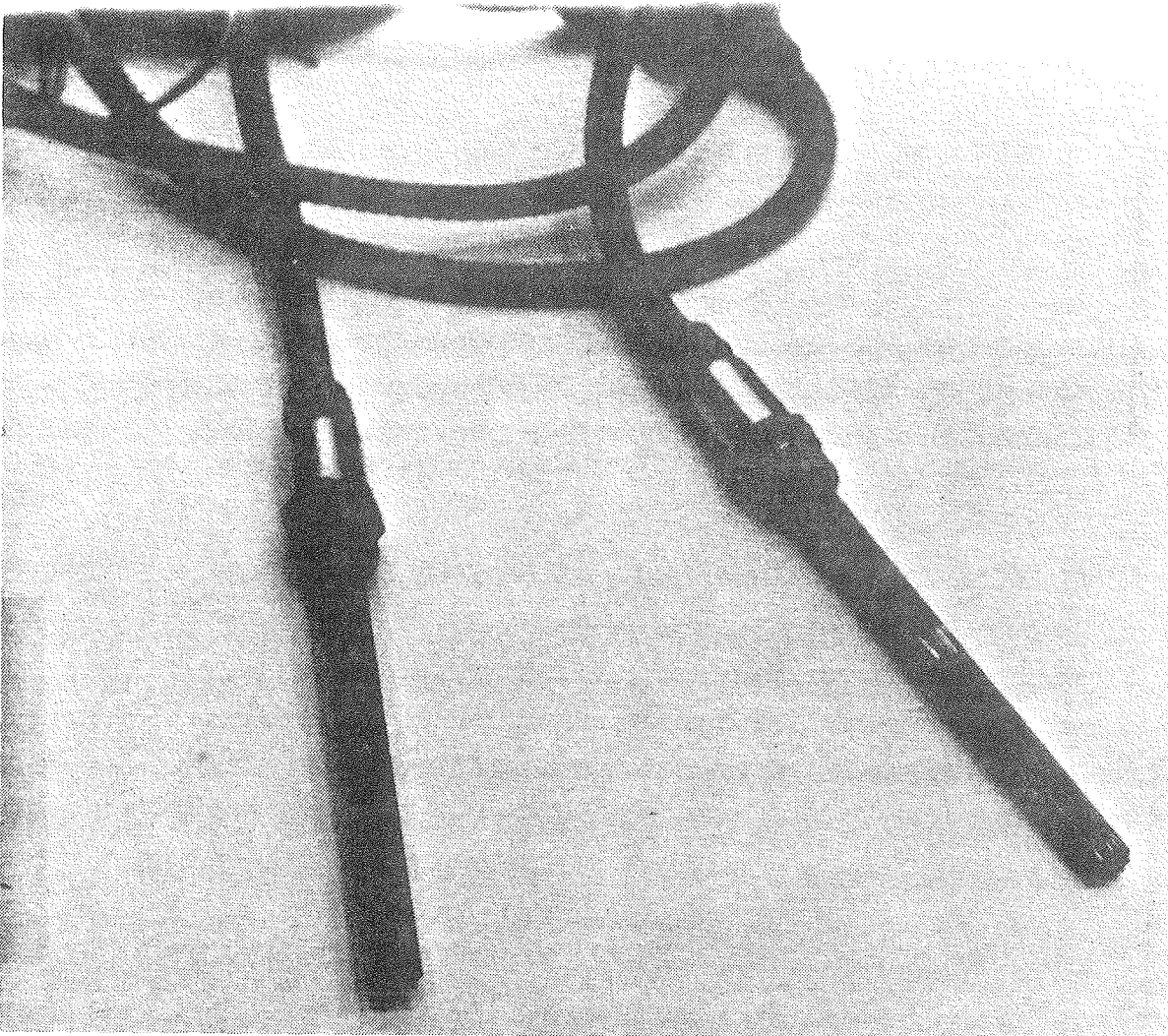


Fig. 12. Schematisk illustration af målestav til temperaturmåling i varmelageret.

samme udstyr, som benyttes til at måle temperaturdifferencer, se nedenfor.

Hver af differencerne mellem solfangervæskens fremløbstemperatur og returtemperatur for de to prøvestande og mellem brugsvandets tilførsels- og tappetemperatur måles med et udstyr bygget op omkring en termosøjle med ti elementer. Der benyttes også her termoelementtråd af typen TT kobber-konstantan. Hvert element er indsat i et 3/2,4 mm/mm messingrør. Et termoelement er indsat i et 11. rør. Rørene er loddet

til en blok af samme materiale med udvendigt gevind. Udstyret er vist på figur 13. Udstyret er anbragt i rørstykker, som er forsynet med vinkler for at sikre opblanding af den strømmende væske langs varmeoverføringsfladen. Rørstyrkerne er kraftigt isoleret, så varmetabet reduceres mest muligt. Termosøjlernes træghed over for temperaturforandringer er særdeles lille, se [22].



Figur 13. Udstyr til måling af temperaturdifferens.

Termosøjlerne placeres så tæt på varmelagerets tilslutningsstudse som muligt, og de korte slangestykker, som befinder sig mellem termosøjlerne og lagerets tilslutningsstudse, isoleres ekstra kraftigt. I alle prøvninger foretages en kor-

reaktion, så fejlen, forårsaget af varmetabet fra disse slange-  
stykker, reduceres til et minimum, se afsnit 2.1.1.2.

Fabrikanten angiver som omtalt, at den største fejl, som termoelementtråden kan være behæftet med er  $0,42^{\circ}\text{C}$ . Termosøjlen forbindes til Philips-skriveren. Fabrikanten angiver, at målenøjagtigheden for termosøjles mV-signal er mindre end  $0,01$  mV, svarende til  $0,024^{\circ}\text{C}$ . Det er således termoelementtrådens nøjagtighed, der er afgørende for målenøjagtigheden for temperaturdifferencen.

De målte temperaturdifferencer benyttes til at beregne størrelsen af effekten, som tilføres lageret med solfangervæsken eller som tappes fra lageret. Hertil benyttes desuden massefylde og varmeyfylde for det varmetransporterende medium samt volumenstrømmen. Målenøjagtigheden for de overførte effekter afhænger således af målenøjagtigheden for fire variable. Effektmålingernes nøjagtighed er undersøgt nærmere, se afsnit 3.3.3.

Endelig skal det nævnes, at effekten, som overføres til varmelegemet i den dynamiske prøvestand, igennem hele forsøget måles med et wattmeter.

### 3.3.1 Nøjagtighed af temperaturmåling

Som nævnt i afsnit 3.3 er nøjagtigheden for temperaturmålinger ifølge fabrikanterne:  $1,2 + 0,42 \approx 1,6^{\circ}\text{C}$ .

Måleudstyrets nøjagtighed blev desuden undersøgt ved målinger. Tre termoelementer blev placeret i et termostatbad med omrøring. I termostatbadet blev desuden installeret et præcisionsdigitaltermometer med Pt 100  $\Omega$  følere. Termometeret er af typen 1223, og fabrikatet er Systemteknik. Termometeret blev kalibreret den 17. december 1981. Måleusikkerheden var mindre end  $0,01^{\circ}\text{C}$ , se [53]. Philips-skriveren har i alt 30 kanaler. De tre termoelementer blev tilsluttet skriverens

kanal 1, 15 og 30, således at hele skriverens område blev undersøgt.

Termostatbadet blev stabiliseret på tre forskellige temperaturer, så hele det temperaturområde, som normalt bliver anvendt under prøvningen af lagrene, blev kontrolleret. Når der var opnået stabilitet, blev temperaturen af præcisions-termometeret og skriverens kanal 1, 15 og 30 aflæst. Resultaterne fremgår af tabel 13. Det ses, at målenøjagtigheden ikke afhænger af kanalnummeret for Philips-skriveren, idet den største forskel mellem målte temperaturer med et termoelement og Philips-skriveren er  $0,2^{\circ}\text{C}$ . Desuden er overensstemmelsen mellem temperaturen målt med præcisions-termometeret og temperaturen målt med termoelement og Philips-skriveren god. Den største forskel mellem disse temperaturer er i forsøgene registreret til  $0,4^{\circ}\text{C}$ . På basis af disse forsøg vurderes det, at ubestemtheden af temperaturmålinger kan sættes til  $S_T = 0,5^{\circ}\text{C}$ . Denne værdi er benyttet i kapitel 2.

temperatur målt med præcisions-termometer $^{\circ}\text{C}$	temperatur målt med termoelement og Philips-skriverens kanal 1 $^{\circ}\text{C}$	temperatur målt med termoelement og Philips-skriverens kanal 15 $^{\circ}\text{C}$	temperatur målt med termoelement og Philips-skriverens kanal 30 $^{\circ}\text{C}$
20,18	20,3	20,4	20,4
49,82	49,8	49,9	49,8
80,02	80,2	80,4	80,3

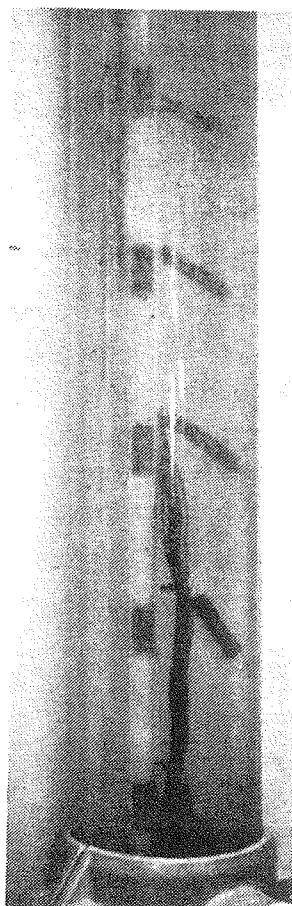
Tabel 13. Nøjagtighedsforsøg for temperaturmålinger.

### 3.3.2 Nøjagtighed af temperaturmåling i varmelager

Som nævnt i afsnit 3.3 anvendes en glasstav ved temperaturmåling i varmelageret. Termoelementerne er ikke placeret direkte i vandet, men inde i glasrøret. Glasstavens egnethed undersøges ved forsøg.

Forsøgsopstillingen består af to 2 m lange acrylrør med forskellige diametre. Røret med den lille diameter er placeret

inden i det andet rør. Begge rør er vandfyldte. Det udvendige rør består af to adskilte dele hver med længden 1 m. Hver af disse dele er forbundet til et termostatbad. Herved kan en temperaturlagdeling etableres i det udvendige og dermed også i det indvendige rør. Glasstaven er monteret i det indvendige rør, og ud for hvert af glasstavens målepunkter er der placeret et termoelement direkte i vandet i det indvendige rør. Et lod sørger for, at disse termoelementers position er stabil. Figur 14 viser et udsnit af opstillingen med termoelementerne placeret ud for glasrørets målepunkter.



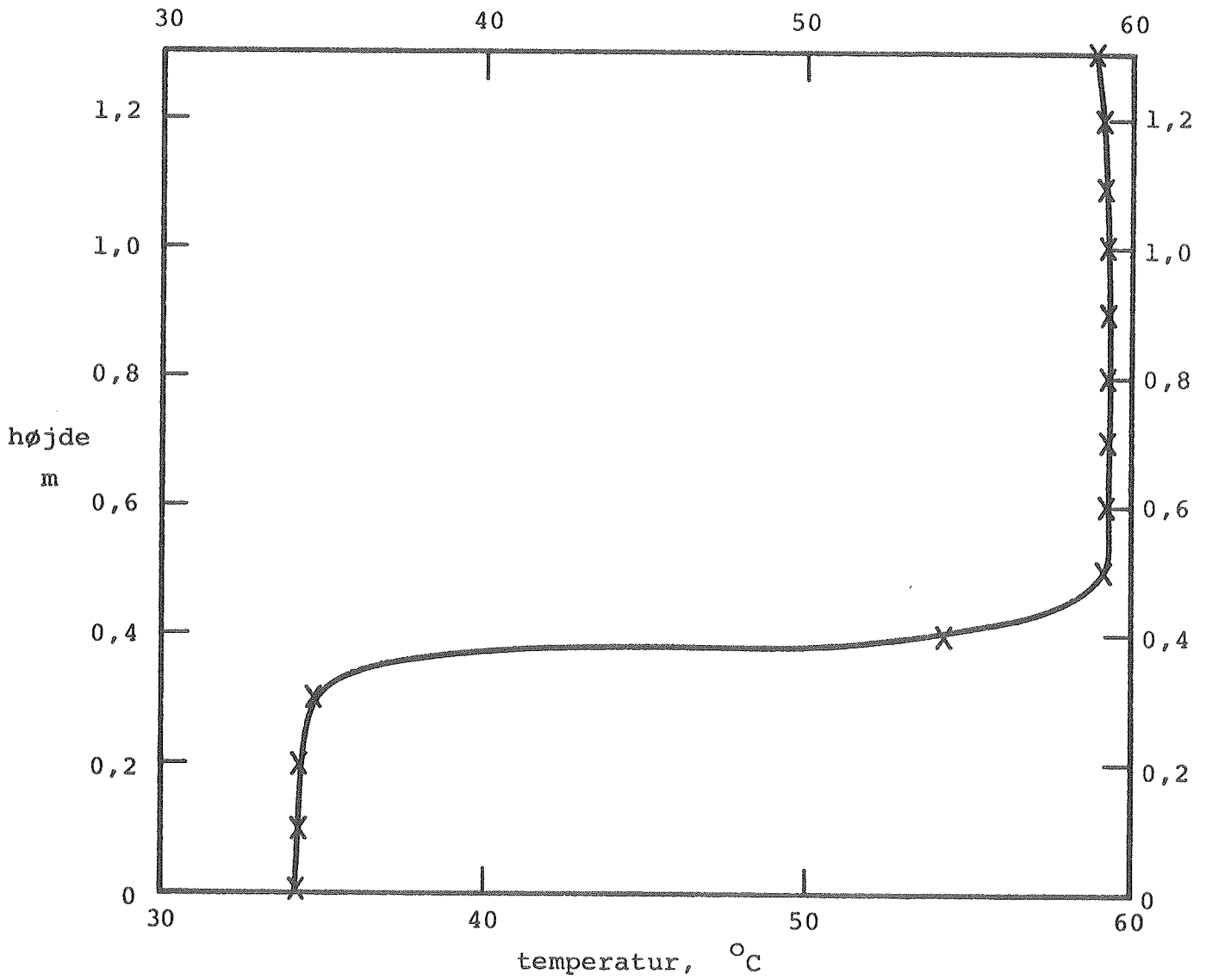
Figur 14. Udsnit af prøveopstilling til kontrol af glasstavens egnethed til temperaturmåling i varmelagre.



En temperaturlagdeling blev etableret og bevaret i en time. Temperaturer i forskellige niveauer blev registreret, se figur 15. Det bemærkes, at temperaturen i toppen af det indvendige rør er lidt lavere end temperaturen i midten af røret. Denne stabile unaturlige temperaturlagdeling etableres af vandet, som cirkuleres gennem det udvendige rør og et termostatbad. Den største forskel mellem temperaturerne i samme niveau målt med glasstaven og med termoelementerne direkte placeret i vandet var  $0,1^{\circ}\text{C}$ . Det vurderes derfor, at glasstaven er velegnet til måling af lagertemperaturer under stabile temperaturforhold.

Der blev etableret en konstant temperatur på omtrent  $60^{\circ}\text{C}$  i det indvendige rør. Varmt vand blev tappet fra toppen af det indvendige rør, og koldere vand tilført bunden af det indvendige rør. Varigheden af denne tapning var tre minutter. Temperaturerne i forskellige niveauer blev registreret under og efter tapningen, se figur 16. Tapningen starter til tiden 0 min og slutter tre minutter senere. Før tapningen optræder der også i dette forsøg en unaturlig temperaturlagdeling med de laveste temperaturer i toppen og de højeste temperaturer i bunden af det indvendige rør. Også her etableres denne temperaturlagdeling ved hjælp af vandet, som cirkuleres gennem det udvendige rør. Trægheden, som er knyttet til glasstavsmålingen, er forholdsvis lille. Det bemærkes således, at temperaturmålingerne med glasstaven allerede to minutter efter tapningens slutning er korrekte. Pludselige store temperaturændringer medfører dog betydelige målefejl for glasstaven.

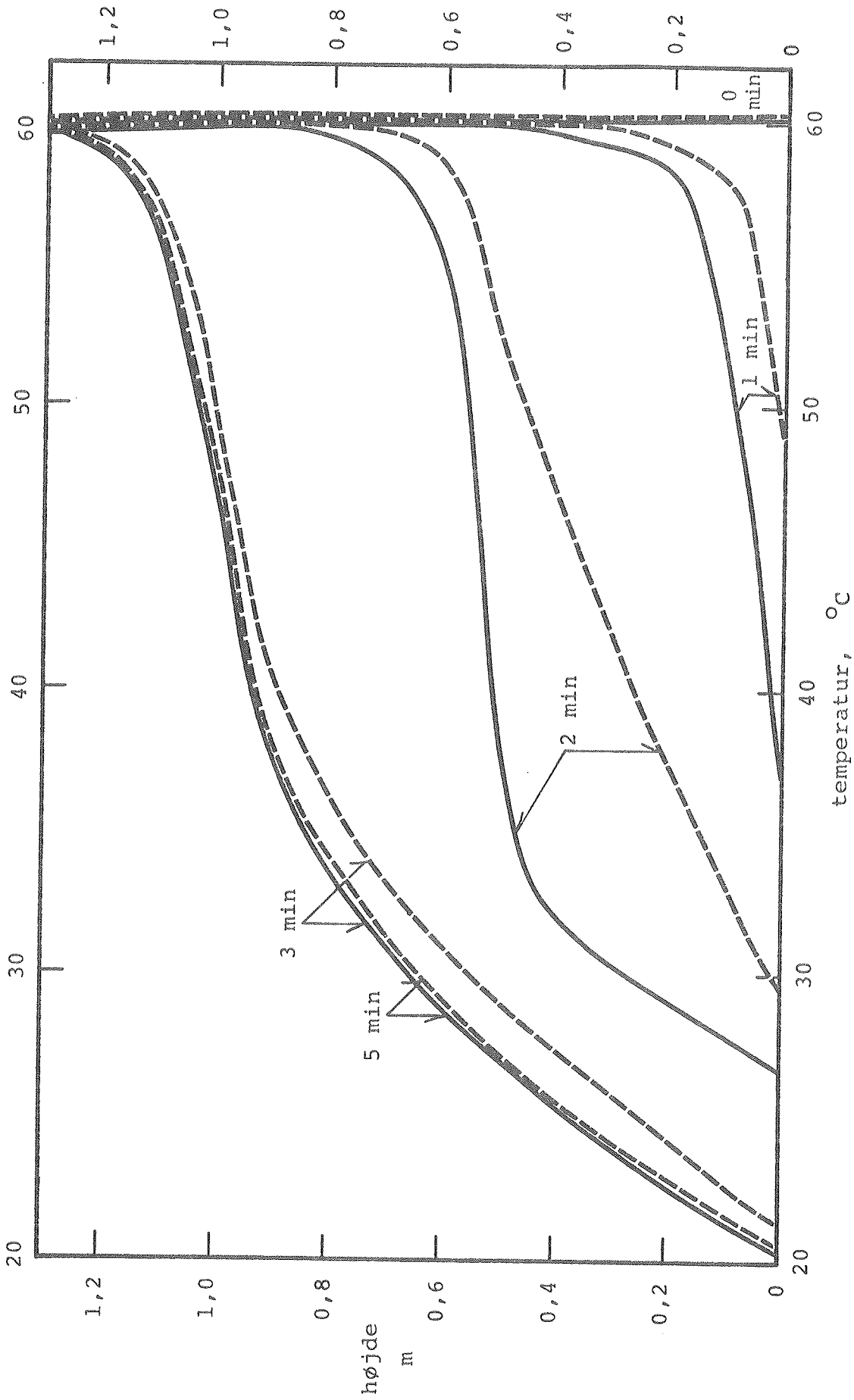
På basis af forsøgsresultaterne vurderes det, at glasstaven er velegnet; blot bør det huskes, at målingerne under og umiddelbart efter vandtapninger ikke er korrekte.



Glasstav: X

Termoelementtråd direkte i vand: —

Figur 15. Målte temperaturer i forskellige niveauer i røret ved stabil temperaturlagdeling.



Glasstav: - - - - - Termoelementtråd direkte i vand: —  
Figur 16. Målte temperaturer under og efter tapning.

### 3.3.3 Nøjagtighed af effektmåling

Effekten, som tilføres eller tappes fra varmelageret med et varmetransporterende medium, bestemmes som produktet af massefylden for det varmetransporterende medium, varmeyfylden for det varmetransporterende medium, volumenstrømmen og temperaturdifferencen. Fx beregnes effekttilførslen til lageret fra solfangervæsken  $Q_u$  af formlen:

$$Q_u = v \cdot C_p \cdot \rho \cdot (T_f - T_r)$$

Den statiske prøvestand tilsluttes en kasse med indbygget varmepatron, isolering og varmetabsskjold. Kassen er beskrevet i [54]. I alle forsøgene blev den samme strømningsretning gennem varmetabsskjoldet benyttet.

Varmetabskoefficienten  $K$  for kassen i opstillingen blev målt som beskrevet i afsnit 2.1.1. Fremløbstemperaturen  $T_f$  til kassen blev holdt konstant, og varmepatronen fik ikke tilført effekt. Begge termosøjler, som blev benyttet til prøvningerne, som er beskrevet i kapitel 4 og 5, var installeret i måleopstillingen. Måleresultaterne fremgår af tabel 14.

Måleudstyr	Volumenstrøm		Fremløbstemperatur		Omgivelses- temperatur		Varmetabskoefficient for kasse i måle- opstilling	
	v	l/min	$T_f$	°C	$T_o$	°C	K	W/°C
Måleudstyr nr. 1	1,52		30,0		21,9		0,28	
	1,46		78,9		22,4		0,29	
Måleudstyr nr. 2	1,52		30,0		21,9		0,71	
	1,46		79,0		22,4		0,72	

Tabel 14. Varmetab for varmepatronkassen.

Der kan fra varmepatronkassen afgives en elektrisk effekt. Denne effekt stabiliseres med en spændingsstabilisator og måles med et præcisions-wattmeter (NORMA D4155) med en unøjagtighed på 0,1% af måleområdet, som kan varieres.

Forsøg med tre forskellige temperaturniveauer, tre forskellige volumenstrømme og to forskellige elektriske effekter blev udført. Herved dækkes størstedelen af de driftsforhold, som normalt benyttes ved varmelagerprøvningerne. Når stabilitet er opnået, registreres den elektriske effekt, volumenstrømmen  $v$ , omgivelsernes temperatur  $T_o$ , solfangervæskens fremløbs- og returtemperatur  $T_f$  og  $T_r$ , samt temperaturdifferencen  $T_f - T_r$ . Den målte varmeeffekt beregnes af udtrykket:

$$v \cdot C_p \cdot \rho \cdot (T_f - T_r) - K \cdot \left( \frac{T_f + T_r}{2} - T_o \right)$$

Resultaterne fremgår af tabel 15 og 16. Overensstemmelsen mellem den målte varmeeffekt og den elektrisk målte effekt er god for begge måleudstyr. Den største uoverensstemmelse er 5%.

Den relative ubestemthed af  $Q_u$ ,  $S_{Q_u}$  er angivet i tabel 17 med følgende måleubestemtheder:

$$\frac{S_v}{v} = 0,01, \quad \frac{S_{C_p}}{C_p} = 0,02, \quad \frac{S_\rho}{\rho} = 0,02 \quad \text{og} \quad S_{\Delta T} = 0,1^\circ\text{C}$$

$T_f - T_r$ °C	1	2	3	5	10	20
$\frac{S_{Q_u}}{Q_u}$	0,10	0,06	0,04	0,04	0,03	0,03

Tabel 17. Relativ ubestemthed af  $Q_u$  for forskellige  $T_f - T_r$ .

På basis af tabel 15, 16 og 17 vurderes det at være rimeligt at benytte størrelsen  $S_{\Delta T} = 0,1^\circ\text{C}$ , hvilket er gjort i tabel 3.

Temperaturniveau: 20°C						Temperaturniveau: 50°C						Temperaturniveau: 80°C					
volumen- strøm	fremløbs- temperatur °C	temperatur- differens °C	målt varmeeffekt W	elektrisk målt effekt W	målt effekt elektrisk	volumen- strøm	fremløbs- temperatur °C	temperatur- differens °C	målt varmeeffekt W	elektrisk målt effekt W	målt effekt elektrisk	volumen- strøm	fremløbs- temperatur °C	temperatur- differens °C	målt varmeeffekt W	elektrisk målt effekt W	målt effekt elektrisk
1,47	20,3	6,00	550	552	1,00	1,57	49,4	5,90	580	585	0,99	1,49	80,2	6,04	564	575	0,98
1,30	20,6	18,42	1487	1518	0,98	1,50	49,4	16,89	1590	1637	0,97	1,49	79,3	16,90	1589	1617	0,98
2,91	20,2	3,08	556	545	1,02	3,09	49,6	2,95	571	583	0,98	3,03	81,0	3,00	571	574	0,99
2,94	20,3	8,53	1558	1558	1,00	3,09	49,7	8,36	1591	1640	0,97	2,89	80,0	8,79	1593	1624	0,98
5,78	20,2	1,59	573	595	0,96	6,19	49,8	1,49	576	584	0,99	5,94	80,4	1,57	588	578	1,02
5,56	20,1	4,67	1614	1640	0,98	6,20	50,0	4,12	1558	1645	0,95	5,92	80,4	4,28	1594	1629	0,98

Table 15. Varmeeffektmålinger for måleudstyr nr. 1.

Temperaturniveau: 20°C						Temperaturniveau: 50°C						Temperaturniveau: 80°C					
volumen- strøm l/min	fremløbs- temperatur °C	temperatur- differens °C	målt varmeeffekt W	elektrisk målt effekt W	målt effekt elektrisk	volumen- strøm l/min	fremløbs- temperatur °C	temperatur- differens °C	målt varmeeffekt W	elektrisk målt effekt W	målt effekt elektrisk	volumen- strøm l/min	fremløbs- temperatur °C	temperatur- differens °C	målt varmeeffekt W	elektrisk målt effekt W	målt effekt elektrisk
1,47	20,3	6,01	551	551	1,00	1,57	49,5	5,75	566	571	0,99	1,49	80,3	5,63	526	547	0,96
1,30	20,6	18,34	1482	1509	0,98	1,50	49,4	16,72	1574	1619	0,97	1,49	79,4	16,27	1530	1571	0,97
2,91	20,3	2,91	525	545	0,96	3,09	49,6	2,84	571	583	0,98	3,03	81,1	2,80	533	547	0,97
2,94	20,3	8,52	1556	1557	1,00	3,09	49,7	8,22	1618	1624	1,00	2,89	80,0	8,51	1542	1596	0,97
5,78	20,2	1,58	568	596	0,95	6,19	49,8	1,39	538	557	0,97	5,94	80,4	1,41	528	553	0,95
5,56	20,1	4,68	1617	1639	0,99	6,20	50,0	4,01	1600	1631	0,98	5,92	80,4	4,07	1515	1586	0,96

Tabel 16. Varmeeffektmålinger for måleudstyr nr. 2.

#### 4. VANDLAGRE

Som nævnt i afsnit 1.2 er vand velegnet som varmelagringsmateriale. I solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning er det derfor naturligt at benytte selve brugsvandet som det varmelagrende materiale. I langt størstedelen af de solvarmeanlæg, som er opført i Danmark, indgår en varmtvandsbeholder til brugsvandet da også som anlæggets varmelager.

##### 4.1 Lagertyper

For små solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning til boliger, hvor der allerede findes en varmtvandsbeholder, er det nærliggende at anvende den eksisterende varmtvandsbeholder som varmelager. Denne mulighed er endnu kun undersøgt i meget begrænset omfang.

Normalt installeres solvarmeanlæg med et separat varmelager. Hovedvægten i dette arbejde er derfor lagt på denne udformning. Forskellige lagertyper kan finde anvendelse her, se [55] og [56].

Ved nybyggeri er muligheden for at anvende kombitanke til stede. Ved en kombitank forstås et varmelager, som foruden at være koblet til solvarmeanlægget også er forbundet til et eller flere back-up systemer, se [57] og [58].

##### 4.1.1 Benyttelse af eksisterende varmtvandsbeholder

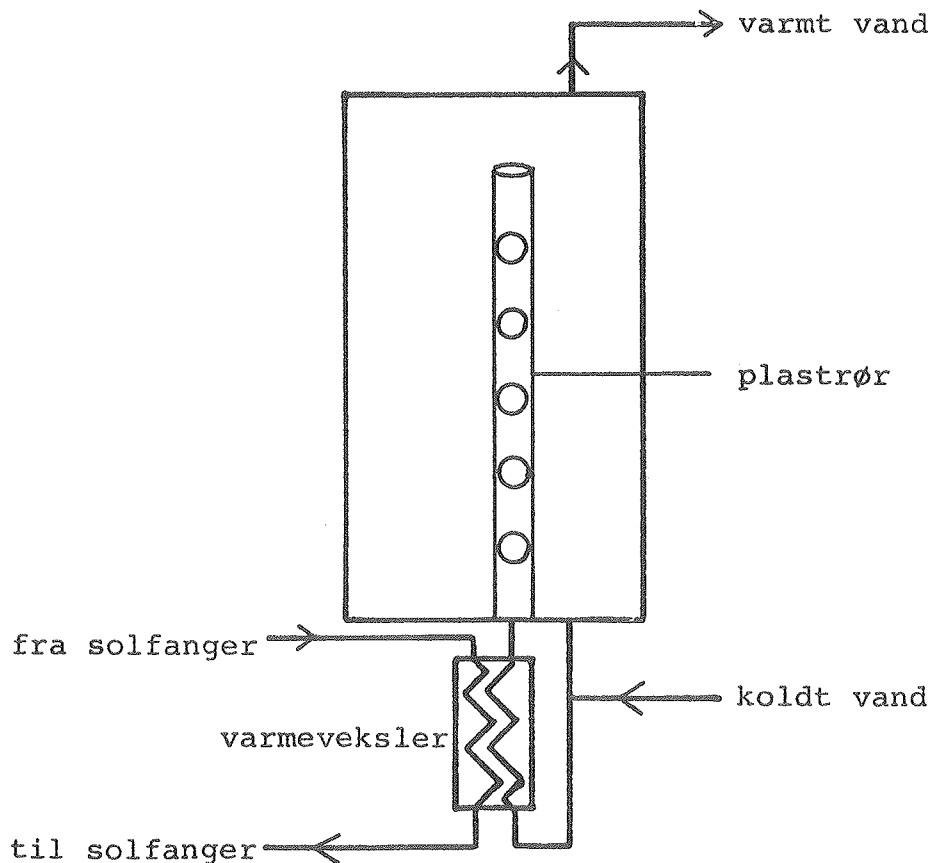
Som nævnt er det i boliger med en eksisterende varmtvandsbeholder nærliggende at udnytte denne beholder som varmelager. Denne anvendelse er imidlertid ikke normal. Det skyldes først og fremmest, at det er vanskeligt at installere anlægget, således at varmen fra solfangerkredsen kan overføres til beholderen.

Det eksisterende energisystem og styringen af dette, varmtvandsbeholderens form og placeringsmuligheden for varmeover-



føringssystemet, der sørger for at overføre solvarmen til varmtvandsbeholderen, er afgørende for, om varmtvandsbeholderen med fordel kan anvendes som varmelager for solvarmeanlægget, og for hvorledes varmeoverføringssystemet skal udformes.

Der er mange udformningsmuligheder for varmeoverføringssystemet. Et eksempel er vist skematisk på figur 17. En varmeveksler, fx en koaxial varmeveksler, tænkes installeret under varmtvandsbeholderen. Varmtvandsbeholderens koldeste vand samles på grund af massefyldeforskelle i varmeveksleren. Herved sikres, at solfangerkredsens temperaturniveau bliver så lavt som muligt. Når solfangeren er i drift, vil der opstå naturlig cirkulation af brugsvandet, idet det fra bunden af beholderen transporteres til varmeveksleren og herfra videre



Figur 17. Skematisk illustration af varmeoverføringssystem til et solvarmeanlæg med udnyttelse af den eksisterende varmtvandsbeholder.

til beholderen gennem et plastrør. Plastrøret er forsynet med et passende antal huller i forskellige niveauer. Herved sikres, at brugsvandet tilføres beholderen på en sådan måde, at beholderens temperaturlagdeling udnyttes i stor udstrækning. Princippet er endnu ikke afprøvet. Mange andre udformninger kan tænkes. Undersøgelser bør klarlægge fordele og ulemper ved forskellige udformninger og systemer. Herved bliver det muligt at udpege de systemer og lagerudformninger, hvor den eksisterende varmtvandsbeholder med fordel kan anvendes.

#### 4.1.2 Kombitanke

Ved nybyggeri er det let at forberede varmtvandsbeholderen til et (eventuelt senere installeret) solvarmeanlæg. Dette kan gøres ved at udforme varmtvandsbeholderen som en kombitank. Herved forstås et varmelager, som både er forbundet til et solvarmeanlæg og til et eller flere back-up systemer.

Kombitanken bør udformes således, at solfangerkredsens temperaturniveau bliver lavest muligt. Samtidigt bør det sikres, at energisystemet, der skal klare den del af opvarmningen, som solen ikke magter, kun træder i funktion, når det er nødvendigt og ikke ødelægger driftsbetingelserne for solfangeren. Varmeoverførslen fra solfangerkredsen til tanken bør derfor foregå nederst i tanken, mens varmeoverførslen fra back-up systemet til tanken bør foregå øverst i tanken.

Forskellige udformninger af kombitanke er beskrevet i [58]. Mange forskellige udformninger kan tænkes. Undersøgelser bør klarlægge fordele og ulemper ved de forskellige udformninger, og optimalt udformede kombitanke bør udvikles.

#### 4.1.3 Separat vandlager til solvarmeanlæg

I dag installeres næsten alle solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning med et separat varmelager. Der benyttes hovedsageligt tre forskellige lagertyper: kappebeholdere, lagre med

en neddykket varmtvandsbeholder og varmtvandsbeholdere med indbygget varmevekslerspiral. I kappebeholderen opbevares brugsvandet normalt i selve beholderne, mens solfangervæsken cirkuleres gennem kappen. I lagre med en neddykket varmtvandsbeholder opbevares brugsvandet normalt udelukkende i den neddykkede varmtvandsbeholder, mens selve lageret består af en trykløs vandtank med en indbygget varmevekslerspiral, hvorigennem solfangervæsken cirkuleres. I varmtvandsbeholderen med varmevekslerspiral opbevares brugsvandet i varmtvandsbeholderen, og solfangervæsken cirkuleres igennem varmevekslerspiralen.

I alle lagertyperne benyttes normalt stål som beholdermateriale. De forskellige lagertyper udnytter i forskellig udstrækning de muligheder, der er for at øge udbyttet fra solvarmeanlæggene ved brug af temperaturlagdeling i varmelagrene. De lave temperaturer i lageret kan udnyttes til at reducere solfangerkredsens temperaturniveau og dermed øge solfangerudbyttet. De høje temperaturer i lageret kan udnyttes, når der er behov for varmt vand med høje temperaturer.

Normalt opstår temperaturlagdeling i lageret på grund af vandtapning. Når solfangeren er i drift, vil varmetilførslen til lageret normalt forholdsvis hurtigt udjævne eventuelle temperaturforskelle. Er solfangeren ikke i drift, vil temperaturudjævningstempoet være lavere. Lagerudformningen bestemmer tempoet. Erfaringerne har vist, fx [19] og [55], at i hvert fald tre krav skal være opfyldt, for at temperaturlagdelingen i lageret skal udnyttes i rimelig udstrækning:

- 1) Det kolde vand skal tilføres bunden af lageret, uden at der skabes omrøring i vandvolumenet.
- 2) Varmevekslingsystemet mellem solfangervæske og vand skal placeres i bunden af beholderen.
- 3) Varmetransporten ved varmeledning fra toppen til bunden af lageret skal reduceres mest muligt.

Vedrørende krav 3) skal det bemærkes, at for almindelige små stålbeholdere er varmetransporten ved varmeledning fra toppen mod bunden af beholderen i stålet normalt større end i vandet. Varmetransporten kan reduceres ved at gøre lageret højt og slankt, ved at benytte tynde beholdermaterialer eller beholdermaterialer med små varmeledningsevner.

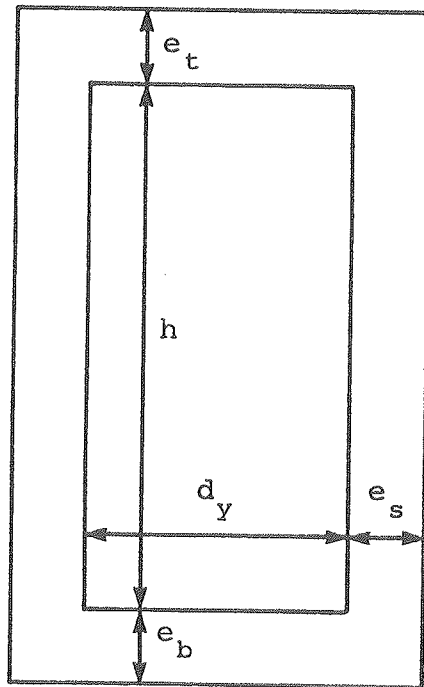
For kappebeholdere overholdes normalt kun krav 1). For lagre med en neddykket varmtvandsbeholder overholdes normalt kun krav 2). For varmtvandsbeholderen med varmevekslerspiralen kan alle tre krav overholdes, og denne lagertype er den bedst egnede af de tre omtalte typer. I [56] er den årlige ydelse fra små solvarmeanlæg med forskellige lagertyper beregnet med forholdsvis simple beregningsmodeller. Beregningerne viser netop, at varmtvandsbeholderen med en indbygget varmevekslerspiral er mest velegnet. Denne lagertype er derfor udvalgt og undersøgt nærmere, se afsnit 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 og 4.7.

## 4.2 Varmetab

Varmetabet fra varmelageret er summen af transmissionstabt gennem isoleringen og varmetabet fra kuldebroer. Varmetabet fra små varmelagre kan ofte være uacceptabelt stort og helt ødelæggende for solvarmeanlæggenes ydelser, se fx [18], [19], [55] og [21]. Varmetabene fra kuldebroer, fx i form af gennembrydninger af isoleringen, fra hjælpeudstyret til solvarmeanlægget og fra rørføringerne uden for varmelageret, kan ofte være langt større end transmissionstabt gennem isoleringen. Det er derfor vigtigt at udforme lageret, så disse enkelttab begrænses mest muligt.

### 4.2.1 Transmissionstab

Næsten alle markedsførte solvarmeanlæg til brugsvandsopvarming er forsynet med et lille cylinderformet vandlager. Undersøgelserne begrænses derfor til udelukkende at omfatte en cylinderformet tank, som er vist skematisk på figur 18.



Figur 18. Skematisk illustration af cylinderformet tank med isolering.

Varmelagerets mål er: udvendig diameter  $d_y$ , udvendig højde  $h$ , isoleringstykkelse på toppen  $e_t$ , isoleringstykkelse på siderne  $e_s$  og isoleringstykkelse på bunden  $e_b$ . Isoleringsmaterialets varmeledningsevne benævnes  $\lambda$ . Der ses bort fra de små temperaturforskelle mellem vandet og beholdermaterialet. Desuden benyttes størrelsen af overgangsisolansen ved isoleringsoverfladen:  $0,13 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ . Dette svarer til den i [59] angivne størrelse af overgangsisolansen ved indvendige overflader i bygninger. Med disse forudsætninger bestemmes varmetabskoefficienten pr. højdeenhed fra beholderens sider, se [2], af:

$$\frac{\pi}{2 \cdot \lambda \ln \frac{d_y + 2e_s}{d_y} + \frac{0,13}{d_y + 2e_s}} \quad \text{W/}^\circ\text{C m}$$

Det er vanskeligt at beregne varmetabet fra toppen (eller bunden) af varmelageret teoretisk korrekt, idet de varme-

strømsmæssige forhold i isoleringsmaterialet er komplicerede. Normalt er varmetabskoefficienten fra toppen relativt lille, og fejlen, som opstår ved at benytte en tilnærmet beregningsmetode, er normalt forsvindende lille. Her beregnes varmetabskoefficienten fra toppen med rimelighed af udtrykket:

$$\frac{\frac{\pi}{4} \cdot (d_y + e_s)^2}{\frac{e_t}{\lambda} + 0,13} \quad \text{W/}^\circ\text{C}$$

Tilsvarende beregnes varmetabskoefficienten fra bunden af udtrykket:

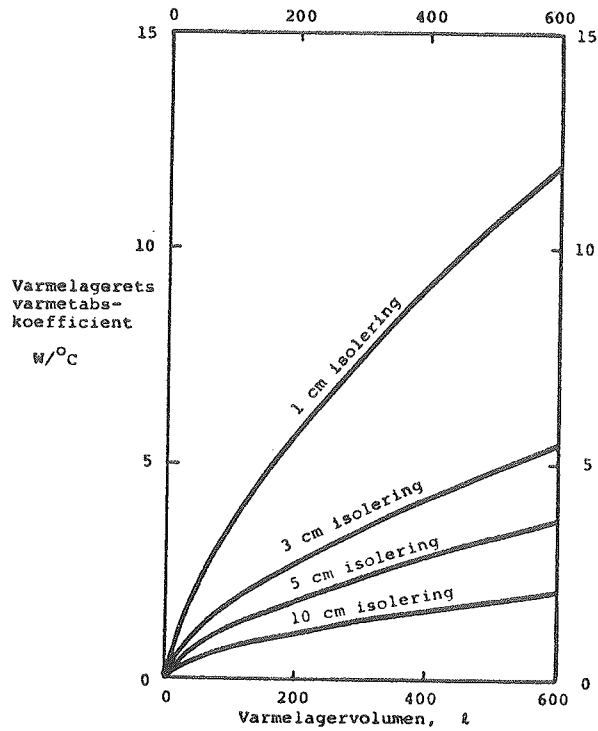
$$\frac{\frac{\pi}{4} \cdot (d_y + e_s)^2}{\frac{e_b}{\lambda} + 0,13} \quad \text{W/}^\circ\text{C}$$

Varmeisoleringsmaterialets varmeledningsevne  $\lambda$  afhænger normalt af temperaturniveauet. For mineraluld-isolering med rumvægten  $30 \text{ kg/m}^3$ , se [60], beregnes  $\lambda$  således af ligningen:

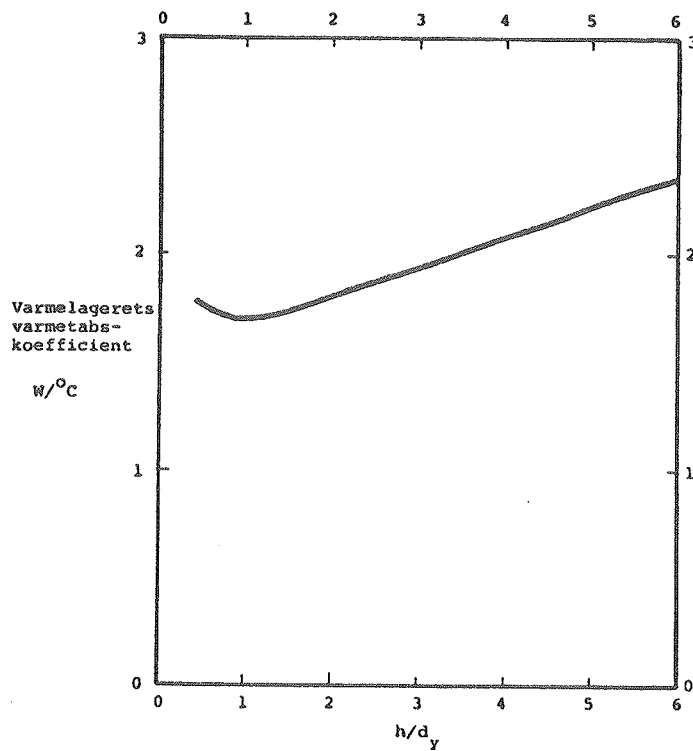
$$\lambda = 0,0336 + 0,00026 \cdot \left( \frac{T_1 + T_o}{2} \right) \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$\frac{T_1 + T_o}{2}$  er gennemsnitstemperaturen af lageret  $T_1$  og af lageromgivelserne  $T_o$ . Formlen er gyldig, når gennemsnitstemperaturen er beliggende i temperaturintervallet fra  $10^\circ\text{C}$  til  $60^\circ\text{C}$ .

Med  $\lambda = 0,045 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$  og  $h/d_y = 2$  beregnes varmelagerets varmetabskoefficient for forskellige lagervolumener og isoleringstykkelser med de ovenfor anførte formler. Ligeledes beregnes varmetabskoefficienten for et 200 l lager, isoleret med 5 cm isoleringsmateriale med  $\lambda = 0,045 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$  for forskellige  $h/d_y$ -forhold. Resultaterne fremgår af figur 19 og 20. Det ses, at varmetabskoefficienten for lageret bliver mindst, når  $h/d_y$ -forholdet er omkring 1,0.



Figur 19. Varmelagerets varmetabskoefficient for forskellige varmelagervolumener og isoleringstykkelser.



Figur 20. Varmetabskoefficienten for et 200 l lager isoleret med 5 cm isoleringsmateriale med  $\lambda = 0,045 W/^\circ C$  som funktion af  $h/d_y$ -forholdet.

#### 4.2.2 Kuldebro

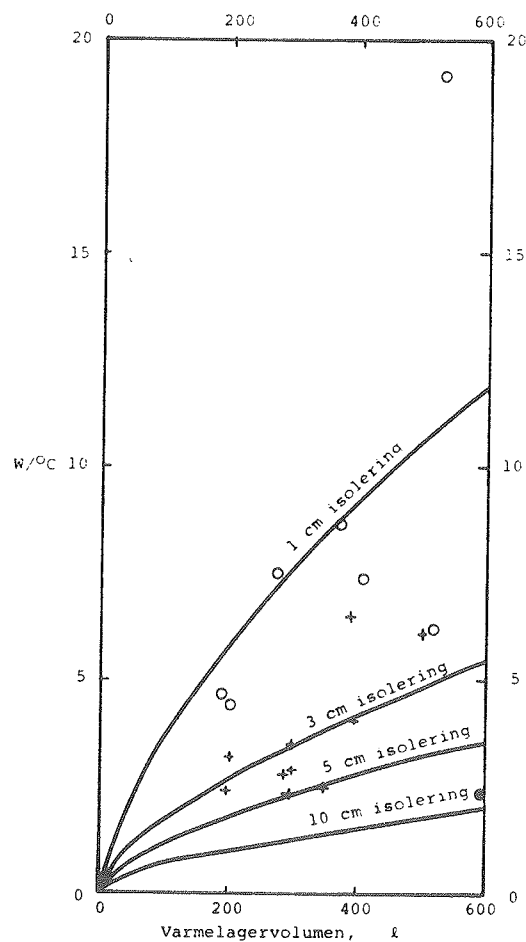
Erfaringen har vist, [18] og [19], at placeringen af kuldebroerne og hjælpeudstyret har stor betydning for varmetabets størrelse. Placeres en kuldebro i beholderens bund, afkøles vandet ved kuldebroen forholdsvis hurtigt og danner, hvis solfangeren ikke er i drift, et koldt stillestående, isolerende lag oven over kuldebroen, således at varmetabet fra kuldebroen bliver forholdsvis lille. Placeres en kuldebro i toppen af beholderen, vil kuldebroen forblive varm, idet det af kuldebroen afkølede vand erstattes af varmere vand fra lageret på grund af massefyldeforskelle. Naturlig konvektion i lageret holder altså kuldebroens temperatur høj, og varmetabet fra kuldebroen bliver derfor stort. Tilsvarende betragtninger kan gøres vedrørende varmetabet fra hjælpeudstyret. Hjælpeudstyret placeres mest hensigtsmæssigt under beholderen i et isoleret instrumentrum. En sådan placering begrænser udstyrets og lagerets varmetab mest muligt.

Rørføringen har også betydning for varmetabet fra varmelageret. En rørgennemføring gennem isoleringen er den type kuldebro, som kan forårsage størst varmetab, idet der kan optræde intern væskecirkulation i røret, da væskens massefylde er temperaturafhængig. Denne interne væskecirkulation vil opvarme større eller mindre dele af rørsystemet med større eller mindre lagervarmetab til følge. Det er derfor vigtigt, at rørgennemføringen placeres i bunden af lageret, og at rørene føres nedad fra beholderen, så intern cirkulation i rørsystemet forhindres.

Under drift optræder der ofte store temperaturforskelle mellem beholdertoppens varme vand og beholderbundens kolde vand. Sammenholdes dette med de ovenfor nævnte forhold, taler alle varmetabsmæssige forhold for, at 1) toppen af lageret skal være velisoleret uden nogen form for kuldebroer, 2) alle kuldebroer, fx rørgennemføringer, tankfastgørelser, o.l., skal placeres i bunden af lageret, og 3) alt hjælpeudstyr skal placeres i et isoleret instrumentrum under lagertanken.



De markedsførte varmelagre blev undersøgt i 1980. De meget store varmetab var hovedproblemet, [18]. Igennem 1982 og 1983 blev de markedsførte varmelagre undersøgt på ny, [27], [28], [29], [30], [31], [32], [33], [34], [35], [36], [37] og [38]. Måleresultaterne fra 1980 og fra 1982/1983 er vist på figur 21. Desuden er varmelagerets transmissionstab, som er beregnet i afsnit 4.2.1, vist. Udviklingen siden 1980 har, under anvendelse af de ovenfor angivne retningslinier, ført frem til bedre udformede varmelagre med forholdsvis små varmetab, uden at lagerprisen af den grund er steget.



Målt varmetabskoefficient for varmelager markedsført i 1980: o  
Målt varmetabskoefficient for varmelager markedsført i 1982 og 1983: +  
Beregnet varmetabskoefficient for varmelager uden kuldebroer: —

Figur 21. Varmetabsmålinger for markedsførte varmelagre.

Som nævnt kan kuldebrovarmetabene reduceres til et minimum ved at udforme varmelageret hensigtsmæssigt. Varmetabene kan blive så små, at de ingen indflydelse får på varmelagerets egnethed. Størrelsen af kuldebroers varmetab vil derfor ikke blive undersøgt detaljeret, idet sådanne grundige undersøgelser desuden vil blive meget omfattende på grund af de komplicerede konvektive forhold omkring kuldebroer.

#### 4.3 Varmeoverføringsevne

Som nævnt i afsnit 4.1.3 er en varmtvandsbeholder med en indbygget varmevekslerspiral den bedst egnede lagertype til solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning. Denne lagertype vil derfor blive grundigt undersøgt. En detaljeret matematisk model, som simulerer dette lagers termiske egenskaber, opstilles og valideres ved hjælp af forsøg. Med denne detaljerede model er optimeringsgrundlaget for udformningen af lageret til stede. Med modellen beregnes små solvarmeanlægs årlige ydelse med forskellige lagerudformninger.

Varmelagerprøvningserne og omhyggelige undersøgelser, [40], har vist, at varmeoverføringsevnen fra solfangervæsken til varmelageret  $H$  kan findes af ligningen:

$$H = c + d \cdot T_1 \quad \text{W/}^\circ\text{C}$$

$T_1$  er temperaturen af lagervandet, som omgiver varmevekslerspiralen;  $c$  og  $d$  er konstanter, som afhænger af varmevekslerspiralen, solfangervæsken, solfangervæskestrømmen og effekttilførslen. I [40] er det vist, at  $c$  og  $d$  kan beregnes af formlerne:

$$c = c_2 + c_3 \cdot \ln(T_f - T_1)$$

$$d = d_2 + d_3 \cdot \ln(T_f - T_1)$$

$T_f$  er solfangervæskens fremløbstemperatur til varmelageret. Konstanterne  $c_2$ ,  $c_3$ ,  $d_2$  og  $d_3$  er udelukkende afhængige af varmevekslerspiralen, solfangervæsken og volumenstrømmen. Disse formler er gyldige for alle normale driftbetingelser for typiske solvarmeanlæg.

I [40] er en detaljeret teori til simulering af de varmeoverføringsmæssige forhold opstillet og valideret ved forsøg. Ved hjælp af denne teori kan de fire konstanter beregnes for forskellige varmevekslerspiraler, solfangervæsker og volumenstrømme.

Varmeoverføringsevnen afhænger af solfangervæsken, lagertemperaturen  $T_1$ , differencen mellem solfangervæskens fremløbstemperatur og lagertemperatur  $T_f - T_1$ , og dermed effekttilførslen til lageret, volumenstrømmen og længden, dimensionen og materialet af varmevekslerspiralen. Varmeoverføringsevnen  $H$  beregnes for forskellige driftsforhold og varmevekslerspiraler. En referencevarmevekslerspiral udsat for referencedriftsbetingelser benyttes som basis for disse beregninger. Varmevekslerspiralen og driftsbetingelserne fremgår af tabel 18.

Varmevekslerspiral	Solfangervæske	Solfangervolumenstrøm	Lagertemperatur $T_1$	Drivkraft $T_f - T_1$ ~ effekttilførsel
Materiale Dimension Længde kobber 10/8,4 5 m	50% (efter vægt) vand/propylenglykol blanding	4,5 l/min	50 °C	5 °C 391 W

Tabel 18. Data for referencevarmevekslerspiral og referencedriftsbetingelser.

I beregningerne varieres kun én parameter ad gangen, alle øvrige parametre bevares som angivet i tabel 18. Resultaterne fremgår af figur 22, 23, 24, 25, 26 og 27. Varmeoverføringsevnen vokser kraftigt med voksende lagertemperatur og voksende drivkraft, dvs. voksende  $T_f - T_1$  eller voksende effekttilførsel. Ligeledes vokser varmeoverføringsevnen for voksende volumenstrøm og længde af varmevekslerspiralen. Spiraldimensionen og -materialet har derimod kun begrænset indflydelse på størrelsen af varmeoverføringsevnen.

Figurerne illustrerer betydningen af variationer for de enkelte parametre. I virkeligheden afhænger de forskellige parametre af hinanden. Det er derfor vanskeligt at vurdere forskellige varmevekslerspiralers egnethed uden at benytte detaljerede beregningsmodeller, både for beregning af varmeoverføringssevnen og for simulering af varmelagerets drift.

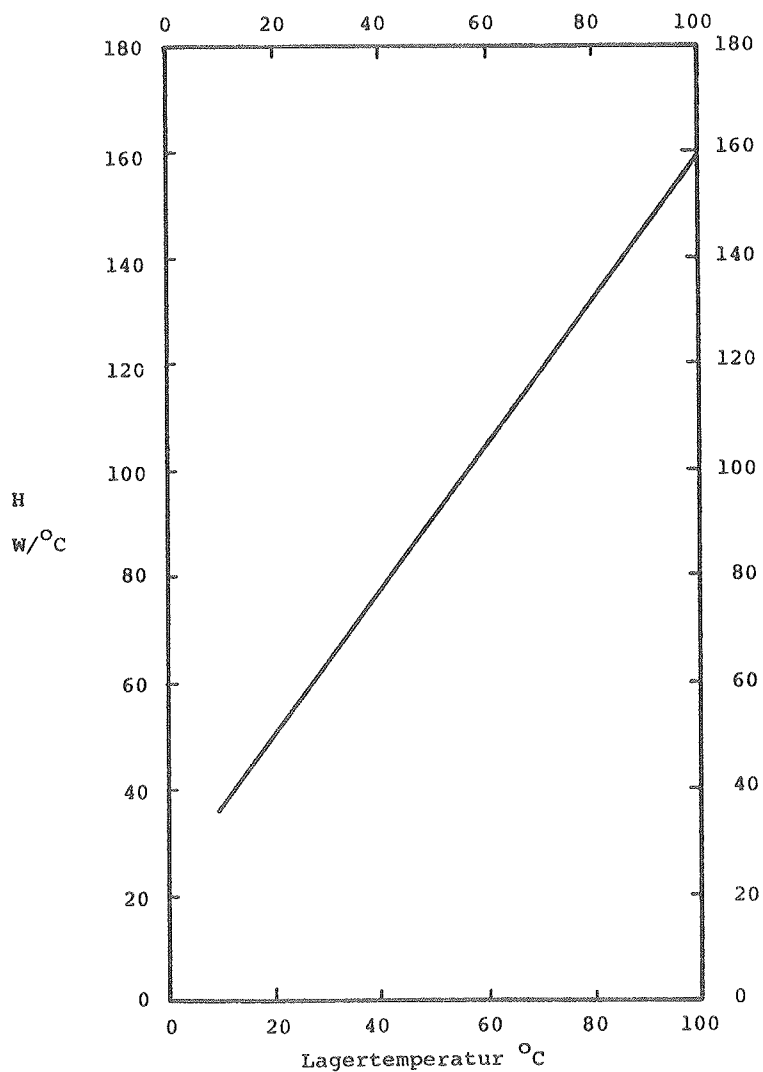
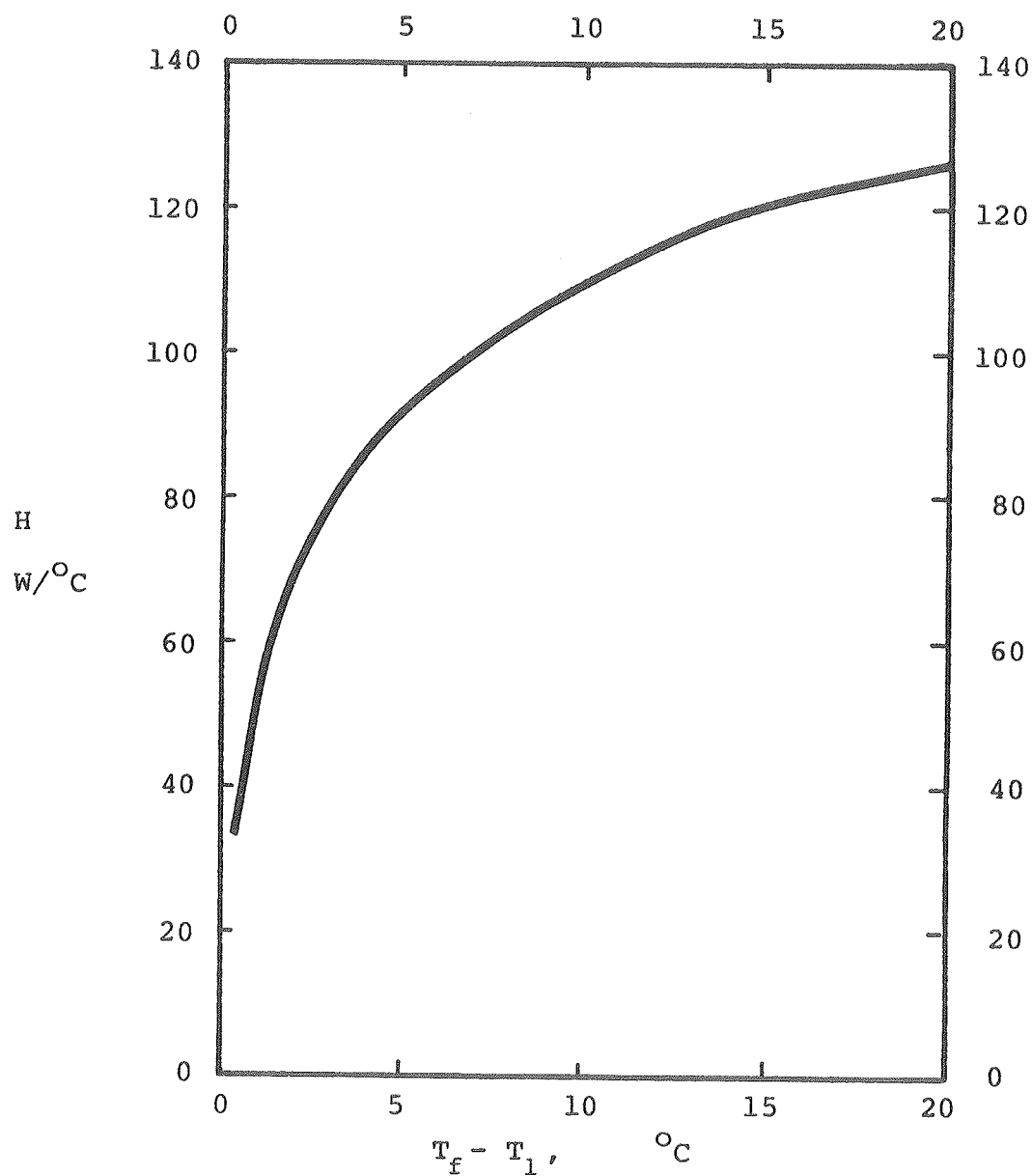
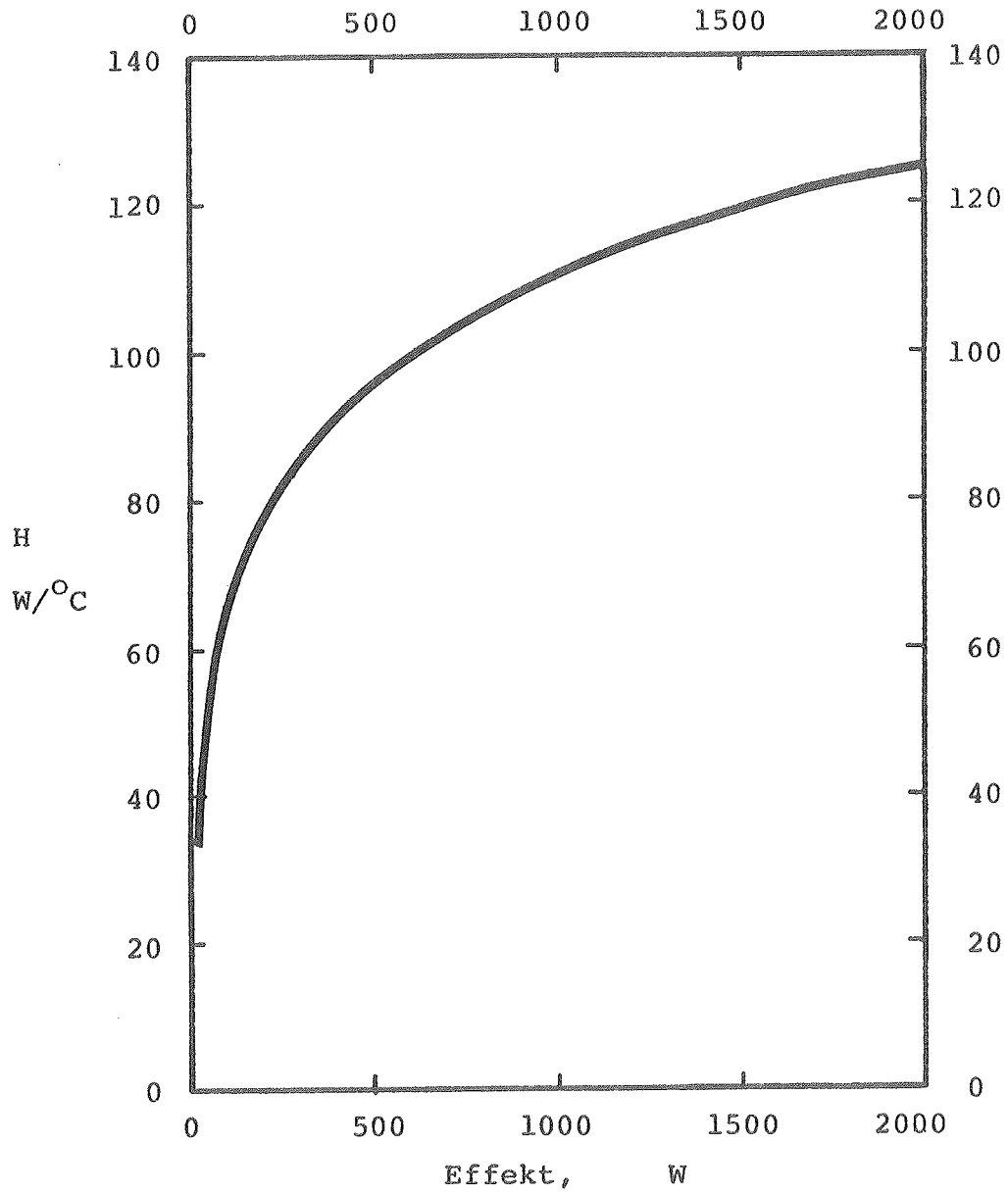


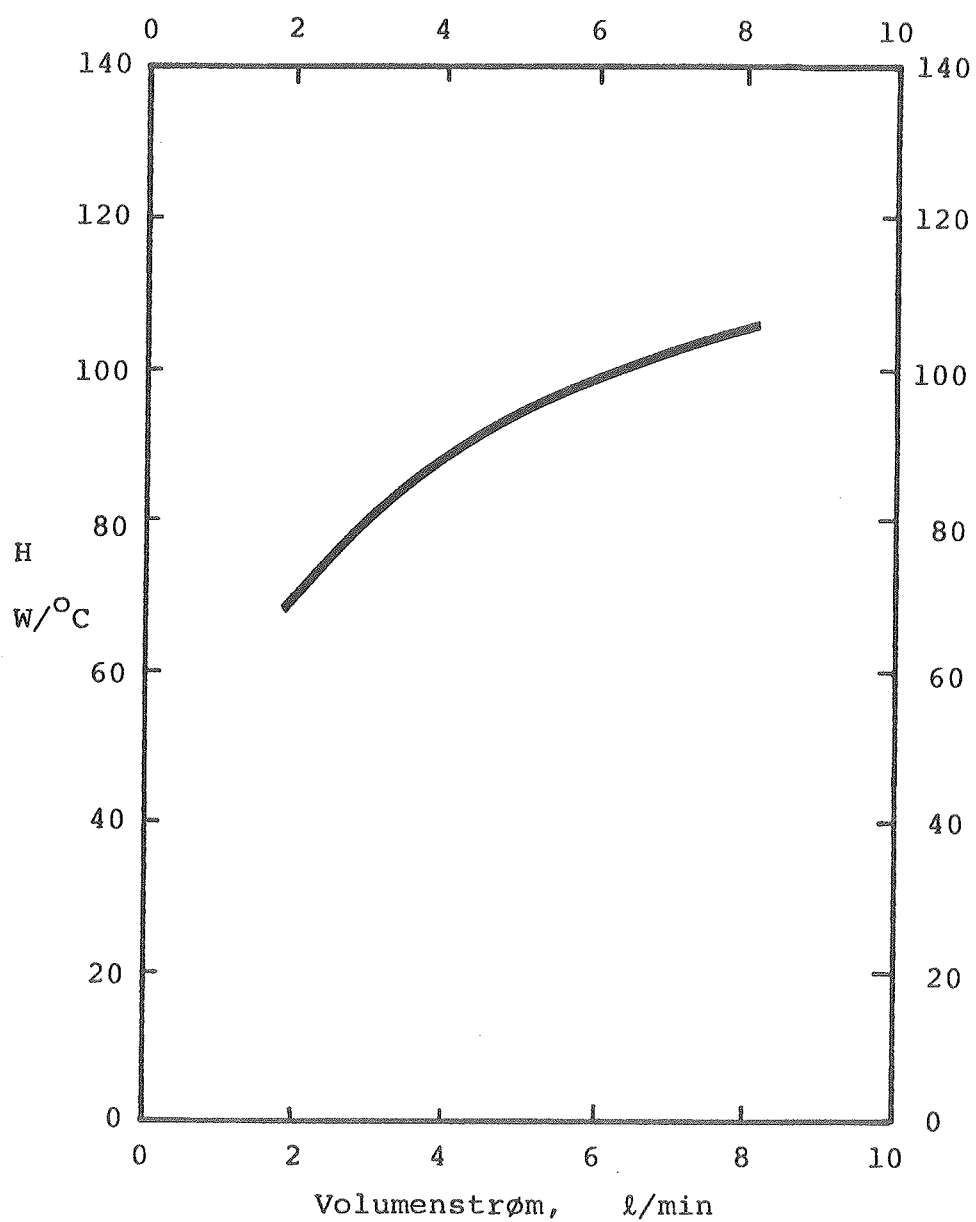
Fig. 22 Varmeoverføringssevnen som funktion af lagertemperaturen.



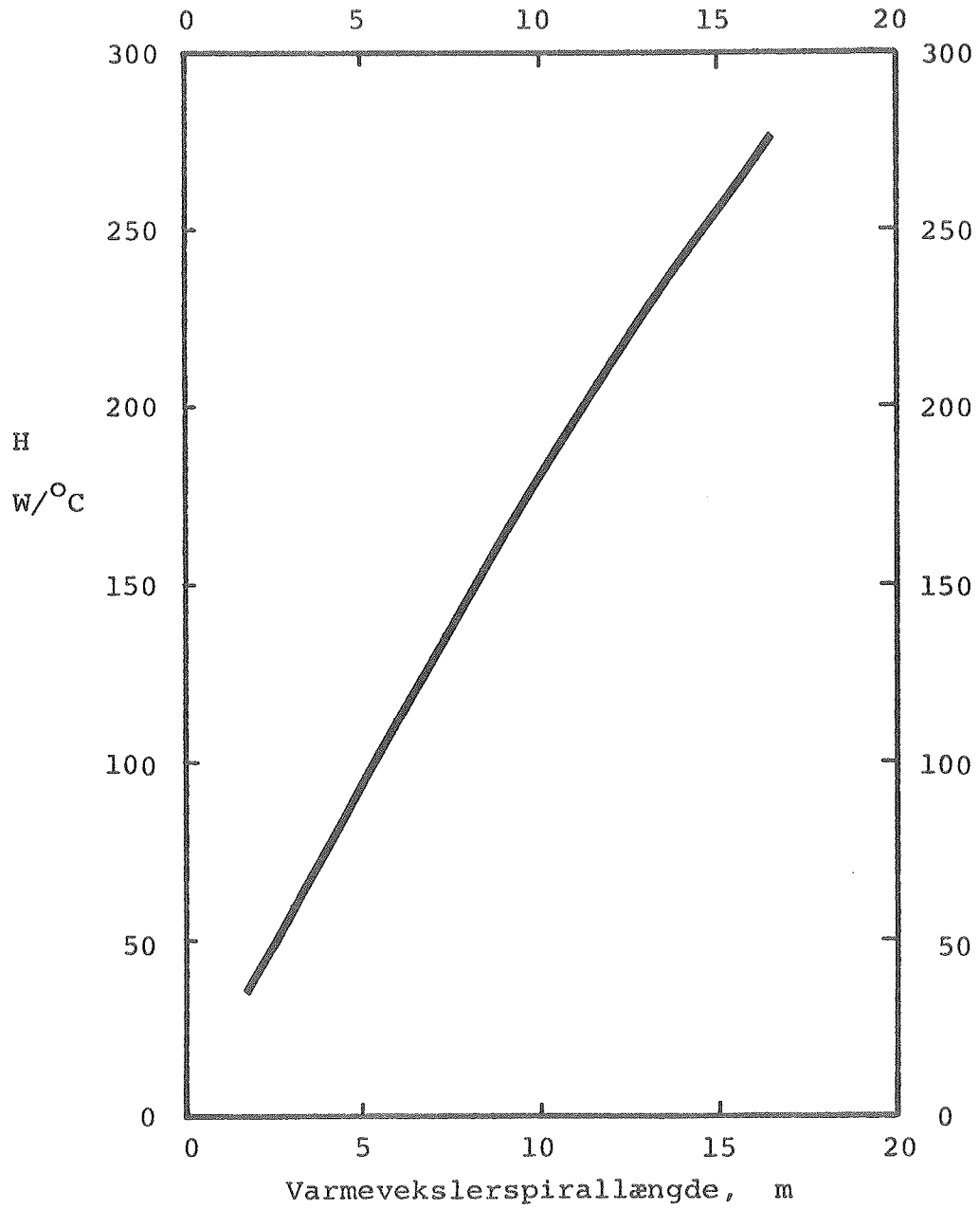
Figur 23. Varmeoverføringsevnen som funktion af forskellen mellem solfangervæskens fremløbstemperatur og lagertemperaturen.



Figur 24. Varmeoverføringsevnen som funktion af effekttilførslen.

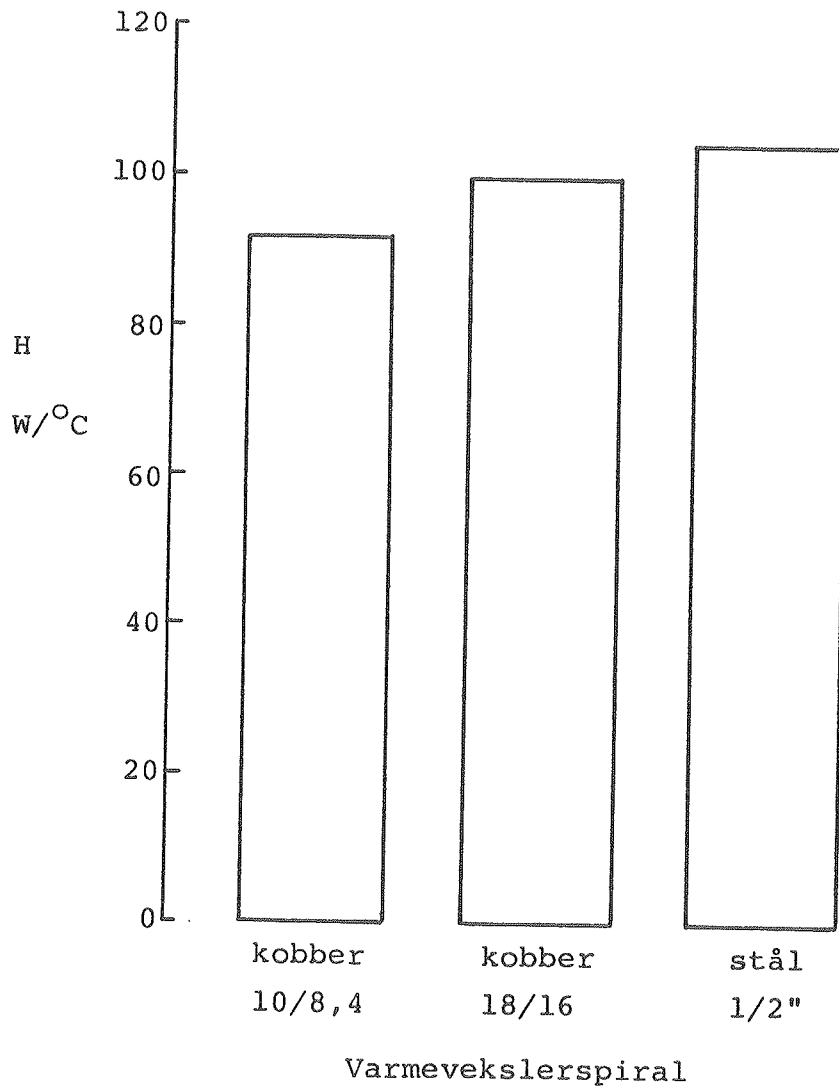


Figur 25. Varmeoverføringsevnen som funktion af volumenstrømmen.



Figur 26. Varmeoverføringsevnen som funktion af længden af varmevekslerspiralen.





Figur 27. Varmeoverføringsevnen som funktion af varmevekslerspiralen.

#### 4.4 Temperaturlagdeling

Som omtalt i afsnit 4.1 opstår temperaturlagdelingen i varmtvandsbeholderen normalt ved vandtapning. Temperaturerne udjævnes efter tapningen på grund af varmeledning, både i vandet og i beholdermaterialet. Den interne varmetransport i lageret er imidlertid ikke udelukkende bestemt af varmeledningen. Varmelagerets varmetab forårsager en nedadrettet vandtransport langs beholderens sider og dermed en tilsvarende opadrettet vandtransport i lagerets centrale del. Der er knyttet varmetransporter til disse massetransporter. Den resulterende interne varmetransport forårsaget af disse massetransporter er opadrettet. Endelig skal det nævnes, at vandets massefylde afhænger af temperaturen. Under varmelagerets afkøling bliver der plads til stadig mere vand i lageret, og når der er tale om brugsvandsbeholdere, tilføres koldt vand derfor til lageret under afkølingen. Dette får naturligvis indflydelse på temperaturlagdelingen i lageret.

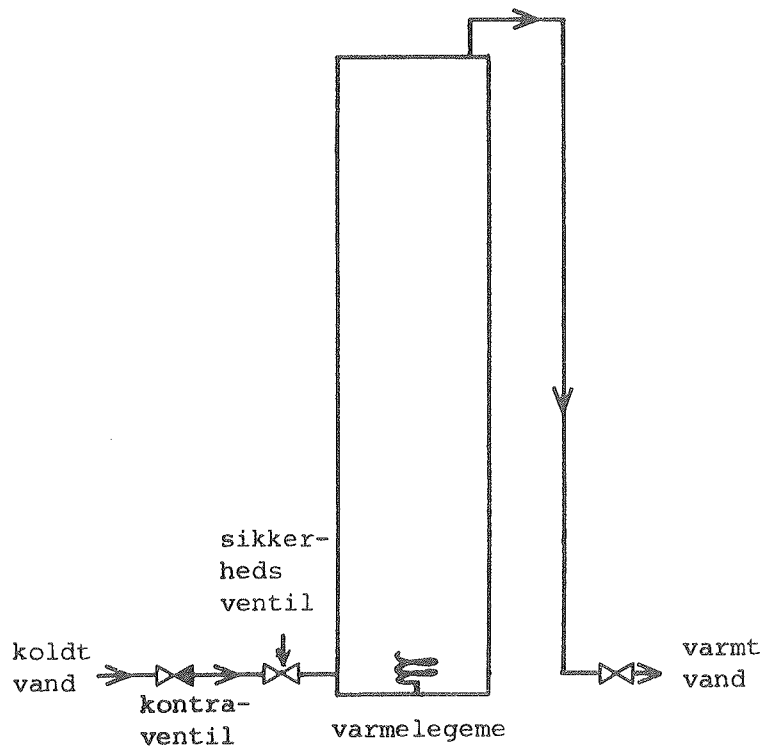
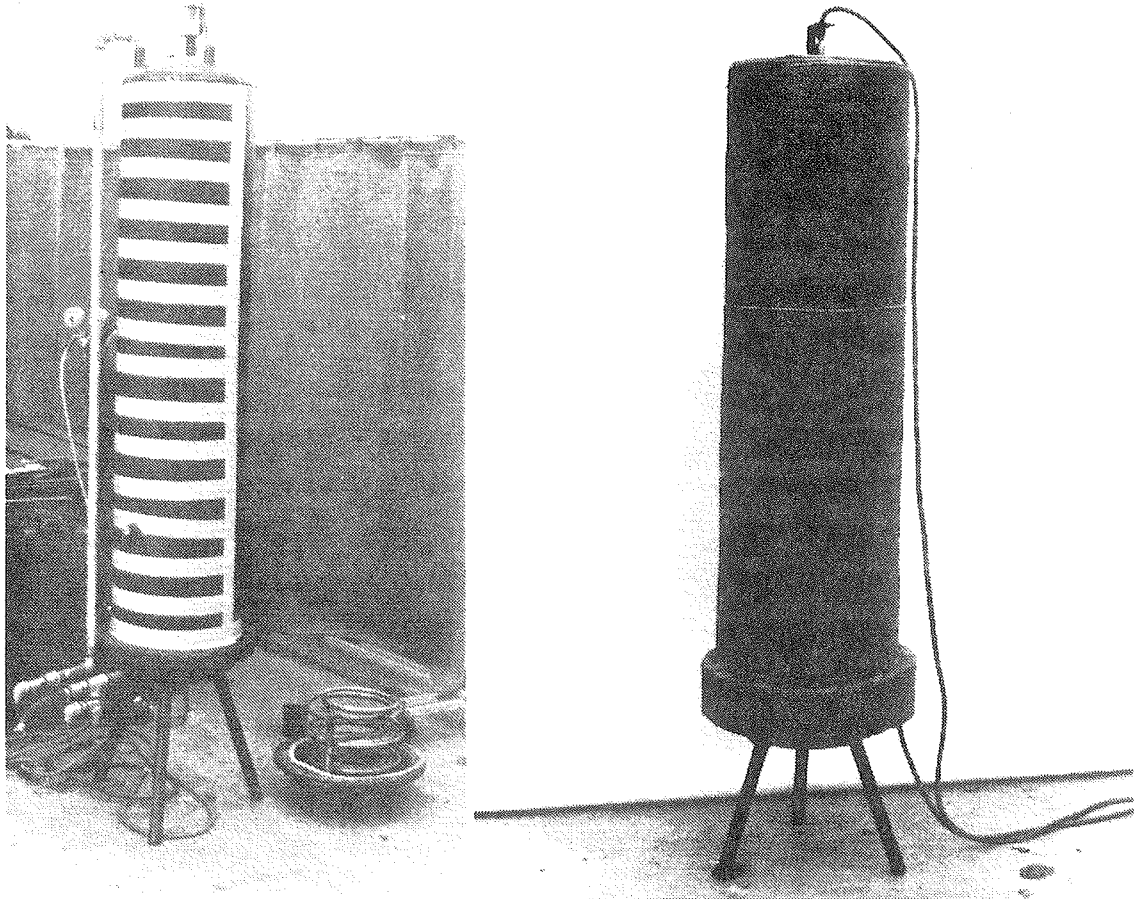
Der er udført såvel teoretisk som eksperimentelt arbejde for at udvikle beregningsmodeller, som korrekt simulerer varmelagerets temperaturlagdeling. Størstedelen af arbejdet, [6], [61], [62], [63], [64] og [65], er koncentreret om varmelagre under opvarmningsperioden, hvor lagervandet ud over at være det varmelagrende materiale også benyttes som det varmetransporterende materiale. Andre undersøgelser omfatter varmelagre under stilstandsperioder, hvor vandet udelukkende benyttes som varmelagrende materiale, [66], [67], [68], [69] og [70]. De fleste af undersøgelserne er koncentreret omkring varmeledningen i vandet. Enkelte undersøgelser er koncentreret om varmeledningen både i vandet og i beholdermaterialet. Kun i [67], [68] og [70] er de konvektive forhold undersøgt. I disse undersøgelser er der til gengæld set bort fra varmeledningen i beholdermaterialet. Netop denne varmeledning er forholdsvis stor for små stålbeholdere. I [71] er opstillet en matematisk model, som simulerer temperaturlagdeling i varmelageret, når der tages hensyn til både konvektion og varme-

ledning i lageret. Modellen er så kompliceret og tidkrævende, at den er uanvendelig i forbindelse med beregning af den årlige ydelse for solvarmeanlæg. I [72] er simple matematiske modeller, som simulerer varmelagres termiske egenskaber, beskrevet og underbygget ved hjælp af de dynamiske varmelagerprøvninger. I disse modeller tages der ikke hensyn til intern konvektion i lageret forårsaget af varmetabet fra lageret. Der tages heller ikke hensyn til vandets udvidelse og sammentrækning igennem opvarmningsperioder og afkølingsperioder. Varmeledning tages i beregning både i vandet og i beholdermaterialet. I beregningerne fordeles varmelagerets varmetabskoefficient på de forskellige dele af varmelageret på en sådan måde, at der opnås rimelig god overensstemmelse mellem beregninger og målinger. Denne fordeling er ikke korrekt, idet den interne varmetransport i lageret ikke beregnes korrekt.

Der eksisterer således ikke en simpel matematisk model, som korrekt simulerer de komplicerede forhold, der bestemmer temperaturlagdelingen i varmtvandsbeholderen. Ved en detaljeret optimering af lagerudformningen kræves en sådan model. Der blev derfor udført forsøg med en varmtvandsbeholder. Disse forsøg er beskrevet i afsnit 4.4.1 og 4.4.3, og de danner baggrund for udviklingen af en simpel model, som korrekt simulerer varmelagerets temperaturlagdeling.

#### 4.4.1 Forsøg til bestemmelse af varmetabet for varmtvandsbeholder

En høj, slank, ubehandlet varmtvandsbeholder af stål med et omtrentligt vandvolumen på 150 l benyttes. Fabrikatet er Kähler & Breum, typen er VVB. Svøbet afsluttes med en flange, således at beholderens nederste endebund er udskiftelig. To endebunde afprøves: den ene er forsynet med en varmevekslerspiral, den anden er uden varmevekslerspiral. I denne endebund installeres et varmelegeme med lille vertikal udstrækning. Varmtvandsbeholderen er vist på figur 28. Til



Figur 28. Varmtvandsbeholder.

venstre ses beholderen, uisoleret, med varmtvandsrøret fra toppen af tanken og koldtvarsdrøret med tilhørende sikkerhedsventil til bunden af tanken. Lageret er forsynet med termoelementer fastgjort til svøbet for hver 10. cm. Herved kan svøbets temperaturlagdeling registreres. Endebunden med varmevekslerspiralen er placeret på gulvet ved siden af beholderen. Til højre ses beholderen, isoleret. Neden under er lageret med endebunden med varmelegemet illustreret skematisk.

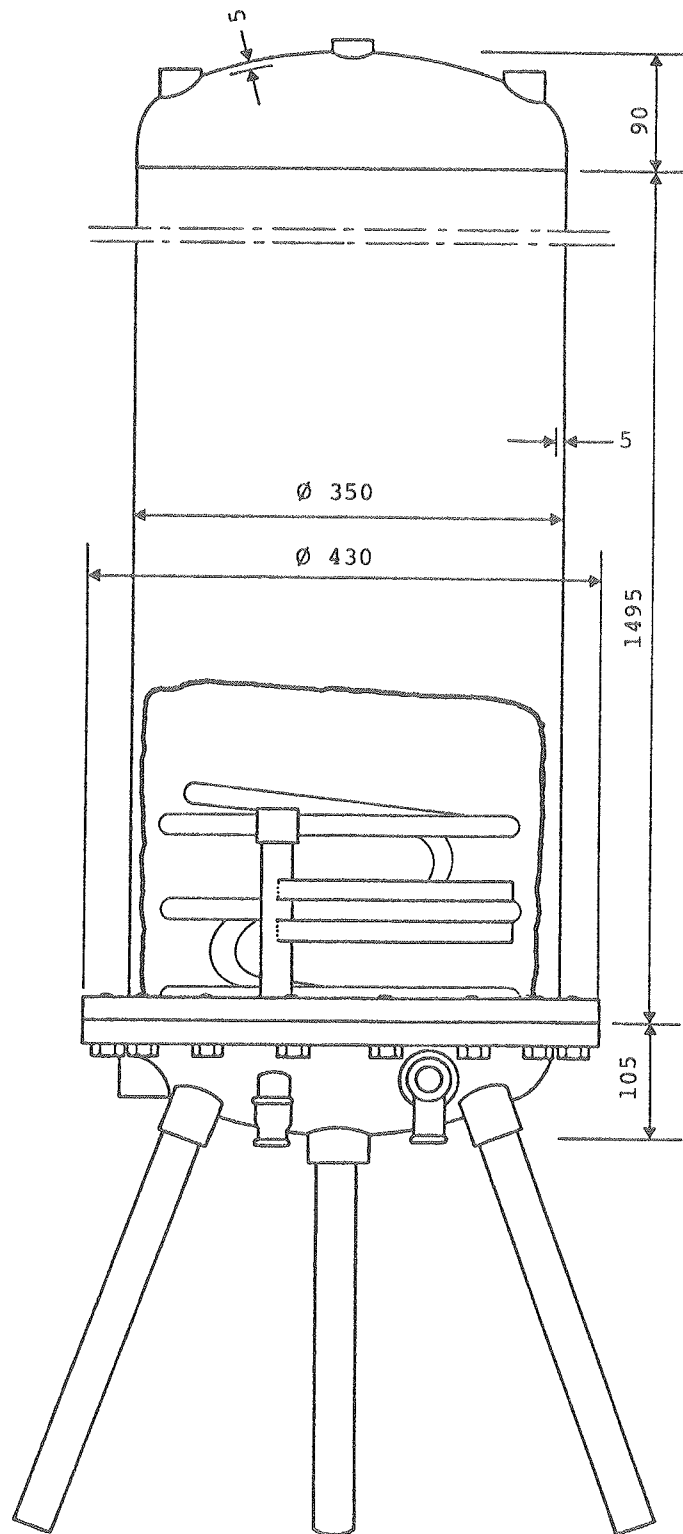
På figur 29 er lagerets udformning vist med endebunden med varmevekslerspiralen.

På figur 30 er de to endebunde vist. Øverst ses endebunden med varmevekslerspiralen, nederst endebunden med et specielt udformet varmelegeme med meget lille vertikal udstrækning.

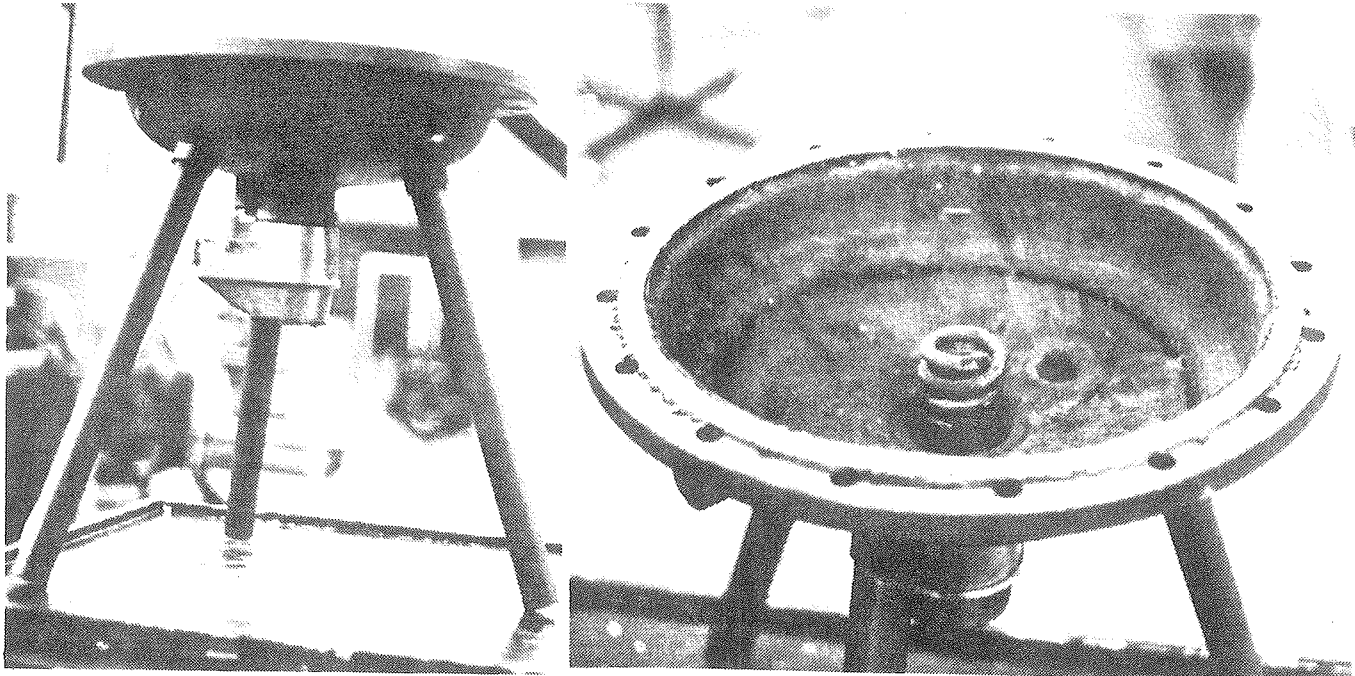
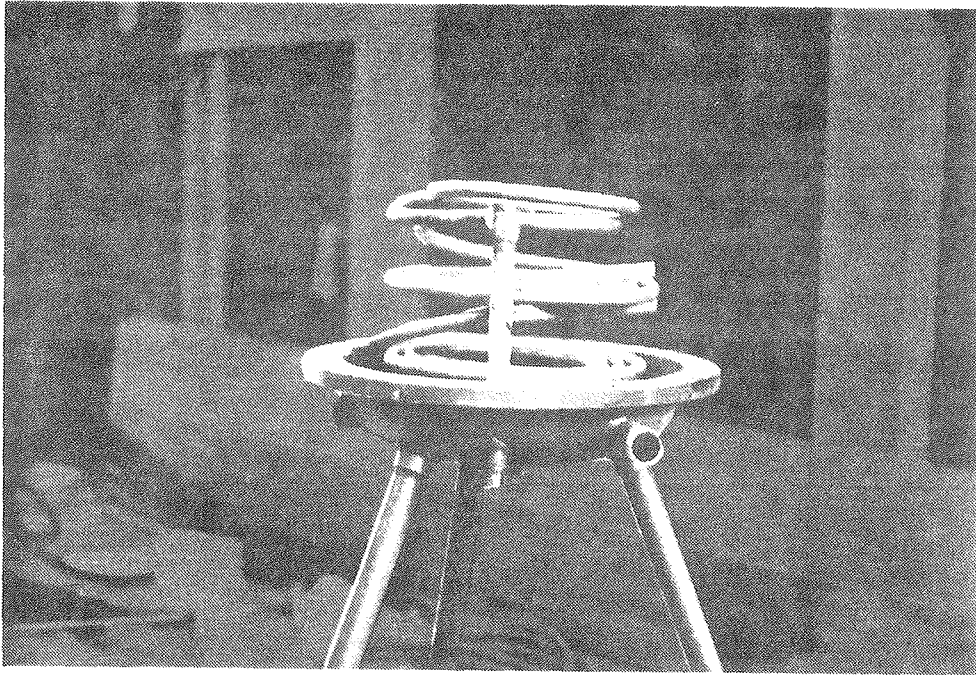
Data for varmtvandsbeholderen og de to endebunde fremgår af tabel 19, 20 og 21.

Den tilnærmede beholderform, som benyttes i beregningsmodellen for varmelagerets drift, er angivet i tabel 22.

En glasstav med temperaturfølere for hver 10. cm installeres på en sådan måde, at lagertemperaturerne og svøbets temperaturer måles i nøjagtigt samme niveau. Temperaturerne måles i hele lagerets udstrækning. Glasstaven og dens egnethed er beskrevet i afsnit 3.3. Studsen i midten af lagerets øverste endebund benyttes som målestuds for glasstaven.



Figur 29. Varmtvandsbeholderens udformning. Mål i mm.



Figur 30. Endebunde til varmtvandsbeholder.

Beholdermateriale		Stål St 37-2
Godstykkelse	svøb	5 mm
	endebunde	5 mm
Isolering	materiale	mineraluld
	isoleringstykkelse	5 cm
Varmtvands- og koldtvandsrør	totallængde	2,1 m
	materiale	stål
	dimension	3/4"
	totalmasse	3,3 kg
Masse	svøb	71,9 kg
	én endebund	3,6 kg
	flange	15,4 kg
	ben	2,8 kg
	overgang svøb/endebund i toppen af beholderen	0,4 kg
	andet: sikkerhedsventil, studse, rørindføring, bolte o.l.	1,5 kg

Tabel 19. Data for varmtvandsbeholder.

Varmeveksler- spiral	længde	8,3 m
	materiale	kobber
	dimension	15/13 mm/mm
	masse	3,2 kg
Vandvolumen ved 20°C		151,2 l
Masse af tom uisoleret beholder incl. rør, varmevekslerspiral o.l.		105,7 kg

Tabel 20. Data for varmtvandsbeholder med varmevekslerspiral.



Varmelegeme	form effekt	spiralviklet 500 W
Vandvolumen ved 20°C		152,5 l
Masse af tom uisoleret beholder incl. rør, varmelegeme o.l.		102,5 kg

Tabel 21. Data for varmtvandsbeholder med varmelegeme.

Form	Indre diameter	Ydre diameter	Indre højde	Ydre højde
cylinder- form	0,34 m	0,35 m	1,68 m	1,69 m

Tabel 22. Data for beholderform ved 20°C anvendt i beregningsmodel.

For at validere beregningsmetoden for temperaturlagdelingen i lageret må størrelsen af lagerets varmetabskoefficient og dens fordeling på de forskellige dele af lageret kendes. Forsøg med lageret med endebunden med varmelegemet benyttes til at finde varmetabskoefficienten og dens fordeling. Disse forsøg beskrives i det følgende.

Varmelegemet er placeret i endebundens laveste punkt og har en meget lille vertikal udstrækning, ca. 6 cm, se figur 30. Varmelegemets tilslutningsdåse omgives af beholderens isole-ring. Varmelageret kan opvarmes af varmelegemet uden temperaturlagdeling af betydning, idet massefyldeforskelle i vandet sørger for en hurtig temperaturudjævning. Varmelegemet tilsluttes en variotrafo og en spændingsstabilisator, således at effekttilførslen kan vælges og holdes konstant i området fra 0 W til 500 W. Effekten måles med et præcisionswattmeter (NORMA D4155) med en unøjagtighed på 0,1% af måleområdet.

En konstant effekt  $E$  tilføres lageret. Lagertemperaturen  $T_1$  stabiliseres, og stabiliteten bevares i en langvarig periode. Kun perioder, hvor lagertemperaturens variation er mindre end  $0,1\text{ }^\circ\text{C}$ , og hvor omgivelsernes temperatur  $T_0$  varierer mindre end  $0,5\text{ }^\circ\text{C}$ , benyttes i målingerne. Den tilførte effekt er lig med varmelagerets varmetab, hvorfor varmelagerets varmetabskoefficient  $K_d$  bestemmes af:

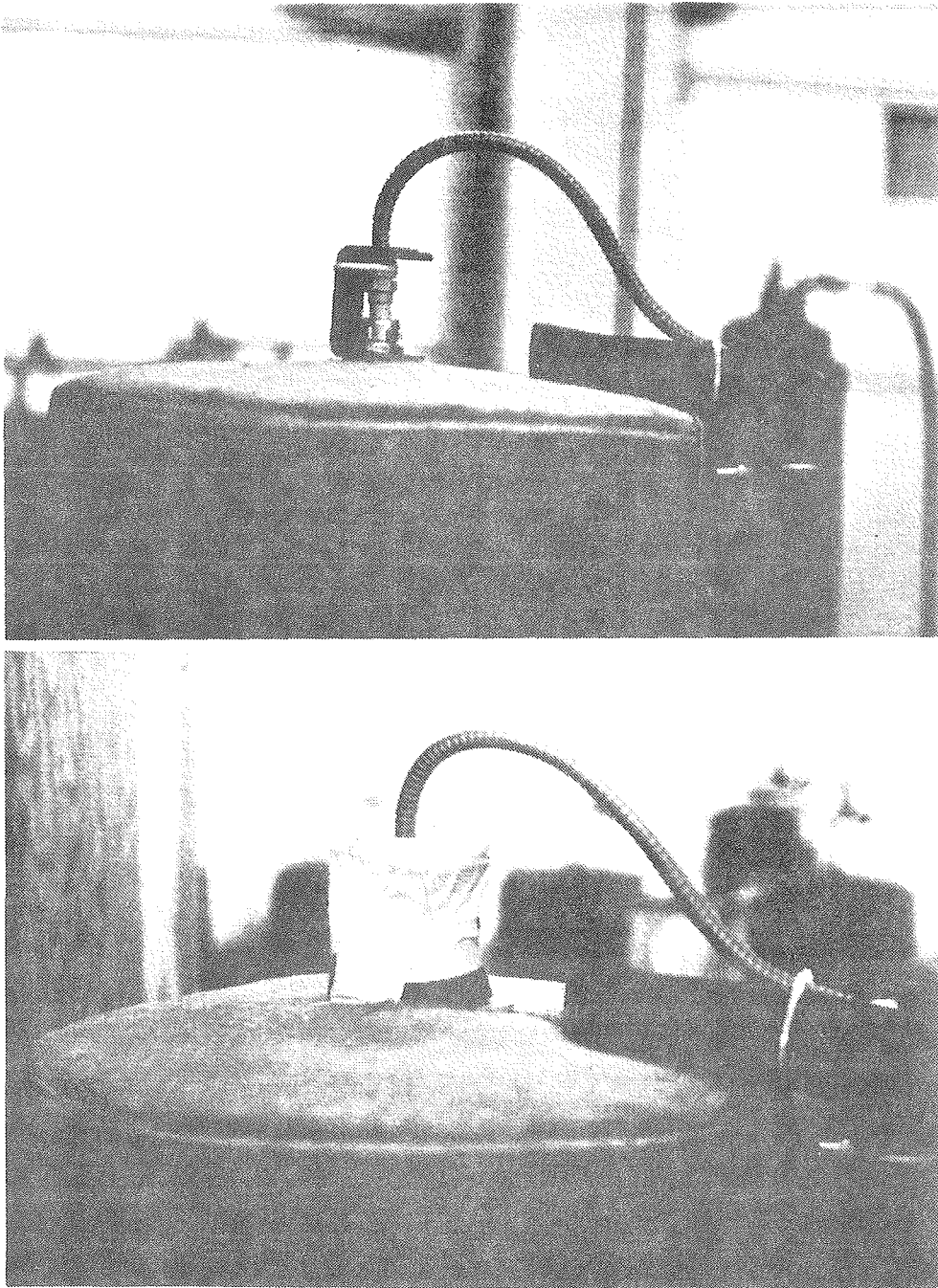
$$K_d = \frac{E}{T_1 - T_0}$$

Målinger foretages med og uden isolering af glasstavens fastgørelse i toppen af lageret, se figur 31. Forsøg udføres således både med og uden en kuldebro i toppen af lageret. Målinger foretages med forskellige effekter og dermed forskellige temperaturniveauer. Resultaterne fremgår af tabel 23. Det ses, at isoleringen af glasstavens fastgørelse reducerer varmetabskoefficienten med  $0,1\text{ W}/^\circ\text{C}$ .

Kuldebro i toppen ?	E W	$T_1\text{ }^\circ\text{C}$	$T_0\text{ }^\circ\text{C}$	Stabiliseringsperiodens varighed h	$K_d\text{ W}/^\circ\text{C}$
ja	145,7	76,4	20,5	14	2,61
nej	131,0	75,5	23,4	16	2,51
	27,4	36,5	24,7	15	2,32

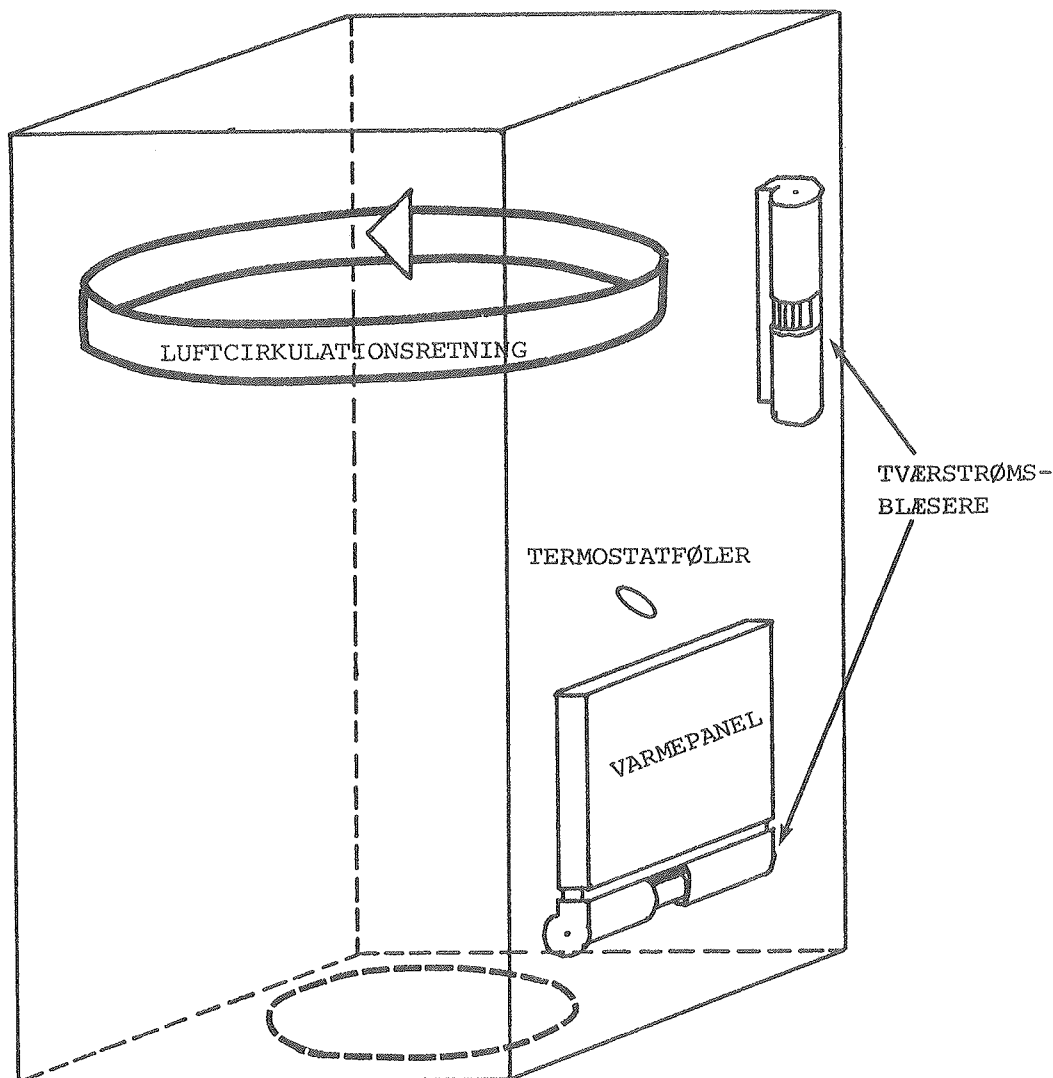
Tabel 23. Varmetabskoefficientmålinger.

Fordelingen af varmetabskoefficienten findes ved forsøg med en til formålet specielt opbygget forsøgskasse. Forsøgskassens udvendige mål er: længde: 91 cm, bredde: 78 cm, og højde: 167 cm. Kassen er vist skematisk på figur 32. Kassen er isoleret med 5 cm mineraluld og forsynet med ben og et cirkulært hul i bunden, således at den øverste del af varmtvandsbeholderen kan placeres inden i kassen. Benene er ind-



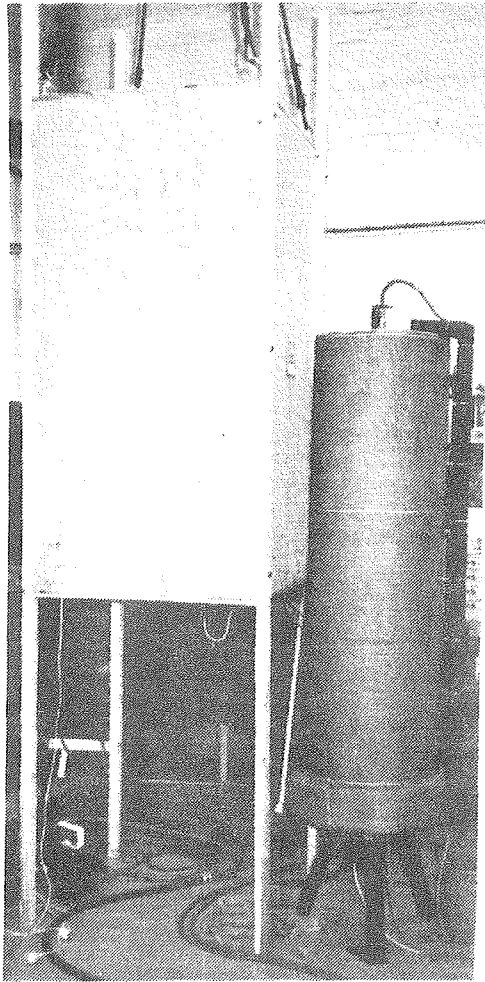
Figur 31. Varmelagerets top med og uden kuldebro.

stillelige på en sådan måde, at en større eller mindre del af varmtvandsbeholderen kan være indesluttet af kassen. Kassen er forsynet med et elektrisk varmepanel af fabrikatet Nobø, type G4EZ-405, og to tværstrømsblæsere af fabrikatet Ziehl-Abegg, type SQR 6-36-2. Varmepanelet styres af en i kassens indre placeret termostatføler og en effekt/temperaturregulator.

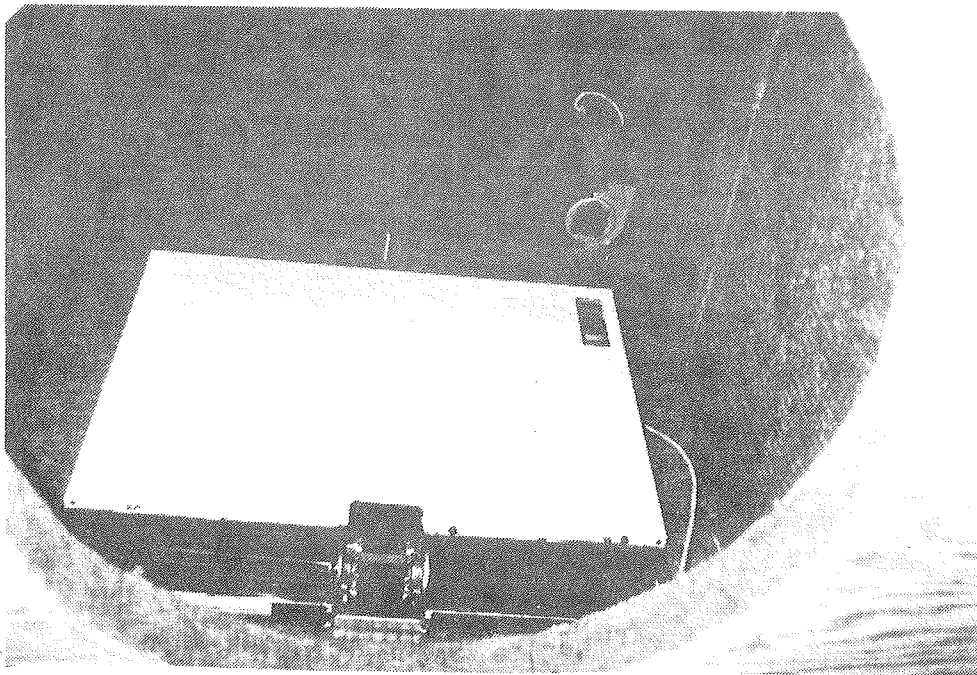


Figur 32. Skematisk illustration af prøveopstillingen.

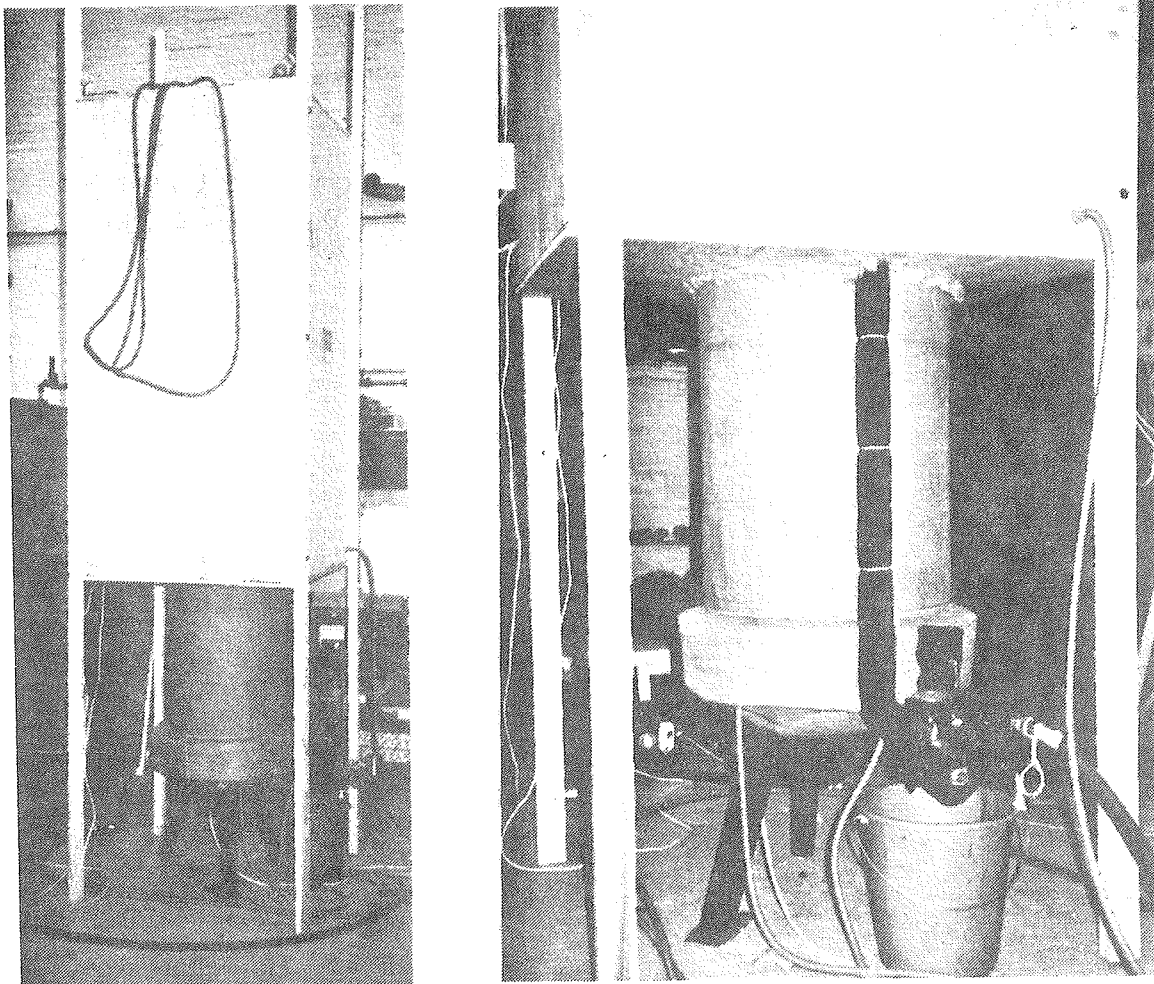
Styringen af varmepanelet og tværstrømsblæserne muliggør, at luften i kassen kan holdes på en ensartet og konstant temperatur. Luftens temperatur blev målt 12 forskellige steder i kassen: foroven, i midten og forneden i de fire hjørner. Den største temperaturvariation i luften i kassen igennem alle forsøgene var  $0,5^{\circ}\text{C}$ ; altså holdes lufttemperaturen i kassen rimeligt konstant. Forsøgs-kassen med ben er vist på figur 33, hvor også varmtvandsbeholderen er vist. På figur 34 vises en del af forsøgs-kassens indre med varmepanelet og de to tværstrømsblæsere. Forsøgs-kassen placeres således, at varmtvandsbeholderens øverste del indesluttet af kassen. Den snævre åbning mellem varmtvandsbeholderen og kassens hul udfyldes med mineraluld. Opstillingen er vist på figur 35.



Figur 33. Forsøgskasse og varmtvandsbeholder.



Figur 34. Tværstrømsblæsere og varmepanel i den isolerede forsøgskasse.



Figur 35. Måleopstilling til bestemmelse af fordelingen af varmelagerets varmetabskoefficient.

Forsøgskassens varmepanel reguleres således, at luftens temperatur i kassen er omtrent  $75^{\circ}\text{C}$ . Effekten til varmelegemet i varmtvandsbeholderen E indstilles således, at lagertemperaturen bliver omtrent  $75^{\circ}\text{C}$ .

Under hele prøvningen optræder der ingen temperaturlagdeling i varmtvandsbeholderen. Efter nogen tid stabiliseres lagertemperaturen. Effekttilførslen E indstilles herefter således, at forskellen mellem lagertemperaturen og forsøgskassens lufttemperatur reduceres. Proceduren gentages indtil forskellen mellem lagertemperaturen og kassens lufttemperatur er højst  $0,1^{\circ}\text{C}$ . Den opnåede stabilitet bevares i en langvarig periode. Kun perioder, hvor lagertemperaturen  $T_1$

ændres mindre end  $0,1^{\circ}\text{C}$ , hvor forskellen mellem  $T_1$  og kassens lufttemperatur er mindre end  $0,1^{\circ}\text{C}$ , hvor varmelagemets effekt  $E$  ændres mindre end  $0,5\text{ W}$  og hvor den maksimale variation for omgivelsestemperaturen  $T_0$  er  $0,5^{\circ}\text{C}$ , benyttes som en stabil måleperiode. Måleperiodens varighed benævnes  $\tau_m$ . Stabilitetskravene er strenge, og hvert forsøg er derfor tidkrævende.

Ovennævnte forsøg blev kun udført med varmelageret uden kuldebro i toppen af lageret. Tre forsøg med forskellige indstillinger af forsøgskassens ben blev udført. Herved måles varmetabskoefficienten for tre forskellige dele af beholderen. Varmetabskoefficienten for den del af beholderen, som ikke er indesluttet af kassen  $K_1$ ,  $K_2$  og  $K_3$  findes af samme ligning for de tre forsøg, fx:

$$K_1 = \frac{E}{T_1 - T_0}$$

Denne beregningsmetode er rimelig, idet varmetabet fra den del af lageret, som er indesluttet af kassen, kan negligeres.

Målingen af  $K_1$ ,  $K_2$  og  $K_3$  benyttes til bestemmelse af varmetabskoefficienten for beholderens sider  $K_{\text{side}}$ , top  $K_{\text{top}}$  og bund  $K_{\text{bund}}$ . Dette er muligt, da størrelsen af varmetransporten gennem beholderisoleringen fra den del af beholderen, som er indesluttet af kassen, til omgivelserne for den nederste del af beholderen er den samme for alle tre forsøg.

Overgangsisolansen ved den indvendige beholderside i de forskellige forsøg er næsten ens. Det skønnes, at eventuelle forskelle fra forsøg til forsøg, forårsaget af forsøgskassen, er uden betydning for måleresultaterne. Overgangsisolansen ved den del af isoleringens overflade, som er placeret under forsøgskassen, påvirkes af forsøgskassen. Både de konvektive og de strålingsmæssige forhold påvirkes, men da både lageret og forsøgskassen er velisoleret, og da luftbevægelsen i laboratoriehallen er af en rimelig størrelse, vurderes det, at

forsøgskassen maksimalt kan ændre størrelsen af  $K_1$ ,  $K_2$  og  $K_3$  2% på grund af ændret overgangsisolans. Omgivelsestemperaturen  $T_o$  måles ud for midten af den del af beholderensiden, som er placeret under forsøgskassen.

Måleresultaterne er vist i tabel 24.

Afstand gulv/nederste del af forsøgskassens bundisolering	Afstand beholderens nederste endebund/midten af forsøgskassens bundisolering	Varmelegemets effekt E	Lager-temperatur $T_1$	Omgivelsestemperatur $T_o$	Varighed af stabil måleperiode $\tau_s$	Varmetabskoefficient for nederste del af beholderen
0,76 m	0,44 m	53,3 W	75,9 °C	20,6 °C	9 h	$K_1 = 0,96 \frac{W}{°C}$
1,17 m	0,85 m	75,4 W	75,7 °C	21,8 °C	15 h	$K_2 = 1,40 \frac{W}{°C}$
1,58 m	1,26 m	99,0 W	76,0 °C	22,6 °C	11 h	$K_3 = 1,85 \frac{W}{°C}$

Tabel 24. Måleresultater for fordeling af varmetabskoefficienten.

Hele beholderens side er isoleret ensartet i hele beholderens højde. Beholderens højde er 1,69 m. Varmetabskoefficienten for beholderens side  $K_{side}$  ved omtrent 76°C findes derfor af:

$$K_{side} = \frac{1,69}{(1,26-0,44)} \cdot (K_3 - K_1) = 1,83 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Varmetabskoefficienten for beholderens top  $K_{top}$  ved omtrent 76°C findes af:

$$K_{top} = K_d - K_3 - \frac{(1,69-1,26)}{1,69} \cdot K_{side} = 2,51 - 1,85 - \frac{0,43}{1,69} \cdot 1,834 = 0,19 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Varmetabskoefficienten for beholderens bund  $K_{bund}$  ved omtrent 76°C findes af:

$$K_{bund} = K_1 - \frac{0,44}{1,69} \cdot K_{side} = 0,48 \text{ W/}^\circ\text{C}$$



Det bemærkes, at  $(K_3 - K_2) - (K_2 - K_1) = 0,01 \text{ W/}^\circ\text{C}$ . Heraf ses, at det er rimeligt at antage, at varmetabskoefficienten fra beholderens side pr. højdeenhed er konstant.

Beregnes varmetabskoefficienterne som angivet i afsnit 4.2.1, fås følgende størrelse for hver enkelt varmetabskoefficient:

$$K_{\text{side}} = 1,77 \text{ W/}^\circ\text{C} \quad \text{og} \quad K_{\text{top}} = K_{\text{bund}} = 0,10 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Forskellen mellem den målte og beregnede varmetabskoefficient for siden er meget lille. Forskellene mellem de målte og de beregnede varmetabskoefficienter for toppen og bunden er først og fremmest forårsaget af kuldebroer: i toppen er kuldebroerne forårsaget af varmtvandsrøret og glasstaven til temperaturmålingerne; i bunden er kuldebroerne forårsaget af flangen, benene og koldtvandsrøret.

$T_1$ ,  $T_0$  og  $E$  måles med en vis unøjagtighed. Unøjagtigheden for  $E$  er knyttet dels til præcisionswattmeteret, dels til varigheden af måleperioden  $\tau_m$ . Lagertemperaturændringen i måleperioden er mindre end  $0,1^\circ\text{C}$ . Dette svarer til, at energiændringen for varmelageret er mindre end omtrent  $66840 \text{ J}$ . Når effekten er beliggende i området mellem

$$E - \frac{66840}{\tau_m} \quad \text{og} \quad E + \frac{66840}{\tau_m}$$

vil stabilitet kunne opnås i måleperioden. Unøjagtigheden af effektmålingen med præcisionswattmeteret er forsvindende lille i forhold til unøjagtigheden, som er knyttet til stabilitetskriteriet. I det følgende forudsættes det, at ubestemtheden for effekten  $S_E = \frac{66840}{\tau_m}$ .

Endvidere regnes med ubestemthederne for temperaturmålingerne  $S_T = S_{T_1} = S_{T_0} = 0,5^\circ\text{C}$ .

Varmetabskoefficienten  $K_1$  findes af:  $K_1 = \frac{E}{T_1 - T_0}$  og ubestemtheden for  $K_1$  af:

$$S_{K_1} = \sqrt{\left(\frac{\partial K_1}{\partial E} S_E\right)^2 + \left(\frac{\partial K_1}{\partial T_1} S_{T_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial K_1}{\partial T_0} S_{T_0}\right)^2} =$$

$$K_1 \sqrt{\left(\frac{S_E}{E}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{S_T}{T_1 - T_0}\right)^2}$$

For varmetabskoefficientmålingerne for varmtvandsbeholderen uden kuldebro i toppen fra tabel 23 og 24 er  $S_E$  og ubestemthederne for de målte varmetabskoefficienter angivet i tabel 25.

Afstand beholderens nederste endebund/midten af forsøgs-kassens bund-isolering	$T_1$ °C	$T_0$ °C	$\tau_m$ h	E W	Ubestemthed for E $S_E$ W	Varmetabskoefficient W/°C	Ubestemthed for varmetabskoefficient W/°C
ingen kasse	36,5	24,7	15	27,4	1,24	$K_d = 2,32$	$S_{K_d} = 0,15$
ingen kasse	75,5	23,4	16	131,0	1,16	$K_d = 2,51$	$S_{K_d} = 0,04$
0,44 m	75,9	20,6	9	53,3	2,06	$K_1 = 0,96$	$S_{K_1} = 0,04$
0,85 m	75,7	21,8	15	75,4	1,24	$K_2 = 1,40$	$S_{K_2} = 0,03$
1,26 m	76,0	22,6	11	99,0	1,69	$K_3 = 1,85$	$S_{K_3} = 0,04$

Tabel 25. Ubestemtheder for målte varmetabskoefficienter.

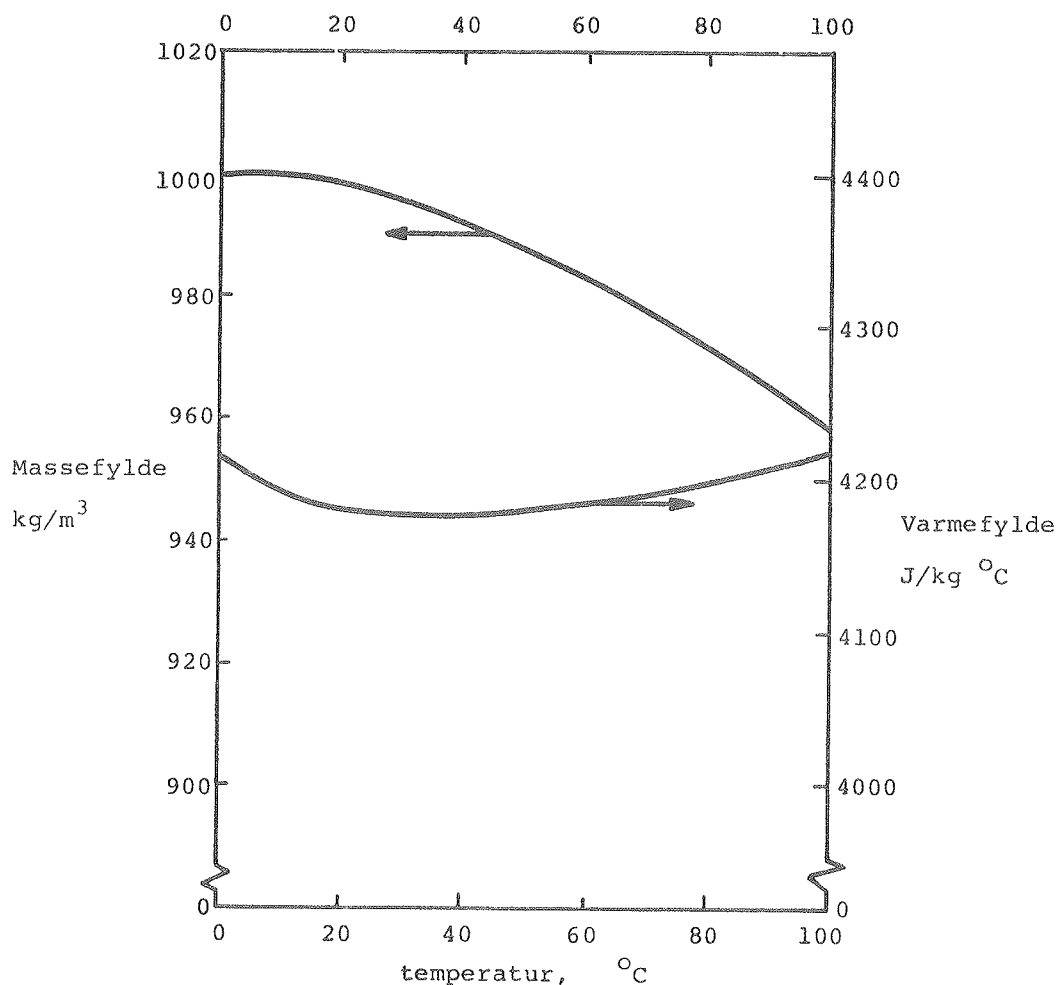
Med de i tabel 25 angivne ubestemtheder findes ubestemthederne for  $K_{side}$ ,  $K_{top}$  og  $K_{bund}$ . Der ses bort fra unøjagtigheder forårsaget af lagerets geometri. Ubestemthederne for  $K_{side}$ ,  $K_{top}$ ,  $K_{bund}$  og den totale varmetabskoefficient fremgår af tabel 26.

Lagertemperatur $\approx 76^\circ\text{C}$				Lagertemperatur = $36,5^\circ\text{C}$	
$K_{side}$ W/°C	$K_{top}$ W/°C	$K_{bund}$ W/°C	$K_d$ W/°C	$K_d$ W/°C	
1,83	0,19	0,48	2,51	2,32	
$S_{K_{side}}$ W/°C	$S_{K_{top}}$ W/°C	$S_{K_{bund}}$ W/°C	$S_{K_d}$ W/°C	$S_{K_d}$ W/°C	
0,12	0,06	0,05	0,04	0,15	

Tabel 26. Varmetabskoefficienter og deres måleubestemtheder for varmtvandsbeholderen uden kuldebro i toppen.

#### 4.4.2 Matematisk model til simulering af temperaturlagdeling i varmtvandsbeholdere

Beholderen opdeles i  $N$  lige høje lag, således at vertikal temperaturlagdeling kan beregnes. Lag 1 er det nederste lag, og lag  $N$  er det øverste lag. Lag  $I$  antages at have en ensartet temperatur  $T(I)$ , mens varmelagringskapaciteten for lag  $I$   $CI(I)$  varierer med temperaturen  $T(I)$ . Både massefylden og varmfylde for vand er uafhængige af trykket i varmtvandsbeholderen, [73], men afhængige af temperaturen, se figur 36. I temperaturintervallet fra  $10^{\circ}\text{C}$  til  $100^{\circ}\text{C}$  reduceres massefylden med mere end 4%. Varmefyldens maksimale ændring i intervallet fra  $10^{\circ}\text{C}$  til  $100^{\circ}\text{C}$  er 0,9%. Det er derfor rimeligt at se bort fra varmfyldeens temperaturafhængighed og at benytte  $C_{pv} = 4188 \text{ J/kg }^{\circ}\text{C}$ .



Figur 36. Massefylde og varmfylde for vand ved forskellige temperaturer.

I temperaturintervallet fra 10°C til 100°C er følgende udtryk fundet for massefylden af vandet i lag I:

$$\rho(I) = 1000,6 - 0,0128 \cdot T(I)^{1,76} \quad \text{kg/m}^3$$

Beholdermaterialet udvider sig normalt også under opvarmningen, således at vandvolumenet af lag I  $VOL(I)$  afhænger af temperaturen  $T(I)$ .  $VOL(I)$  beregnes ved hjælp af beholderens mål ved 20°C, den indvendige diameter  $d_i$  og den indvendige højde  $h_i$ , og beholdermaterialets varmeudvidelseskoefficient  $\alpha$ :

$$VOL(I) = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot \frac{h_i}{N} \cdot (1 + \alpha \cdot (T(I) - 20))^3$$

Vandmassen i lag I  $M(I)$  findes af:

$$M(I) = \rho(I) \cdot VOL(I)$$

Varmelagringskapaciteten for lag I  $CI(I)$  er summen af varmelagringskapaciteten for vandet i lag I og varmelagringskapaciteten for beholdermaterialet i lag I. Varmelagringskapaciteten for beholdermaterialet beregnes ved hjælp af beholderens mål ved 20°C, den udvendige diameter  $d_y$  og den udvendige højde  $h$ . Når der ses bort fra uregelmæssigheder i beholderens geometri, fx i form af varmevekslerspiraler, flanger, ben, overgang mellem svøb og endebunde og lignende, beregnes  $CI(I)$  af:

$$CI(1) = M(1) \cdot C_{pv} + \left( \frac{\pi \cdot h_i \cdot (d_y^2 - d_i^2)}{4N} + \frac{\pi \cdot d_y^2 \cdot (h - h_i)}{2} \right) \rho_b \cdot C_{pb} \quad \text{J/}^\circ\text{C}$$

$$\text{for } I = 2, N-1: \quad CI(I) = M(I) \cdot C_{pv} + \frac{\pi \cdot h_i \cdot (d_y^2 - d_i^2)}{4N} \rho_b \cdot C_{pb} \quad \text{J/}^\circ\text{C}$$

$$CI(N) = M(N) \cdot C_{pv} + \left( \frac{\pi \cdot h_i \cdot (d_y^2 - d_i^2)}{4N} + \frac{\pi \cdot d_y^2 \cdot (h - h_i)}{2} \right) \rho_b \cdot C_{pb} \quad \text{J/}^\circ\text{C}$$

$\rho_b$  er beholdermaterialets massefylde, og  $C_{pb}$  er beholdermaterialets varmeyfde.

#### 4.4.2.1 Varmeledning

Varmeledning i vand og beholdermateriale forårsager en nedadrettet varmetransport mellem nabolag. Forudsættes et retlinet temperaturforløb mellem midten af nabolagene og konstante varmeledningsevner for vand og beholdermateriale imellem midten af nabolagene, kan varmemestrømmen, forårsaget af varmeledning mellem lag I+1 og lag I, tilnærmet beregnes af:

$$XK(I) \cdot (T(I+1) - T(I)) \quad W$$

$$\text{hvor } XK(I) = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot \lambda_v(I) + \frac{\pi}{4} \cdot (d_y^2 - d_i^2) \cdot \lambda_b}{h/N} \quad W/^\circ C$$

$\lambda_b$  er beholdermaterialelets varmeledningsevne og  $\lambda_v(I)$  er vandets varmeledningsevne imellem lag I og lag I+1. Vandets varmeledningsevne afhænger af vandtemperaturen, og tilnærmet benyttes middeltemperaturen mellem lag I og lag I+1. I temperaturintervallet fra  $10^\circ C$  til  $100^\circ C$  er følgende udtryk fundet for varmeledningsevnen:

$$\lambda_v(I) = 0,520 + 0,0198 \cdot \left( \frac{T(I) + T(I+1)}{2} \right)^{0,46} \quad W/m \text{ } ^\circ C$$

De ovenfor nævnte forudsætninger er opfyldt i større eller mindre omfang, alt afhængig af antallet af lag, som benyttes i modellen. Jo flere lag des bedre er forudsætningerne opfyldt.

#### 4.4.2.2 Varmetab og vandstrømning i varmtvandsbeholderen

Den i afsnit 4.4 omtalte opadrettede varmemestrøm, som er forårsaget af den nedadrettede vandstrøm langs beholdervæggen og den opadrettede vandstrøm i lagerets midte, tages i beregning ved fastlæggelse af lagenes varmetab. Dette er rimeligt, idet varmetabet forårsager denne varmetransport. Den opadrettede varmemestrøm tages i beregning på en sådan måde, at en del af beholdersidens varmetab fra et lag eventuelt flyttes til et nedenfor beliggende lag.

Uden hensyntagen til en eventuel flytning af varmetabene beregnes størrelsen af tabet fra lag I,  $ZTAB(I)$ , som beskrevet i

afsnit 4.2.1. Størrelsen af varmetabet, som flyttes fra lagene over lag I til lag I benævnes FTAB(I). Der indføres en størrelse  $\alpha(I)$ , som er placeret i intervallet fra 0 til 1.  $\alpha(I)$  er et udtryk for, hvor stor en del af varmtvandsbeholderens sidetab, som flyttes nedad i beholderen fra lag I+1 til lag I. For  $I < N-1$  defineres  $\alpha(I)$  og FTAB(I) ved hjælp af ligningen:

$$\alpha(I) = \frac{FTAB(I)}{FTAB(I+1) + ZTAB(I+1)}$$

Det teoretisk beregnede varmetab fra det øverste lag ZTAB(N) består af et bidrag fra toppen af beholderen ZTAB<sub>top</sub>(N) og et bidrag fra beholdersiden ZTAB<sub>side</sub>(N). Kun sidetabet kan flyttes til de nedenfor beliggende lag, idet tabet fra toppen forårsager en nedadrettet vandstrøm i midten af lageret.  $\alpha(N-1)$  og FTAB(N-1) defineres derfor ved ligningen:

$$\alpha(N-1) = \frac{FTAB(N-1)}{ZTAB_{side}(N)}$$

$\alpha(I)$ -værdierne giver et billede af, hvorledes varmetabet fordeles på de forskellige lag.

Som omtalt i [70] og [71] er temperaturlagdelingen i lageret afgørende for størrelsen af den opadrettede varmestrøm.  $\alpha(I)$  er derfor afhængig af temperaturlagdelingen mellem lag I og lag I+1,  $GR(I) = \frac{T(I+1) - T(I)}{h/N}$  °C/m.

Jo mindre GR(I) er des større bliver  $\alpha(I)$ .  $\alpha$ -værdierne og dermed fordelingen af varmetabet varierer altså igennem lagerets drift. De benyttede symboler fremgår af tabel 27, hvor også det virkelige varmetab for hvert lag er beregnet.

Det bemærkes, at FTAB(I) ligesom ZTAB(I) kan flyttes videre nedad i lageret. Der indføres endnu en hjælpeparameter P(I), som multipliceret med ZTAB(I) angiver lagets virkelige (omfordelte) varmetab. Der gælder altså:

Lag nr.	Teoretisk beregnet varmetab fra lag I ZTAB(I) W	Varmetab flyttet fra ovenfor beliggende lag til lag I FTAB(I) W	$\alpha(I)$ : Del af ZTAB(I+1)+FTAB(I+1) som flyttes fra lag I+1 til lag I. BEMÆRK DOG: $\alpha(N-1)$ : del af ZTAB <sub>side</sub> (N), som flyttes fra lag N til lag N-1	Virkeligt varmetab fra lag I W
N	ZTAB(N) = ZTAB <sub>top</sub> (N) + ZTAB <sub>side</sub> (N)	-	-	ZTAB <sub>top</sub> (N) + (1- $\alpha(N-1)$ ) · ZTAB <sub>side</sub> (N)
N-1	ZTAB(N-1)	FTAB(N-1)	$\alpha(N-1)$	(FTAB(N-1) + ZTAB(N-1)) · (1- $\alpha(N-2)$ )
•				
•				
I+1	ZTAB(I+1)	FTAB(I+1)	$\alpha(I+1)$	(FTAB(I+1) + ZTAB(I+1)) · (1- $\alpha(I)$ )
I	ZTAB(I)	FTAB(I)	$\alpha(I)$	(FTAB(I) + ZTAB(I)) · (1- $\alpha(I-1)$ )
I-1	ZTAB(I-1)	FTAB(I-1)	$\alpha(I-1)$	(FTAB(I-1) + ZTAB(I-1)) · (1- $\alpha(I-2)$ )
•				
•				
•				
2	ZTAB(2)	FTAB(2)	$\alpha(2)$	(FTAB(2) + ZTAB(2)) · (1- $\alpha(1)$ )
1	ZTAB(1)	FTAB(1)	$\alpha(1)$	FTAB(1) + ZTAB(1)

Tabel 27. Anvendte symboler ved beregning af lagenes virkelige varmetab.

$$P(1) \cdot ZTAB(1) = FTAB(1) + ZTAB(1)$$

$$\text{for } I=2, N-1: P(I) \cdot ZTAB(I) = (FTAB(I) + ZTAB(I)) \cdot (1 - \alpha(I-1))$$

$$P(N) \cdot ZTAB(N) = ZTAB_{\text{top}}(N) + ZTAB_{\text{side}}(N) \cdot (1 - \alpha(N-1))$$

P(I) findes derfor af:

$$P(I) = \begin{cases} \frac{FTAB(1) + ZTAB(1)}{ZTAB(1)} & \text{for } I = 1 \\ \frac{(FTAB(I) + ZTAB(I)) \cdot (1 - \alpha(I-1))}{ZTAB(I)} & \text{for } I = 2, N-1 \\ \frac{ZTAB_{\text{top}}(N) + ZTAB_{\text{side}}(N) \cdot (1 - \alpha(N-1))}{ZTAB(N)} & \text{for } I = N \end{cases}$$

FTAB(I)-værdierne findes ved hjælp af formlerne:

$$FTAB(N-1) = \alpha(N-1) \cdot ZTAB_{\text{side}}(N)$$

$$\text{for } I=N-2, 1: FTAB(I) = \alpha(I) \cdot (FTAB(I+1) + ZTAB(I+1))$$

FTAB(I)-værdierne findes således ved hjælp af  $\alpha(I)$ - og ZTAB(I)-værdierne. P(I)-værdierne og dermed det virkelige tab for lag I,  $P(I) \cdot ZTAB(I)$ , beregnes altså udelukkende ved hjælp af  $\alpha(I)$ - og ZTAB(I)-værdierne på en sådan måde, at varmtvandsbeholderens totale varmetab er lige så stort som teoretisk beregnet, men med en anden fordeling af varmetabets størrelse på de enkelte lag.  $\alpha(I)$  er som nævnt en funktion af temperaturlagdelingen mellem lag I og lag I+1, GR(I).

Ved opstilling af varmebalancen for lag I benyttes varmetabskoefficienten for lag I, XKT(I). XKT(I) bestemmes som produktet af P(I) og varmetabskoefficienten beregnet som beskrevet i afsnit 4.2.

Den her beskrevne omfordeling af varmetabet benyttes kun når lagertemperaturen i lag I, T(I), er større end omgivelsernes temperatur  $T_0$ . Når  $T(I) < T_0$  er varmetabets absolutte størrelse meget lille, og en omfordeling af varmetabet er derfor overflødig.



4.4.2.3 Vandtapning

Figur 37 viser lageret skematisk under tapning. En tilfældig opblanding kan tages i beregning.  $v_v$  angiver volumenstrømmen tappet fra varmtvandsbeholderen.  $V(I,J)$  angiver volumenstrømmen i skillelinien mellem lag I og lag I+1. Temperaturen af volumenstrømmen i skillelinien er  $T(J-1)$ . Vandet, som tilføres varmtvandsbeholderen under tapningen, har temperaturen  $T_k$ , og her benyttes  $T(0) = T_k$ .

Volumenstrømmen  $V(I,J)$  kan både være opadrettet (positiv) og nedadrettet (negativ). Den totale opadrettede volumenstrøm er overalt i lageret  $v_v$ . For alle I-værdier gælder derfor:

$$v_v = V(I,1) + V(I,2) + \dots + V(I,N+1).$$

Idet varmeindholdet af vand ved temperaturen  $T_k$  sættes til 0, beregnes varmemstrømmen, som tappes fra lag 1,  $Y(1)$ , af:

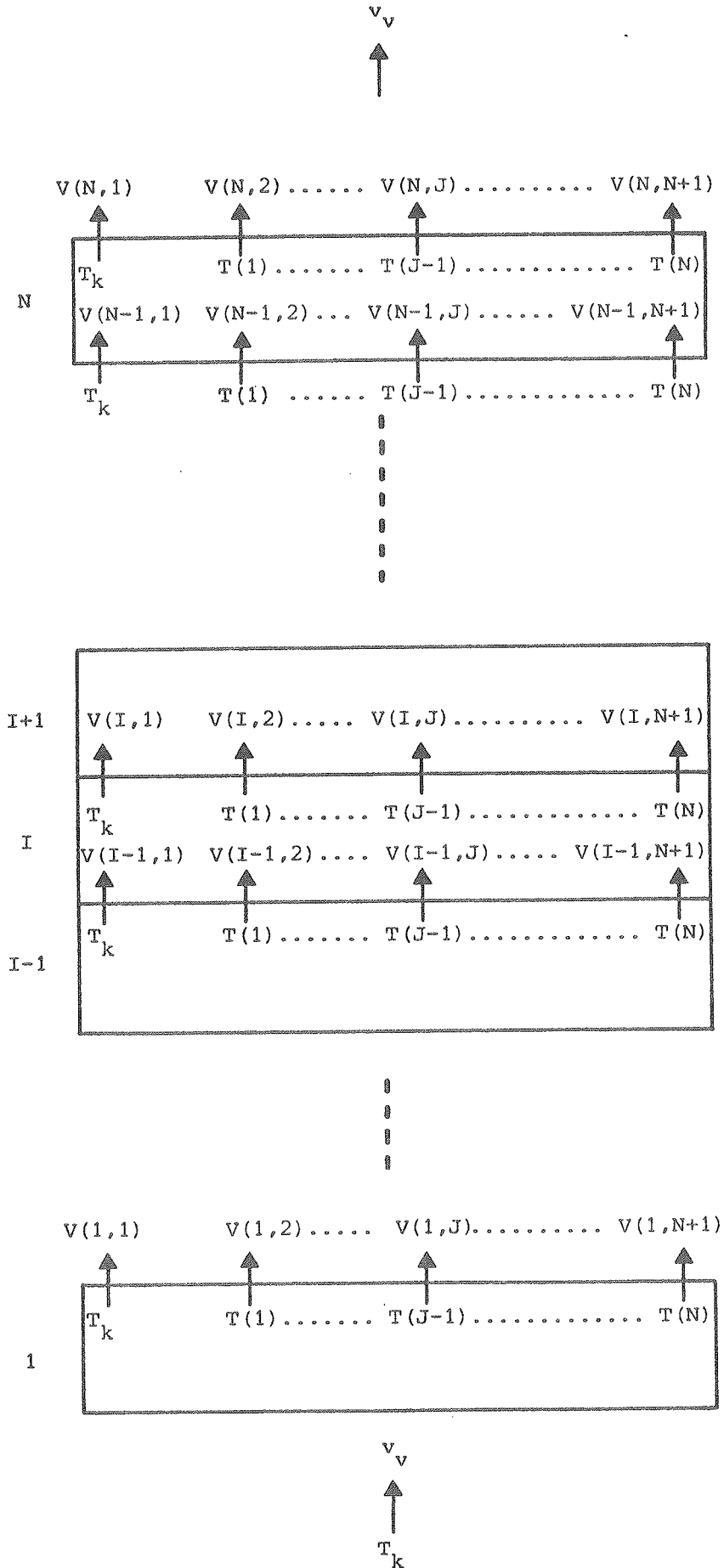
$$Y(1) = V(1,2) \cdot \rho(1) \cdot C_{pv} \cdot (T(1) - T_k) + V(1,3) \cdot \rho(2) \cdot C_{pv} \cdot (T(2) - T_k) + \dots + V(1,N+1) \cdot \rho(N) \cdot C_{pv} \cdot (T(N) - T_k)$$

Varmestrømmen tappet fra lag I,  $Y(I)$ , findes for alle andre lag af:

$$Y(I) = V(I,2) \cdot \rho(1) \cdot C_{pv} \cdot (T(1) - T_k) - V(I-1,2) \cdot \rho(1) \cdot C_{pv} \cdot (T(1) - T_k) + V(I,3) \cdot \rho(2) \cdot C_{pv} \cdot (T(2) - T_k) - V(I-1,3) \cdot \rho(2) \cdot C_{pv} \cdot (T(2) - T_k) + \dots + V(I,N+1) \cdot \rho(N) \cdot C_{pv} \cdot (T(N) - T_k) - V(I-1,N+1) \cdot \rho(N) \cdot C_{pv} \cdot (T(N) - T_k)$$

Når der ikke er knyttet opblanding til tapningen gælder:

$$V(I,I+1) = v_v, \quad \text{mens alle andre } V(I,J) = 0.$$



Figur 37. Skematisk illustration af varmtvandsbeholderen under tapping.

#### 4.4.2.4 Varmebalancer for lagene i perioder uden varmetilførsel

På basis af varmestrømmene, som er beskrevet i de foregående afsnit, opstilles varmebalancerne for hvert enkelt lag. De enkelte varmestrømme beregnes med temperaturerne til tidsspringets slutning  $T(I)$ . Dette gælder dog ikke for varmestrømmen, som tappes fra lag I,  $Y(I)$ . Ved beregning af  $Y(I)$  benyttes temperaturerne til tidsspringets start  $T_{gm1}(I)$ . Dette er rimeligt, idet temperaturen netop under tapning kan ændres meget.

Varmebalancen for lag 1 kan udtrykkes ved:

$$\frac{d(CI(1) \cdot T(1))}{d\tau} = XK(1) \cdot (T(2) - T(1)) - XKT(1) \cdot (T(1) - T_0) - Y(1)$$

$CI(1)$ ,  $XK(1)$  og  $XKT(1)$  er temperaturafhængige størrelser. Benyttes små tidsspring  $\Delta\tau$ , kan disse størrelser med rimelighed beregnes med temperaturerne ved tidsspringets start  $T_{gm1}(I)$ , og varmebalancen kan med rimelighed omskrives til:

$$\frac{CI(1)}{\Delta\tau} \cdot (T(1) - T_{gm1}(1)) = XK(1) \cdot (T(2) - T(1)) - XKT(1) \cdot (T(1) - T_0) - Y(1)$$

eller:

$$\left( \frac{CI(1)}{\Delta\tau} + XK(1) + XKT(1) \right) \cdot T(1) - XK(1) \cdot T(2) =$$

$$T_{gm1}(1) \cdot \frac{CI(1)}{\Delta\tau} + XKT(1) \cdot T_0 - Y(1)$$

For lag I beliggende mellem lag 1 og lag N,  $I = 2, N-1$ , kan varmebalancen udtrykkes ved:

$$\frac{d(CI(I) \cdot T(I))}{d\tau} = XK(I) \cdot (T(I+1) - T(I)) - XK(I-1) \cdot (T(I) - T(I-1))$$

$$- XKT(I) \cdot (T(I) - T_0) - Y(I)$$

$CI(I)$ ,  $XK(I)$ ,  $XK(I-1)$  og  $XKT(I)$  er temperaturafhængige størrelser. Benyttes små tidsspring  $\Delta\tau$ , kan disse størrelser med rimelighed beregnes med temperaturerne ved tidsspringets start  $T_{gm1}(I)$ , og varmebalancen kan med rimelighed omskrives til:

$$-XK(I-1) \cdot T(I-1) + \left( \frac{CI(I)}{\Delta\tau} + XK(I) + XK(I-1) + XKT(I) \right) \cdot T(I)$$

$$-XK(I) \cdot T(I+1) = T_{gml}(I) \cdot \frac{CI(I)}{\Delta\tau} + XKT(I) \cdot T_o - Y(I)$$

For lag N udtrykkes varmebalancen ved:

$$\frac{d(CI(N) \cdot T(N))}{d\tau} = -XK(N-1) \cdot (T(N) - T(N-1)) - XKT(N) \cdot (T(N) - T_o) - Y(N)$$

$CI(N)$ ,  $XK(N-1)$  og  $XKT(N)$  er temperaturafhængige størrelser. Benyttes små tidsspring  $\Delta\tau$  kan disse størrelser med rimelighed beregnes med temperaturerne ved tidsspringets start,  $T_{gml}(I)$ , og varmebalancen kan med rimelighed omskrives til:

$$-XK(N-1) \cdot T(N-1) + \left( \frac{CI(N)}{\Delta\tau} + XK(N-1) + XKT(N) \right) \cdot T(N) =$$

$$T_{gml}(N) \cdot \frac{CI(N)}{\Delta\tau} + XKT(N) \cdot T_o - Y(N)$$

De N ovenfor opstillede varmebalanceligninger udgør et tridiagonalt ligningssystem. En version af simpel Gauss-elimination, kaldet "Tridiagonal-algoritme", benyttes til direkte at beregne temperaturerne ved tidsspringets slutning  $T(I)$ , se [74]. Ved løsningen af ligningssystemet benyttes i edb-programmet dobbelt præcision.

Under tapningen skal  $\Delta\tau$  vælges på en sådan måde, at  $\Delta\tau \cdot VTAP$  ikke bliver større end vandvolumenet af laget med det mindste vandvolumen.

Lagertemperaturerne ved tidsspringets slutning  $T(I)$  beregnes som beskrevet ovenfor ved hjælp af temperaturerne ved tidsspringets start  $T_{gml}(I)$ . Efter beregningen kan det forekomme, at  $T(I) > T(I+1)$ . Dette er muligt, da konvektionen i varmtvandsbeholderen kun i begrænset omfang tages i beregning. En sådan temperatur-uorden vil ikke optræde i lageret, idet massefyldforskelle i vandet hurtigt vil resultere i vandstrøm-

ninger og en dermed forbundet temperaturudjævning. Hvis  $T(I) - T(I+1) > 0,05^{\circ}\text{C}$  foretages derfor en helt ny beregning af temperaturerne. I denne beregning sættes  $XK(I) = 1000000 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$ . Altså gøres varmeledningen så stor, at temperaturudjævning sikres.

#### 4.4.2.5 Vandets udvidelse og sammentrækning

Som nævnt er varmelagringskapaciteten for hvert lag afhængig af temperaturniveauet, idet vandmassen i hvert lag varierer med temperaturen. Under opvarmningen udvider vandet sig, og vand skydes ud gennem sikkerhedsventilen. Da temperaturen af dette vand fra bunden af varmtvandsbeholderen er højere end  $T_k$ , tabes herved energi. Under afkøling trækker vandet sig sammen, og koldt vand med temperaturen  $T_k$  tilføres bunden af varmtvandsbeholderen. Lagertemperaturen beregnes først som beskrevet i de foregående afsnit. Herefter foretages korrektion for vandets udvidelse og sammentrækning. Denne korrektion beskrives i det følgende.

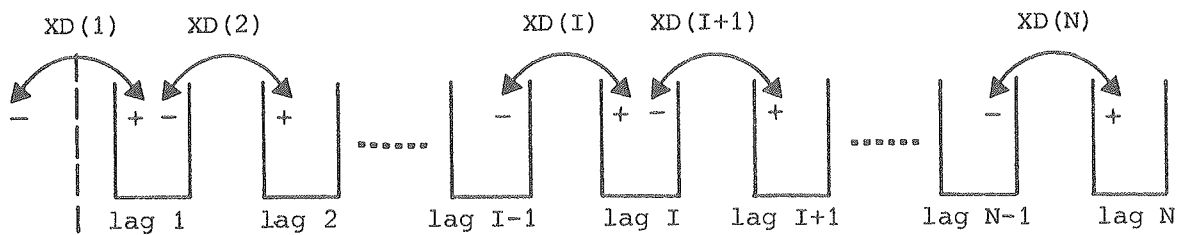
Vandmassen i lag I ved tidsspringets start  $M_{gm1}(I)$  beregnes ved hjælp af  $T_{gm1}(I)$ , og vandmassen i lag I ved tidsspringets slutning  $M(I)$  beregnes ved hjælp af  $T(I)$  som beskrevet i afsnit 4.4.2. Vandmasseændringen for lag I igennem tidsspringet beregnes af:  $DM(I) = M(I) - M_{gm1}(I)$ . Igennem tidsspringet flyttes vandmængden  $XD(I)$  fra (evt. til) lag I-1 til (evt. fra) lag I. Vandmængden, der igennem tidsspringet strømmer til eller fra varmtvandsbeholderen, benævnes  $XD(I)$ . Vandstrømme rettet mod toppen af lageret regnes positive, vandstrømme rettet mod bunden af lageret regnes negative.  $XD(I)$  beregnes således:

$$XD(N) = DM(N)$$

For alle andre I-værdier, dvs. for  $I = N-1, 1$ :

$$XD(I) = DM(I) + DM(I+1) + \dots + DM(N)$$

På figur 38 er lagerets enkelte lag og vandmassebevægelserne mellem lagene igennem tidsspringet vist skematisk.



Figur 38. Skematisk illustration af lagerets vandbevægelser igennem tidsspringet.

Idet varmeindholdet af vand ved temperaturen  $T_k$  sættes til 0, kan varmemængderne, som er knyttet til vandmassebevægelserne, beregnes. Varmeindholdet for hvert lag udtrykkes dels ved hjælp af de beregnede temperaturer  $T(I)$ , dels ved hjælp af de for vandmassebevægelser korrigerede temperaturer  $T_{korr}(I)$ . Varmeindholdene beregnes på basis af varmelagringskapaciteterne til tidspunktets start  $CI(I)$ . For lag  $N$  gælder, se figur 38:

hvis  $XD(N) \leq 0$ :

$$T_{korr}(N) = T(N)$$

hvis  $XD(N) > 0$ :

$$CI(N) \cdot (T(N) - T_k) + XD(N) \cdot C_{pv} \cdot (T(N-1) - T_k) = \\ (CI(N) + DM(N) \cdot C_{pv}) \cdot (T_{korr}(N) - T_k)$$

eller:

$$T_{korr}(N) = T_k + \frac{CI(N) \cdot (T(N) - T_k) + XD(N) \cdot C_{pv} \cdot (T(N-1) - T_k)}{CI(N) + DM(N) \cdot C_{pv}}$$

Vandet, som tilføres lageret under afkølingsperioden, antages at have temperaturen  $T_k$ . Derfor gælder for lag 1, se figur 38:

hvis  $XD(1) \leq 0$  og  $XD(2) \geq 0$ :

$$T_{korr}(1) = T(1)$$

Hvis  $XD(1) \leq 0$  og  $XD(2) < 0$ :

$$(CI(1) + XD(1) \cdot C_{pv}) \cdot (T(1) - T_k) - XD(2) \cdot C_{pv} \cdot (T(2) - T_k) = \\ (CI(1) + DM(1) \cdot C_{pv}) \cdot (T_{korr}(1) - T_k)$$

eller:

$$T_{korr}(1) = T_k + \frac{(CI(1) + XD(1) \cdot C_{pv}) \cdot (T(1) - T_k) - XD(2) \cdot C_{pv} \cdot (T(2) - T_k)}{CI(1) + DM(1) \cdot C_{pv}}$$

Hvis  $XD(1) > 0$  og  $XD(2) \geq 0$ :

$$(CI(1) - XD(2) \cdot C_{pv}) \cdot (T(1) - T_k) = \\ (CI(1) + DM(1) \cdot C_{pv}) \cdot (T_{korr}(1) - T_k)$$

eller:

$$T_{korr}(1) = T_k + \frac{(CI(1) - XD(2) \cdot C_{pv}) \cdot (T(1) - T_k)}{CI(1) + DM(1) \cdot C_{pv}}$$

Hvis  $XD(1) > 0$  og  $XD(2) < 0$ :

$$CI(1) \cdot (T(1) - T_k) - XD(2) \cdot C_{pv} \cdot (T(2) - T_k) = \\ (CI(1) + DM(1) \cdot C_{pv}) \cdot (T_{korr}(1) - T_k)$$

eller:

$$T_{korr}(1) = T_k + \frac{CI(1) \cdot (T(1) - T_k) - XD(2) \cdot C_{pv} \cdot (T(2) - T_k)}{CI(1) + DM(1) \cdot C_{pv}}$$

For alle andre lag,  $I = 2, N-1$  gælder, se figur 38:

Hvis  $XD(I) \leq 0$  og  $XD(I+1) \geq 0$ :

$$T_{korr}(I) = T(I)$$

Hvis  $XD(I) \leq 0$  og  $XD(I+1) < 0$ :

$$(CI(I) + XD(I) \cdot C_{pv}) \cdot (T(I) - T_k) - XD(I+1) \cdot C_{pv} \cdot (T(I+1) - T_k) = \\ (CI(I) + DM(I) \cdot C_{pv}) \cdot (T_{korr}(I) - T_k)$$

eller:

$$T_{korr}(I) = T_k + \frac{(CI(I) + XD(I) \cdot C_{pv}) \cdot (T(I) - T_k) - XD(I+1) \cdot C_{pv} \cdot (T(I+1) - T_k)}{CI(I) + DM(I) \cdot C_{pv}}$$

Hvis  $XD(I) > 0$  og  $XD(I+1) \geq 0$ :

$$(CI(I) - XD(I+1) \cdot C_{pv}) \cdot (T(I) - T_k) + XD(I) \cdot C_{pv} \cdot (T(I-1) - T_k) =$$

$$(CI(I) + DM(I) \cdot C_{pv}) \cdot (T_{korr}(I) - T_k)$$

eller:

$$T_{korr}(I) = T_k + \frac{(CI(I) - XD(I+1) \cdot C_{pv}) \cdot (T(I) - T_k) + XD(I) \cdot C_{pv} \cdot (T(I-1) - T_k)}{CI(I) + DM(I) \cdot C_{pv}}$$

Hvis  $XD(I) > 0$  og  $XD(I+1) < 0$ :

$$CI(I) \cdot (T(I) - T_k) + XD(I) \cdot C_{pv} \cdot (T(I-1) - T_k) - XD(I+1) \cdot C_{pv} \cdot (T(I+1) - T_k) =$$

$$(CI(I) + DM(I) \cdot C_{pv}) \cdot (T_{korr}(I) - T_k)$$

eller:

$$T_{korr}(I) = T_k + \frac{CI(I) \cdot (T(I) - T_k) + XD(I) \cdot C_{pv} \cdot (T(I-1) - T_k) - XD(I+1) \cdot C_{pv} \cdot (T(I+1) - T_k)}{CI(I) + DM(I) \cdot C_{pv}}$$

Korrektionerne foretages på basis af varmelagringskapaciteterne til tidsspringets start. Varmelagringskapaciteterne ændres med temperaturerne, og der kan derfor opstå uoverensstemmelse mellem vandmasseændringerne og de korrigerede temperaturer. Normalt er disse uoverensstemmelser helt ubetydelige, men er dette ikke tilfældet, foretages endnu en korrektion med varmelagringskapaciteterne og vandmassebevægelserne baseret på  $T_{korr}(I)$ .

Varmeindholdet af lageret beregnes ud fra temperaturen  $T_k$ . De eneste energiændringer for lageret i forbindelse med vandudvidelser og -sammenstrækninger er derfor forårsaget af vand, der presses ud af sikkerhedsventilen under opvarmningsperioder, idet koldt vandstilførslen under afkølingsperioder ikke er forbundet med energiændringer. For  $XD(1) < 0$  skydes der vand ud gennem sikkerhedsventilen, og den derved tabte varmemængde igennem tidsspringet beregnes af udtrykket:

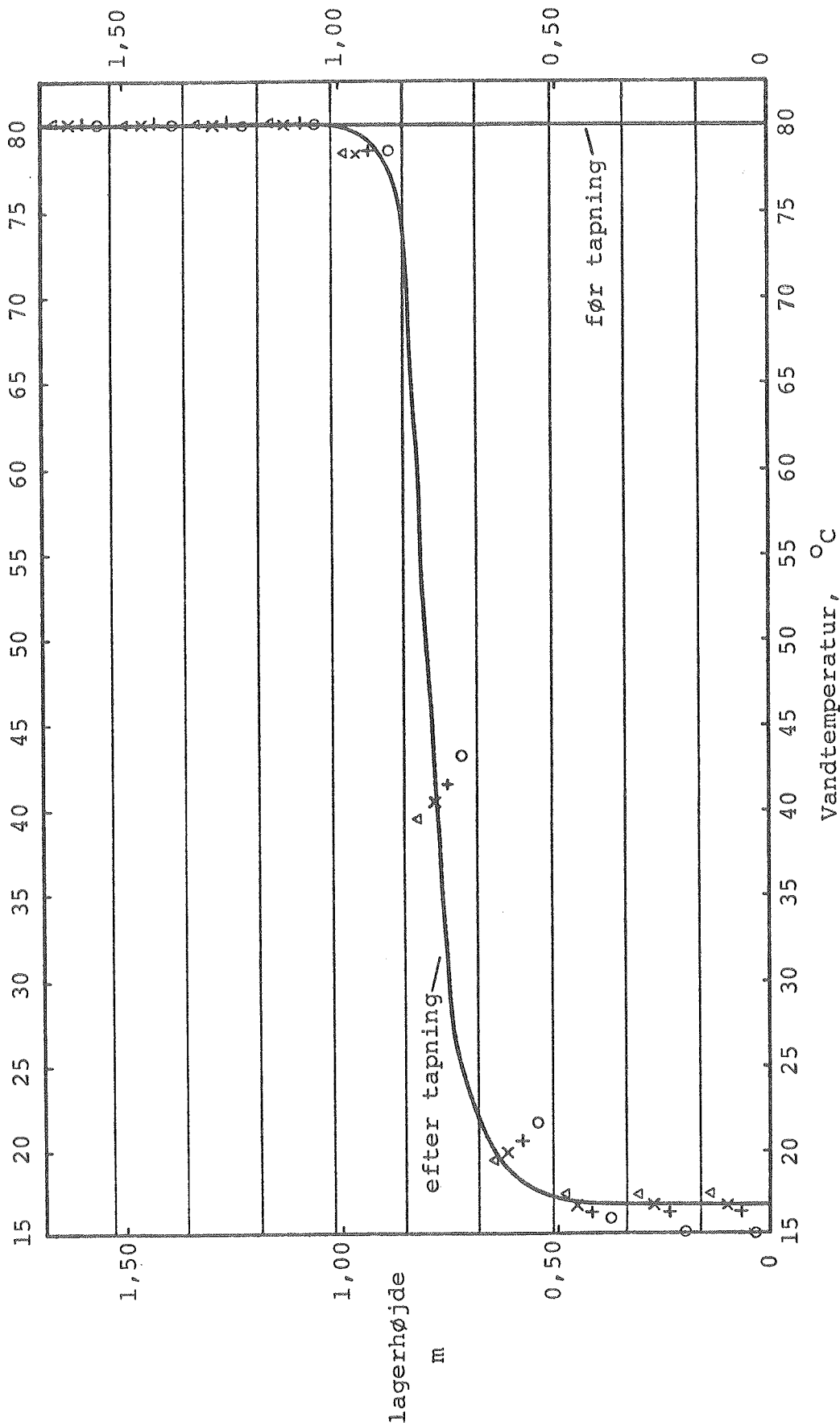
$$-XD(1) \cdot C_{pv} \cdot (T(I) - T_k).$$



#### 4.4.3 Forsøg til validering af simuleringsmodel for temperaturlagdeling i varmtvandsbeholdere

Den i afsnit 4.4.1 omtalte varmtvandsbeholder med varmelegemet placeret i bunden af lageret benyttes i en forsøgsrække. Forsøgsresultaterne sammenlignes med beregninger med den i afsnit 4.4.2 beskrevne simuleringsmodel. De i afsnit 4.4.1 angivne data for varmtvandsbeholderen og de i [75] angivne materialedata for beholdermaterialet, ståltype St 37-2, (varmeledningsevnen  $\lambda_b = 60 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ , massefylden  $\rho_b = 7850 \text{ kg/m}^3$ , varmfylden  $C_{p_b} = 460 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$  og varmeudvidelseskoefficienten  $\alpha = 13 \cdot 10^{-6} \text{ cm/cm } ^\circ\text{C}$ ) benyttes i simuleringsmodellen. I modellen anvendes ikke muligheden for at tage opblanding under vandtapningen i beregning, og forsøgene bekræfter, at der ingen opblanding foregår. I lagermodellen benyttes 10 lag og de målte varmetabskoefficienter, som er angivet i tabel 26.

Varmtvandsbeholderen opvarmes til  $80^\circ\text{C}$ . Herefter tappes 74,20 l vand fra beholderen i løbet af 20 minutter. Under tapningen er koldt vandstemperaturen  $T_k = 15,0^\circ\text{C}$ . Lagervandets og svøbets temperaturer registreres i hele lagerets højde under tapningen og i de næste 24 timer. Kun under tapningen og i den første time herefter er der i samme niveau temperaturforskelle af betydning mellem vandet og svøbet. Herefter er forskellen højst  $1^\circ\text{C}$ . De målte vandlagertemperaturer i hele lagerets højde er vist med fuldt optrukne linier på figur 39, før tapningen og to minutter efter tapningen, således at vandtemperaturerne måles rimeligt korrekt, se afsnit 3.3.2. Med den i afsnit 4.4.2 beskrevne simuleringsmodel for vandtapningen er det umuligt at opnå det målte temperaturprofil ved tapningens slutning. Dette skyldes sandsynligvis den specielle lagerudformning med den store flange. Flangen, som er placeret i det nederste lag, indeholder en varmemængde, som sandsynligvis ikke kan afgives til vandet i takt med tapningen. En del af flangens varmeindhold ved tapningens start antages derfor at lagres i stålet, indtil tapningen er afsluttet. Først herefter udlignes temperaturerne mellem stålet og vandet. Der foretages beregninger med forskellige dele af

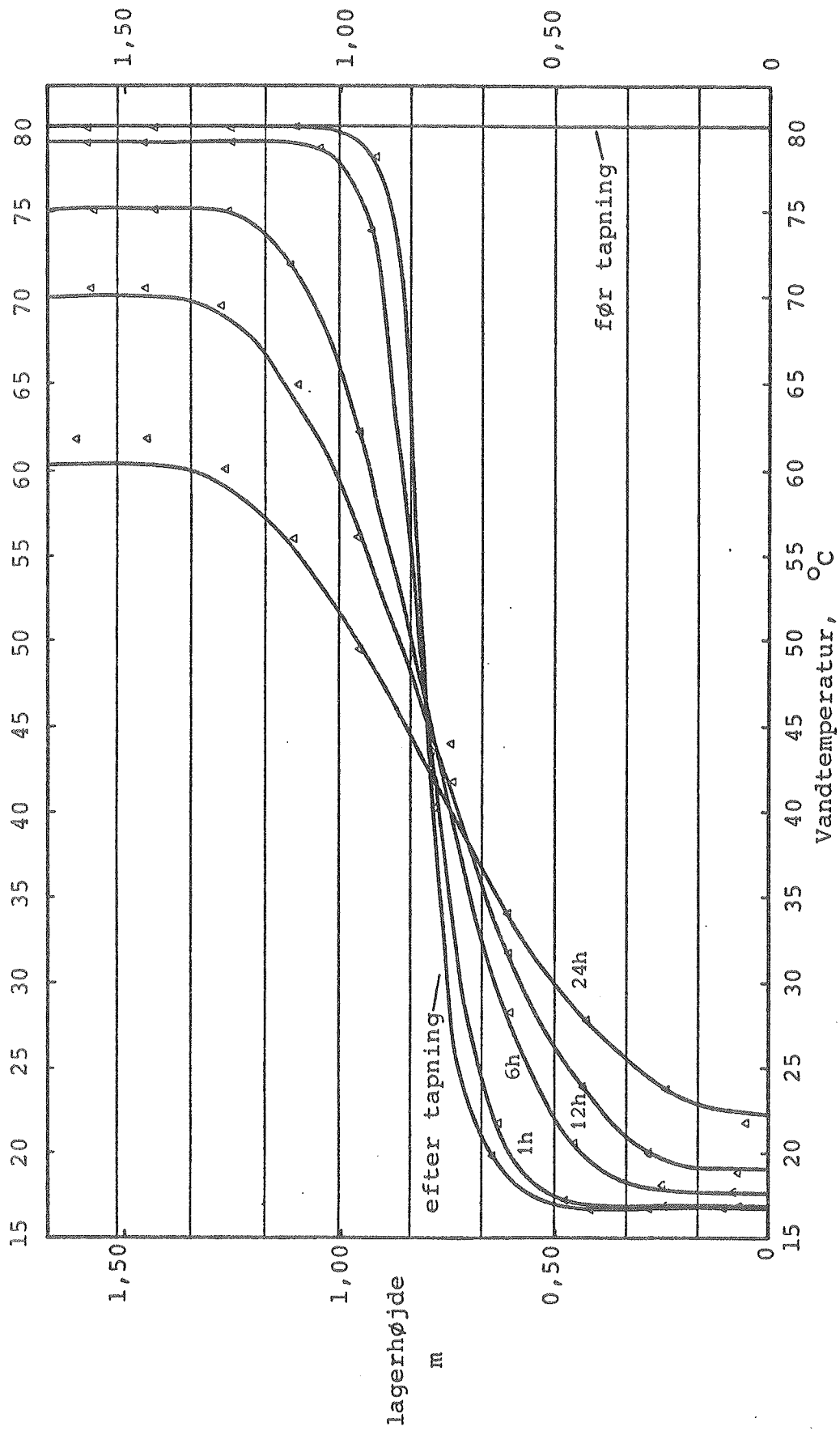


Måleresultater: \_\_\_\_\_  
 Beregnede middeltemperaturer i hvert lag med:  
 0% af flangens varmeindhold lagret i stålet til tapningens slutning: ○  
 50% af flangens varmeindhold lagret i stålet til tapningens slutning: +  
 75% af flangens varmeindhold lagret i stålet til tapningens slutning: x  
 100% af flangens varmeindhold lagret i stålet til tapningens slutning: Δ

Figur 39. Lagerets vandtemperaturer før og efter vandtapning.

flangens varmeindhold ved tapningens start lagret i flangen til tapningens slutning: 0%, 50%, 75% og 100%. De beregnede middeltemperaturer i de 10 lag ved tapningens slutning er vist på figur 39. For overskuelighedens skyld er de beregnede middeltemperaturer for lagene ikke indtegnet i midten af lagene. Ved sammenligning mellem målte og beregnede temperaturer bør de beregnede middeltemperaturer derfor flyttes til midten af lagene. Det ses, at temperaturprofilen beregnes rimeligt korrekt, når 75% af flangens varmeindhold ved tapningens start lagres til tapningens slutning i stålet. I det følgende benyttes denne korrektion derfor ved simulering af vandtapning.

På figur 40 er de målte vandtemperaturer før tapningen, umiddelbart efter tapningen og 1, 6, 12 og 24 timer efter tapningens slutning vist med fuldt optrukne linier. De beregnede temperaturer i de 10 lag er vist for beregningsmodellen uden indførsel af omfordelingen af varmetabskoefficienten, se afsnit 4.4.2.2. I de første seks timer beregnes temperaturerne rimeligt nøjagtigt. Herefter opstår der forholdsvis store forskelle mellem de beregnede og de målte temperaturer; temperaturlagdelingen beregnes for stor. Omfordelingen af varmetabskoefficienten vil som omtalt i afsnit 4.4.2.2 forøge temperaturlagdelingen i lageret. Forskellen mellem de målte og beregnede temperaturer vil derfor blive endnu større, når denne omfordeling medtages i beregningen. Idet det vurderes, at varmeledningen i lageret beregnes korrekt, er det derfor sandsynligt, at varmetabskoefficienterne for siden, toppen og bunden er anderledes end anført i tabel 26. Varmetabskoefficienterne er målt med en vis ubestemthed. Den beregnede temperaturlagdeling reduceres, når varmetabet fra de øverste dele af lageret forøges. Varmetabskoefficienterne ændres derfor i de følgende beregninger således, at varmetabet fra den øverste del af beholderen gøres så stort som muligt, samtidig med at varmetabskoefficienterne er beliggende i det i tabel 26 anførte målenøjagtighedsområde. Desuden antages, at varmetabskoefficienternes temperaturafhængighed er ensartet. Idet  $T$  er lagertemperaturen, benyttes følgende udtryk for varmetabskoefficienterne i det følgende:



Målte temperaturer: \_\_\_\_\_  
Beregnete middeltemperaturer i hvert lag med oprindelige varmetabskoefficienter og uden vandstrømning langs beholdersiden: Δ

Figur 40. Lagerets vandtemperaturer før og 0, 1, 6, 12 og 24 timer efter vandtapningens slutning.

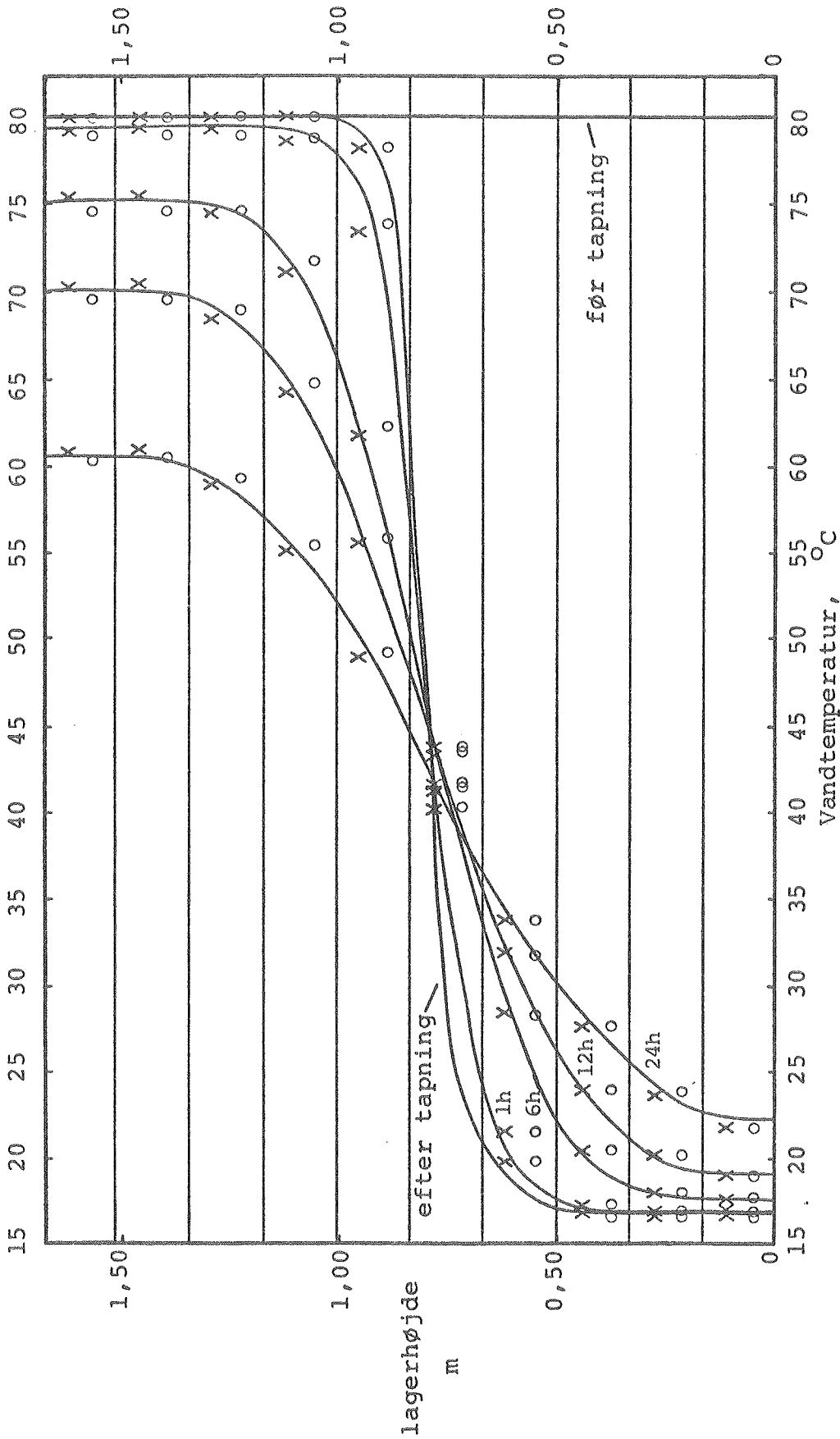
$$\begin{aligned}K_{\text{top}} &= 0,24 + 0,00015 \cdot T & \text{W/}^{\circ}\text{C} \\K_{\text{side}} &= 1,75 + 0,00148 \cdot T & \text{W/}^{\circ}\text{C} \\K_{\text{bund}} &= 0,41 + 0,00034 \cdot T & \text{W/}^{\circ}\text{C} \\K_{\text{d}} &= 2,40 + 0,00198 \cdot T & \text{W/}^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

Med disse varmetabskoefficienter beregnes temperaturerne igennem forsøget. Resultatet er vist på figur 41. Beregninger udføres både med og uden vandstrømningen langs beholdersiden. Beregninger med tidsspring på 60 sec og 1800 sec giver samme resultat. I beregningen med koldtvandsnedfaldet langs beholderens sider er følgende funktion for  $\alpha(I)$  anvendt, se afsnit 4.4.2.2:

$$\alpha(I) = \begin{cases} 0,50 - 0,02 \cdot \text{GR}(I) & \text{for } \text{GR}(I) < 25^{\circ}\text{C/m} \\ 0 & \text{for } \text{GR}(I) \geq 25^{\circ}\text{C/m} \end{cases}$$

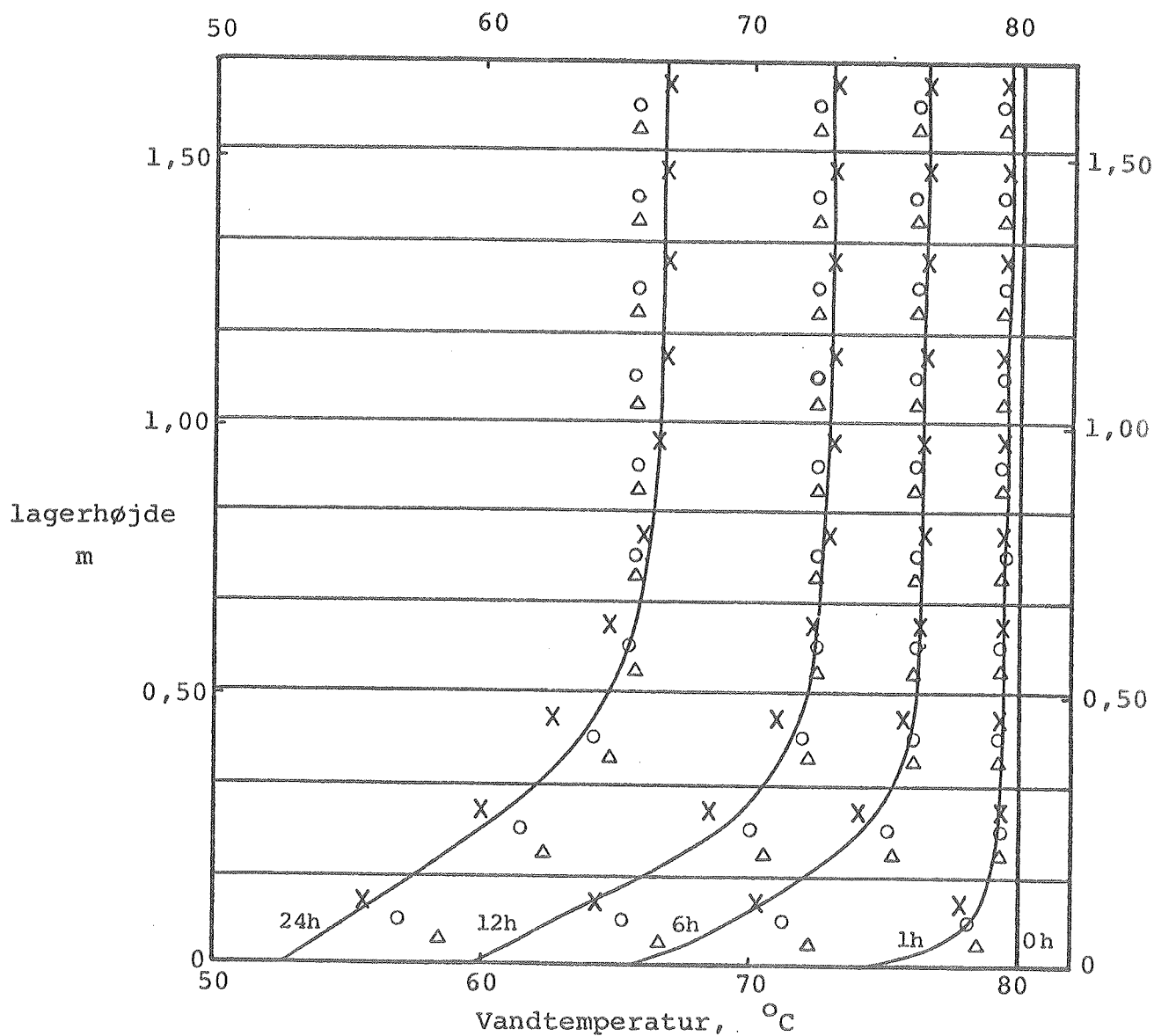
Denne funktion er bestemt af det nedenfor beskrevne forsøg.  $\alpha(I)$  er et udtryk for, hvor stor betydning det kolde nedfald langs beholderens sider har på opbygningen af temperaturlagdelingen. Jo mindre temperaturlagdelingen er, des større bliver  $\alpha(I)$  og dermed temperaturlagdelingen på grund af vandnedfaldet langs beholdersiden. Det vurderes, at temperaturerne i lageret beregnes rimeligt nøjagtigt igennem hele forsøget, når vandstrømningen tages i beregning på den omtalte måde.

Varmelageret opvarmes til  $80^{\circ}\text{C}$ . Opvarmningen stoppes, og temperaturerne registreres i de næste 24 timer. Igennem hele forsøget er den største forskel mellem svøbet og vandet i samme niveau  $1^{\circ}\text{C}$ . De målte vandtemperaturer i hele lagerets højde er vist med de fuldt optrukne linier ved starten af prøvningen og efter 1, 6, 12 og 24 timer på figur 42. Temperaturerne i de 10 lag, beregnet med beregningsmodellen og de ovenfor anførte varmetabskoefficienter og den ovenfor anførte  $\alpha(I)$ -funktion, er også vist på figuren.  $\alpha(I)$ -funktionen er fastlagt ved hjælp af denne prøvning, og der er derfor særdeles god overensstemmelse mellem målinger og beregninger. Også her er



Målte temperaturer: \_\_\_\_\_  
 Beregnede middeltemperaturer i hvert lag:  
 med vandstrømning langs beholdersiden: x  
 uden vandstrømning langs beholdersiden: o

Figur 41. Lagerets vandtemperatur før og 0, 1, 6, 12 og 24 timer efter vandtapningens slutning.



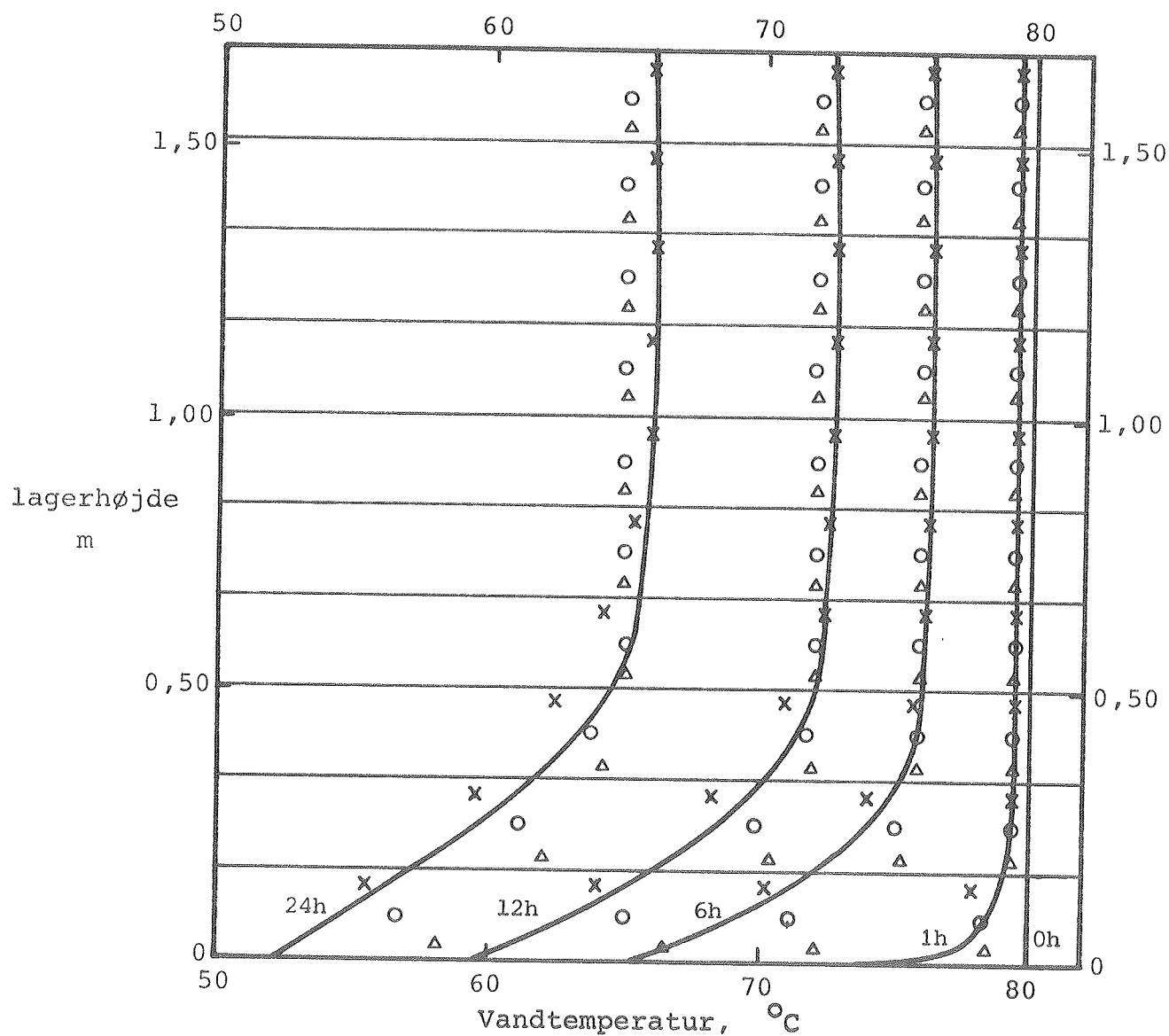
Figur 42. Lagerets vandtemperaturer ved prøvningens start og efter 1, 6, 12 og 24 timer.

der foretaget beregninger med tidsspring på hhv. 60 og 1800 sec, og også her er tidsspringets størrelse uden betydning for resultatet. Desuden udføres beregninger uden hensyntagen til vandstrømningen og uden hensyntagen til vandstrømningen og vandets udvidelse/sammentrækning. Resultaterne af disse beregninger er også vist på figur 42. I dette forsøg er temperaturlagdelingen lille, og vandstrømmens betydning for temperaturprofilet derfor forholdsvis stor. Igennem 24 timer reduceres lagertoppens temperatur omtrent  $1,5^{\circ}\text{C}$  mindre, end hvis der ingen vandstrømning er. Det bør nævnes, at  $\alpha(I)$ -funktionen er bestemt med en vis unøjagtighed. Varmelagerets varmetabskoefficients fordeling er bestemt med en vis unøjagtighed, og denne fordeling har indflydelse på  $\alpha(I)$ . Andre  $\alpha(I)$ -funktioner end den her fundne kan resultere i næsten de samme temperaturer. Endelig bør det nævnes, at  $\alpha(I)$  i virkeligheden ikke udelukkende er en funktion af temperaturlagdelingen. For eksempel er isoleringstykkelsen, temperaturniveauet og positionen i lageret (og dermed lagerets højde) faktorer, som har indflydelse på  $\alpha(I)$ . Det vurderes dog, at den her fundne  $\alpha(I)$ -funktion med rimelighed kan benyttes for små lagertanke, som ikke er for dårligt isoleret. Endvidere ses det af figur 42, at det kolde vand, som tilføres lageret på grund af vandets sammentrækning igennem forsøget, har forholdsvis stor indflydelse på temperaturerne i lagerets nederste trediedel.

Ovennævnte afkølingsforsøg er også udført med varmelageret før isoleringen af glasstavens fastgørelse, altså med lageret med en kuldebro i toppen, se afsnit 4.4.1. Beregningsresultaterne og måleresultaterne for dette forsøg er vist på figur 43. Resultaterne fra dette forsøg er helt analoge med resultaterne fra ovennævnte forsøg.

Der udføres endnu to tappeforsøg med varmelageret uden kuldebro i toppen. Herved kontrolleres simuleringmodellen med forskellige temperaturprofiler. Lageret opvarmes til  $80^{\circ}\text{C}$ .





Målte temperaturer: \_\_\_\_\_  
 Beregnede middeltemperaturer i hvert lag:  
 med vandstrømning langs beholdersiden: x  
 uden vandstrømning langs beholdersiden: o  
 uden vandstrømning langs beholdersiden  
 og uden vandudvidelser: Δ

Figur 43. Vandtemperaturer for lageret med kuldebro i toppen ved prøvningens start og efter 1, 6, 12 og 24 timer.

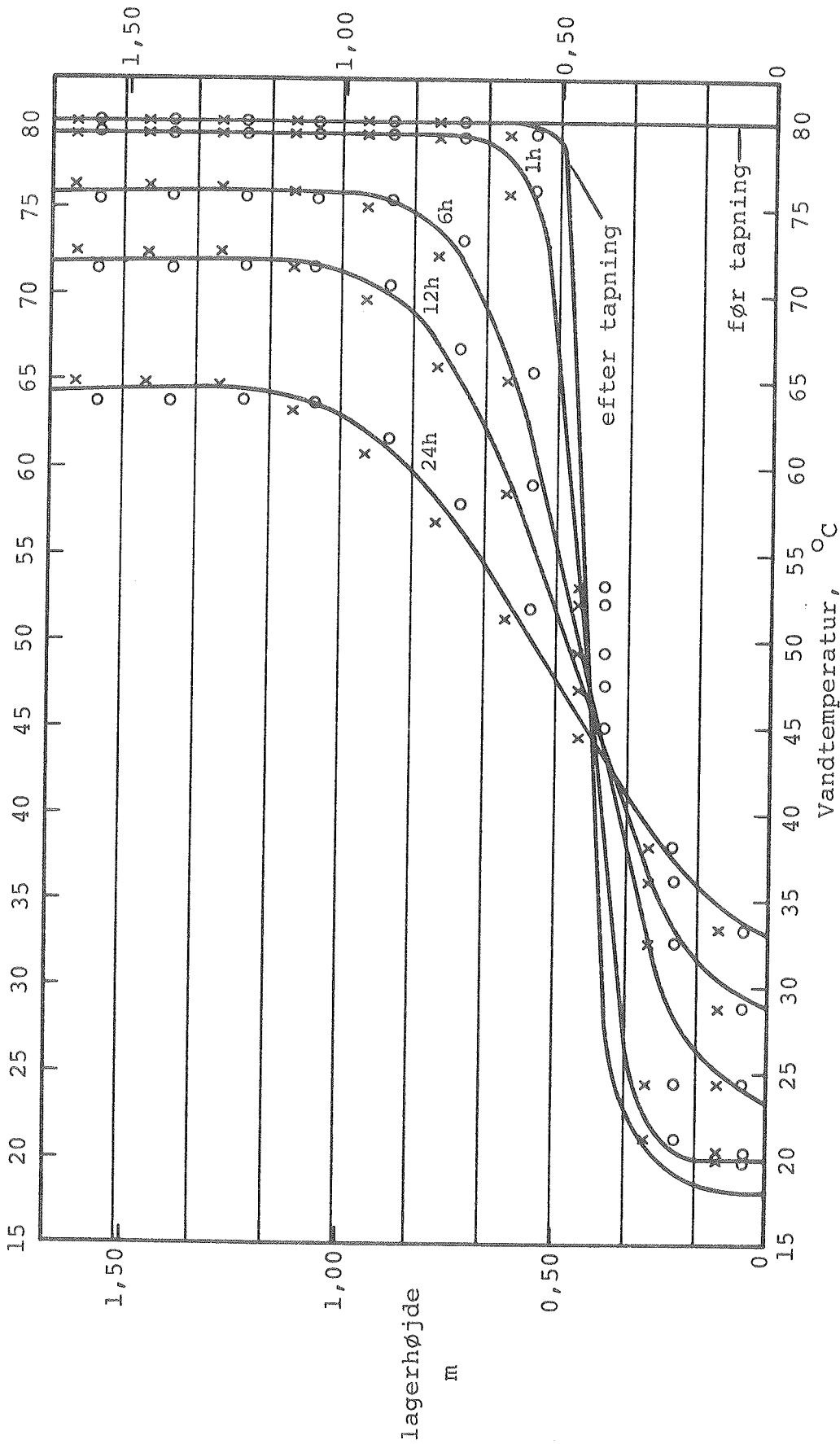
I det ene forsøg tappes 38,26 l i løbet af 9 minutter 20 sec fra lageret. Koldtvandstemperaturen er  $T_k = 15,2^{\circ}\text{C}$ . I det andet forsøg tappes 109,74 l i løbet af 30 minutter 20 sec fra lageret. Koldtvandstemperaturen er  $T_k = 15,4^{\circ}\text{C}$ . I begge forsøg registreres temperaturerne på svøbet og i lagervandet i hele lagerets højde under tapningen og i de næste 24 timer. Kun under tapningen og i den første time herefter er der i samme niveau temperaturforskelle af betydning mellem svøbet og vandet. Herefter er forskellen højst  $1^{\circ}\text{C}$ . De målte vandlagertemperaturer i hele lagerets højde er vist med fuldt optrukne linier, før tapningen, umiddelbart efter tapningen, 1, 6, 12 og 24 timer efter tapningens slutning for de to tappeforsøg, på figur 44 og 45. På figurerne er desuden vist beregnede temperaturer i de 10 lag. Beregninger er foretaget både med og uden vandstrømningen langs beholderens side. Den ovenfor benyttede  $\alpha(I)$ -funktion og de ovenfor benyttede varmetabskoefficienter er også benyttet i disse beregninger. Også her beregnes temperaturer ens med tidsspring på 60 sec og 1800 sec. Der er god overensstemmelse mellem beregnede og målte temperaturer.

På basis af forsøgene omtalt i dette afsnit vurderes det, at den beskrevne simuleringsmodel, som tager vandstrømningen langs beholdervæggen i beregning, er velegnet til beregning af temperaturlagdelingen i varmtvandsbeholdere.

#### 4.5 Standardprøvning

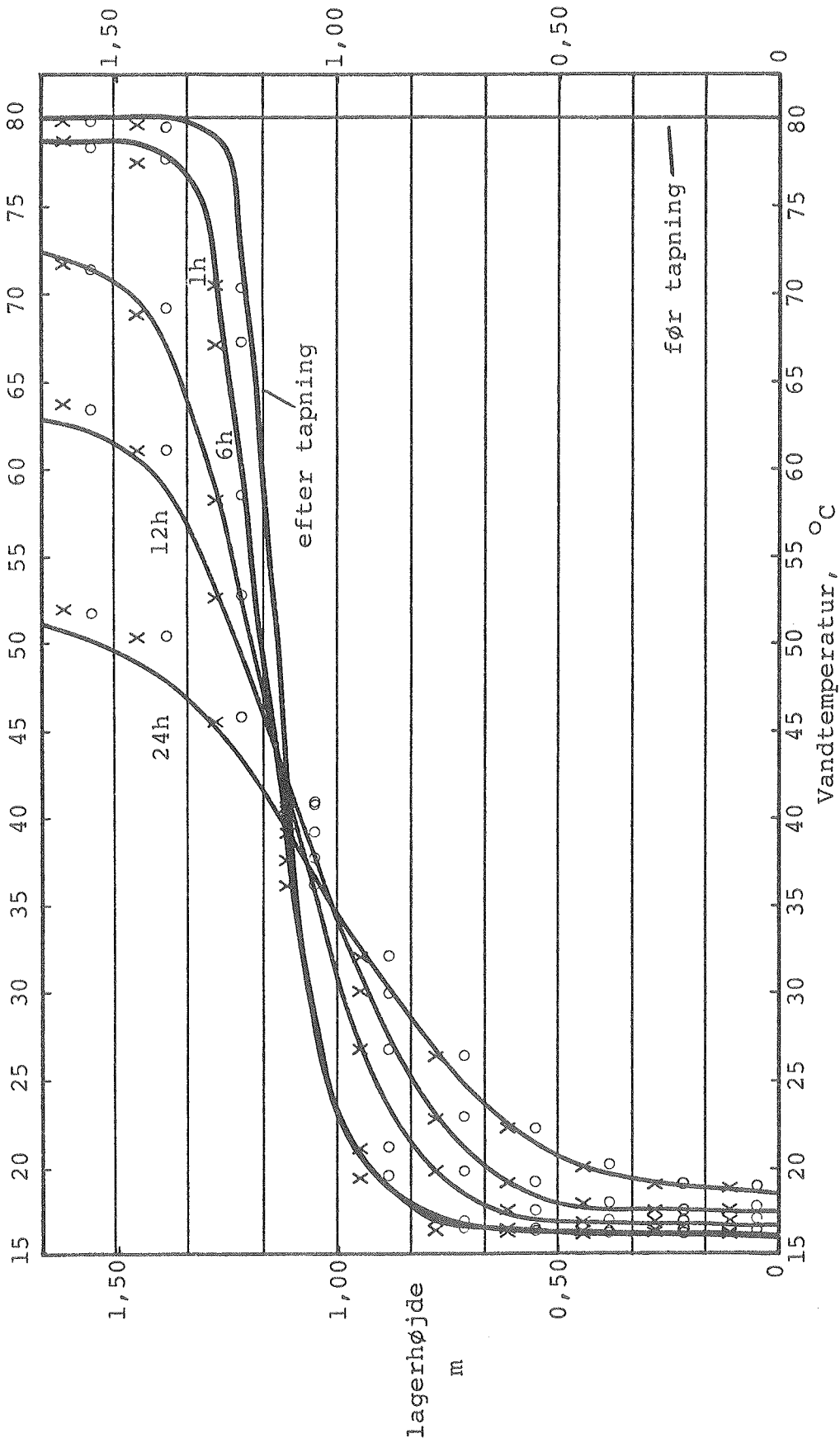
Den i afsnit 4.4.1 omtalte varmtvandsbeholder med endebunden med varmevekslerspiralen prøves ved hjælp af de i afsnit 2.1 beskrevne danske prøvemethoder og de i kapitel 3 omtalte prøvestande. Som solfangervæske benyttes en 50% (efter vægt) propylenglycol/vandblanding.

Varmetabskoefficienten for varmelageret under solfangerdrift måles som beskrevet i afsnit 2.1.1. Målebetingelserne og måleresultaterne fremgår af tabel 28. Den totale varmetabskoeffi-



Målte temperaturer: —  
 Beregnede middeltemperaturer i hvert lag:  
 med vandstrømning langs beholdersiden: x  
 uden vandstrømning langs beholdersiden: o

Figur 44. Lagerets vandtemperaturer før og 0, 1, 6, 12 og 24 timer efter vandtapningens slutning.



Målte temperaturer: —  
 Beregnede middeltemperaturer i hvert lag: - - -  
 med vandstrømning langs beholdersiden: X  
 uden vandstrømning langs beholdersiden: O

Figur 45. Lagerets vandtemperaturer før og 0, 1, 6, 12 og 24 timer efter vandtapningens slutning.

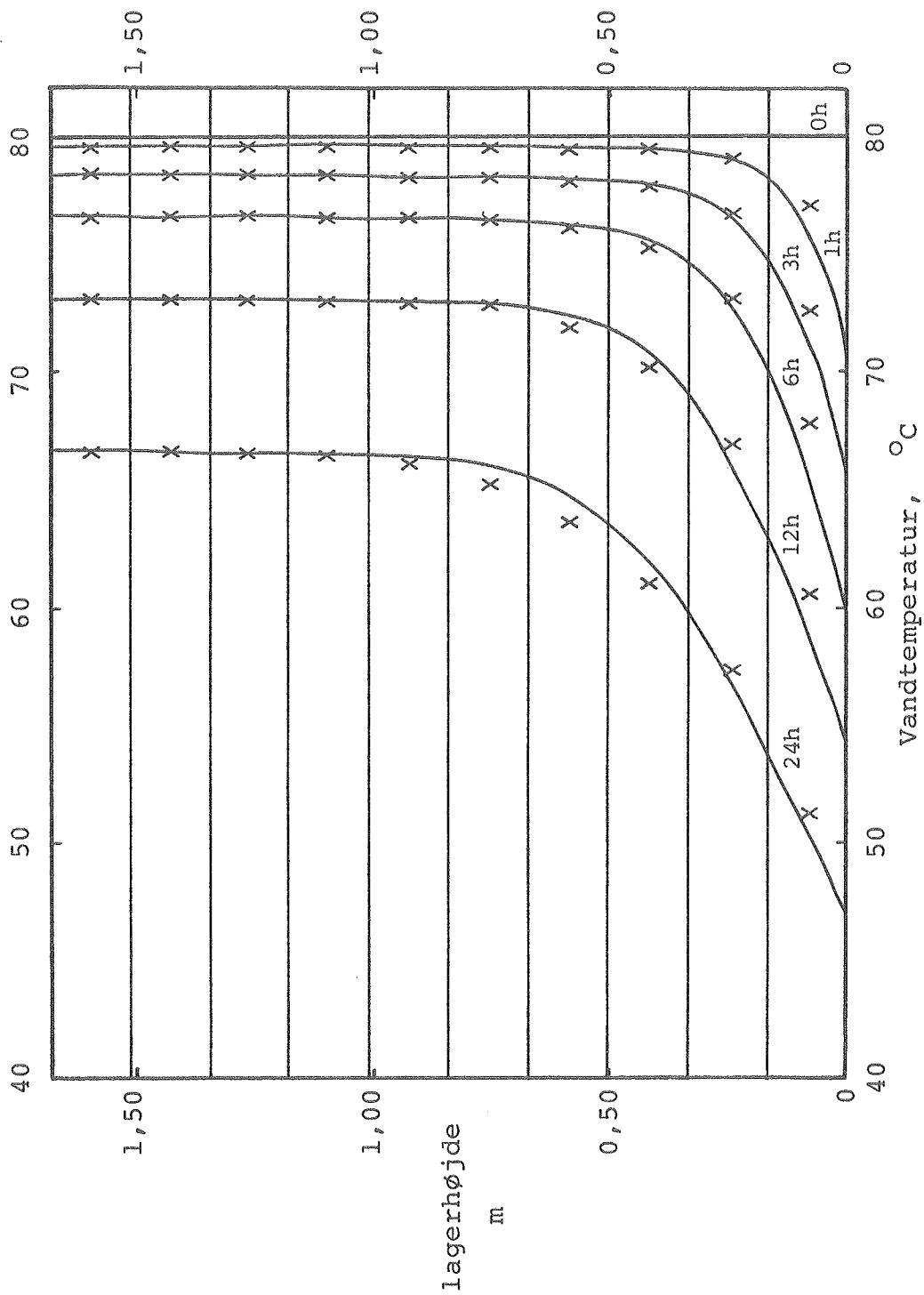
Lager- temperatur °C	Omgivelses- temperatur °C	Volumen- strøm l/min	Varmetabs- koefficient W/°C
29,8	23,2	1,42	2,7
77,1	23,5	1,59	2,8

Tabel 28. Måling af varmetabskoefficienten for varmtvandsbeholderen med den indbyggede varmevekslerspiral.

cient for varmtvandsbeholderen med varmelegemet i bunden blev i afsnit 4.4.3 fundet til 2,46 W/°C ved 29,8°C og 2,55 W/°C ved 77,1°C. Den her målte varmetabskoefficient er større. Årsagen hertil er lagerbundens kuldebroer ved varmevekslerspiralens tilslutning til prøvestanden, idet den eneste forskel mellem de to beholdere er de to forskellige endebunde.

Figur 46 viser lagerets vandtemperaturer under en 24 timers periode uden varmetilførsel og vandtapning. Efter 24 timer opvarmes lageret til en ensartet temperatur, og varmetabskoefficienten beregnes som beskrevet i afsnit 2.1.2. Varmetabskoefficienten for varmelageret under afkølingsforløbet er 2,8 W/°C. Dette passer godt med den målte varmetabskoefficient under solfangerdrift. Med varmtvandsbeholderens data fra tabel 20, de målte varmetabskoefficienter og den i afsnit 4.4.3 validerede simuleringmodel beregnes lagertemperaturerne igennem afkølingsperioden. Resultaterne er vist på figur 46. Der er god overensstemmelse mellem målte og beregnede temperaturer.

Varmelagringskapaciteten og varmelagrings effektiviteten måles som beskrevet i afsnit 2.1.3. Lageret opvarmes fra 30°C til 76°C af solfangervæsken med en omtrentlig volumenstrøm på 3,2 l/min. Varmelagringskapaciteten, baseret på lagerets middeltemperatur, måles til  $C_1 = 670 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$ . Dette er i god overensstemmelse med varmelagringskapaciteten, som benyttes i simuleringmodellen. Varmelagrings effektiviteten måles til:



Målte temperaturer: \_\_\_\_\_  
 Beregnede middeltemperaturer i hvert lag: x

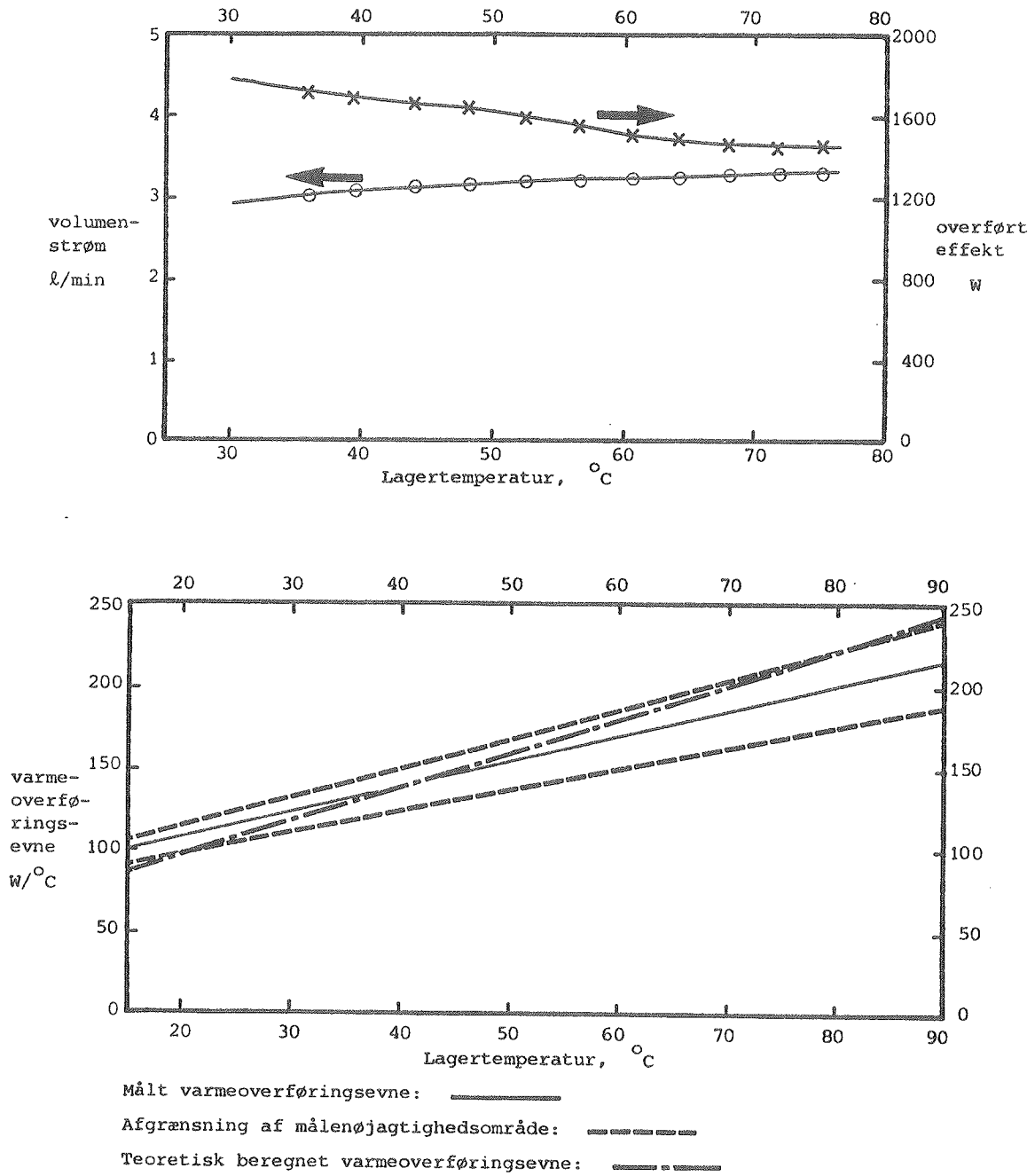
Figur 46. Lagerets vandtemperaturer under et afkølingsforløb.

$\eta_1 = 0,99$ . Varmelagerets varmelagringskapacitet udnyttes altså fint under opvarmningsforløbet. Dette skyldes, at varmevekslerspiralen er placeret i bunden af varmtvandsbeholderen.

De målte varmeoverføringsevner fra solfangervæsken til varmelageret og måleforholdene fremgår af figur 47. Den målte varmeoverføringsevne er en retlinet funktion af lagertemperaturen:  $H = 73,8 + 1,64 \cdot T_1$  W/°C. På figuren er desuden vist målenøjagtighedsområdet, beregnet som beskrevet i afsnit 2.1.4.2. Endelig er vist varmeoverføringsevnen, beregnet med den i [40] beskrevne teori. Overensstemmelsen mellem de målte og beregnede varmeoverføringsevner er god.

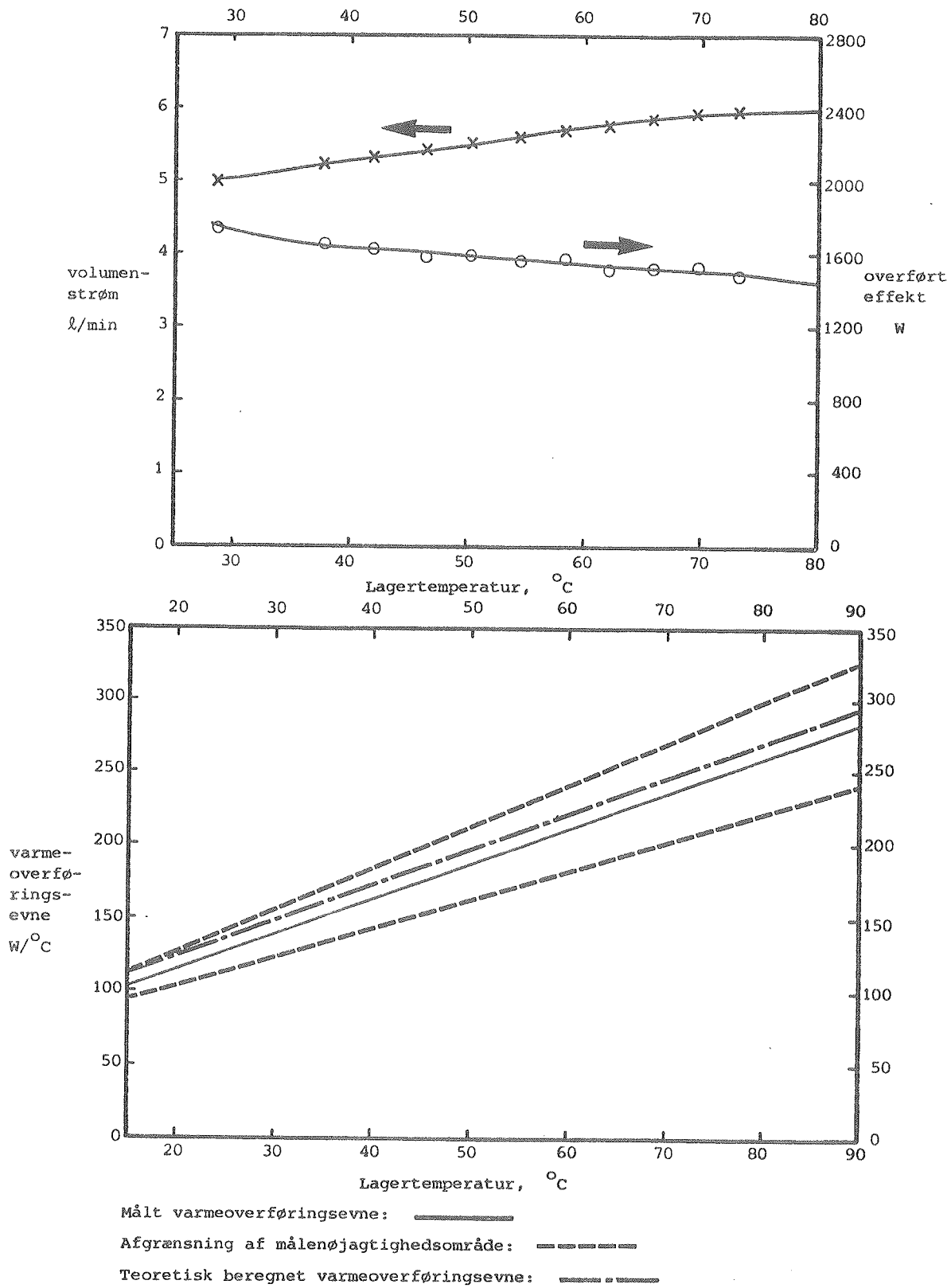
Varmeoverføringsevnen måles under endnu et opvarmningsforløb med en større volumenstrøm. Måleresultaterne er vist på figur 48. Varmeoverføringsevnen kan her udtrykkes ved:  $H = 66,3 + 2,45 \cdot T_1$  W/°C. Også her er overensstemmelsen mellem beregnede og målte størrelser god.

Den dynamiske prøvning udføres som beskrevet i afsnit 2.1.5 med solfangerarealet  $3 \text{ m}^2$  og solfangervæskestrømmen  $v = 2,75 + 0,0083 \cdot T_f$  l/min. De målte temperaturer i toppen, midten og bunden af varmtvandsbeholderen, omgivelsernes temperatur og, når solfangeren er i drift, solfangervæskens fremløbs- og returtemperatur er vist på figur 49. Data for varmtvandsforbruget fremgår af tabel 29. De daglige og totale energimængder, som stråler på solfangeren og som tilføres og tappes fra varmtvandsbeholderen, er angivet i tabel 30. I denne tabel er teoretisk beregnede varmemængder for varmelageret desuden angivet. Den benyttede simuleringmodel er en udbygget version af den i afsnit 4.4.2 beskrevne model. Modellen er udbygget således, at også varmetilførsel simuleres med lagerets driftsbetingelser i den dynamiske prøvning. Modelopbygningen er detaljeret beskrevet i afsnit 4.6. De beregnede temperaturer er vist på figur 49.

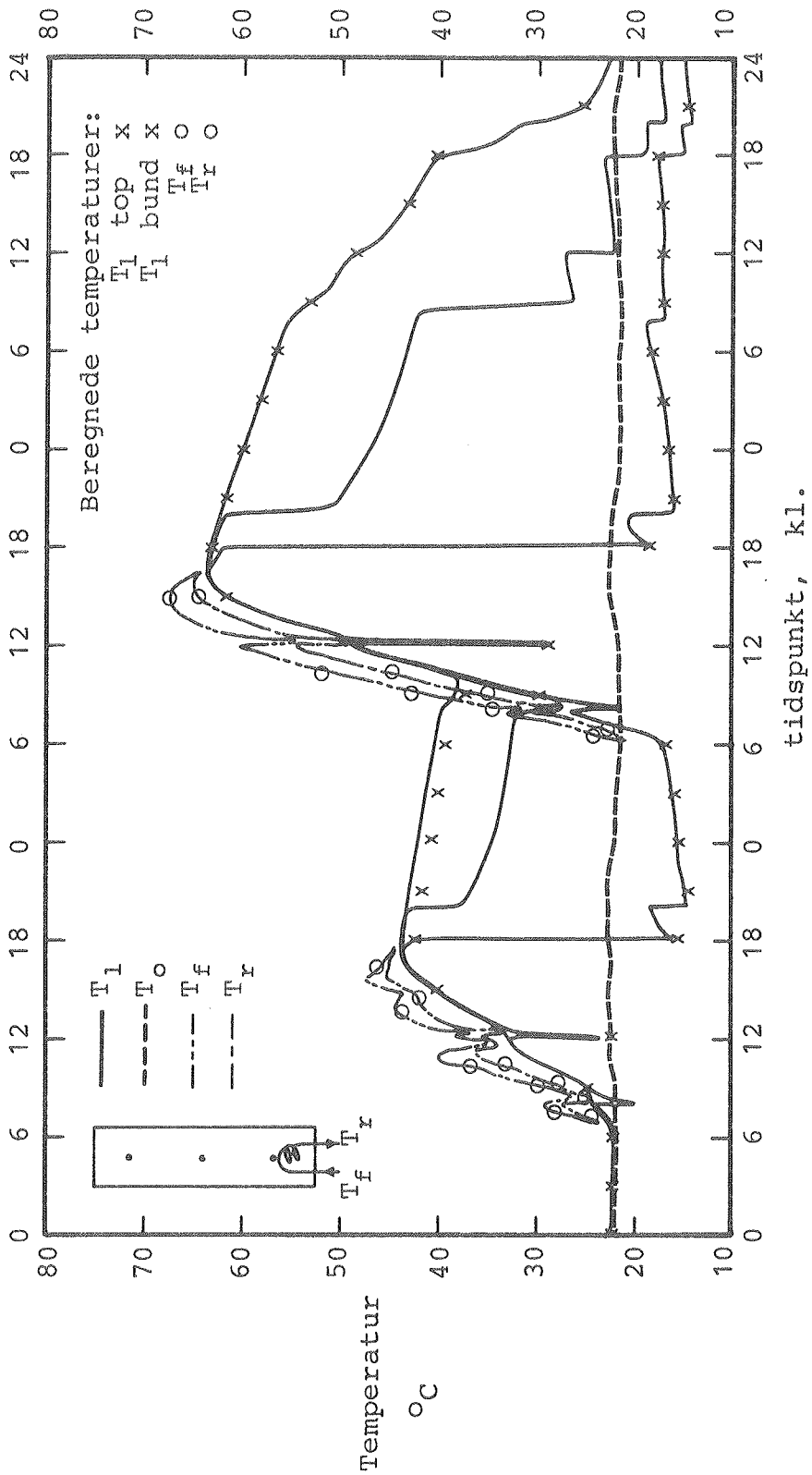


Figur 47. Måleforhold (øverst) og målte varmeoverføringsevner (nederst).





Figur 48. Måleforhold (øverst) og målte varmeoverføringssevner (nederst).



Figur 49. Temperaturforløbet under den dynamiske prøvning.

Tid		Tappe- varighed	Tappe- hastighed	Koldtvals- temperatur	Gennemsnits- temperatur for tappet vand	Tappet vandmængde fra varmt- vandsbeh.	Tappet varme- mængde	Daglig tappet vandmængde fra varmt- vandsbeh.	Daglig tappet varme- mængde
dag	kl.	$\tau_t$ min	$v_v$ m <sup>3</sup> /s	$T_k$ °C	$T_v$ °C	l	$Q_v$ MJ	l	MJ
1	8	10	0,000049	16,6	24,3	29,2	0,94	112,7	10,49
	12	5	0,000050	15,6	32,7	15,1	1,08		
	18	10	0,000057	13,2	43,4	34,0	4,26		
	20	10	0,000057	13,3	42,8	34,4	4,21		
2	8	10	0,000057	16,0	39,7	34,4	3,38	121,4	19,55
	12	5	0,000058	15,6	48,2	17,3	2,34		
	18	10	0,000058	14,7	63,7	34,8	7,01		
	20	10	0,000058	14,3	61,8	34,9	6,82		
3	8	10	0,000058	15,4	55,5	34,8	5,76	120,9	13,79
	12	5	0,000058	16,0	48,4	17,5	2,35		
	18	10	0,000058	13,9	38,4	34,5	3,51		
	20	10	0,000057	13,9	29,2	33,9	2,17		

Tabel 29. Data for varmtvandsforbruget under den dynamiske prøvning.

Tid dag	Solstråling på solfanger MJ	Varmemængde tilført varmtvandsbeholder			Varmemængde tappet fra varmtvandsbeholder			Bereg. varmetab fra varmtvandsbeholder MJ	Beregn. varmemængde tabt gennem sikkerhedsventil MJ
		målt MJ	bereg. MJ	målt bereg. MJ	målt MJ	bereg. MJ	målt bereg. MJ		
1	45,31	17,10	17,38	0,98	10,49	10,21	1,03	1,65	0,05
2	68,22	32,40	31,96	1,01	19,55	19,49	1,00	4,40	0,25
3	0	0	0	-	13,79	14,25	0,97	1,55	0
Total	113,53	49,50	49,34	1,00	43,83	43,95	1,00	7,60	0,30

Tabel 30. Daglige og totale varmemængder for varmtvandsbeholderen under den dynamiske prøvning.

På basis af figur 49 og tabel 30 vurderes det, at der er god overensstemmelse mellem beregninger og målinger, og at den opstillede simuleringsmodel er velegnet til simulering af varmtvandsbeholderes termiske egenskaber under realistiske driftsbetingelser.

#### 4.6 Matematisk model til simulering af varmelagerets drift

Simuleringsmodellen, som benyttes til at undersøge lagerudformningens betydning for små solvarmeanlægs ydelse, er en udbygget version af den i afsnit 4.4 og 4.5 beskrevne og validerede simuleringsmodel. Hver enkelt udbygning eller korrektion omtales i det følgende.

##### 4.6.1 Korrektioner forårsaget af varmevekslerspiralen

Varmevekslerspiralen antages at være placeret i varmelagerets nederste lag, lag 1. Ved beregning af varmelagringskapaciteten for lag 1,  $CI(1)$  benyttes derfor varmevekslerspiralens data: varmevekslerspiralens indvendige diameter  $d_{i_{vx}}$ , varmevekslerspiralens udvendige diameter  $d_{y_{vx}}$ , varmevekslerspiralens længde  $VX$  og varmevekslerspiralmaterialets massefylde  $\rho_{vx}$  og varmfylde  $C_{p_{vx}}$ .

Vandvolumenet af lag 1  $VOL(1)$  beregnes af:

$$VOL(1) = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot \frac{h_i}{N} \cdot (1 + \alpha \cdot (T(1) - 20))^3 - \frac{\pi}{4} \cdot VX \cdot d_{y_{vx}}^2$$

Vandmassen i lag 1  $M(1)$  findes af:

$$M(1) = \rho(1) \cdot VOL(1)$$

Når solfangeren er i drift, ses der ved beregningen af  $CI(1)$  bort fra varmevekslerspiralen, idet denne er varmere end vandet og her opfattes som en del af solfangerkredsen. I perioder med solfangerdrift findes  $CI(1)$  derfor af:

$$CI(1) = M(1) \cdot C_{pv} + \left( \frac{\pi \cdot h_i \cdot (d_y^2 - d_i^2)}{4N} + \frac{\pi \cdot d_y^2 \cdot (h - h_i)}{2} \right) \cdot \rho_b \cdot C_{pb}$$

Når solfangeren ikke er i drift, opfattes varmevekslerspiralen som en del af lag 1, og  $CI(1)$  beregnes derfor af:

$$CI(1) = M(1) \cdot C_{pv} + \left( \frac{\pi \cdot h_i \cdot (d_y^2 - d_i^2)}{N} + \frac{\pi \cdot d_y^2 \cdot (h - h_i)}{2} \right) \cdot \rho_b \cdot C_{pb} \\ + \frac{\pi}{4} \cdot VX \cdot d_{i_{vx}}^2 \cdot \rho \cdot C_p + \frac{\pi}{4} \cdot VX \cdot (d_{y_{vx}}^2 - d_{i_{vx}}^2) \cdot \rho_{vx} \cdot C_{pvx}$$

Når en periode med solfangerdrift begynder eller slutter, ændres varmeindholdet af lag 1 naturligvis på en sådan måde, at den ændrede beregningsmetode for  $CI(1)$  ingen indflydelse får på temperaturen af lag 1,  $T(1)$ . De øvrige lags varmelagringskapaciteter beregnes som beskrevet i afsnit 4.4.2.

#### 4.6.2 Varmetilførsel fra solfangerkreds til varmelager

Udbyttet fra solfangeren  $SU$  udtrykkes ved:

$$SU = \eta \cdot AR \cdot I$$

hvor  $\eta$  er solfangereffektiviteten,  $AR$  solfangerarealet og  $I$  er solintensiteten på solfangeren.  $\eta$  findes af:

$$\eta = \eta_o - k_o \cdot \frac{T_{ms} - T_{ude}}{I} = \eta_o - k_o \cdot \frac{T_r + 2,5 - T_{ude}}{I}$$

$T_{ms}$  er middeltemperaturen af solfangervæsken i solfangeren. Det antages altså, at  $T_{ms} = T_r + 2,5^\circ C$ , idet solfangervæskens temperaturdifferens over solfangeren antages at være omtrent  $5^\circ C$ . Reduktionen af solfangervæskens temperatur i solfangerkredsen, forårsaget af rørkredsens varmetab, er normalt forsvindende lille, hvorfor den negligeres her.  $T_{ude}$  er udelufttemperaturen,  $\eta_o$  solfangerens maksimaleffektivitet og  $k_o$  er varmetabskoefficienten for solfangeren. Det anførte simple effektivitetsudtryk kan rimeligt godt beskrive målte effektiviteter for gode selektive solfangere. Størrelsen af maksimaleffektiviteten  $\eta_o$  afhænger af indfaldsvinklen. For indfaldsvinkler mindre end  $50^\circ$  benyttes en konstant størrelse, for en indfaldsvinkel på  $90^\circ$  benyttes  $\eta_o = 0$ . For indfalds-

vinkler mellem  $50^\circ$  og  $90^\circ$  beregnes  $\eta_0$  som funktion af indfaldsvinklen -  $\eta_0$  antages her at være en retlinet funktion af indfaldsvinklen.

Når solfangeren er i drift, er temperaturen i solfangerkredsen normalt højere end omgivelsernes temperatur, både for den del af solfangerkredsen, som er beliggende inde i og uden for huset. Der tabes altså varme fra solfangerkredsen. Varmetabets størrelse er bestemt af solfangerkredsens udformning: rørets udvendige diameter  $d_{yr}$ , rørisoleringstykkelsen  $e_r$  og rørisoleringsmaterialets varmeledningsevne  $\lambda_r$ . Overgangsisolansen ved isoleringsoverfladen for den del af rørsystemet, som er beliggende inde i huset, sættes til  $0,13 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ , og overgangsisolansen ved isoleringsoverfladen for den del af rørsystemet, som er beliggende uden for huset, sættes til  $0,04 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ . Dette svarer til de i [59] angivne størrelser af overgangsisolansen ved henholdsvis indvendige og udvendige overflader i bygninger. Ved beregning af varmetabet fra solfangerkredsen ses der bort fra temperaturforskellen mellem solfangervæsken og ydersiden af solfangerkredsens rør. Varmetabskoefficienten pr. rørlængde-enhed for rør beliggende inde i huset  $H_{inde}$  og varmetabskoefficienten pr. rørlængde-enhed for rør beliggende uden for huset  $H_{ude}$  bestemmes, se [2], derfor af:

$$H_{inde} = \frac{\pi}{\frac{1}{2\lambda_r} \ln \frac{d_{yr} + 2e_r}{d_{yr}} + \frac{0,13}{d_{yr} + 2e_r}}$$

$$H_{ude} = \frac{\pi}{\frac{1}{2\lambda_r} \ln \frac{d_{yr} + 2e_r}{d_{yr}} + \frac{0,04}{d_{yr} + 2e_r}}$$

Varmeisoleringsmaterialets varmeledningsevne  $\lambda_r$  afhænger af temperaturniveauet. Benyttes mineraluld med rumvægten  $30 \text{ kg/m}^3$  som rørisoleringsmateriale, og antages solfangervæskens temperatur i rørsystemet at være  $\frac{T_f + T_r}{2}$ , beregnes  $\lambda_r$  som nævnt

i afsnit 4.2.1, for rørsystemet i huset af:

$$\lambda_r = 0,0336 + 0,00026 \cdot \left( \frac{\frac{T_f + T_r}{2} + T_o}{2} \right) \quad \text{W/m } ^\circ\text{C}$$

For rørsystemet uden for huset beregnes  $\lambda_r$  af:

$$\lambda_r = 0,0336 + 0,00026 \cdot \left( \frac{\frac{T_f + T_r}{2} + T_{ude}}{2} \right) \quad \text{W/m } ^\circ\text{C}$$

Rørsystemets varmetab beregnes ved hjælp af længderne for de enkelte dele af rørsystemet: længden af returrøret fra varmelageret (fremløbsrøret til solfangeren) placeret henholdsvis inde i huset RLIR og uden for huset RLUR, samt længden af fremløbsrøret til varmelageret (returrøret fra solfangeren) placeret henholdsvis uden for huset RLUF og inde i huset RLIF. Rørsystemets totale længde RL findes af:

$$RL = RLIR + RLUR + RLUF + RLIF$$

Varmetabet fra rørsystemet forårsager en reduktion af solfangervæskens temperatur i solfangerkredsen. Reduktionen er dog for normale anlæg forsvindende lille, og den negligeres derfor ved beregningen af rørsystemets varmetab RTAB:

$$\begin{aligned} RTAB = & H_{ude} \cdot RLUF \cdot (T_f - T_{ude}) + H_{ude} \cdot RLUR \cdot (T_r - T_{ude}) \\ & + H_{inde} \cdot RLIF \cdot (T_f - T_o) + H_{inde} \cdot RLIR \cdot (T_r - T_o) \end{aligned}$$

Under solfangerens drift ændres solfangerkredsens temperatur. Ved beregning af varmetilførslen til varmelageret må der tages hensyn til denne temperaturændring, idet solfangerkredsen har en vis varmekapacitet SFKVAK. SFKVAK er summen af den effektive varmekapacitet for solfangeren AKSO, varmekapaciteten for rørsystemet ROMVAK, varmekapaciteten for solfangervæsken i rørsystemet SFVRVA og varmekapaciteten for varmevekslerspiralen inklusiv varmekapaciteten for sol-

fangervæsken i varmevekslerspiralen AKVX. Disse varmekapaciteter beregnes ved hjælp af anlæggets data: solfangerens effektive varmekapacitet pr. m<sup>2</sup> solfanger SFLK, rørens indvendige diameter d<sub>ia</sub> og rørmaterialets massefylde ρ<sub>r</sub> og varmfylde C<sub>p,r</sub>. Varmekapaciteterne beregnes af ligningerne:

$$AKSO = AR \cdot SFLK$$

$$ROMVAK = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{yr}^2 - d_{ia}^2) \cdot RL \cdot \rho_r \cdot C_{p,r}$$

$$SFVRVA = \frac{\pi}{4} \cdot d_{ia}^2 \cdot RL \cdot \rho \cdot C_p$$

$$AKVX = \frac{\pi}{4} \cdot d_{ivx}^2 \cdot VX \cdot \rho \cdot C_p + \frac{\pi}{4} \cdot (d_{yvx}^2 - d_{ivx}^2) \cdot VX \cdot \rho_{vx} \cdot C_{p,vx}$$

$$SFKVAK = AKSO + ROMVAK + SFVRVA + AKVX$$

Solfangerkredsens temperaturændring påvirker varmetilførslen til varmelageret. I perioder med voksende temperatur i solfangerkredsen anvendes en del af udbyttet fra solfangeren til at opvarme solfangerkredsen, således at varmetilførslen til varmelageret reduceres. I perioder med solfangerdrift og aftagende temperatur i solfangerkredsen vil den i solfangerkredsen akkumulerede varme til gengæld forøge varmetilførslen til varmelageret. Ændringen i solfangerkredsens varmeindhold pr. tidsenhed, og dermed ændringen i effekttilførslen til varmelageret forårsaget af solfangerkredsens temperaturændring, er  $SFKVAK \cdot \frac{dT_{r\theta r}}{d\tau}$ , idet det forudsættes, at solfangerkredsens temperatur  $T_{r\theta r}$  er ensartet i hele solfangerkredsen. Anvendes små tidsspring  $\Delta\tau$  og forudsættes desuden at  $T_{r\theta r} = \frac{T_f + T_r}{2}$ , kan ændringen af effekttilførslen til varmelageret, forårsaget af solfangerkredsens temperaturændring, beregnes af formlen:

$$SOLKA = \frac{SFKVAK}{\Delta\tau} \left( \frac{T_f + T_r}{2} - \frac{T_{f,gml} + T_{r,gml}}{2} \right)$$

$T_{f,gml}$  og  $T_{r,gml}$  er solfangervæskens fremløbs- og returtemperatur ved tidsspringets start.



Den ovenfor nævnte ligning er gældende, når solfangeren er i drift i tidsspring, som følger efter et tidsspring, hvor solfangeren også er i drift. Når solfangeren ikke er i drift, beregnes solfangerens og solfangerkredsens temperaturer ved tidsspringets slutning ved hjælp af temperaturerne ved tidsspringets start. Kaldes solfangertemperaturen  $T_{\text{sol f}}$  kan varmebalancen for solfangeren i perioder uden solfangerdrift udtrykkes ved ligningen:

$$\text{SFLK} \cdot \text{AR} \cdot \frac{dT_{\text{sol f}}}{d\tau} = \eta_o \cdot \text{AR} \cdot I - k_o \cdot \text{AR} \cdot (T_{\text{sol f}} - T_{\text{ude}})$$

Løses denne ligning kan solfangerens temperatur ved tidsspringets slutning  $T_{\text{sol f}}$  beregnes ved hjælp af solfangerens temperatur ved tidsspringets start  $T_{\text{sol f gml}}$ :

$$T_{\text{sol f}} = T_{\text{ude}} + \frac{\eta_o \cdot I}{k_o} - \left( T_{\text{ude}} + \frac{\eta_o \cdot I}{k_o} - T_{\text{sol f gml}} \right) \cdot e^{-\frac{k_o \cdot \Delta\tau}{\text{SFLK}}}$$

Kaldes temperaturen af rørene, som er beliggende inde i huset  $T_{\text{ri}}$  kan varmebalancen for rørene i huset udtrykkes ved:

$$(\text{ROMVAK} + \text{SFVRVA}) \frac{dT_{\text{ri}}}{d\tau} = - H_{\text{inde}} \cdot \text{RL} \cdot (T_{\text{ri}} - T_o)$$

Løses denne ligning, kan temperaturen af rørene i huset ved tidsspringets slutning  $T_{\text{ri}}$  beregnes ved hjælp af temperaturen af rørene i huset ved tidsspringets start  $T_{\text{ri gml}}$ :

$$T_{\text{ri}} = T_o + \left( T_{\text{ri gml}} - T_o \right) \cdot e^{-\frac{H_{\text{inde}} \cdot \text{RL} \cdot \Delta\tau}{\text{ROMVAK} + \text{SFVRVA}}}$$

Kaldes temperaturen af rørene, som er beliggende uden for huset  $T_{\text{ru}}$  kan varmebalancen for rørene uden for huset udtrykkes ved:

$$(\text{ROMVAK} + \text{SFVRVA}) \frac{dT_{\text{ru}}}{d\tau} = - H_{\text{ude}} \cdot \text{RL} \cdot (T_{\text{ru}} - T_o)$$

Løses denne ligning kan temperaturen af rørene uden for huset ved tidsspringets slutning  $T_{ru}$  beregnes ved hjælp af temperaturen af rørene uden for huset ved tidsspringets start

$T_{ru_{gml}}$ :

$$T_{ru} = T_{ude} + \left( T_{ru_{gml}} - T_{ude} \right) \cdot e^{-\frac{H_{ude} \cdot RL \cdot \Delta\tau}{ROMVAK + SFRVA}}$$

I perioder, hvor solfangerdriften netop er sluttet, benyttes temperaturen  $\frac{T_f + T_r}{2}$  for det foregående tidsspring som

$T_{ri_{gml}}$ ,  $T_{ru_{gml}}$  og  $T_{solf_{gml}}$ .

I perioder uden solfangerdrift beregnes  $T_{solf}$ ,  $T_{ri}$  og  $T_{ru}$  som beskrevet ovenfor. Disse temperaturer benyttes til at beregne ændringen af effekttilførslen til varmelageret, forårsaget af solfangerkredsens temperaturændring i de tidsspring, hvor solfangerdriften begynder:

$$SOLKA = \frac{SFKVAK}{2 \cdot \Delta\tau} (T_f + T_r) - \frac{1}{\Delta\tau} \cdot \left[ AKSO \cdot T_{solf_{gml}} + AKVX \cdot T_{gml}(1) + \frac{(RLIR + RLIF) \cdot (ROMVAK + SFVRVA) \cdot T_{ri_{gml}}}{RL} + \frac{(RLUR + RLUF) \cdot (ROMVAK + SFVRVA) \cdot T_{ru_{gml}}}{RL} \right]$$

$T_{solf_{gml}}$  er solfangertemperaturen ved tidsspringets start,  $T_{ri_{gml}}$  er temperaturen af rørene i huset ved tidsspringets start,  $T_{ru_{gml}}$  er temperaturen af rørene uden for huset ved tidsspringets start,  $T_f$  er solfangervæskens fremløbstemperatur ved tidsspringets slutning og  $T_r$  er solfangervæskens returtemperatur ved tidsspringets slutning.

Varmebalancen for solfangervæsken kan nu opstilles på basis af de ovenfor beskrevne varmestrømme. De enkelte varmestrømme beregnes med temperaturerne til tidsspringets slutning  $T_f$  og  $T_r$ .

Cirkulationspumpens effekt, som tilføres solfangerkredsen, benævnes PE. Varmebalancen kan, når solfangeren også har været i drift i det foregående tidsspring, udtrykkes ved:

$$v \cdot C_p \cdot \rho \cdot (T_f - T_r) = SU + PE - RTAB - SOLKA =$$

$$\eta_o \cdot AR \cdot I - k_o \cdot AR \cdot (T_r + 2,5 - T_{ude}) + PE - H_{ude} \cdot RLUF \cdot (T_f - T_{ude}) -$$

$$H_{ude} \cdot RLUR \cdot (T_r - T_{ude}) - H_{inde} \cdot RLIF \cdot (T_f - T_o) - H_{inde} \cdot RLIR \cdot (T_r - T_o) -$$

$$\frac{SFKVAK}{2 \cdot \Delta\tau} \cdot (T_f + T_r - T_{fgml} - T_{rgml})$$

eller:

$$\left( v \cdot C_p \cdot \rho + H_{ude} \cdot RLUF + H_{inde} \cdot RLIF + \frac{SFKVAK}{2 \cdot \Delta\tau} \right) \cdot T_f + \left( -v \cdot C_p \cdot \rho + k_o \cdot AR + \right.$$

$$\left. H_{ude} \cdot RLUR + H_{inde} \cdot RLIR + \frac{SFKVAK}{2 \cdot \Delta\tau} \right) \cdot T_r =$$

$$\eta_o \cdot AR \cdot I - k_o \cdot AR \cdot (2,5 - T_{ude}) + PE + H_{ude} \cdot RLUF \cdot T_{ude} + H_{ude} \cdot RLUR \cdot T_{ude} +$$

$$H_{inde} \cdot RLIF \cdot T_o + H_{inde} \cdot RLIR \cdot T_o + \frac{SFKVAK}{2 \cdot \Delta\tau} (T_{fgml} + T_{rgml})$$

I tidsspring, hvor solfangerdriften netop er begyndt, bliver varmebalanceligningen for solfangervæsken:

$$\left( v \cdot C_p \cdot \rho + H_{ude} \cdot RLUF + H_{inde} \cdot RLIF + \frac{SFKVAK}{2 \cdot \Delta\tau} \right) \cdot T_f + \left( -v \cdot C_p \cdot \rho + k_o \cdot AR + \right.$$

$$\left. H_{ude} \cdot RLUR + H_{inde} \cdot RLIR + \frac{SFKVAK}{2 \cdot \Delta\tau} \right) \cdot T_r =$$

$$\eta_o \cdot AR \cdot I - k_o \cdot AR \cdot (2,5 - T_{ude}) + PE + H_{ude} \cdot RLUF \cdot T_{ude} + H_{ude} \cdot RLUR \cdot T_{ude} +$$

$$H_{inde} \cdot RLIF \cdot T_o + H_{inde} \cdot RLIR \cdot T_o + \frac{1}{\Delta\tau} \left[ AKSO \cdot T_{solfgml} + AKVX \cdot T_{gml}(1) + \right.$$

$$\left. \frac{(RLIR + RLIF) \cdot (ROMVAK + SFVRVA) \cdot T_{ri_{gml}}}{RL} + \right.$$

$$\left. \frac{(RLUR + RLUF) \cdot (ROMVAK + SFVRVA) \cdot T_{ru_{gml}}}{RL} \right]$$

$H_{\text{inde}}$ ,  $H_{\text{ude}}$  og  $v$  er temperaturafhængige størrelser. Benyttes små tidsspring  $\Delta\tau$  kan disse størrelser med rimelighed beregnes med temperaturerne ved tidsspringets start. Det antages, at volumenstrømmen  $v$  er en retlinet funktion af temperaturen af lag 1. Det antages altså, at  $v$  med rimelighed kan beregnes af temperaturen af lag 1 ved tidsspringets start  $T_{\text{gml}}(1)$ :

$$v = A_f + B_f \cdot T_{\text{gml}}(1)$$

#### 4.6.3 Varmevexlernespiralens varmeoverføring

Varmevexlernespiralen forudsættes som nævnt placeret i varmelagerets nederste lag, som har temperaturen  $T(1)$ . Varmevexlingen for varmekvælserspiralen kan, se afsnit 2.1.4.1, udtrykkes ved:

$$T_f - T_r = (T_f - T(1)) \cdot \left(1 - e^{-\frac{H}{v \cdot C_p \cdot \rho}}\right)$$

eller:

$$\left(1 - \left(1 - e^{-\frac{H}{v \cdot C_p \cdot \rho}}\right)\right) \cdot T_f - T_r + \left(1 - e^{-\frac{H}{v \cdot C_p \cdot \rho}}\right) \cdot T(1) = 0$$

Volumenstrømmen  $v$  og varmeoverføringsevnen  $H$  er temperaturafhængige størrelser.

Varmeoverføringsevnen  $H$  beregnes som beskrevet i afsnit 4.3 ligeledes ved hjælp af temperaturerne ved tidsspringets start:

$$H = c_2 + c_3 \cdot \ln(T_{\text{fgml}} - T_{\text{gml}}(1)) + \left[ d_2 + d_3 \cdot \ln(T_{\text{fgml}} - T_{\text{gml}}(1)) \right] \cdot T_{\text{gml}}(1)$$

#### 4.6.4 Varmebalance for varmelageret under solfangerdrift

I perioder med solfangerdrift ændres varmebalancen for lag 1 i forhold til varmebalancen, som er opstillet i afsnit 4.4.2.4 og som er gældende i perioder uden solfangerdrift. Varmebalancen kan i perioder med solfangerdrift udtrykkes ved:

$$\frac{d(CI(1) \cdot T(1))}{dt} = v \cdot C_p \cdot \rho \cdot (T_f - T_r) + XK(1) \cdot (T(2) - T(1)) - XKT(1) \cdot (T(1) - T_0) - Y(1)$$

CI(1), v, XK(1) og XKT(1) er temperaturafhængige størrelser. Benyttes små tidsspring  $\Delta\tau$ , kan disse størrelser med rimelighed beregnes med temperaturerne ved tidsspringets start  $T_{gml}(1)$ , og varmebalancen kan med rimelighed omskrives til:

$$\frac{CI(1)}{\Delta\tau} (T(1) - T_{gml}(1)) = v \cdot C_p \cdot \rho \cdot (T_f - T_r) + XK(1) \cdot (T(2) - T(1)) - XKT(1) \cdot (T(1) - T_o) - Y(1)$$

eller:

$$-v \cdot C_p \cdot \rho \cdot T_f + v \cdot C_p \cdot \rho \cdot T_r + \left( \frac{CI(1)}{\Delta\tau} + XK(1) + XKT(1) \right) \cdot T(1) - XK(1) \cdot T(2) = \frac{CI(1)}{\Delta\tau} T_{gml}(1) + XKT(1) \cdot T_o - Y(1)$$

Denne varmebalanceligning kan ved hjælp af den i afsnit 4.6.3 opstillede varmevekslerligning omformes til:

$$-\left(1 - e^{-\frac{H}{v \cdot C_p \cdot \rho}}\right) \cdot T_r + \left[1 - e^{-\frac{H}{v \cdot C_p \cdot \rho}} + \frac{e^{-\frac{H}{v \cdot C_p \cdot \rho}}}{v \cdot C_p \cdot \rho}\right] \cdot \left(\frac{CI(1)}{\Delta\tau} + XK(1) + XKT(1)\right) \cdot T(1) - \frac{e^{-\frac{H}{v \cdot C_p \cdot \rho}}}{v \cdot C_p \cdot \rho} \cdot XK(1) \cdot T(2) = \frac{e^{-\frac{H}{v \cdot C_p \cdot \rho}}}{v \cdot C_p \cdot \rho} \cdot \left(\frac{CI(1)}{\Delta\tau} \cdot T_{gml}(1) + XKT(1) \cdot T_o - Y(1)\right)$$

Varmebalanceligningerne for lagerets øvrige lag, lag 2, lag 3, ..... og lag N er opstillet i afsnit 4.4.2.4 i perioder uden solfangerdrift. Disse ligninger gælder også for perioder med solfangerdrift.

#### 4.6.5 Beregning af lagerets og solfangerkredsens temperaturer under solfangerdrift og tapning

Solfangervæskens varmebalanceligning fra afsnit 4.6.2, varmevekslingsligningen fra afsnit 4.6.3, den omformede varmebalanceligning for lag 1 fra afsnit 4.6.4 og de i afsnit 4.4.2.4

opstillede ligninger for lagerets øvrige lag udgør et tridia-  
gonalt ligningssystem med  $N+2$  ligninger. Lagertemperaturerne  
og fremløbs- og returtemperaturen ved tidsspringets slutning  
 $T(I)$ ,  $T_f$  og  $T_r$  beregnes direkte ved hjælp af den i afsnit  
4.4.2.4 omtalte version af simpel Gauss-elimination. Også i  
perioder med solfangerdrift benyttes i edb-programmet dobbelt  
præcision ved løsningen af ligningssystemet.

Lagertemperaturerne ved tidsspringets slutning  $T(I)$  bereg-  
nes som beskrevet ovenfor ved hjælp af temperaturerne ved  
tidsspringets start  $T_{gml}(I)$ . Efter beregningen kan det  
forekomme, at  $T(I) > T(I+1)$ . Dette er muligt, da konvek-  
tionen i varmtvandsbeholderen kun i begrænset omfang tages i  
beregning. En sådan temperatur-uorden vil ikke optræde i  
lageret, idet massefyldeforskelle i vandet hurtigt vil resul-  
tere i vandstrømninger og en dermed forbundet temperaturud-  
jævning. Hvis  $T(I) - T(I+1) > 0,05^\circ\text{C}$  foretages derfor en helt  
ny beregning af temperaturerne. I denne beregning sættes  
 $XK(I) = 10^6 \text{ W}/^\circ\text{C}$ . Altså gøres varmeledningen så stor, at  
temperaturudjævning sikres.

Når solfangeren er i drift, benyttes den ovenfor beskrevne me-  
tode til beregning af lagertemperaturerne og af solfanger-  
væskens fremløbs- og returtemperatur. Når solfangeren ikke  
er i drift, beregnes solfangerens temperatur og solfanger-  
kredsens temperaturer som beskrevet ovenfor. Lagerets tempe-  
raturer i disse perioder beregnes ved hjælp af metoden be-  
skrevet i afsnit 4.4.2.4 med de ovenfor omtalte ændringer.

Efter beregningen af lagertemperaturerne benyttes altid den  
i afsnit 4.4.2.5 beskrevne metode, hvorved lagertemperaturer-  
ne korrigeres for lagervandets eventuelle udvidelse eller  
sammentrækning.

Systemets temperaturer beregnes altså ved slutningen af hvert  
tidsspring ved hjælp af temperaturerne ved tidsspringets start.

Har solfangeren været i drift i det foregående tidsspring, benyttes beregningsmetoden for perioder med solfangerdrift. Systemets temperaturer til tidsspringets slutning beregnes altså som om solfangeren er i drift i tidsspringet. Solfangervæskens fremløbstemperatur til lageret ved tidsspringets start og slutning  $T_{f_{gml}}$  og  $T_f$ , solfangervæskens returtemperatur fra lageret ved tidsspringets start og slutning  $T_{r_{gml}}$  og  $T_r$  afgør sammen med styresystemets stopdifferens  $\Delta T_{stop}$ , om solfangeren er i drift i det pågældende tidsspring.

Er  $\frac{T_f + T_{f_{gml}}}{2} - \frac{T_r + T_{r_{gml}}}{2} > \Delta T_{stop}$  antages solfangeren at være i drift i tidsspringet.

Er det modsatte tilfældet:  $\frac{T_f + T_{f_{gml}}}{2} - \frac{T_r + T_{r_{gml}}}{2} \leq \Delta T_{stop}$  antages solfangeren ikke at være i drift i tidsspringet, og i stedet benyttes beregningsmetoden for perioder uden solfangerdrift.

Har solfangeren ikke været i drift i det foregående tidsspring, beregnes solfangertemperaturen ved slutningen af tidsspringet  $T_{solf}$ , som om der ikke er solfangerdrift i tidsspringet. Denne temperatur, solfangerens temperatur ved tidsspringets start  $T_{solf_{gml}}$ , lagerbundens temperatur ved tidsspringets start  $T_{gml}(1)$  og styresystemets startdifferens  $\Delta T_{start}$  afgør, om solfangeren er i drift i tidsspringet.

Er  $\frac{T_{solf} + T_{solf_{gml}}}{2} - T_{gml}(1) > \Delta T_{start}$  antages solfangeren at være i drift i tidsspringet.

Er det modsatte tilfældet:  $\frac{T_{solf} + T_{solf_{gml}}}{2} - T_{gml}(1) \leq \Delta T_{start}$

benyttes beregningsmetoden for perioder uden solfangerdrift. Da temperaturen af lag 1 normalt kun ændres meget lidt i de små tidsspring, som benyttes ved beregningen, anses det for rimeligt kun at benytte temperaturen af lag 1 ved tidsspringets slutning  $T_{gml}(1)$  ved styringen.

Den her beskrevne styring kræver et styresystem med 4 tempera-

turfølere til måling af temperaturen i solfangeren, i bunden af lagertanken, i solfangervæsken, som tilføres lageret, og i solfangervæsken, som transporteres bort fra lageret. Da der benyttes små tidsspring ved beregningen, kan Danfoss' SETA differenstermostat med overvågning til solvarmeanlæg styre driften af solvarmeanlæggets cirkulationspumpe, som beskrevet ovenfor.

Figur 50 viser en principskitse af solvarmeanlægget, som tages i beregning. I langvarige solrige perioder, hvor temperaturen i varmelagerets top er højere end den ønskede varmtvandstemperatur  $T_{v\phi}$ , slukkes oliefyret, som tænkes anvendt som back-up system. En blandeventil sørger for at blande koldt vand, som normalt tilføres lageret og har temperaturen  $T_k$ , med vandet, som tappes fra toppen af varmelageret og har temperaturen  $T(N)$ , således at temperaturen af vandet, der tappes fra systemet, bliver  $T_{v\phi}$ .

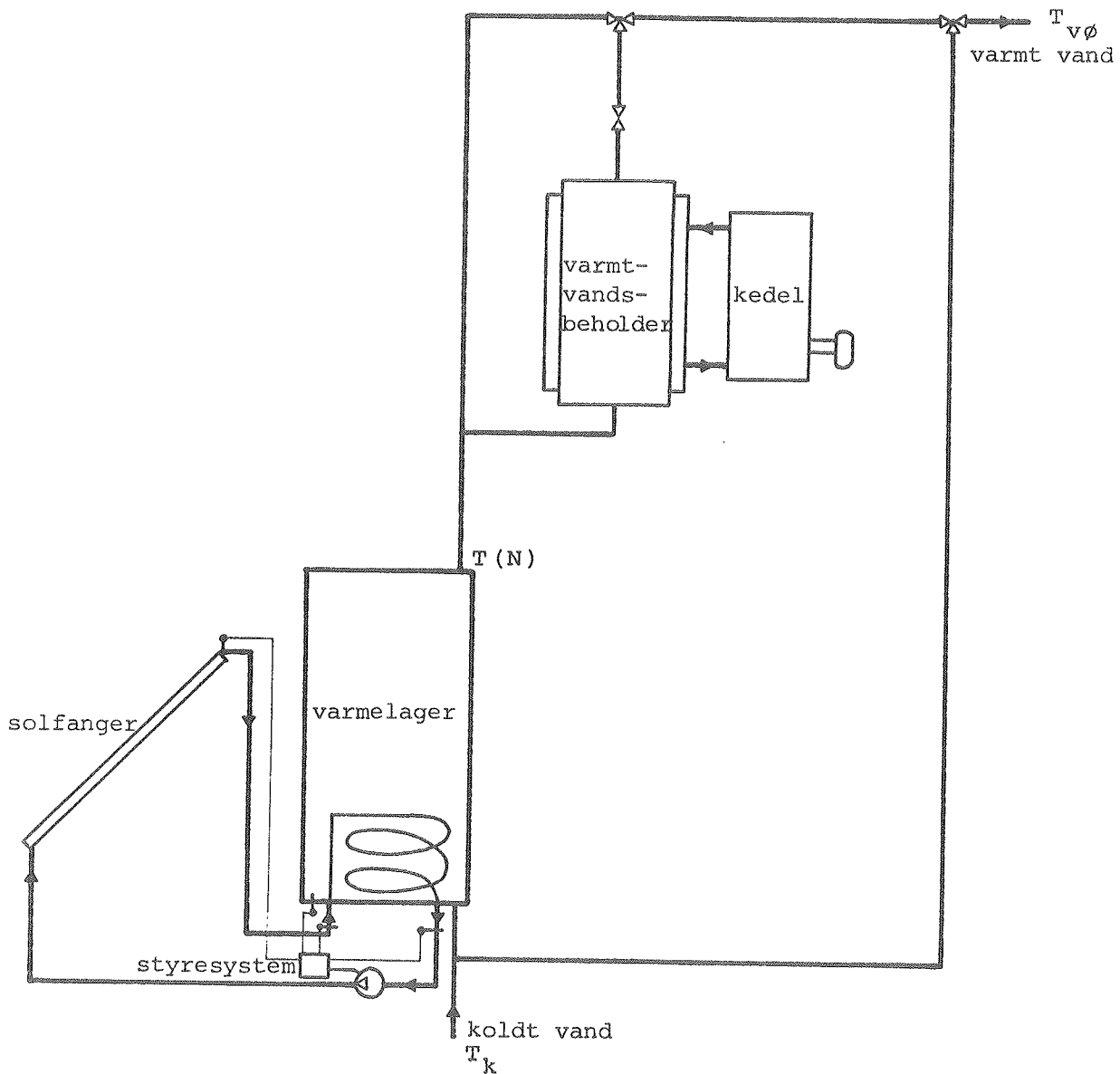
I perioder, hvor oliefyret ikke er slukket, er begge systemets blandeventiler aktive. Når  $T(N) < T_{v\phi}$ , blandes vand fra varmelageret med vandet fra varmtvandsbeholderen på en sådan måde, at temperaturen af vandet, der tappes fra systemet, bliver  $T_{v\phi}$ . Når  $T(N) > T_{v\phi}$ , blandes koldt vand med vandet fra varmelageret, så temperaturen af vandet, som tappes fra systemet, også her bliver  $T_{v\phi}$ .

Når  $T(N) < T_{v\phi}$ , tappes således samme vandvolumen fra varmelageret, som tappes fra hele systemet, mens der tappes et mindre vandvolumen fra varmelageret end fra hele systemet, når  $T(N) > T_{v\phi}$ . Er den totale tappetid for en tapning  $\tau_t$  og det totale vandvolumen som tappes fra systemet  $V_{TA}$  kendte størrelser for en tapning, kan volumenstrømmen tappet fra varmelageret  $v_v$  derfor, når  $T(N) < T_{v\phi}$ , findes af:

$$v_v = V_{TA}/\tau_t$$

Når  $T(N) > T_{v\phi}$  er varmemstrømmen, som tappes fra varmelagerets





Figur 50. Principskitse af solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning.

øverste lag, lig med varmestrømmen, som tappes fra hele systemet, idet varmeindholdet sættes til 0 ved temperaturen  $T_k$ . Kaldes vandets massefylde  $\rho_{v\phi}$  ved temperaturen  $T_{v\phi}$ , gælder derfor:

$$(T(N) - T_k) \cdot \rho(N) \cdot C_{pv} \cdot v_v = (T_{v\phi} - T_k) \cdot \rho_{v\phi} \cdot C_{pv} \cdot \frac{VTA}{\tau_t}$$

Af denne ligning findes volumenstrømmen, som tappes fra varmelageret:

$$v_v = \frac{T_{v\phi} - T_k}{T(N) - T_k} \cdot \frac{\rho_{v\phi}}{\rho(N)} \cdot \frac{VTA}{\tau_t}$$

Under tapningen vælges tidsspringet  $\Delta\tau$  på en sådan måde, at  $\Delta\tau \cdot v_v$  ikke bliver større end vandvolumenet af laget med det mindste vandvolumen. Tapningen deles altså eventuelt i en række mindre tidsspring, og størrelsen  $T(N) - T_{v\phi}$  afgør for hvert tidsspring hvilken af de ovenfor beskrevne beregningsmetoder, som anvendes ved beregningen af  $v_v$ .

#### 4.6.6 Beregning af ydelsen for solvarmeanlægget

Metoden, som er beskrevet i de foregående afsnit, benyttes til beregning af systemets temperaturer til forskellige tidspunkter igennem hele året. Varmemængderne, som tilføres varmelageret, som tabes fra varmelageret i form af varmetab, som skydes ud gennem sikkerhedsventilen under opvarmningen og som tappes fra varmelageret, beregnes for hvert tidsspring og summeres op for hver dag og måned samt for hele året.

Varmemængden, som tilføres varmelageret i tidsspringet  $\Delta\tau$ , bestemmes af:

$$v \cdot C_p \cdot \rho \cdot \left( \frac{T_f + T_{f_{gml}}}{2} - \frac{T_r + T_{r_{gml}}}{2} \right) \cdot \Delta\tau$$

For tidsspring, hvor solfangerdriften netop er stoppet, er der endvidere et bidrag fra den varme varmevekslerspiral i varmelageret.

Varmemængden, som tabes fra varmelageret i tidsspringet  $\Delta\tau$ , findes ved at summere varmetabene fra alle lagerets lag:

$$\sum_{i=1}^N XKT(I) \cdot \left( \frac{T(I) + T_{gml}(I)}{2} - T_o \right) \cdot \Delta\tau$$

Varmemængden, som tabes gennem sikkerhedsventilen under solvarmetilførslen til lageret, beregnes som beskrevet i afsnit 4.4.2.5. Varmestrømmene, som bestemmer varmemængden, der tappes fra varmelageret, beregnes som beskrevet i afsnit 4.4.2.3.

Den totale årlige besparelse, som opnås ved brug af solvarmeanlægget, består dels af solvarmeanlæggets nettoydelse korri-  
geret for back-up systemets nyttevirkning, dels af det sparede  
tomgangstab, som stammer fra perioder, hvor back-up systemet  
kan slukkes. Den totale årlige besparelse afhænger som vist  
i [57], [56] og [76] helt af back-up systemets udformning og  
kvalitet.

Her antages back-up systemet at være et oliefyr, som kan sluk-  
kes i perioder, hvor solvarmeanlæggets ydelse til brugsvands-  
opvarmningen er tilstrækkelig stor. Som beskrevet i [77] er  
det rimeligt at bestemme antallet af dage, hvor oliefyret kan  
slukkes NA, ved hjælp af solvarmeanlæggets sommerdæknings-  
grad SD:

$$NA = \begin{cases} 150 & \text{for } SD \geq 95\% \\ \frac{150}{20} (SD-75) & \text{for } 75\% < SD < 95\% \\ 0 & \text{for } SD \leq 75\% \end{cases}$$

SD er den del af varmtvandsforbruget om sommeren, som solvarme-  
anlægget leverer. Sommeren er her defineret som de fem som-  
mermåneder: maj, juni, juli, august og september, hvor vel-  
isolerede huse ikke har rumopvarmningsbehov. Data for det  
valgte oliefyr fremgår af tabel 31.

Ved beregningen af den årlige besparelse ses der bort fra en  
række mindre energimængder, som kan forøge eller reducere be-  
sparelsen en smule. Der ses således bort fra pumpeenergien,  
som benyttes til cirkulation af solfangervæsken, styresystemets  
energiforbrug og el-besparelsen, som opnås ved slukning af  
oliefyret. Desuden ses der bort fra eventuel nyttiggjort var-  
metab fra lageret og rørsystemet i huset, samt den varmemængde,  
som lageret modtager fra omgivelserne i perioder med lager-  
temperaturer lavere end omgivelsestemperaturen. Endelig ses  
der bort fra solvarmeanlæggets eventuelle indflydelse på  
boligens rumopvarmningsbehov.

Som vejrdata ved beregning af solvarmeanlæggenes ydelser benyttes det danske referenceår TRY, [78]. En lang række parametre kan frit varieres i edb-programmet, men er i de følgende beregninger fastholdt, idet kun variationer i varmelagerets udformning undersøges.

#### 4.7 Lagerudformningens betydning for små solvarmeanlægs ydelse

##### 4.7.1 Data for solvarmeanlægget, som tages i beregning

Solvarmeanlæggets data, som fastholdes i de følgende beregninger, fremgår af tabel 31. Den benyttede maksimaleffektivitet for solfangeren  $\eta_0 = 0,90$ , den benyttede varmetabskoefficient  $k_0 = 5,0 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  og det benyttede simple effektivitetsudtryk beskriver rimeligt godt den målte gennemsnitseffektivitet for tre selektive solfangere, [79], [80] og [81]. Afprøvningserne af de tre solfangere blev foretaget i 1982 og 1983 på Laboratoriet for Varmeisolering, som beskrevet i [82]. Som solfangervæske benyttes en 50% (vægt procent) vand/propylenglycol blanding, hvor produktet af massefylde og varmeyfyldte antages at være uafhængigt af temperaturen, se afsnit 2.1.1.2.

Solvarmeanlæggets ydelse afhænger kun lidt af forbrugsmønsteret [56], hvorfor der her kun anvendes det i tabel 31 angivne forbrugsmønster. Det daglige varmtvandsforbrug bestemmer den optimale størrelse af solvarmeanlægget. Også dette forhold er beskrevet i [56]. Derfor benyttes her kun én størrelse af det daglige varmtvandsforbrug, nemlig 150 l/dag, som anført i tabel 31. Lagerudformningens betydning for solvarmeanlægs ydelse undersøges herefter med det udviklede edb-program.

I alle de udførte beregninger er de i tabel 31 anførte data benyttet. Betydningen af størrelsen af tidsspringet benyttet ved beregningen, solfangerarealet og styresystemets start- og stop-differens samt varmelagerets udformning for solvarmeanlæggets ydelse er undersøgt ved beregninger. I disse beregninger er

<p><u>Solfanger</u></p> <p>Solfangereffektiviteten for små indfaldsvinkler: <math>\eta = 0,90-5,0 \cdot \frac{T_{ms} - T_{ude}}{I}</math></p> <p>Effektiv varmekapacitet for solfangeren: <math>SFLK = 10800 \text{ J/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}</math></p> <p>Solfangerhældning: <math>45^\circ</math></p> <p>Solfangerorientering: sydvendt</p>																	
<p><u>Solfangervæske</u></p> <p>50% (vægt procent) propylenglycol/vand blanding</p>																	
<p><u>Varmelager</u></p> <p>Beholderisoleringsmateriale: mineraluld med rumvægten <math>30 \text{ kg/m}^3</math></p> <p>Omgivelsestemperatur: <math>T_o = 20^\circ\text{C}</math></p>																	
<p><u>Solfangerkreds</u></p> <p>Rørmateriale: stål</p> <p>Rørdimension: <math>3/4''</math></p> <p>Rørisoleringsmateriale: mineraluld med rumvægten <math>30 \text{ kg/m}^3</math></p> <p>Rørisoleringstykkelse: 3 cm</p> <p>Længde af fremløbsrøret til varmelageret uden for huset: <math>RLUF = 4 \text{ m}</math></p> <p>Længde af returrøret fra varmelageret uden for huset: <math>RLUR = 4 \text{ m}</math></p> <p>Længde af fremløbsrøret til varmelageret inde i huset: <math>RLIF = 3 \text{ m}</math></p> <p>Længde af returrøret fra varmelageret inde i huset: <math>RLIR = 3 \text{ m}</math></p>																	
<p><u>Cirkulationspumpe</u></p> <p>Pumpeeffekt, som tilføres solfangerkredsen: <math>PE = 65 \text{ W}</math></p>																	
<p><u>Varmtvandsforbrug</u></p> <p>Koldt vandstemperatur: <math>T_k = 10^\circ\text{C}</math></p> <p>Varmtvandstemperatur: <math>T_{v\phi} = 45^\circ\text{C}</math></p> <p>Volumen: <math>150 \text{ l/dag}</math></p> <p>Forbrugsmønster:</p> <table border="1" data-bbox="416 1503 1270 1776"> <thead> <tr> <th>tappetidspunkt</th> <th>tappevarighed</th> <th>varmtvandsforbrug</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>kl. 7</td> <td>5 min</td> <td>45 l</td> </tr> <tr> <td>kl. 12</td> <td>5 min</td> <td>15 l</td> </tr> <tr> <td>kl. 18</td> <td>5 min</td> <td>45 l</td> </tr> <tr> <td>kl. 20</td> <td>5 min</td> <td>45 l</td> </tr> </tbody> </table>			tappetidspunkt	tappevarighed	varmtvandsforbrug	kl. 7	5 min	45 l	kl. 12	5 min	15 l	kl. 18	5 min	45 l	kl. 20	5 min	45 l
tappetidspunkt	tappevarighed	varmtvandsforbrug															
kl. 7	5 min	45 l															
kl. 12	5 min	15 l															
kl. 18	5 min	45 l															
kl. 20	5 min	45 l															
<p><u>Oliefyrsunit</u></p> <p>Tomgangstab: 350 W</p> <p>Fyringsnyttevirkning: 0,85</p>																	

Tabel 31. Data benyttet ved beregning af solvarmeanlægs ydelse.

valgt et referenceanlæg, hvis data er givet i tabel 32. Hver enkelt parameters indflydelse på ydelsen fra solvarmeanlægget undersøges på en sådan måde, at beregninger udføres med forskellige størrelser af denne enkelte parameter. Bortset fra variationer af størrelsen af denne ene parameter benyttes i øvrigt referenceanlæggets data fra tabel 32 i beregningerne. Altså varieres kun én parameter ad gangen. Resultaterne fra beregningerne omtales i de følgende afsnit, 4.7.2 - 4.7.14.

Referenceanlægget er et typisk vel-dimensioneret anlæg. Sol-fangerareal og lagervolumen er valgt i overensstemmelse med de i [56] opstillede tommelfingerregler. Den valgte volumenstrøm svarer rimeligt godt til de normalt anbefalede volumenstrømme. Styresystemets startdifferens er valgt på basis af de i [77] beskrevne beregninger. Styresystemets stopdifferens er valgt således, at pumpen standses, så effektilførslen til varmelageret ikke bliver mindre end omtrent 2,2 gange den effekt, som pumpen bruger til cirkulation af solfangervæsken. Denne styring skønnes at være rimelig på grund af prisforskellen mellem elektrisk energi og varme. En almindelig stål-tank med normal godstykkelse og isoleringstykkelse benyttes som varmelager. Varmt vand tappes fra lagerets top gennem et vel-isoleret rør. Alle øvrige rørgennembrydninger gennem isoleringen og kuldebroer tænkes placeret i lagerets bund. Hjelpeudstyret til solvarmeanlægget tænkes placeret i et isoleret instrumentrum under lagertanken. På basis af erfaringerne fra prøvning af varmelagre skønnes det, at denne udformning resulterer i, at varmetabskoefficienten, på grund af kuldebroer, forøges med  $1 \text{ W/}^{\circ}\text{C}$ , og at hele forøgelsen er lokaliseret i lagerets bund. Den anførte varmeoverføringsevne for varmevekslerspiralen er fundet på basis af varmevekslerspiralens data, solfangervæskens data og volumenstrømmen og den i [40] beskrevne teori. I øvrigt viser undersøgelserne, at referenceanlæggets data er rimeligt valgt.

<u>Beregningsmetode</u>	
Tidsspring:	$\Delta\tau = 900 \text{ s}$
<u>Solfanger</u>	
Areal:	$AR = 4 \text{ m}^2$
<u>Solfangervæske</u>	
Volumenstrøm:	$v = 4 + 0,01 \cdot T(1) \text{ l/min}$
<u>Styresystem</u>	
Startdifferens:	$\Delta T_{\text{start}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
Stopdifferens:	$\Delta T_{\text{stop}} = 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$
<u>Varmelager</u>	
Antal lag i beregningsmodel:	$N = 6$
<u>Beholdermateriale</u> St 37-2	
beholdermaterialets varmeledningsevne:	$\lambda_b = 60 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
beholdermaterialets massefylde:	$\rho_b = 7850 \text{ kg/m}^3$
beholdermaterialets varmekapacitet:	$C_{pb} = 460 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$
beholdermaterialets varmeudvidelseskoefficient:	$\alpha = 0,000013 \text{ m/m}^\circ\text{C}$
Vandvolumen ved $20^\circ\text{C}$ :	$200,7 \text{ l}$
Højde/diameter-forhold:	$h_i/d_i = 3$
<u>Godstykkelse</u>	
svøb:	$3 \text{ mm}$
endebunde:	$4 \text{ mm}$
<u>Isoleringstykkelse</u>	
top:	$e_t = 0,05 \text{ m}$
side:	$e_s = 0,05 \text{ m}$
bund:	$e_b = 0,05 \text{ m}$
<u>Kuldebro</u>	
top:	$0 \text{ W/}^\circ\text{C}$
bund:	$1 \text{ W/}^\circ\text{C}$
<u>Varmevekslerspiral</u>	
placering:	i nederste lag
materiale:	kobber
massefylde:	$\rho_{vx} = 8900 \text{ kg/m}^3$
varmekapacitet:	$C_{p_{vx}} = 390 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$
udvendig diameter:	$d_{y_{vx}} = 0,0100 \text{ m}$
indvendig diameter:	$d_{i_{vx}} = 0,0084 \text{ m}$
længde:	$VX = 5,0 \text{ m}$
varmeoverføringssevne:	$H = 11,4 + 7,21 \cdot \ln(T_f - T(1)) + (0,812 + 0,348 \cdot \ln(T_f - T(1))) \cdot T(1) \text{ W/}^\circ\text{C}$
Tapning:	uden opblanding tappes varmt vand fra det øverste lag, mens koldt vand tilføres det nederste lag: $V(I, I+1) = v_V$ , mens alle andre $V(I, J) = 0$

Tabel 32. Data for referenceanlæg.

#### 4.7.2 Tidsspring

Beregninger udføres med tre forskellige tidsspring,  $\Delta\tau = 450$  s, 900 s og 1800 s. De beregnede årlige energimængder, som tilføres varmelageret fra solfangerkredsen, som tappes fra varmelageret, som tabes fra varmelageret i form af varmetab, som bruges af pumpen til væskecirkulation, samt energimængden, som tabes samtidig med at vand skydes ud gennem sikkerhedsventilen på grund af vandudvidelser under varmetilførsel, er vist på figur 51. Desuden er den årlige varmebalance vist. Det ses, at den årlige varmebalance er korrekt for  $\Delta\tau = 450$  s, mens der opstår ubalance ved større tidsspring. Dette skyldes, at retlinede temperaturforløb hhv. i lageret og i solfangerkredsen forudsættes ved beregning af hhv. lagerets varmetab og varmemængden, som tilføres lageret. Det ses endvidere, at de enkelte varmemængder kun afhænger lidt af tidsspringet.

Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse, som beregnes som beskrevet i afsnit 4.6.6, er vist på figur 52, hvor også den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse, beregnet med  $\Delta\tau = 900$  s, er vist som funktion af tidsspringet. Beregningernes nøjagtighed forbedres ved at benytte små tidsspring. Da der kun opnås ubetydelige ændringer af det årlige nettoudbytte og den årlige besparelse ved at reducere tidsspringet, når blot  $\Delta\tau = 900$  s, benyttes dette tidsspring i de følgende beregninger. Beregningstiden for en årssimulering er rimelig kort for  $\Delta\tau = 900$  s, og prisen for en sådan kørsel er derfor rimelig lav.

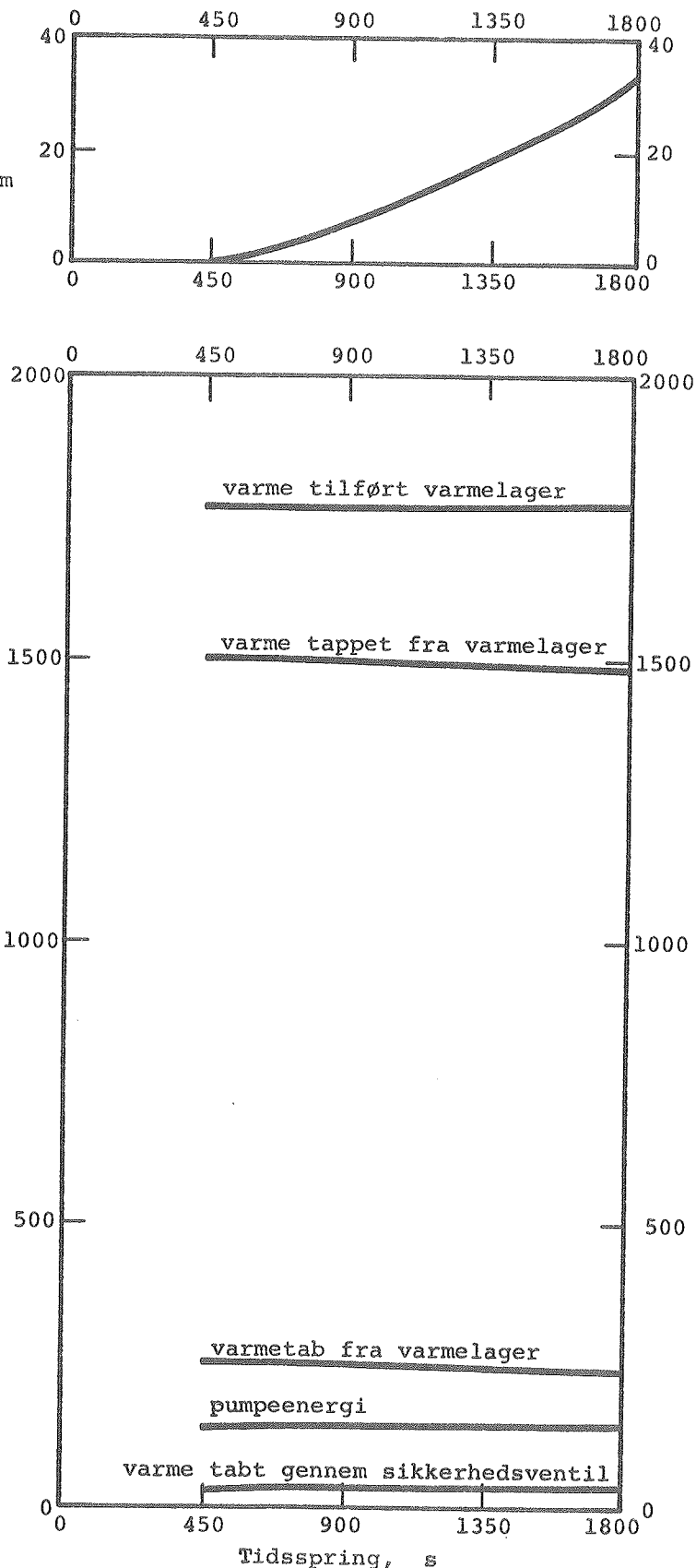
#### 4.7.3 Antal lag i varmelagermodellen

Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse er vist på figur 53 som funktion af antallet af lag i varmelagermodellen. Desuden er vist den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse beregnet med  $N = 6$  som funktion af antallet af lag i varmelagermodellen. Bereg-

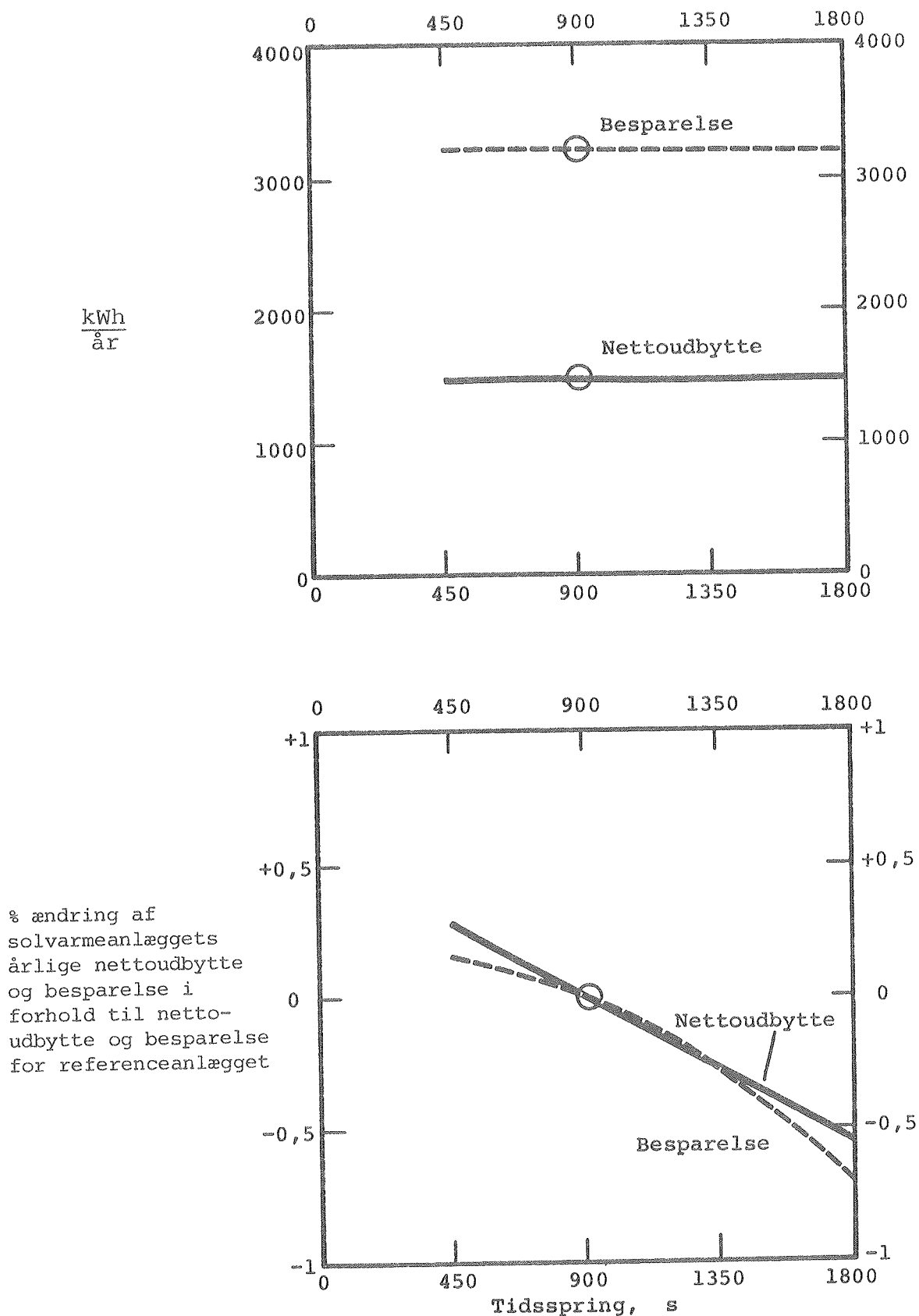


Varme tilført  
varmelager ÷  
varme tappet fra  
varmelager ÷  
varmetab fra  
varmelager ÷  
varme tabt gennem  
sikkerhedsventil

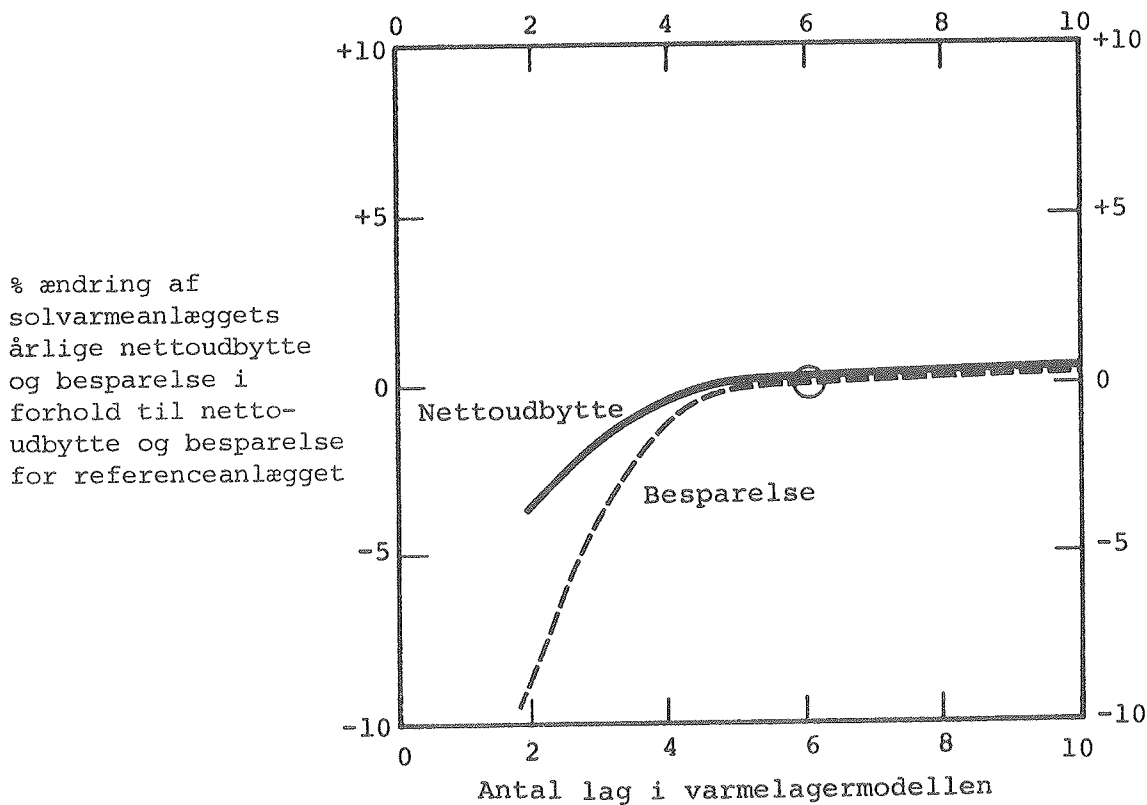
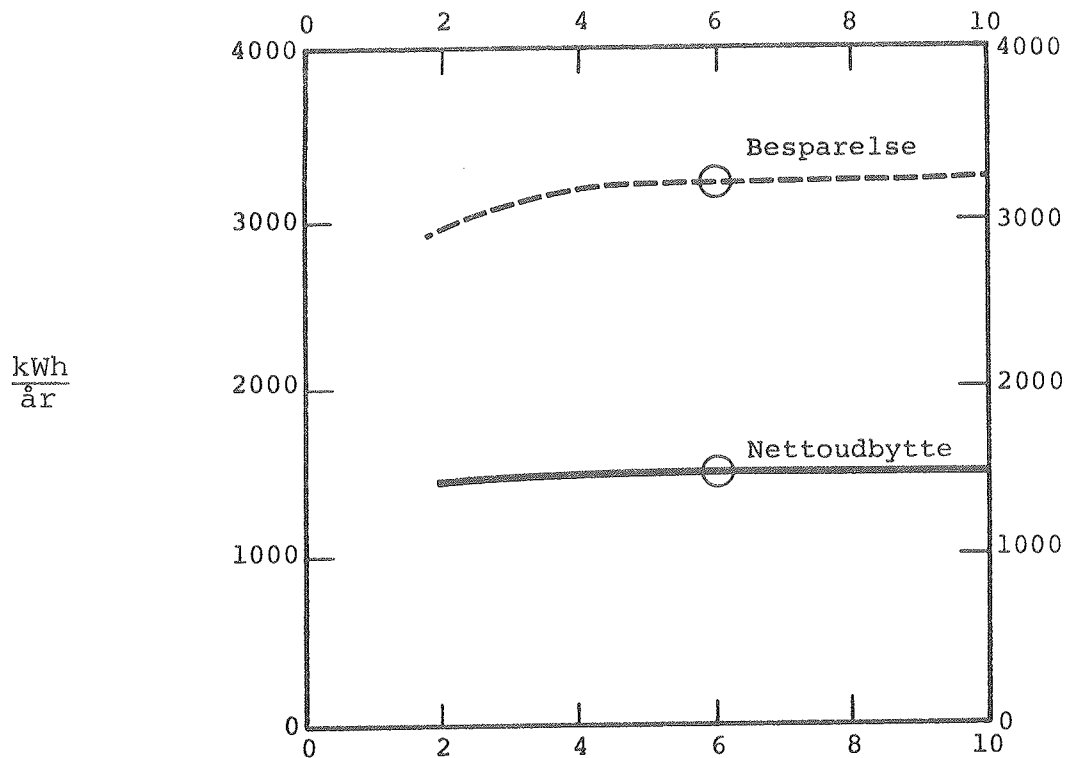
$\frac{\text{kWh}}{\text{år}}$



Figur 51. Årlige varmemængder tilført, tappet og tabt fra varmelageret, den årlige pumpeenergi brugt til cirkulation af solfangervæsken, samt den årlige varmebalance for varmelageret som funktion af tidsspringet.



Figur 52. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af tidsspringet.



Figur 53. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af antallet af lag i varmelagermodellen.

ningernes nøjagtighed forbedres ved at benytte mange lag i beregningsmodellen. Det ses, at fem lag er tilstrækkeligt i dette tilfælde, idet ydelsen kun ændres ubetydeligt ved at forøge antallet af lag yderligere. I de følgende beregninger vælges  $N = 6$  for at være på den sikre side.

#### 4.7.4 Solfangerareal

Solvarmeanlæggets årlige ydelser er vist på figur 54 som funktion af solfangerarealet. Desuden er den procentvise ændring af solvarmeanlæggets ydelser i forhold til referenceanlæggets ydelser vist som funktion af solfangerarealet. Ydelsen forøges for voksende solfangerareal, kraftigt for små solfangerarealer, mindre drastisk for større solfangerarealer. Det skønnes, at referenceanlæggets solfangerareal har en rimelig størrelse.

#### 4.7.5 Styresystem

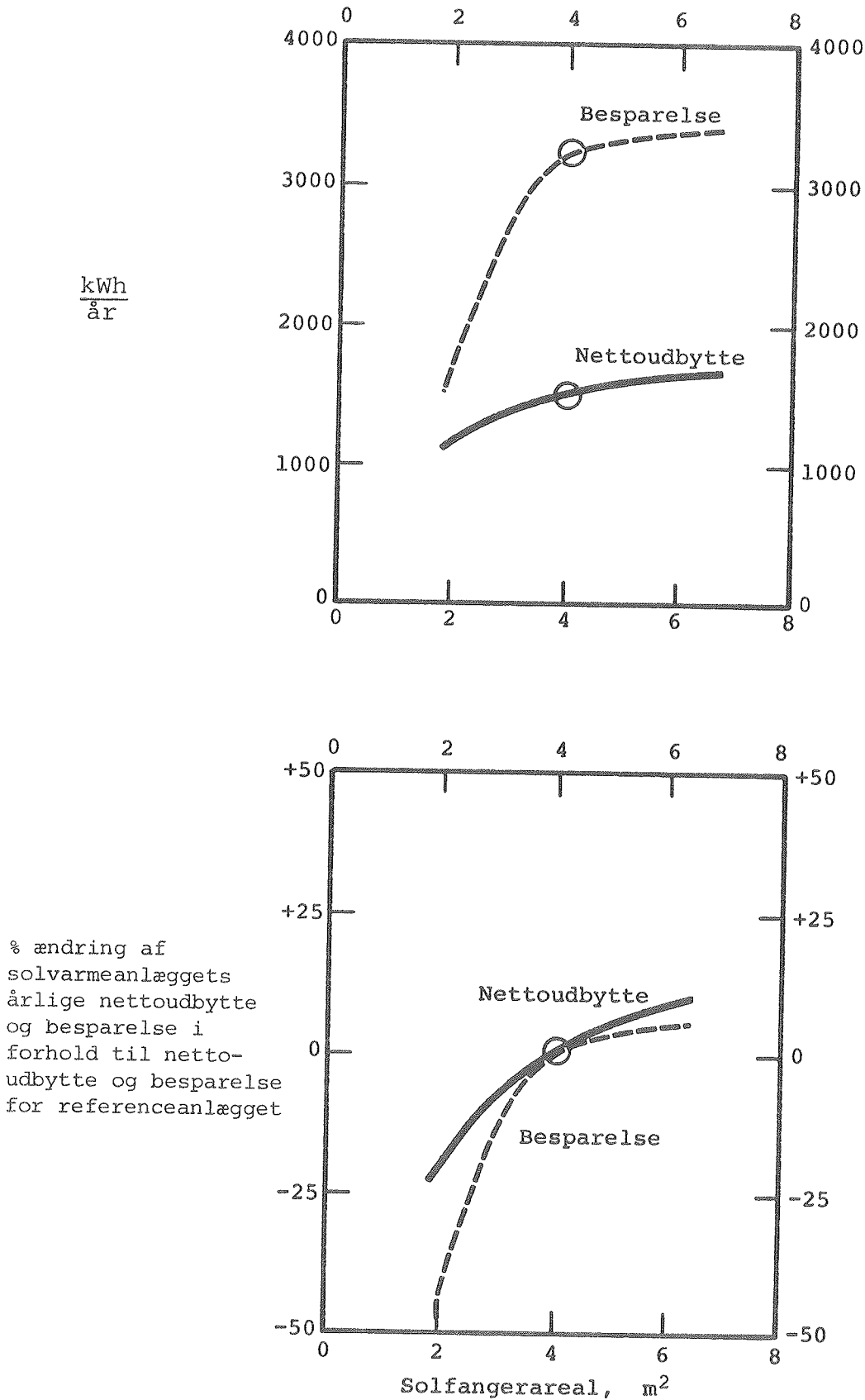
##### 4.7.5.1 Styresystemets startdifferens

Solvarmeanlæggets årlige ydelser er vist på figur 55 som funktion af startdifferensens størrelse. De procentvise ændringer af solvarmeanlæggets årlige ydelser er desuden vist som funktion af startdifferensen. Ydelsen ændres ikke mærkbart ved ændring af startdifferensen. Det bemærkes dog, at startdifferensen ikke må blive urimelig stor.

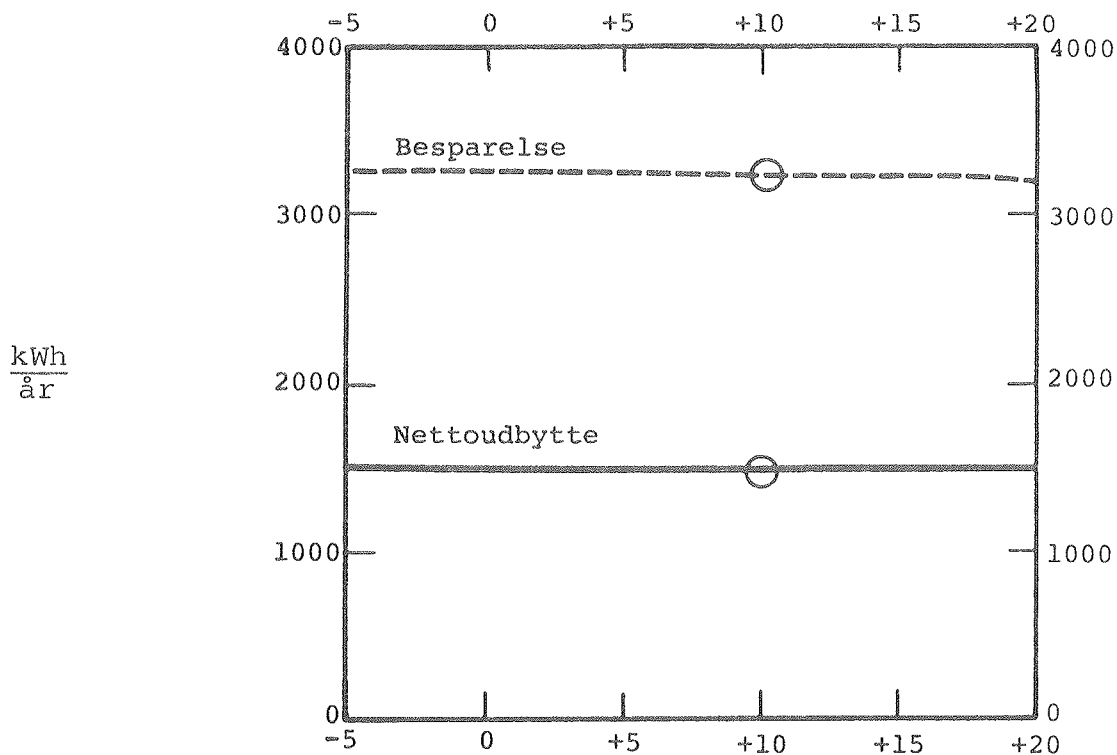
##### 4.7.5.2 Styresystemets stopdifferens

Solvarmeanlæggets årlige ydelse er vist på figur 56 som funktion af størrelsen af stopdifferensen. Ydelsen reduceres kraftigt for voksende stopdifferens. Det er altså væsentligt, at pumpen ikke stoppes for tidligt.

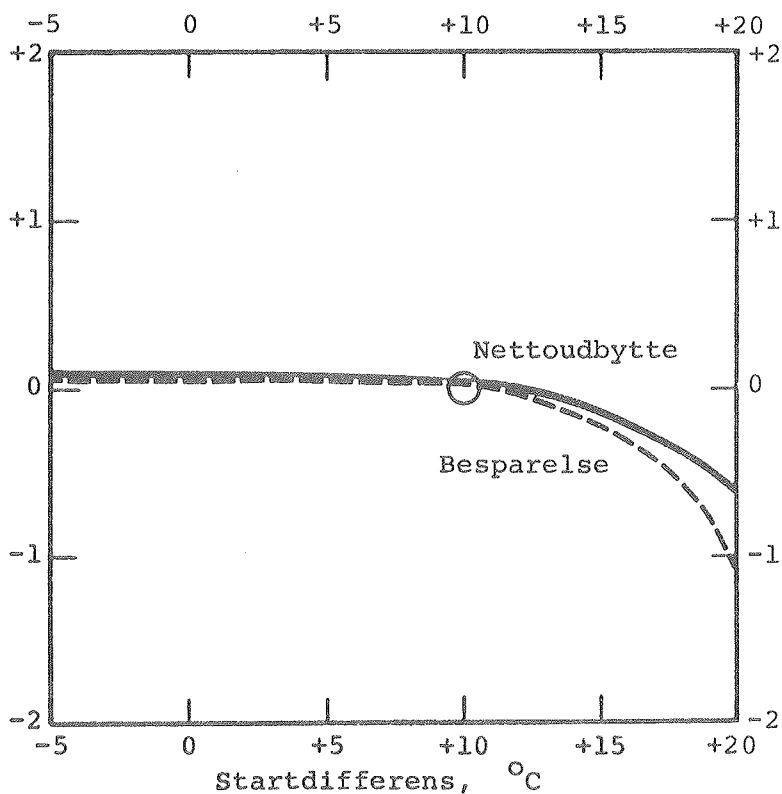
Stoppes pumpen først ved negative stopdifferenser, tappes varme fra lageret gennem varmevekslerspiralen. De varmeoverføringsmæssige forhold for varmevekslerspiraler er i [40] ikke undersøgt for perioder, hvor varme tappes fra lageret gennem



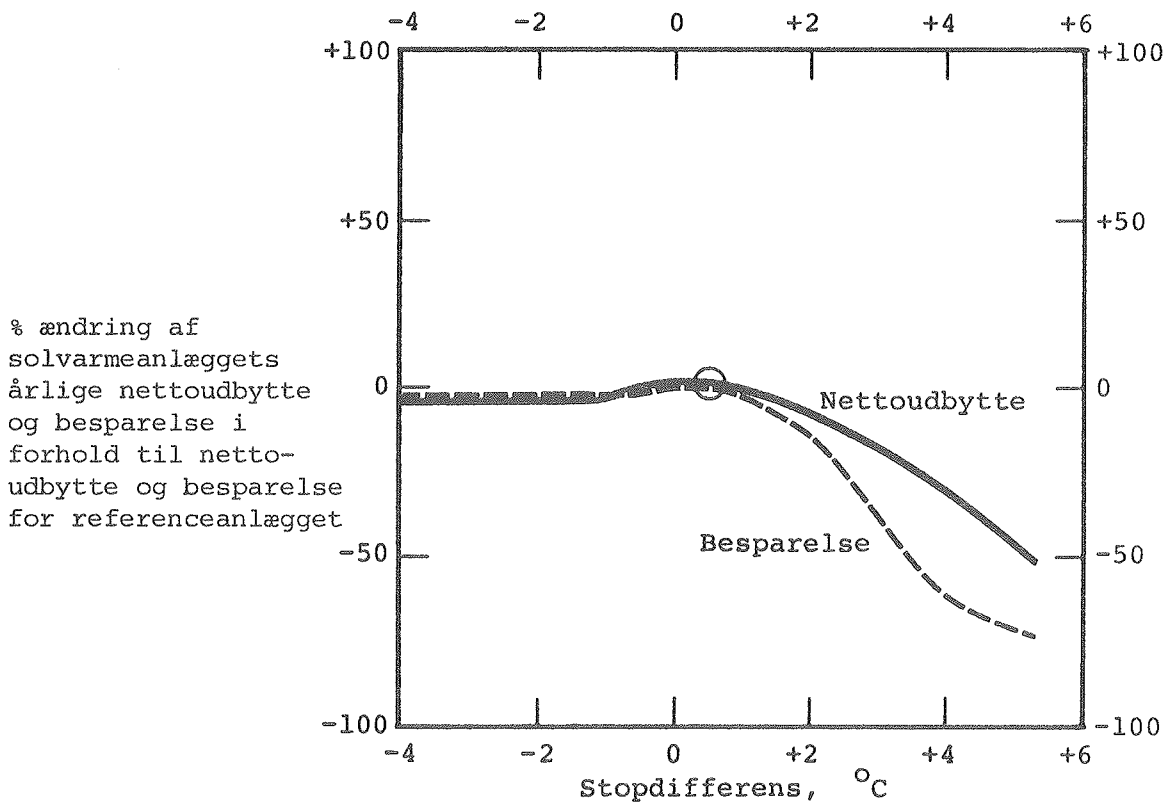
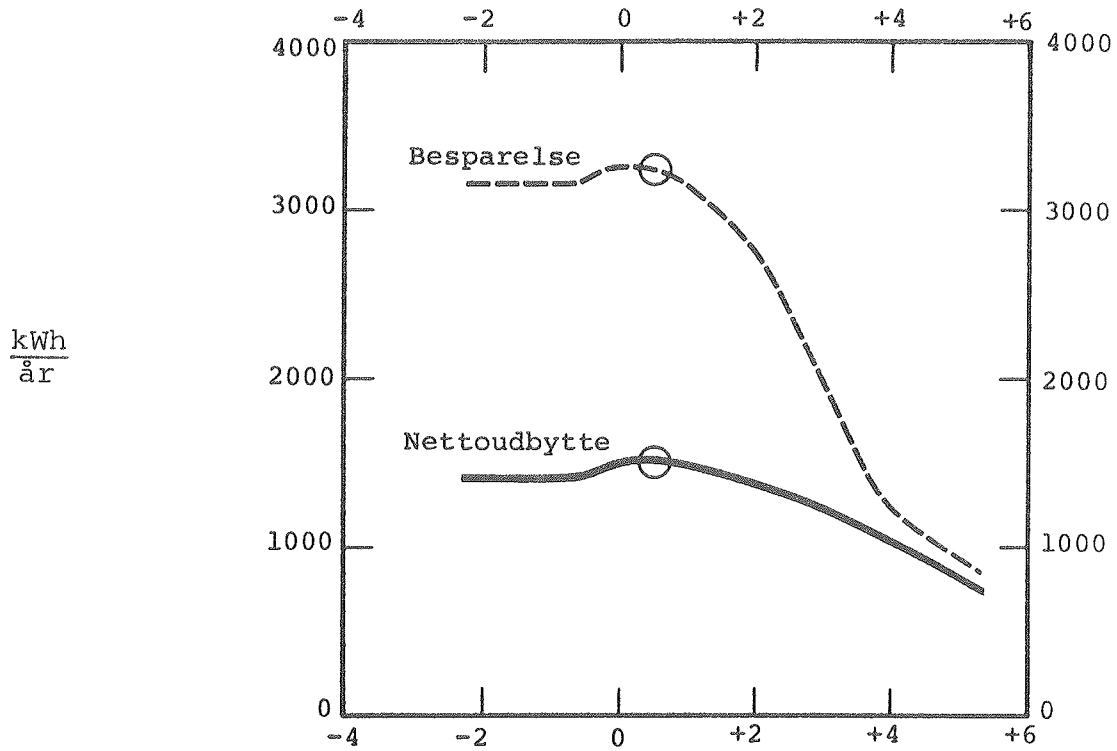
Figur 54. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af solfangerarealet.



% ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til nettoudbytte og besparelse for referenceanlægget



Figur 55. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af styresystemets startdifferens.



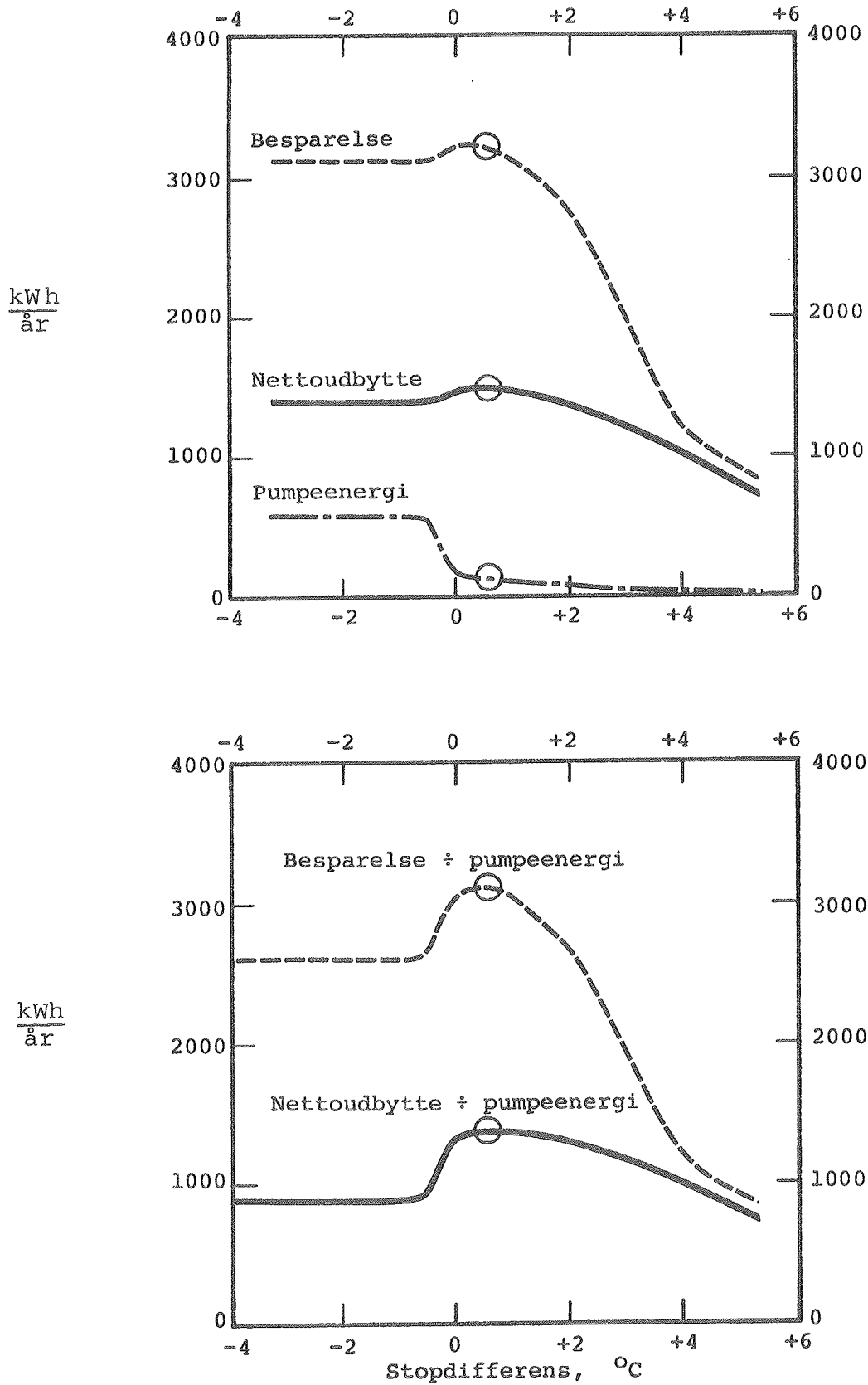
Figur 56. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af styresystemets stopdifferens.

varmevekslerspiraler. For ikke at undervurdere fejlstyringens betydning for reduktionen af ydelsen benyttes for sådanne perioder i disse beregninger en meget stor varmeoverføringsevne,  $H = 100 \text{ W/}^{\circ}\text{C}$ . Dog regnes med  $H = 5 \text{ W/}^{\circ}\text{C}$ , når temperaturen af laget med varmevekslerspiralen er lavere end  $5^{\circ}\text{C}$ . Dette skønnes at være rimeligt, idet vands massefylde i temperaturintervallet fra  $0^{\circ}\text{C}$  til  $5^{\circ}\text{C}$  næsten ikke varierer med temperaturen. Derfor vil den naturlige konvektion i vandet omkring varmevekslerspiralen i disse perioder være lille, hvorved varmeoverføringsevnen for varmevekslerspiralen reduceres væsentligt, idet den største del af varmeoverføringen sker ved varmeledning.

Af figur 56 ses, at solvarmeanlæggets ydelse ikke reduceres mærkbart, når pumpen stoppes for sent, uanset hvor sent den stoppes. Allerede ved en stopdifferens på  $-1^{\circ}\text{C}$  er pumpen i drift igennem alle årets timer. Årsagen til den ringe reduktion af ydelsen er, at kun den nederste del af lageret, hvor varmevekslerspiralen er beliggende, afkøles væsentligt i perioder med fejlstyring. Temperaturen af de ovenfor liggende lag i lageret reduceres kun langsomt, idet varmetransporten fra disse lag foregår ved varmeledning, som er forholdsvis lille. Det er således kun muligt at tappe en begrænset del af lagerets varmeindhold gennem en varmevekslerspiral, som er beliggende i bunden af lageret og som har sine rørforbindelser ført ud gennem bunden af lageret. De lave temperaturer i lagerets bund, forårsaget af fejlstyring, medfører et forøget solfangerudbytte i de efterfølgende solskinsperioder. Solvarmeanlæggets ydelse reduceres således ikke mærkbart, når pumpen stoppes for sent.

Figur 57 viser solvarmeanlæggets årlige besparelse, nettoudbytte og energiforbrug til pumpedrift som funktion af stopdifferensen. Stoppes pumpen for sent, forbruges for meget energi til pumpedriften. Det er altså trods alt væsentligt, at pumpen ikke er i drift i alt for mange perioder uden solskin, fx om natten.





Figur 57. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte, besparelse og energiforbrug til cirkulation af solfangervæsken som funktion af styresystemets stopdifferens.

Styresystemets indflydelse på anlæggets ydelse er som vist ovenfor lille, når der som varmelager benyttes en høj, slank varmtvandsbeholder med en varmevekslerspiral beliggende i bunden af tanken og med rørforbindelserne ført gennem bunden af tanken. Det bør blot sikres, at pumpedriften ikke stoppes for tidligt, og at pumpen ikke er i drift i for mange perioder uden sol. Det er derfor nærliggende at forenkle, og dermed billiggøre, solvarmeanlæggets opbygning og styresystem. Den normalt benyttede kontraventil i solfangerkredsen kan spares, idet solvarmeanlæggets ydelse ikke reduceres mærkbart, selv om varme tappes fra lageret gennem varmevekslerspiralen i perioder uden sol.

Styresystemet kan også billiggøres. Med de små energibesparende cirkulationspumper, som allerede i dag er på markedet, vejer energiforbruget til pumpens drift ikke tungt i energiregnskabet for solvarmeanlægget, selv om pumpen er i drift i visse perioder uden tilstrækkelig sol. Mange forskellige billige udformninger af styresystemet kan tænkes. Temperaturfølere kan undværes. Eventuelt kan pumpen styres af et simpelt ur eller af en lysføler.

Det må understreges, at de ovenfor omtalte forhold kun er gældende for anlæg med et højt, slankt varmelager med varmevekslerspiralen placeret i bunden af lageret og med rørforbindelserne ført gennem lagerets bund. Før de nævnte forbedringer tages i brug i solvarmeanlæg, bør det naturligvis ved forsøg kontrolleres, at de i beregningerne benyttede forudsætninger for de varmeoverføringsmæssige forhold for varmevekslerspiralen i perioder, hvor varme tappes fra lageret gennem varmevekslerspiralen, er rimelige. For eksempel reduceres vands massefylde for aftagende temperatur, når vandtemperaturen er mindre end  $4^{\circ}\text{C}$ . Det kunne derfor tænkes, at lageret kan tømmes for varme gennem varmevekslerspiralen, hvis temperaturen af vandet i det nederste lag bliver mindre end  $4^{\circ}\text{C}$ . Det er dog usandsynligt, at dette forhold vil reducere anlæggets ydelse væsentligt. Dels nås kun sjældent så lave

temperaturer, dels vil tømningen af varmelageret formodentlig foregå særdeles langsomt, idet massefyldeforskellene er meget små.

Det skønnes, at den omtalte forenkling af styresystem og systemudformning kan reducere prisen for små solvarmeanlæg med 10-20%.

#### 4.7.6 Lagervolumen

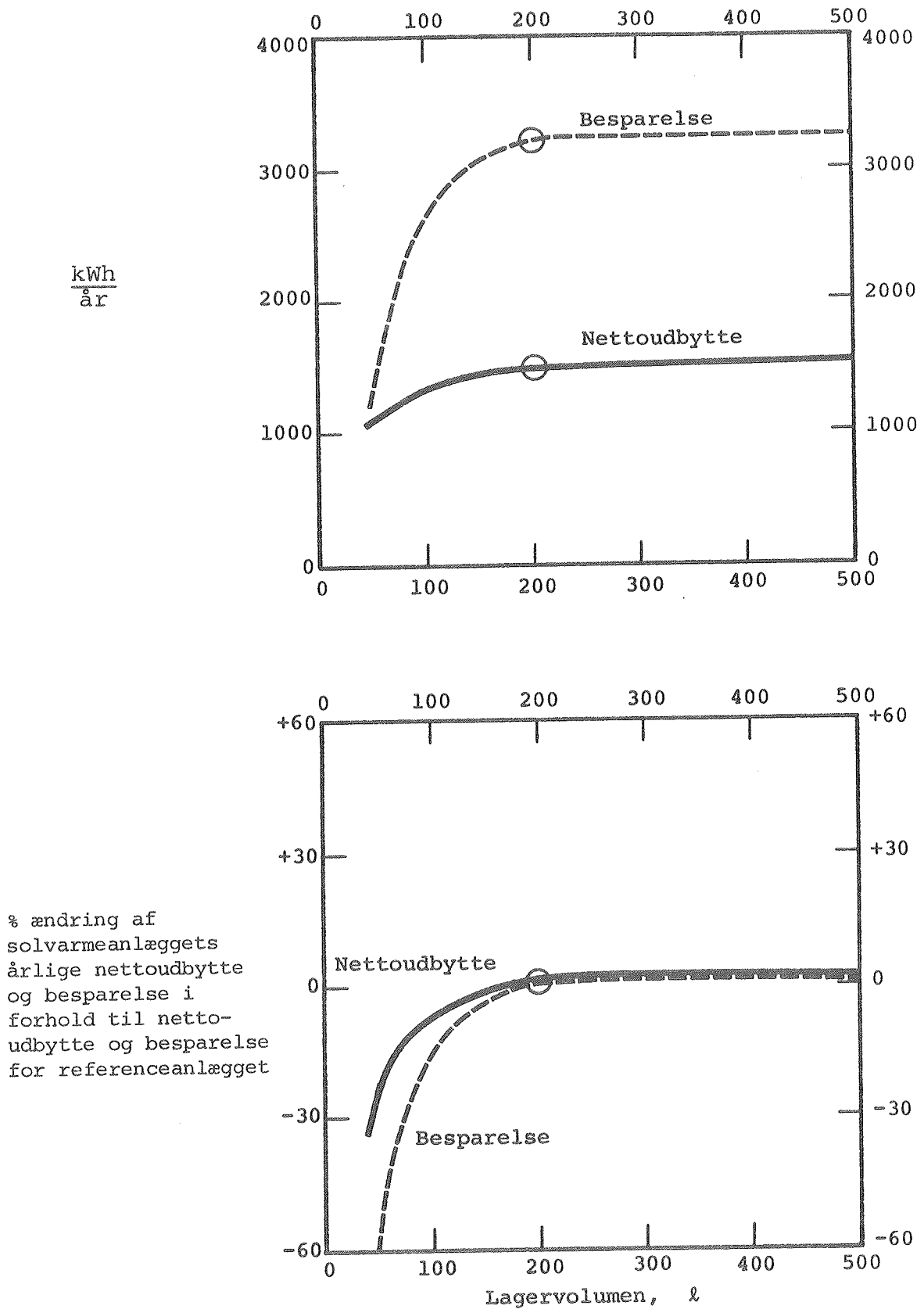
Solvarmeanlæggets årlige ydelser er vist på figur 58 som funktion af lagervolumenet. Ydelserne stiger kraftigt for voksende lagervolumen, så længe volumenet er mindre end 200 l, som svarer til det optimale lagervolumen fundet ved de i [56] opstillede tommelfingerregler. Yderligere øgning af lagervolumenet giver derimod ikke anledning til nævneværdige ændringer af anlæggets ydelse.

#### 4.7.7 Varmevekslerspiral

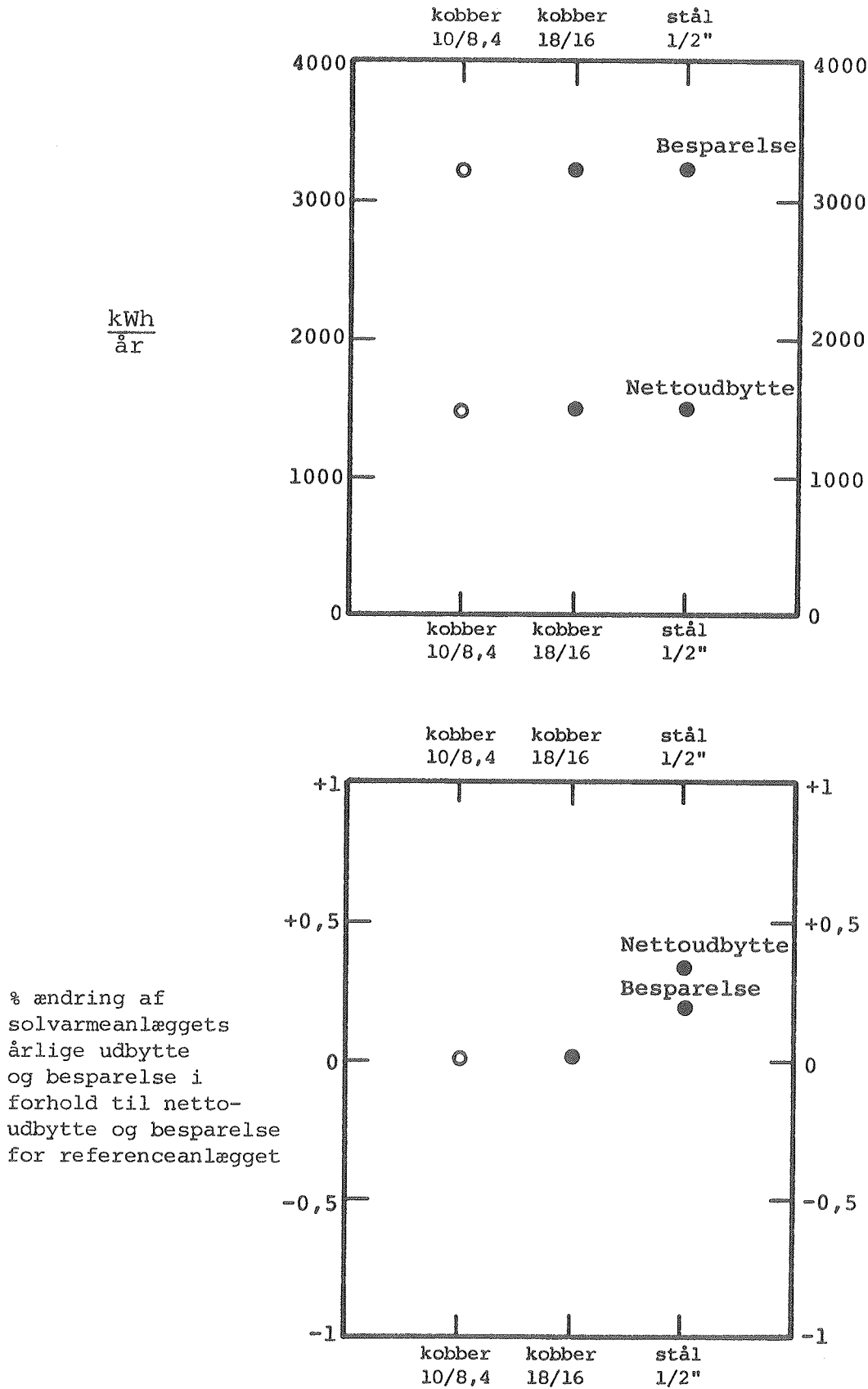
Varmevekslerspiralen bør placeres i lagerets nederste del, således at solfangerkredsens temperaturniveau holdes så lavt som muligt. Den fordelagtige placering af varmevekslerspiralen i varmelagerets nederste lag er forudsat i beregningerne. Lagre med denne spiralplacering fordyres ikke i forhold til lagre med mindre fordelagtige spiralplaceringer.

Solvarmeanlæggets ydelse er vist for tre lige lange varmevekslerspiraler med forskellige materialer og dimensioner på figur 59: kobber 10/8,4, kobber 18/16 og stål 1/2". Varmevekslerspiralens materiale og dimension har næsten ingen indflydelse på anlæggets ydelse. Ved valg af dimensionen for kobber-varmevekslerspiraler må det sikres, at der ikke optræder for store strømningshastigheder i spiralen. Herved reduceres faren for korrosion i varmevekslerspiralen.

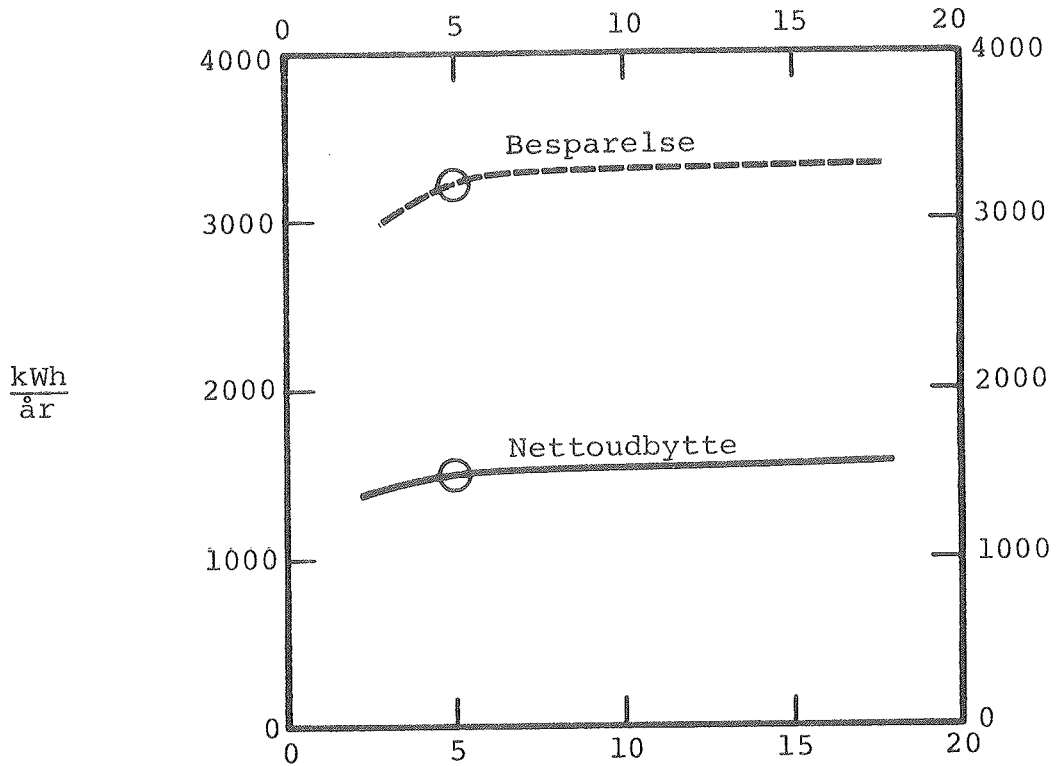
Solvarmeanlæggets ydelser er vist som funktion af varmevekslerspiralens længde på figur 60. Ydelsen stiger for voksende



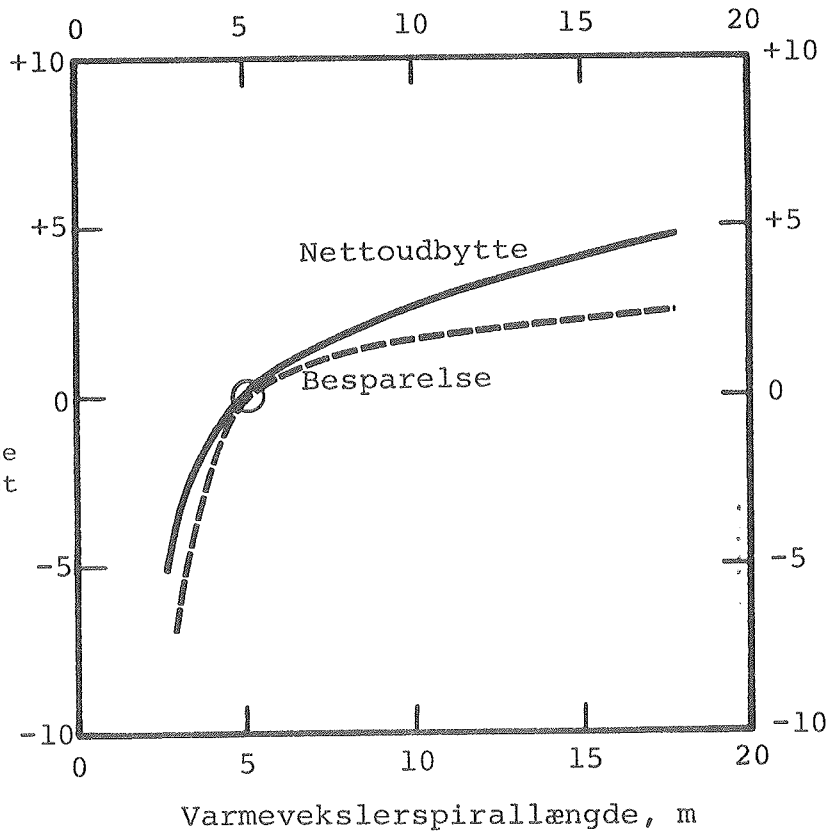
Figur 58. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af lagervolumenet.



Figur 59. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse for forskellige varmevekslerspiraler.



% ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til nettoudbytte og besparelse for referenceanlægget



Figur 60. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af varmevekslerspirallængden.

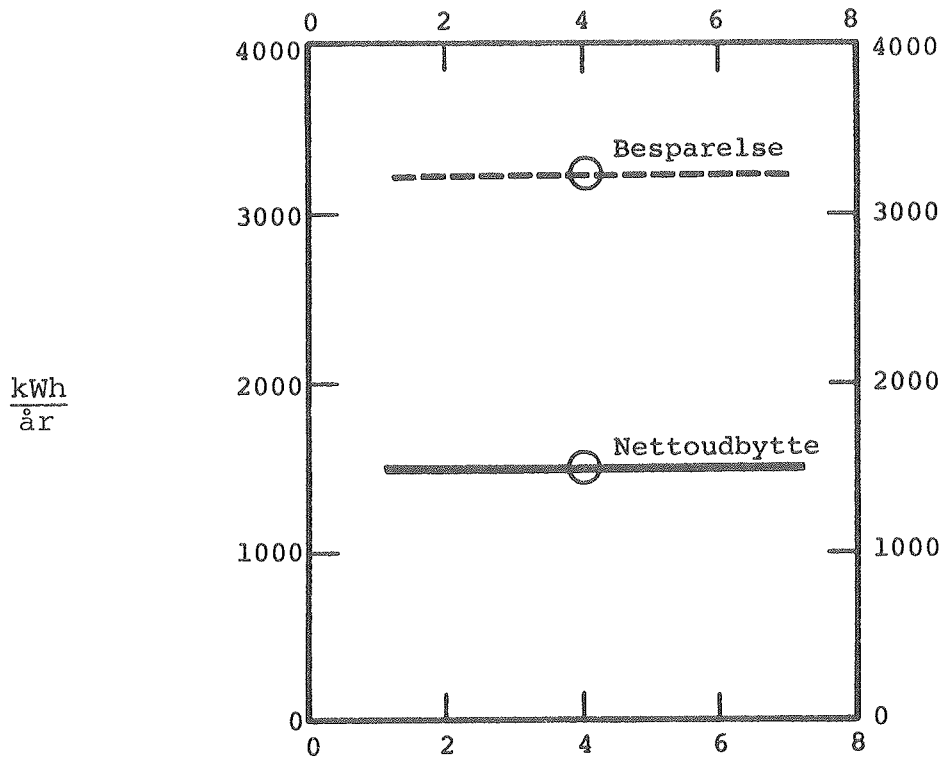
spirallængde, kraftigt for små længder, mindre drastisk for større længder. I beregningerne tages der ikke hensyn til eventuel kalkafsætning på varmevekslerspiralen. Kalk afsættes på varmevekslerspiralen under opvarmning af vand til høje temperaturer. Kalken påvirker varmeoverføringsevnen for varmevekslerspiralen. Ved bestemmelse af den optimale udformning af varmevekslerspiralen bør der tages hensyn til ydelsen for anlægget under hensyntagen til kalkafsætningen og til prisen for varmelageret med forskellige udformninger af varmevekslerspiralen. På basis af figur 60 skønnes det, at den valgte spirallængde for referenceanlægget er i underkanten af det optimale.

#### 4.7.8 Volumenstrøm

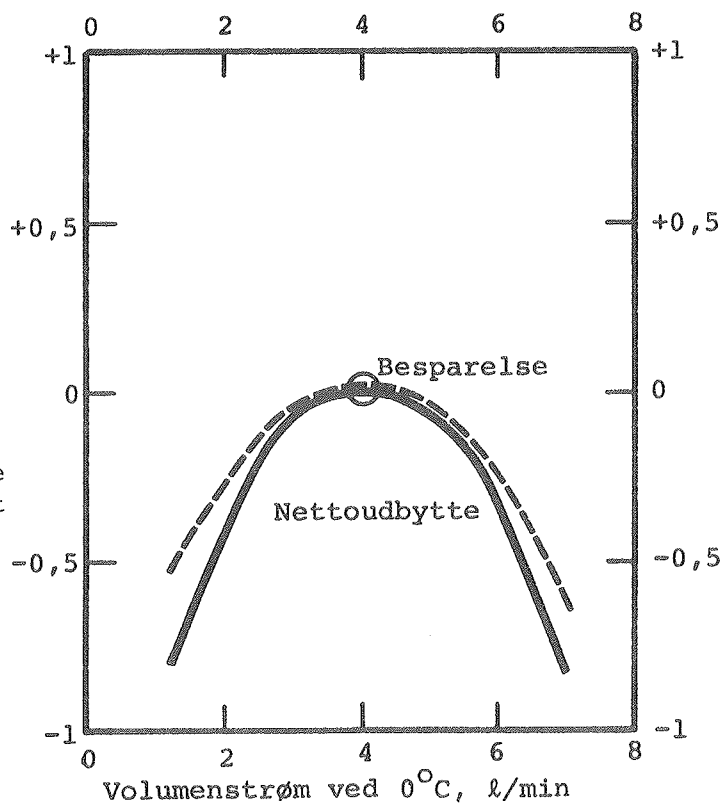
Solvarmeanlæggets ydelse er vist som funktion af volumenstrømmen på figur 61. I beregningerne ses der bort fra volumenstrømmens indflydelse på solfangereffektiviteten, hvilket er rimeligt for de fleste solfangere. I intervallet fra 1 l/min til 7 l/min har volumenstrømmen næsten ingen indflydelse på anlæggets ydelse. Ydelsen har et maksimum ved en volumenstrøm på omtrent 4,5 l/min ved 50°C. For mindre volumenstrømme reduceres ydelsen på grund af reduktionen af varmeoverføringssevnen for varmevekslerspiralen. For større volumenstrømme reduceres ydelsen, idet styresystemets stopdifferens for disse volumenstrømme er for stor.

#### 4.7.9 Varmelagerets højde/diameter-forhold

Solvarmeanlæggets ydelse er vist som funktion af lagertankens højde/diameter-forhold på figur 62. Ydelsen stiger kraftigt for voksende  $h_i/d_i$ -forhold, så længe størrelsen  $h_i/d_i$  er lille. Er  $h_i/d_i$  større end 2,5, vokser ydelsen næsten ikke mere, selv om  $h_i/d_i$ -forholdet forøges væsentligt. Årsagen hertil er, at selv om temperaturlagdelingen i lageret forøges, forøges varmelagerets varmetabskoefficient, og dermed varmetabet, samtidigt, således at anlægsydelsen næsten ikke ændres.

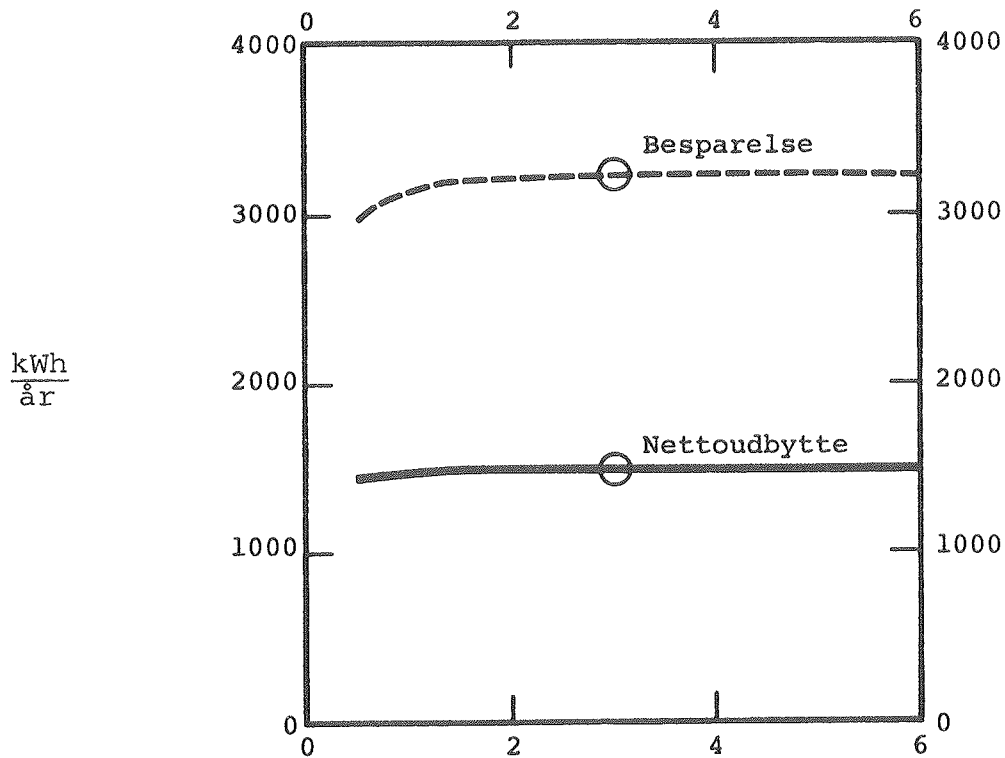


% ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til nettoudbytte og besparelse for referenceanlægget

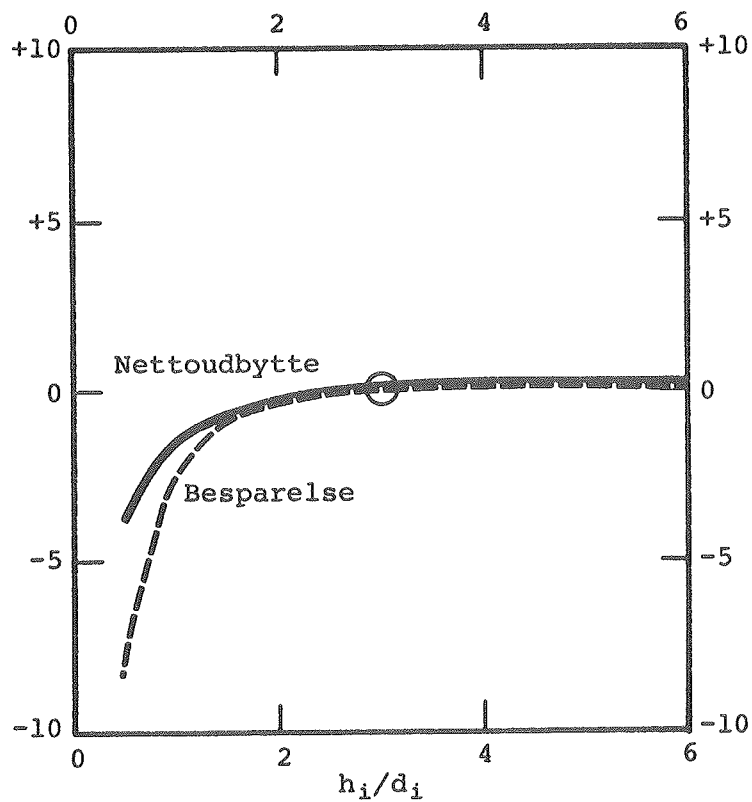


Figur 61. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af volumenstrømmen.





% ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til nettoudbytte og besparelse for referenceanlægget



Figur 62. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af  $h_i/d_i$ -forholdet.

#### 4.7.10 Varmelagerets varmetab

##### 4.7.10.1 Topisoleringens tykkelse

Solvarmeanlæggets ydelse er vist som funktion af topisoleringens tykkelse på figur 63. Ydelsen stiger for voksende isoleringstykkelse, kraftigt for små isoleringstykkelser, næppe mærkbart for store isoleringstykkelser. Når isoleringstykkelsen er større end 3 cm, forøges ydelsen kun lidt for voksende isoleringstykkelse. Isoleringstykkelsens relative lille indflydelse på ydelsen forklares ved det forholdsvis lille overfladeareal for toppen af lagertanken, som jo er høj og slank.

##### 4.7.10.2 Sideisoleringens tykkelse

Solvarmeanlæggets ydelse er vist som funktion af sideisoleringens tykkelse på figur 64. Ydelsen stiger for voksende isoleringstykkelse, kraftigt for små isoleringstykkelser, næppe mærkbart for store isoleringstykkelser. Når isoleringstykkelsen er større end 5 cm, forøges ydelsen kun lidt for voksende isoleringstykkelse.

##### 4.7.10.3 Bundisoleringens tykkelse

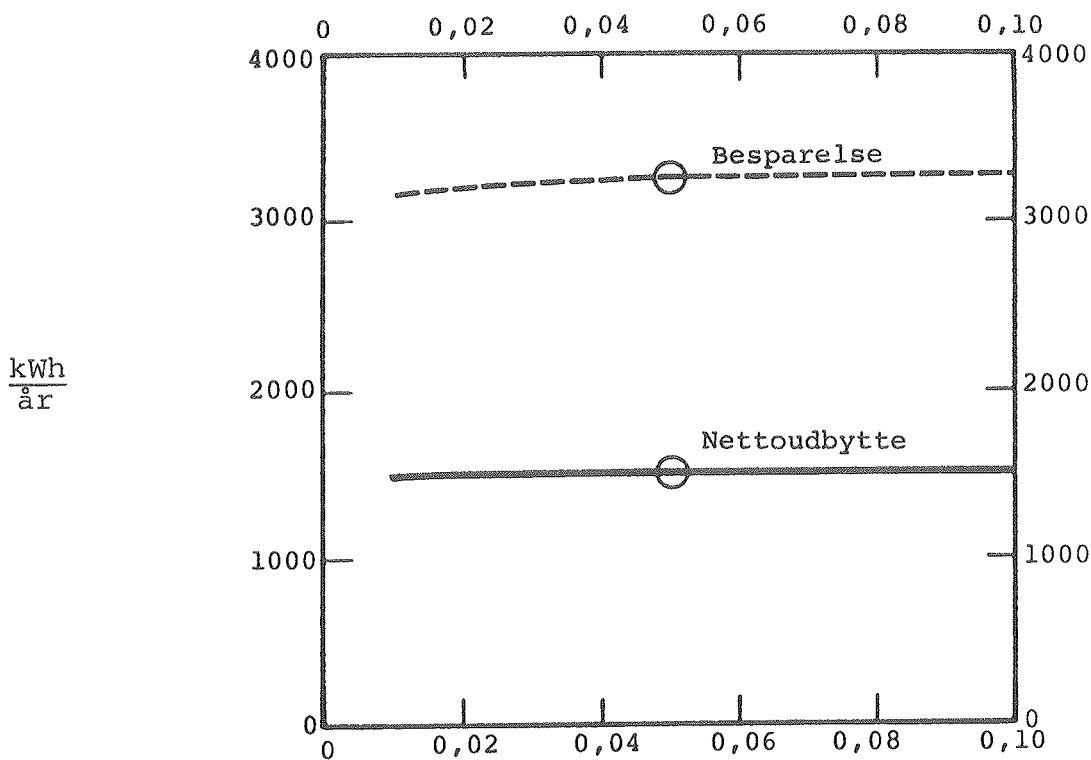
Solvarmeanlæggets ydelse er vist som funktion af bundisoleringens tykkelse på figur 65. Ydelsen er uafhængig af bundisoleringens tykkelse. Det er derfor unødvendigt at isolere lagerets bund.

##### 4.7.10.4 Kuldebro i toppen af varmelageret

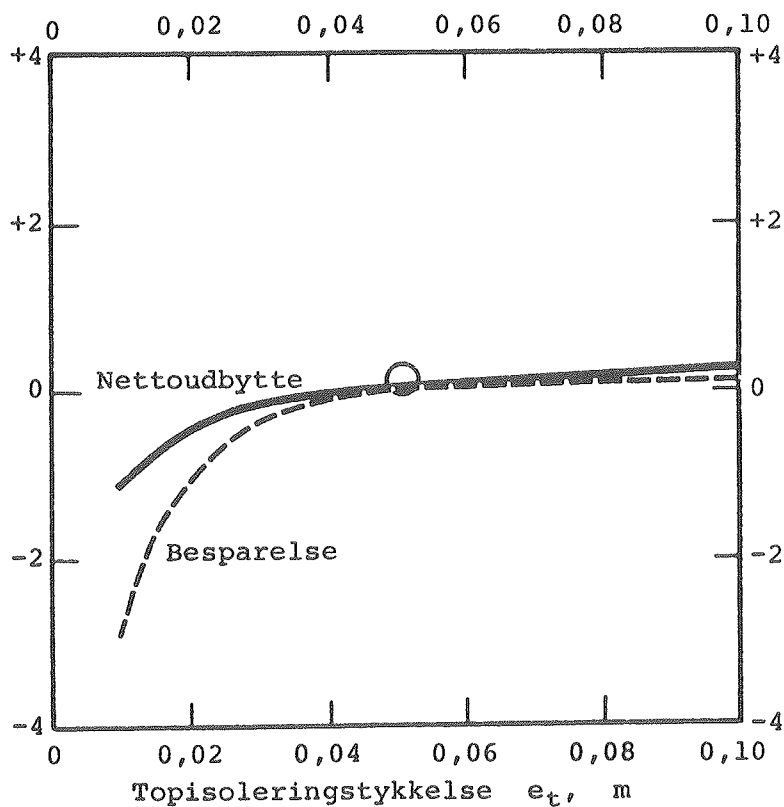
Solvarmeanlæggets ydelse er vist som funktion af størrelsen af kuldebroen i toppen af varmelageret på figur 66. Ydelsen reduceres kraftigt, når størrelsen af kuldebroen i toppen vokser. Det er derfor særdeles vigtigt, at lagerets top isoleres grundigt uden nogen form for gennembrydning af isoleringen.

##### 4.7.10.5 Kuldebro i bunden af varmelageret

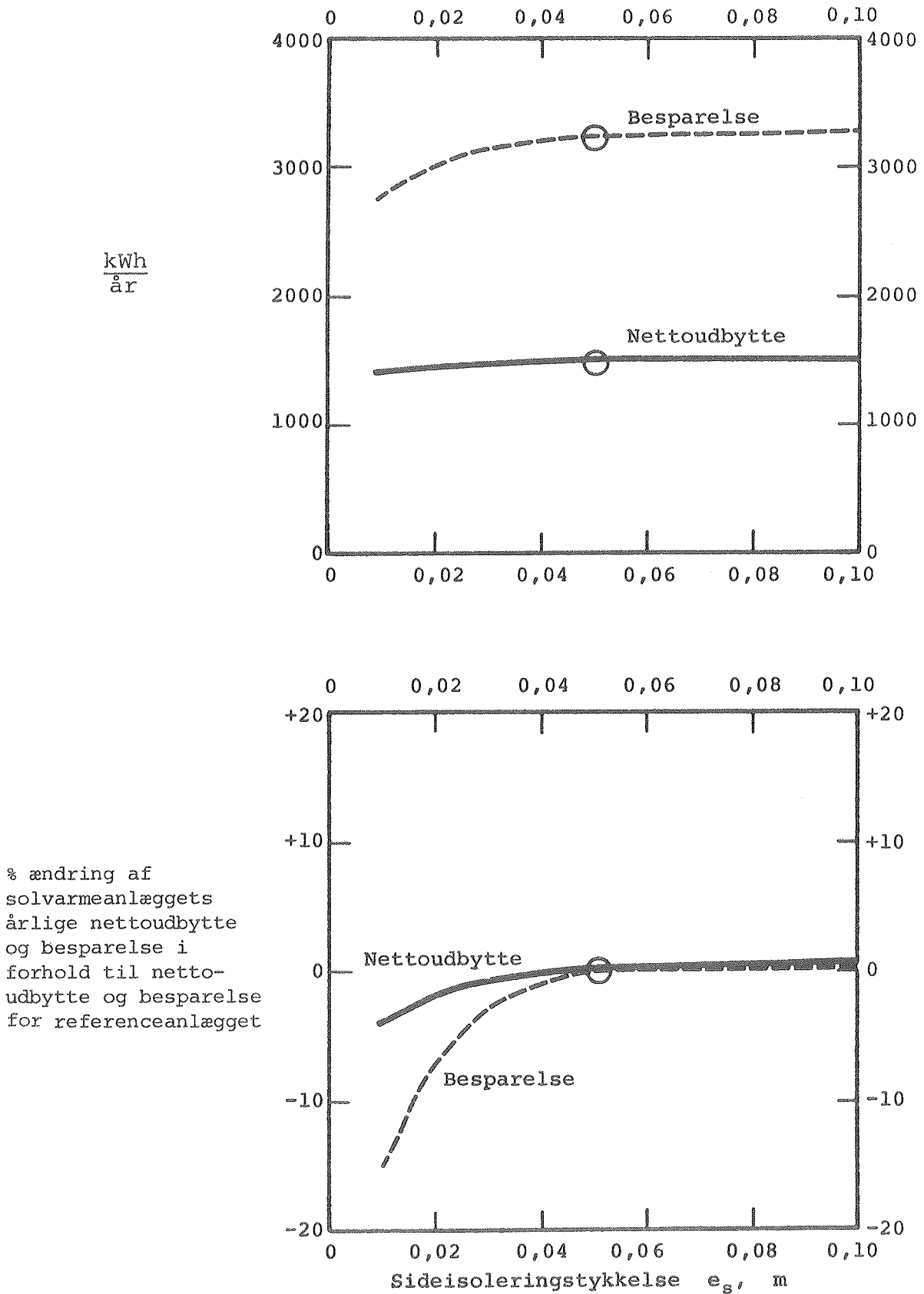
Solvarmeanlæggets ydelse er vist som funktion af størrelsen af



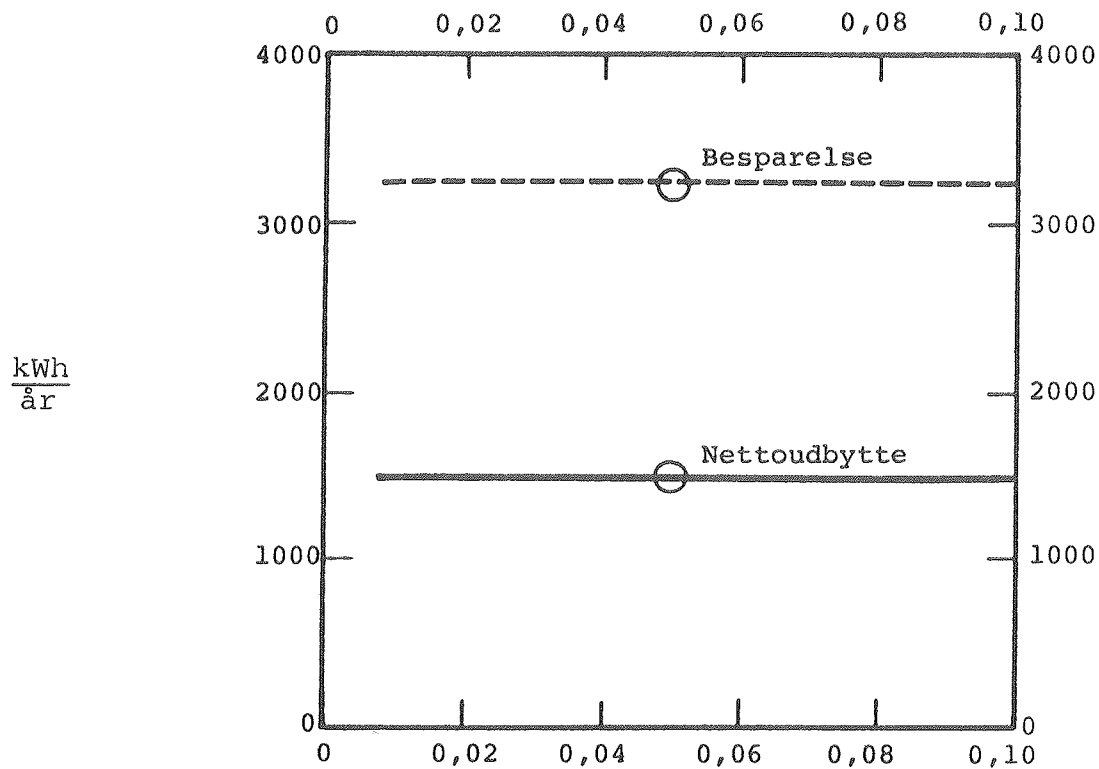
% ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til netto-udbytte og besparelse for referenceanlægget



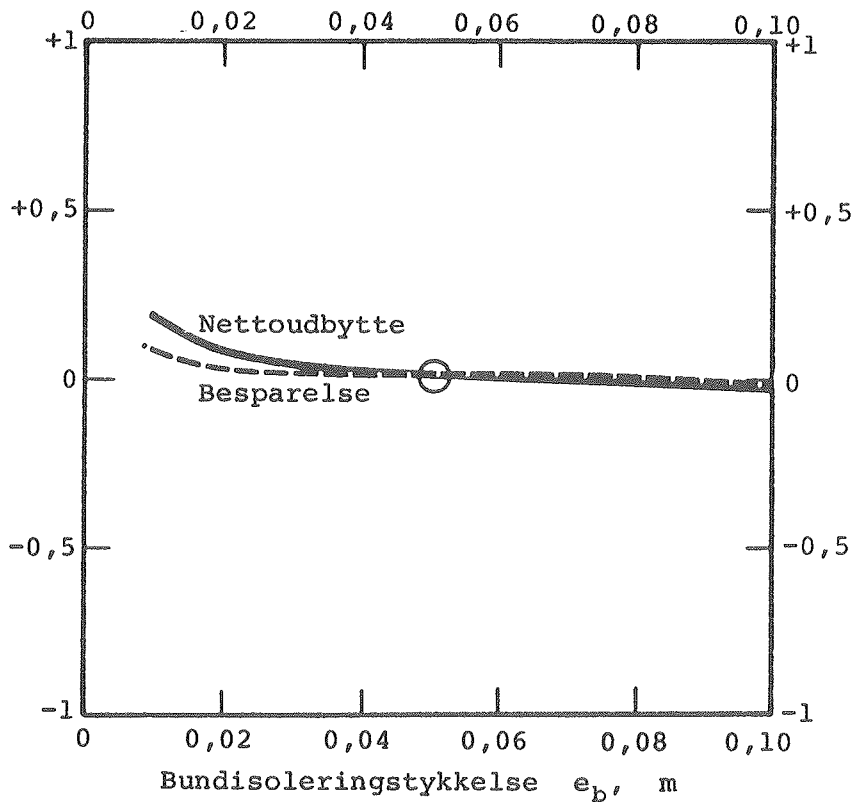
Figur 63. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af tykkelsen af lagerets topisolering.



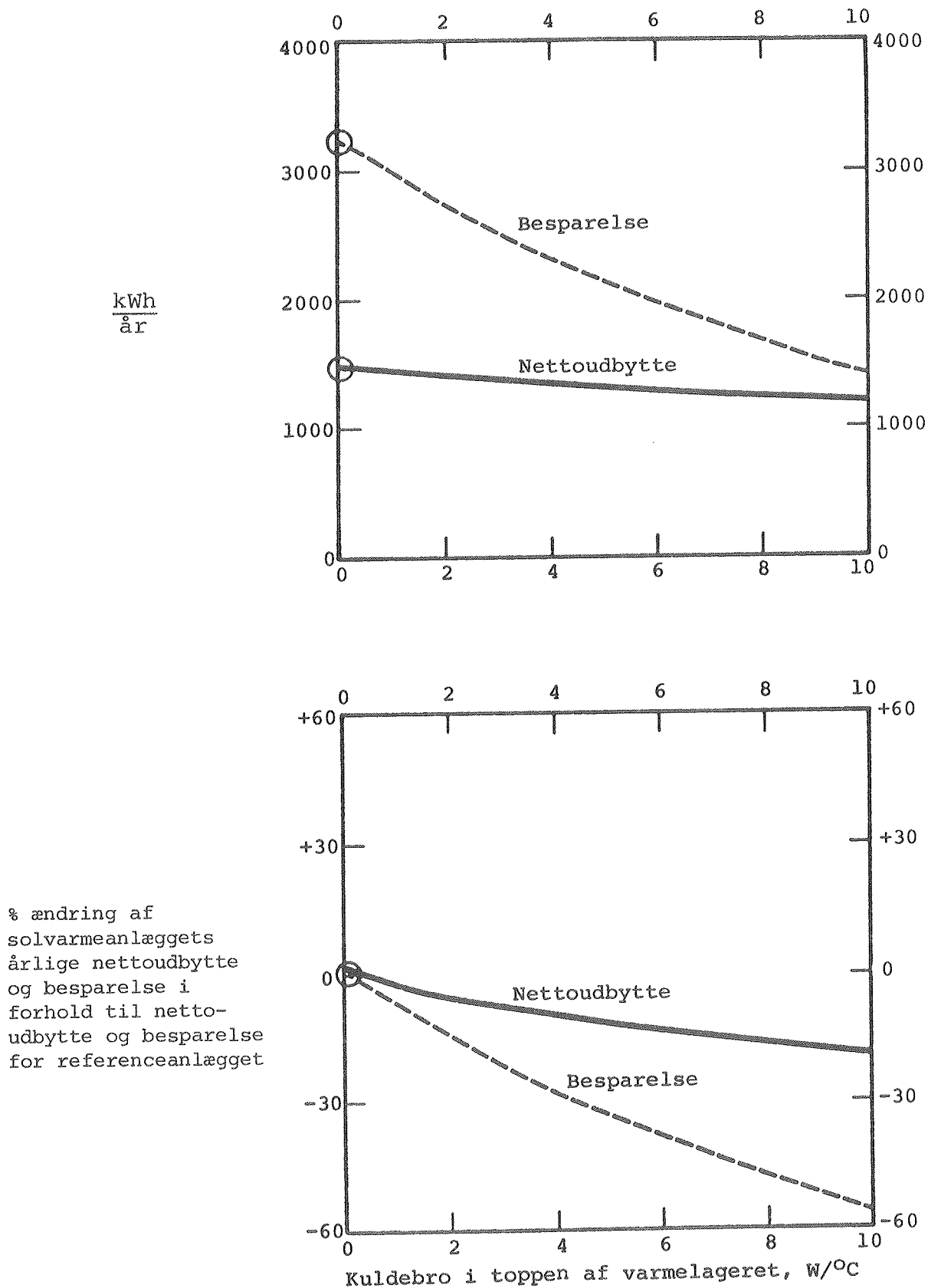
Figur 64. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af tykkelsen af lagerets sideisolering.



% ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til nettoudbytte og besparelse for referenceanlægget



Figur 65. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af tykkelsen af lagerets bundisolering.



Figur 66. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af størrelsen af kuldebroen i toppen af varmelageret.

kuldebroen i bunden af varmelageret på figur 67. Når kuldebroen er placeret i bunden af varmelageret, har kuldebroens størrelse ikke tilnærmelsesvis samme indflydelse på ydelsen, som når kuldebroen er placeret i toppen af varmelageret. Dette skyldes temperaturlagdelingen i varmelageret. Den årlige besparelse for solvarmeanlægget reduceres lidt, når størrelsen af kuldebroen i bunden vokser. Erfaringerne har vist, at størrelsen af kuldebroen, forårsaget af alle rørgennemføringer, ben, hjælpeudstyr til solvarmeanlægget og lignende, let kan begrænses til  $1 \text{ W/}^{\circ}\text{C}$ , når blot alle kuldebroerne placeres i bunden af lageret. Med denne udformning reduceres besparelsen altså ikke på grund af kuldebroen.

#### 4.7.11 Varmelagerets godstykkelse

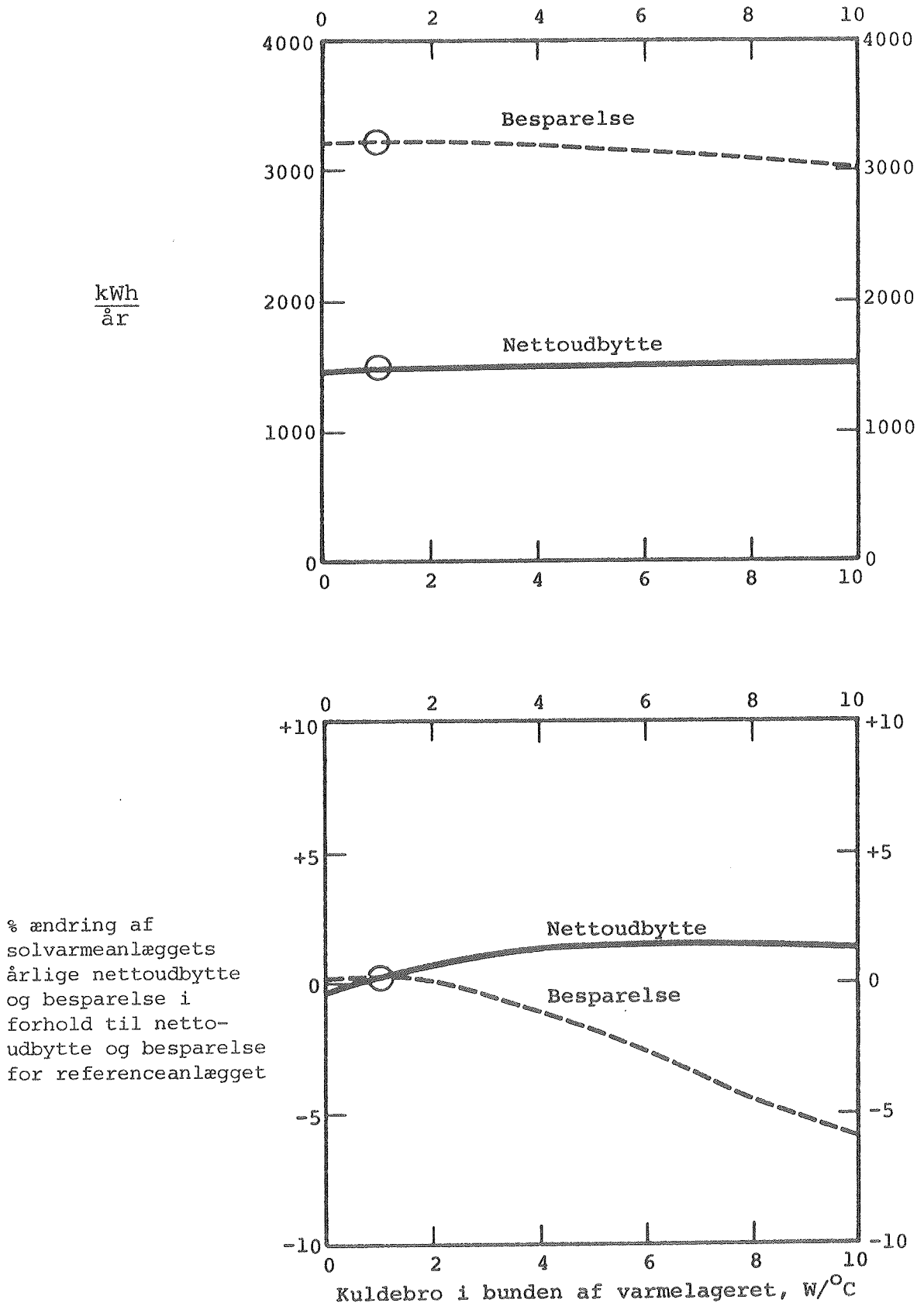
Solvarmeanlæggets ydelse er vist som funktion af endebundenes godstykkelse på figur 68. Ydelsen er uafhængig af endebundenes godstykkelse.

Solvarmeanlæggets ydelse er vist som funktion af svøbets godstykkelse på figur 69. Ydelsen reduceres lidt for voksende godstykkelse. Dette skyldes, at den forøgede godstykkelse medfører forøget varmeledning i svøbet, hvorved varmelagerets temperaturlagdeling reduceres. 3 mm er den normale godstykkelse for svøbet for en 200 l varmtvandsbeholder.

#### 4.7.12 Varmelagerets tappesystem

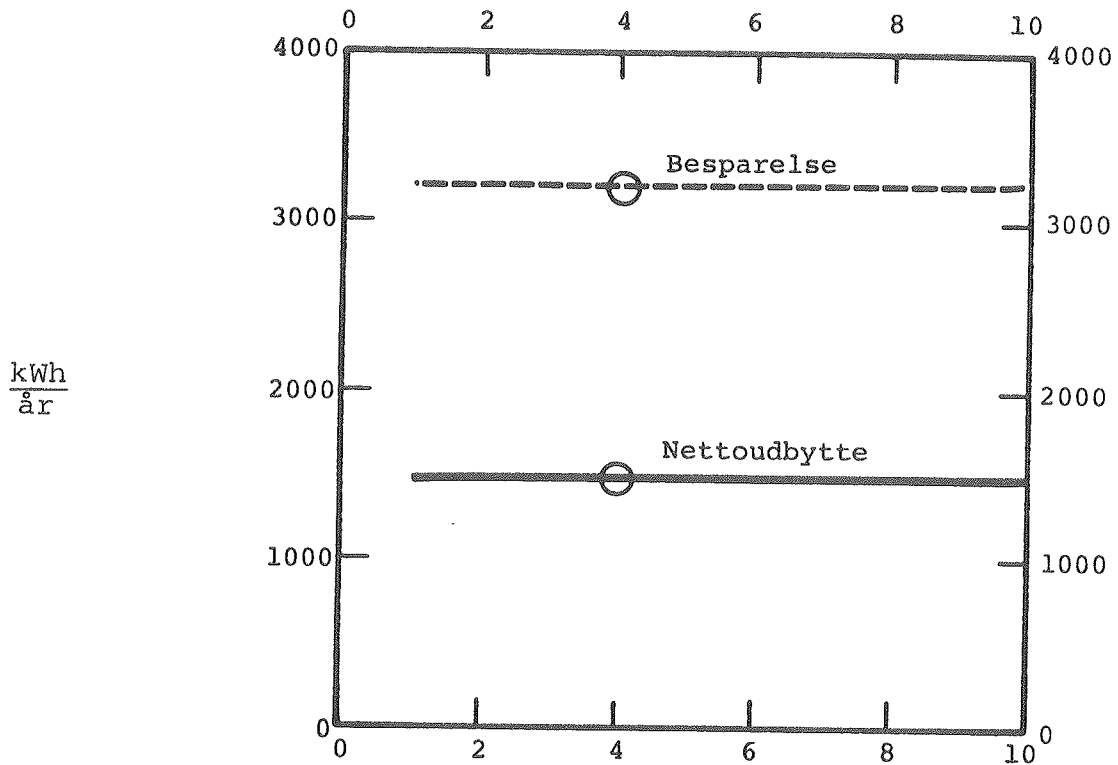
Solvarmeanlæggets ydelse er vist som funktion af den del af varmelageret, hvor koldt vand opblandes fuldstændigt med lagervand under tapning, se figur 70. Ydelsen reduceres kraftigt, når delen af lageret, hvor koldt vand opblandes fuldstændigt med lagervand under tapning, vokser. Det bør derfor sikres, at koldt vand tilføres bunden af lageret uden nogen nævneværdig omrøring i vandvolumenet.

Det varme vand tappes fra toppen af tanken, enten gennem den øverste del af tanken eller gennem et rør i lageret fra toppen

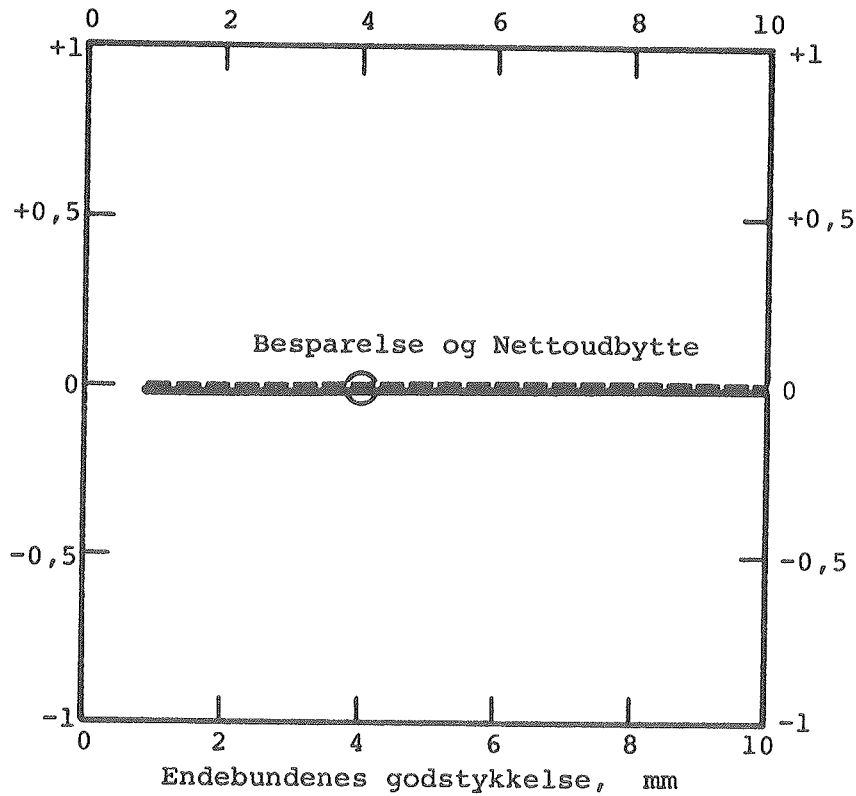


Figur 67. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af størrelsen af kuldebroen i bunden af varmelageret.

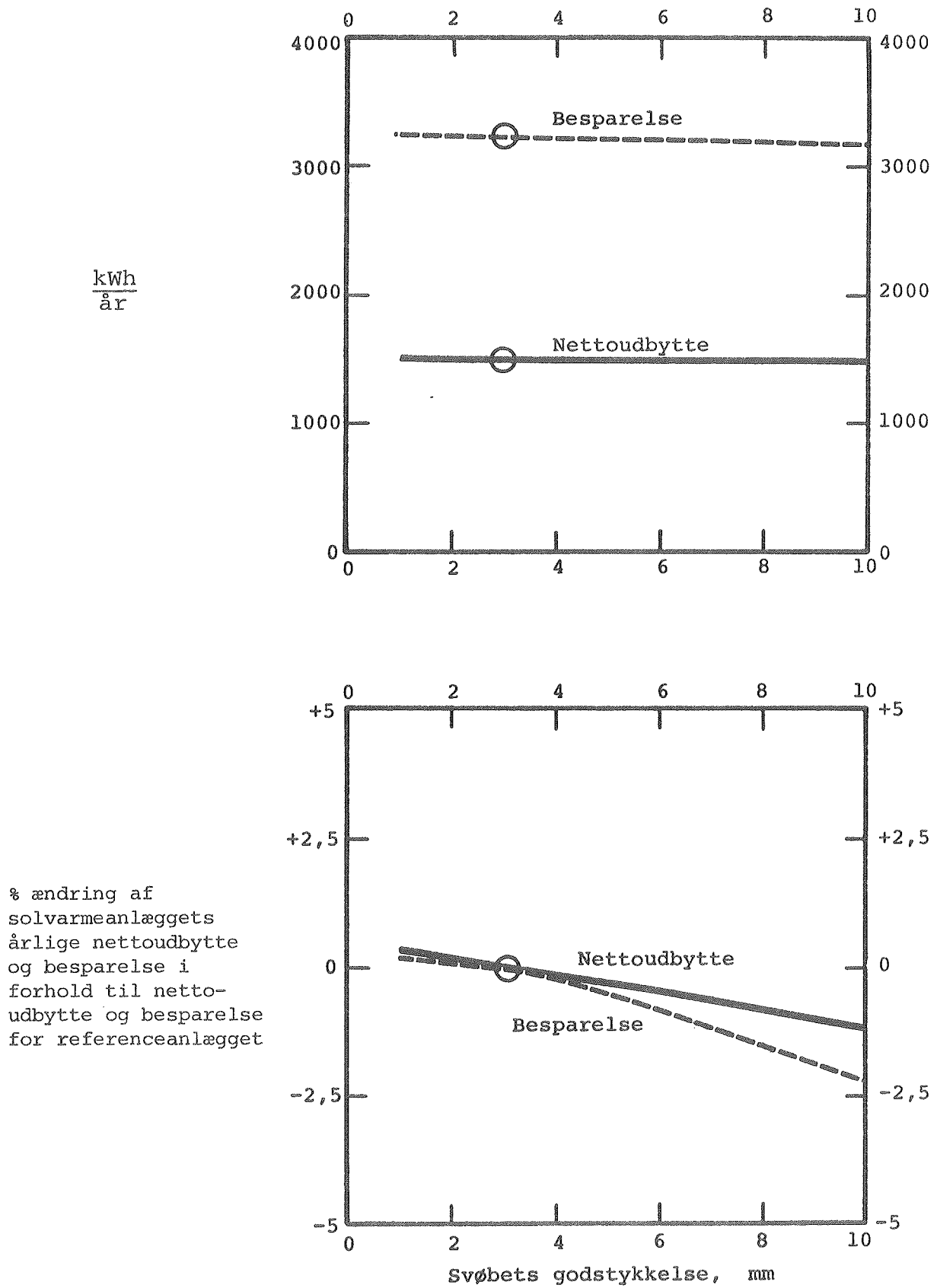




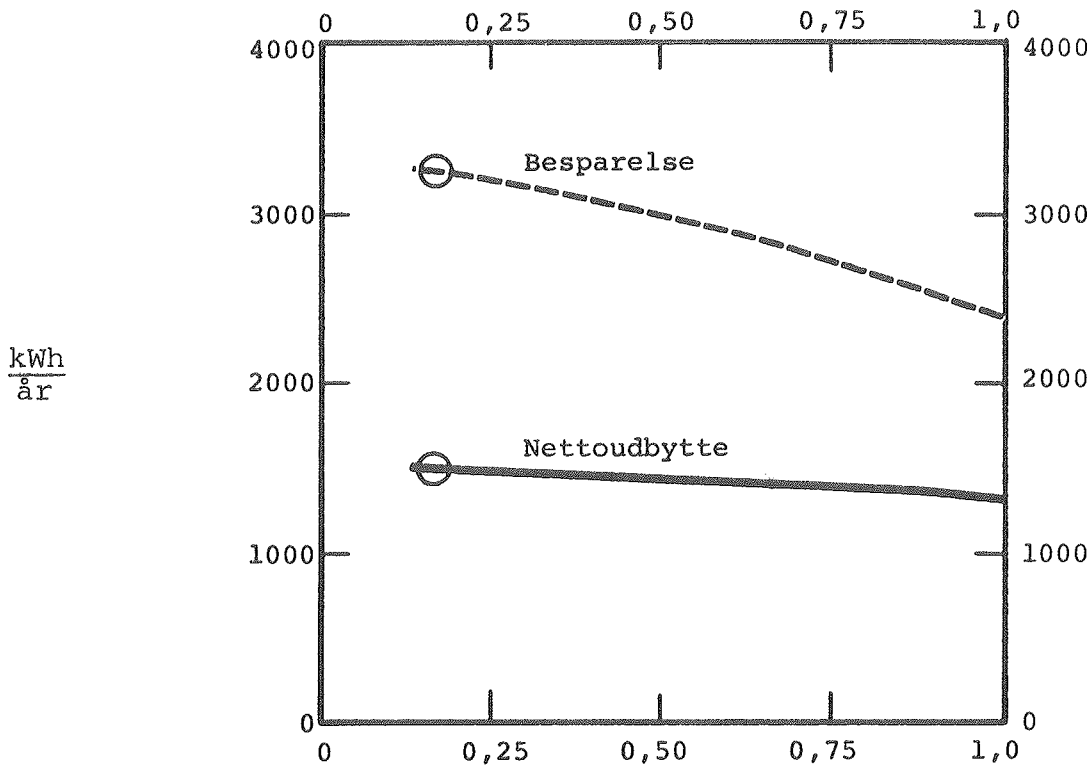
% ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til nettoudbytte og besparelse for referenceanlægget



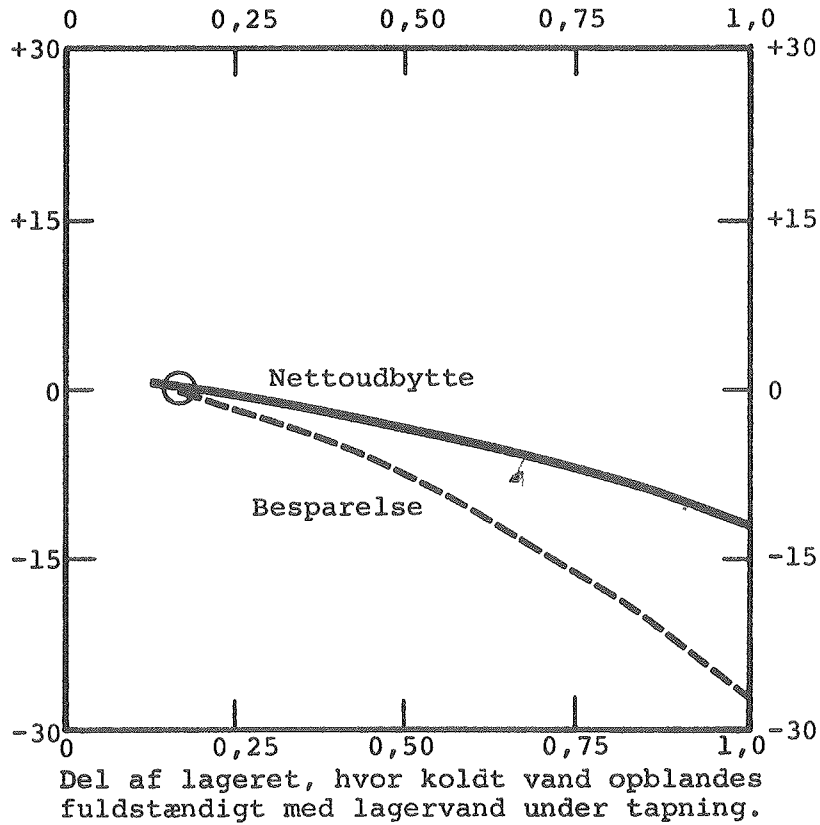
Figur 68. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af godstykkelsen af endebundene.



Figur 69. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af godstykkelsen af svøbet.



% ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til nettoudbytte og besparelse for referenceanlægget

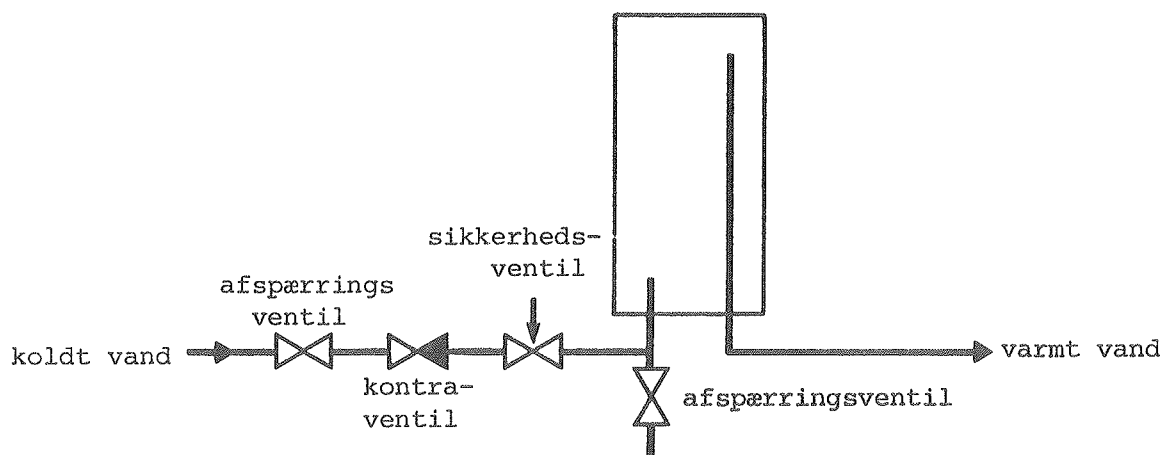


Figur 70. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af den del af lageret, hvor koldt vand opblandes fuldstændigt med lagervand under tapning.

til og gennem bunden. Forskellige udformninger af dette rør er ikke taget i beregning. Det må sikres, at det varme vand ikke afkøles under transporten fra toppen til bunden af lageret. Undersøgelser viser, at afkølingen af det varme vand er ubetydelig, når der benyttes et plastrør [83]. Benyttes et plastrør, vurderes det derfor, at den interne varmetransport i lageret under tapningen ikke påvirker solvarmeanlæggets ydelse.

#### 4.7.13 Ekstra tank for brugsvandet

Varmelageret, som tages i beregning, er udformet i overensstemmelse med vejledningen vedrørende sikring mod tilbagestrømning for varmtvandsbeholdere med maksimalt 300 l volumen, [84]. Lageret og dets koldt vandstilførselsrør er vist skematisk på figur 71.



Figur 71. Skematisk illustration af lageret og koldt vandstilførselsrøret.

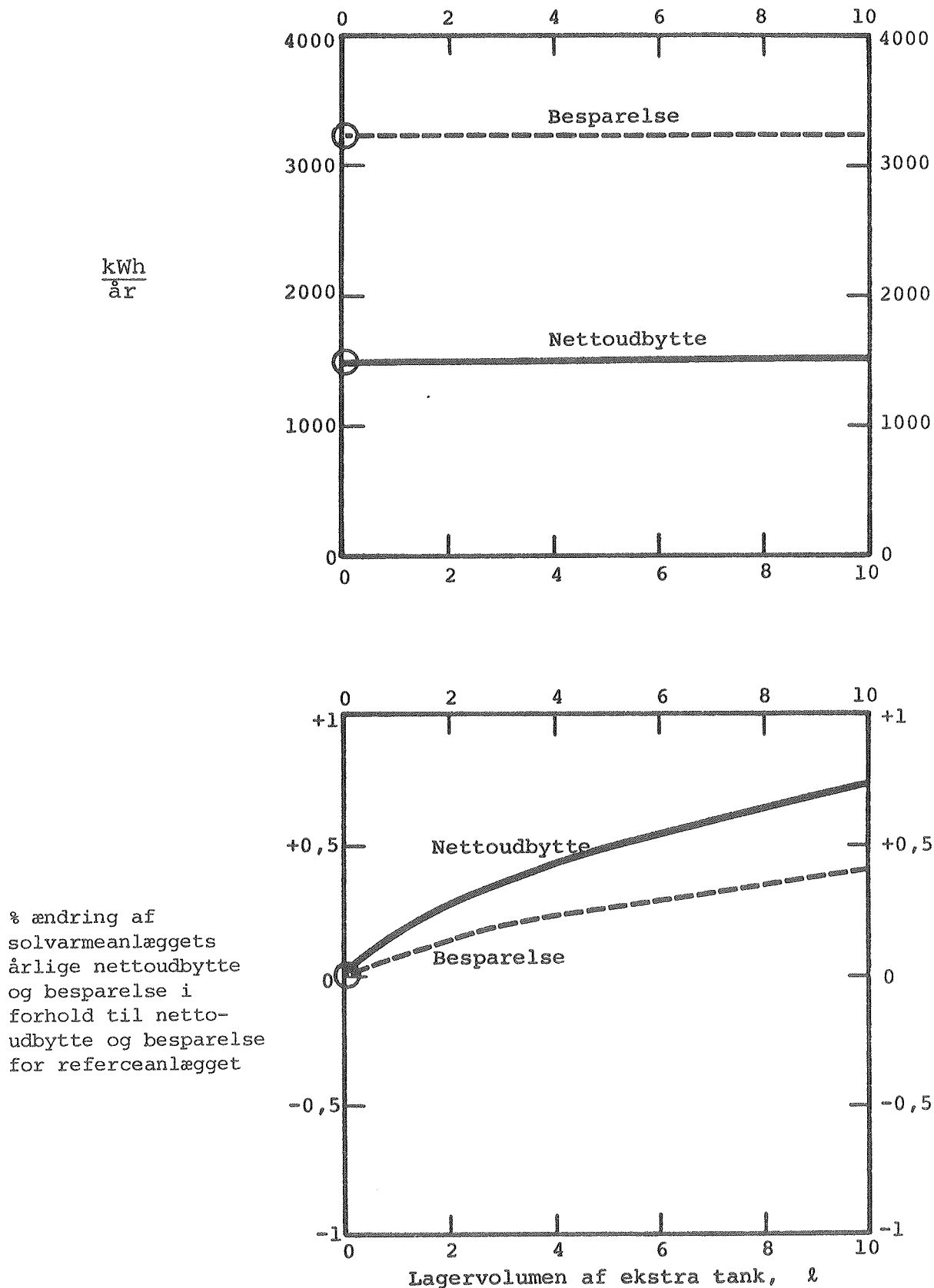
Under opvarmning udvider vandet sig, trykket i lagertanken stiger, sikkerhedsventilen åbner sig og der tabes herved varmt vand. Under stilstandsperioder trækker vandet sig sammen, og koldt vand tilføres bunden af lageret. Man kan derfor mellem sikkerhedsventilen og varmtvandsbeholderen installere en lille isoleret tank, som under opvarmningsperioder modtager varmtvandsbeholderens varme vand foroven, mens det koldere vand i bunden af den lille tank skydes ud gennem sikkerhedsventilen. Under stilstandsperioder tilføres det relativt varme vand fra

den lille tank varmtvandsbeholderen i stedet for det kolde vand fra koldt vandstilførselsrøret. Ydelsesberegninger er udført med en lille ekstra tank, isoleret med 5 cm mineraluld. Der er ikke regnet med lagdeling i den lille tank. Solvarmeanlæggets ydelse er vist som funktion af lagervolumenet af den lille tank på figur 72. Ydelsen stiger kun meget svagt for voksende lagervolumen af den lille tank. Årsagen hertil er dels, at varmetabet fra den lille tank er forholdsvis stort, dels at varmemængderne, som tabes gennem sikkerhedsventilen, kun er store i perioder med store variationer af lagertemperaturen, dvs. i solrige perioder, hvor anlægget let kan klare hele opvarmningsbehovet. Installation af en lille ekstra tank kan måske være fordelagtig i anlæg, hvor der dagligt er meget store temperaturvariationer i lagertanken, hvorimod den ekstra tank ikke synes attraktiv i almindelige solvarmeanlæg.

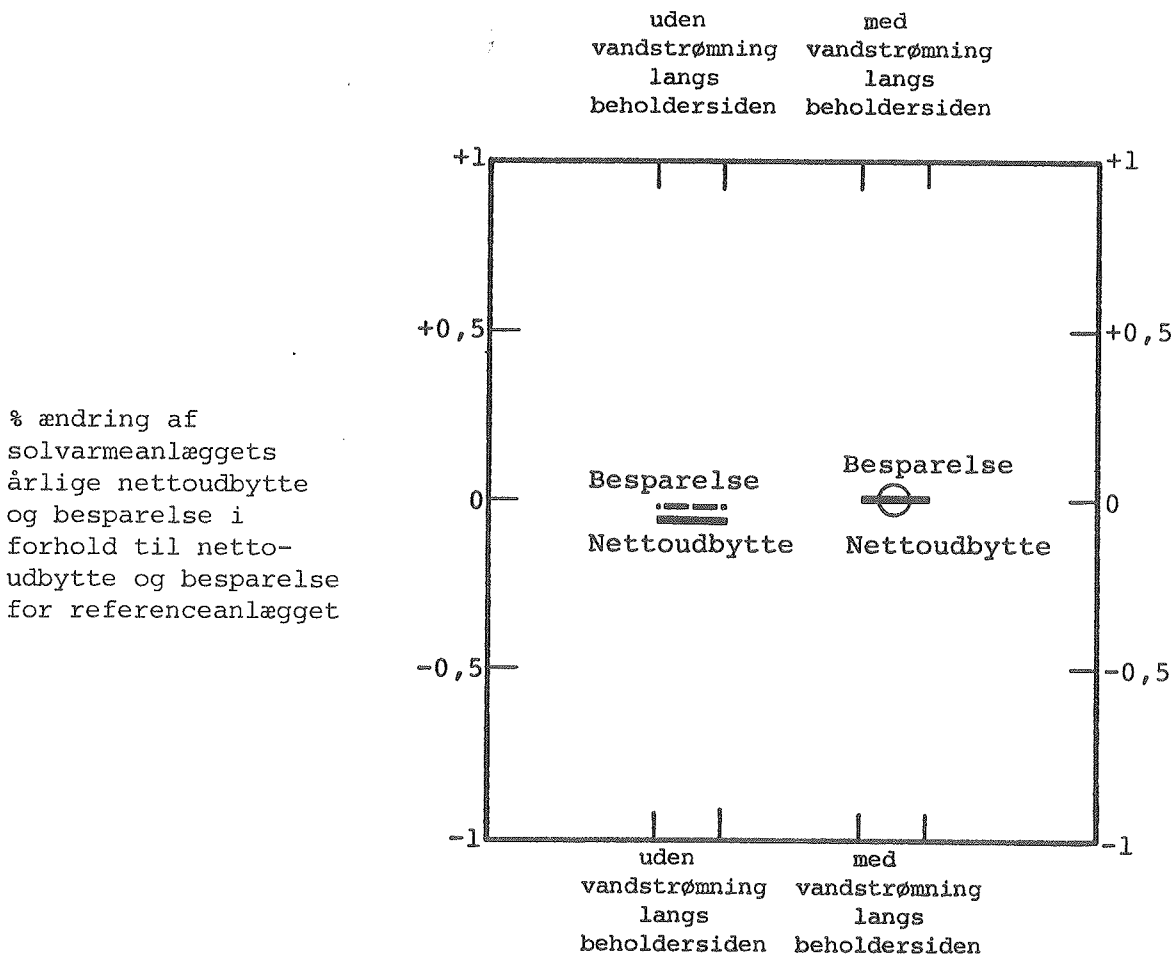
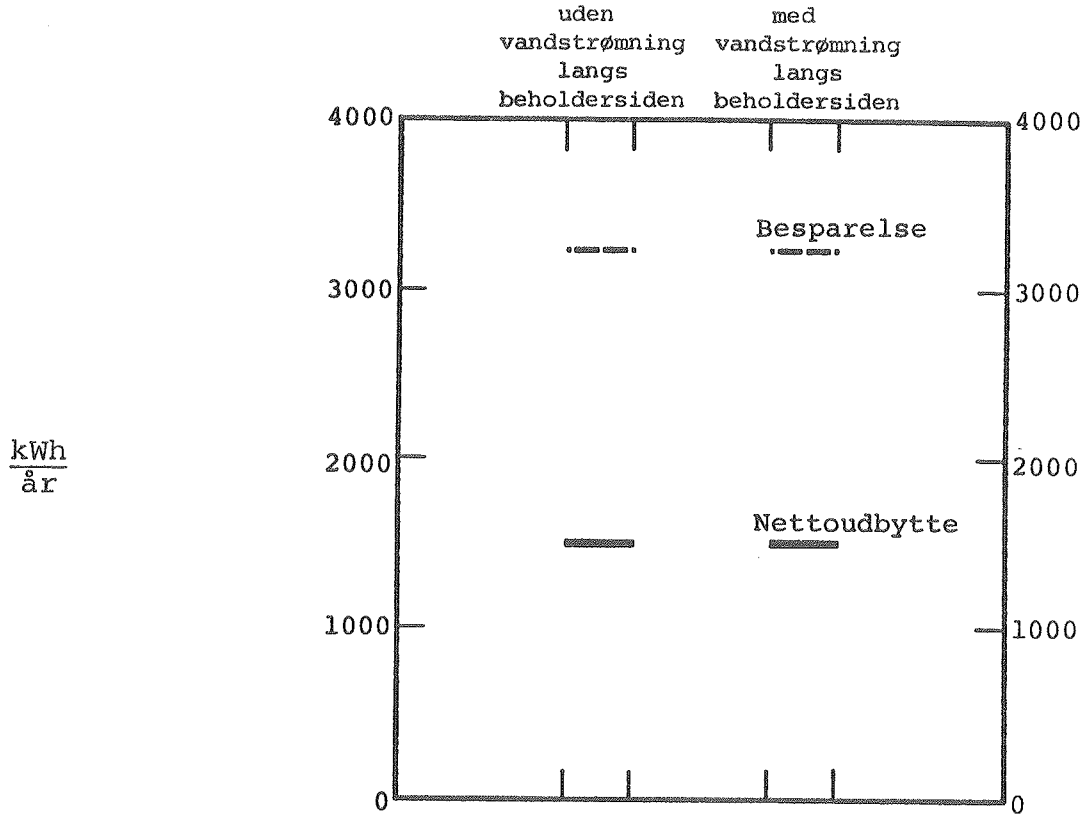
I øvrigt bør det nævnes, at varmevekslerspiralen kun vanskeligt i praksis kan placeres så lavt i lagertanken, at alt vandet i lagertanken opvarmes lige meget. Normalt vil der være lidt vand i tankens bund, som er koldere end den øvrige del af tanken. Tilføres det kolde vand direkte til lagerets bund, vil det vand, som skydes ud gennem sikkerhedsventilen, derfor være lidt koldere end forudsat i den benyttede matematiske model. Energitalbene, som er knyttet til vandudvidelserne, er derfor i praksis normalt lidt mindre end de teoretisk beregnede energitab.

#### 4.7.14 Betydning af vandstrømning langs beholdersiden

Solvarmeanlæggets ydelse, beregnet med og uden vandstrømning langs beholdersiden, er vist på figur 73. Solvarmeanlæggets ydelse er den samme, uanset om vandstrømningen langs beholdersider tages i beregning eller ej. Dette skyldes dels, at vandstrømningen næsten går i stå, når der optræder temperaturlagdeling i lageret, dels at lagringstiderne er meget små. Da der tappes varmt vand både kl. 18 og kl. 20 hver dag, altså umiddelbart efter varmetilførslen til lageret, får



Figur 72. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af lagervolumenet af den ekstra tank.



Figur 73. Solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse samt den procentvise ændring af solvarmeanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse i forhold til referenceanlæggets årlige nettoudbytte og besparelse som funktion af beregningsmetoden for temperaturlagdelingen i lageret.

strømningen derfor ingen nævneværdig indflydelse på anlæggets ydelse.

I anlæg, hvor varme lagres i lageret i lange perioder efter opvarmningen, vil vandstrømningens betydning være større end angivet her, men afgørende betydning for ydelsen vil vandstrømningen ikke få.

#### 4.7.15 Forøget temperaturlagdeling i varmelageret

Varmelageret kan udformes således, at der i lageret etableres og bevares en temperaturlagdeling, som er større end den temperaturlagdeling, som "naturligt" optræder i referenceanlæggets varmelager.

For eksempel kan varmeledningen fra toppen til bunden af lageret reduceres ved at anvende beholdermaterialer med små varmeledningsevner eller ved at reducere tværsnitsarealerne af beholdermaterialet og af lagervandet i en større eller mindre del af lagerets højde. Af figur 69 fremgår det, at ydelsen for solvarmeanlægget ikke forøges væsentligt ved at reducere svøbets godstykkelse. Da varmeledningen i stålet normalt yder det største bidrag til lagerets totale interne varmetransport, vil anlæggets ydelse derfor ikke vokse nævneværdigt ved at udforme lageret på den ovenfor beskrevne måde.

Lageret kan udformes med et stratifikationssøgende varmeoverføringsystem, således at kun en mindre del af lagervolumenet opvarmes i perioder, hvor solen ellers ikke helt kan dække opvarmningsbehovet. Herved opnås eventuelt høje temperaturer i lageret så hurtigt, at eftervarmning er unødvendig. Sandsynligvis vil nettoudbyttet for et anlæg med et sådant lager reduceres, mens besparelsen forøges, idet perioderne med oliefyret slukket forlænges. Uden detaljerede beregninger, som simulerer lagerets drift, er det vanskeligt at vurdere egnetheden af forskellige lagre udformet efter det her omtalte princip.



Lageret kan udformes med et stratifikationssøgende aftapnings-system, således at vandet kun tappes fra toppen af lageret, når temperaturen her er lavere end den ønskede varmtvandstemperatur. Tappes det varme vand ikke fra toppen af lageret, men tappes det i stedet fra det niveau i tanken, hvor vandet har den ønskede temperatur, vil lageret tilføres en større mængde koldt vand under tapningen. Herved reduceres tankens varmetab, og solfangerudbyttet forøges. Endvidere lagres det varme vand i toppen af tanken, til der er brug for det. Egnetheden af varmelagre udført efter dette princip er også vanskelig at vurdere uden detaljerede beregninger.

Egnetheden af forskellige avancerede varmelagre med stor temperaturlagdeling, blandt andet de ovenfor nævnte, undersøges for tiden i et forprojekt finansieret af Energiministeriet.

Den komplicerede lagerudformning fordyrer naturligvis lageret. Disse lagre er derfor kun attraktive, hvis ydelsen forøges så meget, at forholdet mellem ydelse og pris for solvarmeanlægget forbedres.

#### 4.7.16 Varmelagerudformning

Referenceanlæggets varmelager er en høj, slank og velisoleret varmtvandsbeholder med en indbygget varmevekslerspiral i bunden af lageret. Der er ingen kuldebroer i lagerets top, alle rørforbindelser går gennem lagerets bund, og alt hjælpeudstyr er placeret i et instrumentrum under lageret. Beregningerne med den verificerede lagermodel har vist, at dette varmelager er særdeles velegnet til små solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning.

## 5. SMELTEVARMELAGRE

Ved et smeltevarmelager forstås et lager, hvor en stor del af den lagrede varmemængde afgives/optages under varmelagringsmaterialets størkning/smeltning.

### 5.1 Varmelagringsmaterialer

Potentielle varmelagringsmaterialer findes i grupperne: uorganiske salhydrater, organiske materialer, organiske og uorganiske eutektiske blandinger. Der er udført mange litteraturstudier og laboratorieforsøg for at finde de bedst egnede varmelagringsmaterialer ved forskellige temperaturniveauer, [85], [86], [87], [88], [89], [90], [91] og [92]. Næsten 20.000 materialer blev inkluderet i de indledende litteraturstudier, mens de vigtigste fysiske og termiske egenskaber blev målt i laboratorieforsøg for omtrent 200 af disse materialer.

Som regel er massefylden for organiske materialer lille i forhold til massefylden for de uorganiske materialer. Da smeltevarmen pr. masseenhed for organiske og uorganiske materialer stort set er den samme, resulterer massefyldeforskellene i, at varmeindholdet pr. volumenenhed for de uorganiske salhydrater er større end varmeindholdet pr. volumenenhed for de organiske materialer. Dette forhold bevirker, at de uorganiske salhydrater er de mest attraktive smeltevarmelagringsmaterialer. Det er imidlertid ikke udelukkende størrelsen af varmelagringsmaterialets varmeindhold pr. volumenenhed, som er afgørende for varmelagringsmaterialets egnethed. Naturligvis skal materialet have et passende smeltepunkt, materialet skal være stabilt og det må ikke være farligt eller giftigt. Desuden skal materialet være rimeligt billigt.

#### 5.1.1 Uorganiske salhydrater

I forbindelse med normale aktive solvarmeanlæg bør varmelagringsmaterialets smeltepunkt være placeret i temperaturintervallet fra 30°C til 60°C. Eksempler på ufarlige og rimeligt billige salhydrater, som smelter i dette temperaturinterval,

og som har en stor smeltevarme, er angivet i tabel 33.

Salthydrat	Smeltepunkt °C	Smeltevarme kJ/kg salthydrat	Pris kr/kg salthydrat (20 t levering)	Kongruent smeltende
$\text{NaCH}_3\text{COO} \cdot 3\text{H}_2\text{O}$	58	265	4,15	nej
$\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$	48	209	3,35	nej
$\text{Ca}(\text{NO}_3)_2 \cdot 4\text{H}_2\text{O}$	43	153	1,55	nej
$\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$	35	266	3,90	nej
$\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$	33	247	0,80	nej
$\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$	32	251	1,00	nej

Tabel 33. Data for attraktive salhydrater.

Alle de i tabel 33 anførte salhydrater smelter, ligesom langt størstedelen af salhydraterne, inkongruent. Den inkongruente smeltemåde er hovedårsagen til, at smeltevarmelagre endnu ikke markedsføres i noget nævneværdigt omfang.

#### 5.1.1.1 Smeltemåde

Et salthydrat består af et vandfrit salt med tilhørende krystalvand. Hvis en mættet vandig opløsning af det vandfri salt afkøles, vil der ved en vis temperatur, smeltepunktet, dannes krystaller bestående af salt og vand, krystalvand. Under dannelsen af krystallerne afgives krystallisationsvarmen, som i det følgende benævnes smeltevarmen. Opvarmes krystallerne igen, smelter de under optagelse af smeltevarmen.

Salhydrater kan inddeles i to grupper afhængigt af smeltemåden: de kongruent smeltende og de inkongruent smeltende salhydrater. For et kongruent smeltende salthydrat er saltets opløselighed så stor, at det helt kan opløses i krystalvandet. Ved smeltepunktet består det smeltede salthydrat derfor af en mættet

saltopløsning. For et inkongruent smeltende salthydrat er saltets opløselighed ikke så stor, at alt saltet kan opløses i krystalvandet. Det smeltede salthydrat består derfor ved smeltepunktet af en mættet saltopløsning og uopløseligt vandfrit salt.

I det følgende betragtes et varmelager, som består af en beholder med et inkongruent smeltende salthydrat. Når lageret er varmet op, består det smeltede salthydrat altså af en mættet saltopløsning og uopløseligt vandfrit salt. Da det vandfri salt er væsentligt tungere end opløsningen, danner det bundfald. Ved afkøling dannes der først salthydratkrystaller i skillelinien mellem bundfaldet og den mættede opløsning. Krystallerne danner efter kort tid en fast skorpe mellem saltet på beholderens bund og den mættede opløsning. Derved forhindres saltet i at komme i kontakt med vandet og danne salthydratkrystaller. Det vil derfor kun være saltet i opløsningen, som er aktivt i faseændringen. Samtidig vil størkningen ske ved en faldende temperatur, idet saltindholdet i opløsningen falder i takt med størkningen, og da udkrystalliseringen kun sker fra en mættet opløsning, må temperaturen falde, så man hele tiden har mætning. Opløseligheden af saltet i vand vokser nemlig, når temperaturen vokser, indtil smeltepunktet nås. Der vil opstå en tredeling af beholderens indhold: nederst vandfrit salt, i midten et lag salthydratkrystaller og øverst en mættet saltopløsning. Når temperaturen hæves igen, smelter salthydratkrystallerne og danner en overmættet opløsning. Hvis der ikke foretages en svag omrøring i den flydende fase, bundfældes der vandfrit salt fra den overmættede opløsning. Bundfaldet forøges således for hver smeltnings/størknings-cyklus, hvorved varmelagerets varmeindhold reduceres kraftigt. I løbet af få cykler ophører lageret næsten at fungere som et smeltevarmelager.

Da langt størstedelen af salhydraterne smelter inkongruent, er det væsentligt, at ovennævnte stabilitetsproblem løses effektivt. I [93] er beskrevet forsøg med glaubersalt,  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ , med

forskellige beholderhøjder. Man fandt, at ovennævnte stabilitetsproblem opstår, når beholderens højde er større end 0,9 cm. Der er siden udført mange forskningsprojekter med det formål at udvikle metoder, som forhindrer afblanding i store beholdere.

Muligheden for at tilsætte stoffer, som forhindrer afblanding i store beholdere, er undersøgt. En masse forskellige tilsætningsmaterialer, fx. uorganiske geler, hydrofile polymerer, stivelse, skum, specielle lerarter og tørvearter, for blot at nævne nogle, blev undersøgt, [93], [94], [95], [96], [97], [98], [99] og [100]. Mange af de undersøgte tilsætningsmaterialer har vist sig kun at være virksomme i begrænset tid og endnu savnes dokumentation for, at afblandingsproblemet i store beholdere kan løses ved hjælp af tilsætningsmaterialer. I små beholdere kan afblandingsproblemet imidlertid løses ved at tilsætte passende tilsætningsmaterialer. En række firmaer markedsfører smeltevarmelagre, hvor varmelagringsmaterialet er placeret i småbeholdere, [101]. Smeltepunktet for disse varmelagringsmaterialer er omtrent 20°C, og lagrene anvendes til passiv udnyttelse af solvarme. Disse lagerudformninger er velegnede til lave temperaturer, er relativt dyre og synes ikke attraktive i forbindelse med aktive solvarmeanlæg.

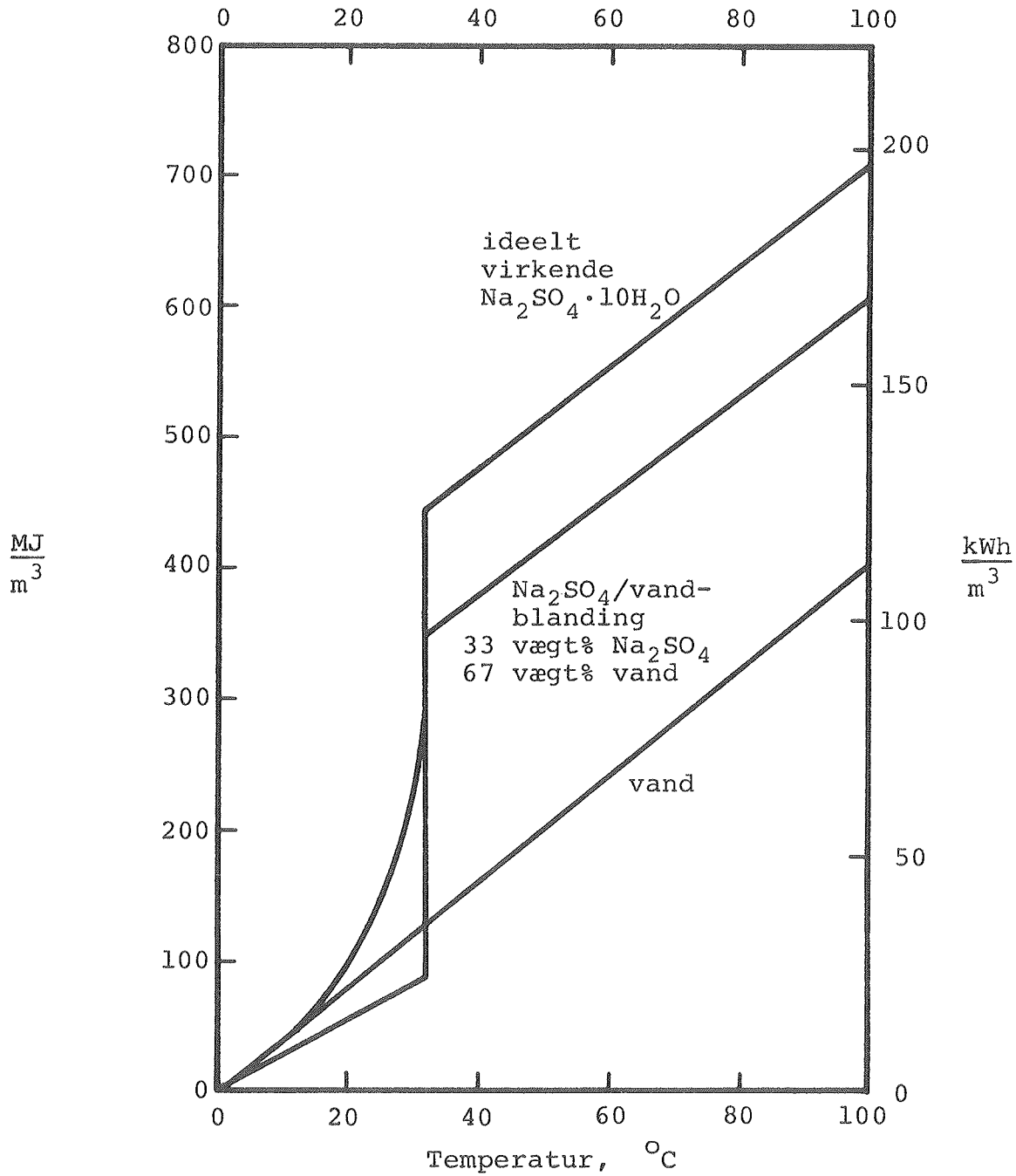
Afblandingsproblemet kan selvfølgelig løses ved at der skabes en tilstrækkelig kraftig omrøring i beholderen med salthydratet. Imidlertid er massefyldeforskellen mellem det vandfri salt og den mættede opløsning meget stor, og der kræves derfor en meget kraftig omrøring for at forhindre afblanding. I [102] og [103] beskrives en lagerudformning, hvor salthydratet indkapsles i en roterende cylinder. Bevægelsen skaber så stor omrøring, at afblanding forhindres. I [104] er afblandingsproblemet løst ved hjælp af en kraftig omrører placeret i salthydratet. Kraftig omrøring kan løse stabilitetsproblemet, men lagerudformningen bliver samtidig forholdsvis kompliceret og dermed dyr.

### 5.1.1.2 Ekstra-vand-princippet

En metode, som effektivt forhindrer afblanding, består i at der tilsættes så meget ekstra vand til det inkongruent smeltende salthydrat, at alt saltet kan opløses i vandet ved smeltepunktet. Herved opnås, at alt saltet opløses i vandet, når salthydratet smelter, hvis der samtidig sørges for en svag omrøring. Kun en svag omrøring er nødvendig, og med et vel-formet lager er den naturlige konvektion, som opstår under lagerets drift, tilstrækkelig kraftig. Tilsætningen af vand bevirker, at størkningen sker ved stadigt lavere temperaturer, idet størkning kun kan ske fra en mættet saltopløsning. Opløseligheden af saltet i vandet bestemmer, hvorledes størkningen forløber. Varmelagringsmaterialet består af salthydratkry-staller og en mættet opløsning, når temperaturen er lavere end smeltepunktet. Når alle salthydratkry-staller er smeltet ved smeltepunktet, er varmelagringsmaterialet en mættet saltopløsning. Med den beskrevne metode, ekstra-vand-princippet, opnås et stabilt varmelagringsmateriale. Til gengæld reduceres varmeindholdet lidt i forhold til varmeindholdet af det ideelt virkende salthydrat, og smeltning og størkning finder sted i temperaturintervallet fra lagerets minimumstemperatur til smeltepunktet. Metoden er udviklet og afprøvet på Laboratoriet for Varmeisolering, [105], [106], [88], [107], [108] og [44].

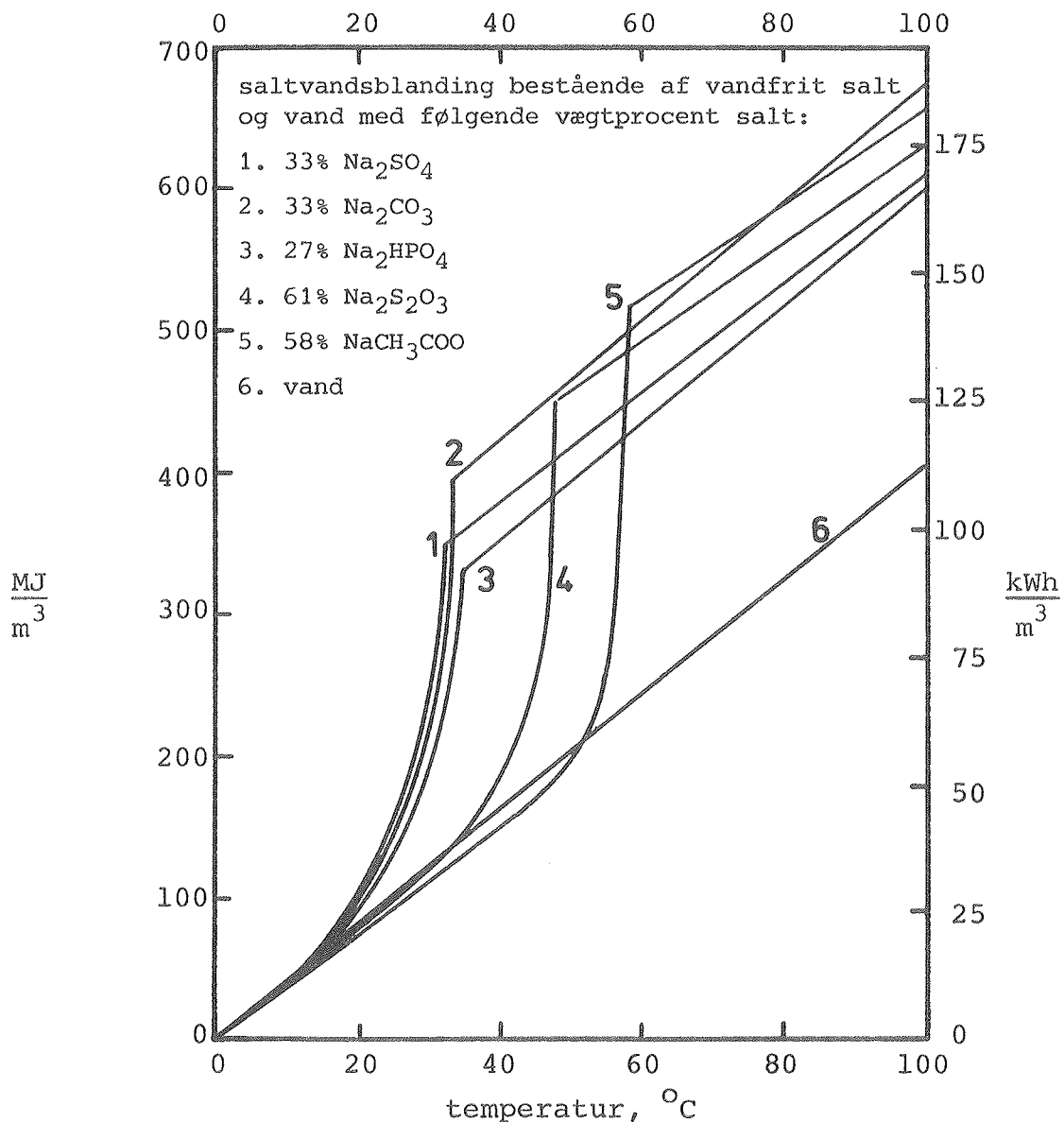
Princippet er siden afprøvet på andre forskningsinstitutioner, [109], [110], [111] og [112] og benyttes i et par markedsførte varmelagre til aktive solvarmeanlæg.

I [88] er detaljeret beskrevet, hvorledes varmeindholdet af forskellige salthydrat/vand-blandinger beregnes. I [88] og [44] er varmeindholdet for forskellige salthydrat/vand-blandinger angivet. Figur 74 viser i temperaturintervallet 0-100°C varmeindholdet af vand, et ideelt virkende inkongruent smeltende salthydrat og en salthydrat/vand-blanding baseret på ekstra-vand-princippet. Glaubersalt  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$  er valgt som eksempel, idet der for dette salt er særlig stor forskel på



Figur 74. Varmeindhold af et ideelt virkende inkongruent salthydrat, en saltvandsblanding baseret på ekstra-vand-princippet og vand i temperaturintervallet 0-100°C.

salt/vand-forholdet for salthydratkrystallerne og salt/vand-forholdet for den mættede saltopløsning ved smeltepunktet. Forskellen mellem varmeindholdet for det ideelt virkende salthydrat og varmeindholdet for saltvandsblandingen baseret på ekstra-vand-princippet er derfor særlig stor for dette salt. På figur 75 er varmeindholdet i temperaturintervallet 0-100°C vist for fem forskellige saltvandsblandinger. Massefylden ved 95°C for alle varmelagringsmaterialerne er benyttet her. De forskellige saltvandsblandinger er attraktive i forskellige systemer alt afhængig af det temperaturniveau, som ønskes i varmelageret.



Figur 75. Varmeindhold af forskellige saltvandsblandinger.



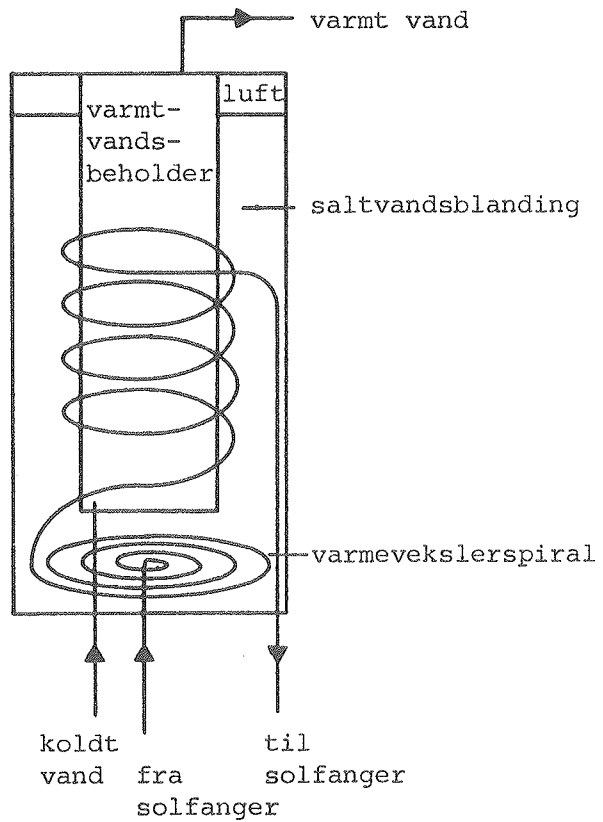
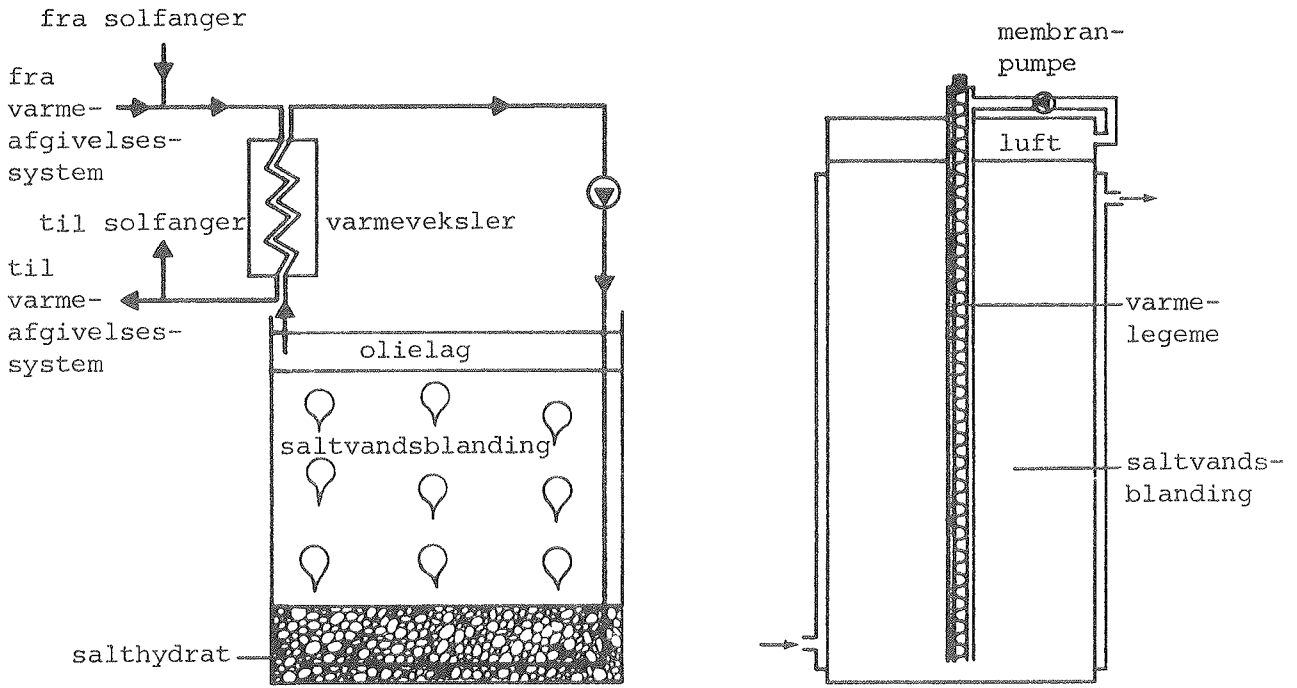
## 5.2 Lagerudformninger

En række forskelligt udformede smeltevarmelagre baseret på ekstra-vand-princippet er afprøvet på Laboratoriet for Varmeisolering. Både lagrenes termiske egenskaber og stabiliteten blev undersøgt [88], [107], [108], [44] og [113].

Prøvningerne viste, at ekstra-vand-princippet løste stabilitetsproblemet, idet lagrenes termiske egenskaber ikke blev ændret igennem de lange afprøvningsperioder.

De vigtigste problemer, som skal løses ved udformningen af smeltevarmelagre, hvor ekstra-vand-princippet er anvendt, er knyttet til varmetransporten til og fra lageret, salhydraternes underafkøling og den nødvendige svage omrøring i lagerets væskefase under lagerets drift.

Figur 76 viser en principskitse af tre afprøvede lagertyper. I den første lagerudformning blev en varmetransmissionsolie anvendt som varmeoverførende medium. Olien blev tilført varmelageret med saltvandsopløsningen gennem et dysesystem placeret i bunden af beholderen. På grund af massefyldeforskelle stiger olien til vejrs og danner et lag i toppen af beholderen. Herfra pumpes olien igennem en varmeveksler, hvor den enten opvarmes eller afkøles. Lagerprincippet er først prøvet i [114]. Olieudløbet bevægelse igennem saltvandsblandingen forhindrer, at der opstår en nævneværdig underafkøling og sørger samtidig for den svage omrøring. I skillelinien mellem olien og saltvandsblandingen opstår der normalt et emulsionslag bestående af saltvand og olie. Er olievolume-strømmen for stor, vokser dette lag, og der er risiko for at saltvand transporteres med rundt i olieledningsnettet. Ledningsnetts rør kan derfor tilstoppes, når krystaller udfældes fra saltvandsblandingen. [107] angiver en effektiv løsning på dette problem, som forårsages af urenheder i saltet. Der tilsættes en lille mængde tetrabutylammonium hydrogensulfat til olien. Herefter separeres olien og saltvandet meget hurtigt. Denne løsning er siden anvendt



Figur 76. Skematisk illustration af tre smeltevarmelagre.

med succes [115]. Varmeoverføringsevnen til og fra lageret vil herefter normalt være tilstrækkelig stor. Det kan dog være vanskeligt at bevare en høj volumenstrøm og dermed en stor varmeoverføringsevne ved lave temperaturer på grund af det forøgede trykfald igennem lageret med de faste salthydratkrystaller. Der er udført meget arbejde med det formål at produktudvikle denne lagertype [116], [117], [118], [119], [120] og [121]. Dysesystemet, varmetransmissionsolien, pumpen, varmeveksleren og tilsætningsstoffet bevirker imidlertid, at denne lagertype bliver forholdsvis dyr. Desuden optager olien en del af lagerets volumen, og det er tvivlsomt, om lagertypen kan udvikles så meget, at den bliver mere attraktiv end normale vandlagre i forbindelse med normale solvarmeanlæg.

I den anden lagerudformning blev en almindelig kappebeholder benyttet. Saltvandsopløsningens ekspansionsmulighed er den luftfyldte beholdertop. En vakuumpumpe recirkulerer denne luftmængde og sørger dermed for en svag omrøring af saltvandsopløsningen, idet luften fra beholdertoppen gennem et rør føres til bunden af beholderen. Denne omrøring sikrer også, at der ikke optræder nævneværdig underafkøling. Varmeoverførslen sker igennem beholdervæggen fra/til den i kappen cirkulerende væske. Varmeoverføringsevnen til varmelageret er normalt god, idet der opstår naturlig konvektion langs beholdervæggen i den smeltede saltvandsblanding. Ved varmetapning størkner krystaller på beholdervæggen. Jo mere varme der tappes fra lageret, des tykkere bliver krystallaget på beholdervæggen. Derved vil varmetransporten komme til at foregå igennem et stadigt tykkere lag af salthydratkrystaller, som har en ringe varmeledningsevne. For lave temperaturer er varmeoverføringsevnen fra lageret til det varmetransporterende medium derfor forholdsvis lille.

Den tredje smeltevarmelagertype er beregnet til et solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning. En varmtvandsbeholder er neddykket i en lagertank med saltvandsblandingen. Varmen fra sol-

fangerkredsen til varmelageret overføres ved hjælp af en varmevekslerspiral. Når der tappes varmt vand fra varmtvandsbeholderen, tilføres varmelagerets nederste del koldt vand. Den store temperaturforskel mellem dette kolde vand og saltvandsblandingen medfører, at der opstår omrøring i saltvandsblandingen i form af naturlig konvektion. Omrøringen er tilstrækkelig til at stabilisere varmelagringsmaterialet. Den store temperaturforskel mellem dette kolde vand og saltvandsblandingen forhindrer ligeledes nævneværdig underafkøling. Varmeoverføringsevnen til lageret er normalt tilstrækkelig stor. Krystallaget på varmtvandsbeholderen kan resultere i, at varmeoverføringsevnen fra saltvandsblandingen til varmtvandsbeholderen bliver forholdsvis lille. Det er derfor vigtigt, at volumen af varmtvandsbeholderen og volumen af saltvandsblandingen vælges således, at varmeoverførslen bliver tilstrækkelig stor.

Smeltevarmelagre kan naturligvis udformes på mange andre måder end beskrevet ovenfor. Der markedsføres i dag kun meget få smeltevarmelagre til aktive solvarmeanlæg. I størstedelen af de markedsførte lagre overføres varmen fra lageret til det varmeafgivende system ved hjælp af meget lange varmevekslerspiraler placeret i lageret. Derved opnås en tilstrækkelig stor varmeoverføringsevne fra lageret til det varmetransporterende medium, men samtidig fordyres lageret naturligvis. Mange steder er der spændende arbejde i gang med det formål at udvikle effektive og samtidig rimeligt billige lagre, fx. [122] og [123]. I fremtiden vil der uden tvivl blive udviklet og markedsført forskellige smeltevarmelagre, som er specielt velegnede til forskellige typer af aktive solvarmeanlæg.

Det følgende afsnit omhandler smeltevarmelagre til solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning.

### 5.3 Smeltevarmelager til solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning

Der er udført indledende undersøgelser [44], [113] og [124] med den på figur 76 viste tredje lagertype til brugsvandsanlæg.

Lagrene blev undersøgt, såvel teoretisk som eksperimentelt, med fem saltvandsblandinger, hvis varmeindhold er vist på figur 75. Desuden er der udført indledende undersøgelser [46] med en lignende lagerudformning, hvor varmevekslerspiralen var placeret dels i varmtvandsbeholderen, dels i lagertanken. I denne lagerudformning blev  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ /vand-blandingen benyttet som det varmelagrende materiale.

Undersøgelserne viste, at saltvandsblandingerne målte varmeindhold svarer godt til de teoretisk beregnede varmeindhold, som er vist på figur 75. Lagrenes varmeindhold blev ikke reduceret igennem prøvningsperioderne, som for hvert salt varede omkring to måneder. Der opstod ikke underafkøling af praktisk betydning under lagrenes drift. Det er væsentligt, at varmen tilføres saltvandsblandingen fra bunden af lageret, idet krystaller placeret under niveauet, hvor varme tilføres lageret, kun smelter særdeles langsomt. Varmeoverføringsevnen fra solfangervæsken til varmelageret varierer fra opvarmningsperiode til opvarmningsperiode. Dette skyldes, at den faste og den flydende fase ikke i alle opvarmningsforløb er placeret på samme måde i lageret.

Beregninger viste, at det bedste smeltepunkt for salthydratet er lidt højere end den ønskede varmtvandstemperatur.  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ /vand-blandingen er derfor særlig attraktiv. Med denne blanding opstod ingen korrosion i ståltankene. Det optimale lagervolumen reduceres lidt, når smeltevarmelageret, baseret på  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ /vand-blandingen, benyttes i stedet for et almindeligt vandlager. Med fixersalt/vand-lageret forlænges de perioder om sommeren, hvor oliefyret kan slukkes. Foreløbige ydelsesberegninger, baseret på grove beregningsmodeller og økonomiske betragtninger, tyder på, at forholdet mellem små solvarmeanlægs ydelse og pris kan forbedres med omtrent 10%, når der benyttes et fixersalt/vand-lager i stedet for et vandlager.

Varmelageret bør udformes således, at muligheden for at forøge solvarmeanlæggets ydelse ved hjælp af temperaturlagdeling i lageret udnyttes i størst mulig udstrækning uden at lagerets

stabilitet af den grund ødelægges. Salthydratkrystallernes ringe varmeledningsevne muliggør udnyttelse af temperaturlagdeling i større udstrækning end i almindelige vandlagre.

Når varmt vand tappes fra varmtvandsbeholderen, tilføres koldt vand til varmtvandsbeholderens bund. De lave temperaturer i bunden af varmtvandsbeholderen bør i perioder med sol udnyttes til at reducere temperaturniveauet i solfangerkredsen og dermed forøge udbyttet fra solfangeren.

Ved udformningen af lageret skal der tages hensyn til, at varmeoverføringsevnen fra saltvandsblandingen til varmtvandsbeholderen ikke bliver for lille i perioder uden sol. Dette hensyn kan desværre normalt ikke umiddelbart forenes med bestråelserne for at udforme lageret således, at temperaturlagdelingen i lageret under opvarmingsperioder udnyttes til at forøge solvarmeanlæggets ydelse. Det er derfor vanskeligt at udforme lageret optimalt.

### 5.3.1 Na<sub>2</sub>S<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/vand-blanding

Som nævnt i afsnit 5.3 er blandingen bestående af 61% Na<sub>2</sub>S<sub>2</sub>O<sub>3</sub> og 39% vand (vægt%) velegnet som varmelagringsmateriale i forbindelse med solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning. Penta-hydratet af natriumtiosulfat Na<sub>2</sub>S<sub>2</sub>O<sub>3</sub>·5H<sub>2</sub>O anvendes i fotoindustrien under navnet fixersalt, mens det under navnet antiklor bruges til at uskadeliggøre spor af klorholdige blegemidler i tøj og papir.

Natriumtiosulfat i teknisk kvalitet kan i form af små, fine Na<sub>2</sub>S<sub>2</sub>O<sub>3</sub>·5H<sub>2</sub>O krystaller købes hos Superfos Kemi A/S. Superfos Kemi A/S køber saltet i DDR, og prisen forhandles to gange om året på markedet i Leipzig. Ved 20 t levering er prisen (marts 84) 3,35 kr/kg salthydrat eller 3,19 kr/kg for den benyttede saltvandsblanding. Anvendes saltvandsblandingsens massefylde ved temperaturen 95°C er prisen 5,06 kr/ℓ saltvandsblanding. Ved

større indkøb end 20 t vil prisen ikke reduceres mærkbart.

Natriumtiosulfat er et ufarligt salt. Indtagelse af store mængder natriumtiosulfat gennem munden virker dog afførende, men ellers er saltet uskadeligt. I visse medicinske sammenhænge benyttes det endog intravenøst i små mængder.

Natriumtiosulfat/vand-blandingens kemiske langtidsstabilitet er undersøgt i [44]. Blandingen er stabil, når der til blandingen er tilsat 1 ‰  $\text{Na}_2\text{CO}_3$  (vægt ‰).

Korrosionsmæssige undersøgelser, [90] og [125] viser, at ulegeret stål er et velegnet materiale til varmevekslerspiralen og lagertanken, som indeholder natriumtiosulfat/vand-blandingen. Derimod må der ikke forekomme kobber, messing eller andre kobberlegeringer, idet der i så fald hurtigt opstår korrosion under dannelse af kobbersulfid.

Afkøles natriumtiosulfat/vand-blandingen langsomt, opstår der som regel underafkøling. Blandingen kan afkøles til stuetemperaturen uden at størkne. I forbindelse med langtidslagring kan dette være interessant, men i et varmelager til brugsvandsanlæg må underafkøling forhindres effektivt, idet smeltevarmen ellers ikke afgives. Ved at tilsætte krystaller af natriumtiosulfat pentahydrat til blandingen under afkølingen forhindres underafkølingen. Dette er imidlertid ikke en praktisk løsning af problemet. I nogle tilfælde kan andre krystaller med samme krystalform også anvendes som krystallisationskim. Disse krystaller bør have så højt et smeltepunkt, at de altid er til stede i lageret i krystallinsk form. I [126] er anført, at underafkøling af  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$  forhindres ved at tilsætte en passende blanding af  $\text{Mg}(\text{OH})_2$  og  $\text{SrSO}_4$  (0,01-15%). Denne metode blev afprøvet i Laboratoriet med 100 prøver med forskellige mængder og sammensætninger af ovennævnte tilsætningsmaterialer. Prøverne blev afkølet langsomt fra 60°C til stuetemperaturen, og der opstod underafkøling i dem alle. Den patenterede løsning synes således ikke umiddelbart at være virksom.

Så længe et virksomt tilsætningsmateriale ikke er fundet, bør lagerudformningen i sig selv forhindre, at der opstår underafkøling. For eksempel kan en del af krystallerne altid holdes på så lavt et temperaturniveau, at de ikke smelter. Dette kan fx sikres ved at undlade at isolere lagerets nederste del. Kraftig bevægelse i saltvandsopløsningen kan også forhindre underafkøling. For eksempel kan den store temperaturforskelle mellem saltvandsblandingen og det kolde brugsvand, som tilføres varmtvandsbeholderens bund, skabe så kraftig konvektion, at underafkøling forhindres. Denne konvektion formodes at være årsagen til, at der ikke optrådte underafkøling af betydning i varmelagrene, som blev prøvet i de indledende forsøg.

De vigtigste materialdata for  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$  og saltvandsblandingen bestående af 61%  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$  og 39% vand (vægt%) fremgår af tabel 34 og 35 og figur 77 og 78. Saltvandsblandingens kogepunkt og massefyldes afhængighed af temperaturen blev målt ved laboratorieforsøg. Saltvandsblandingens varmeindhold, som er angivet i tabel 35, er beregnet ved hjælp af den i [88] beskrevne beregningsmetode. Varmeindholdet er sat til 0 ved temperaturen  $0^\circ\text{C}$ .

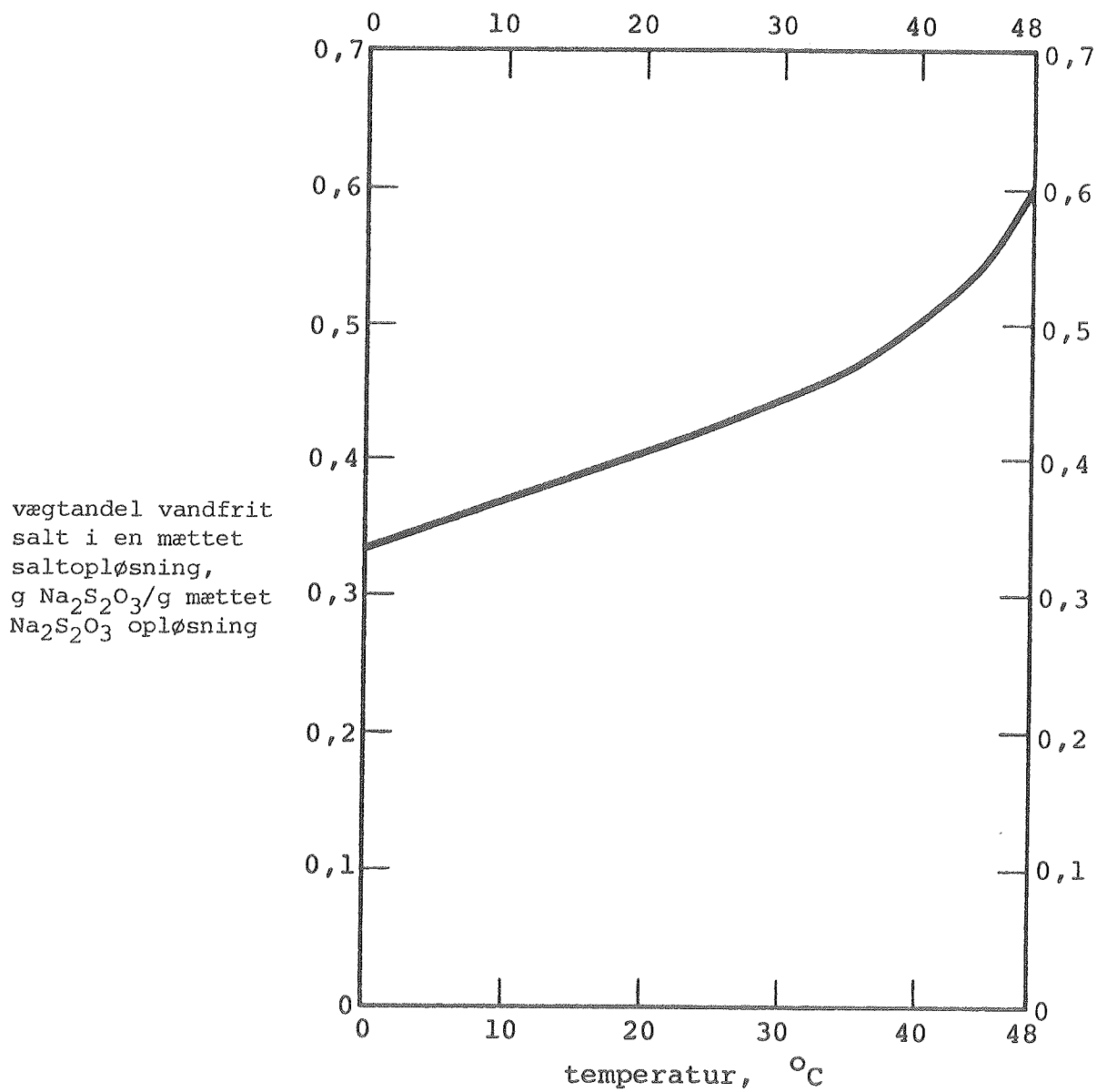
Vandfrit salt	Salthydrat	Salthydratets smeltepunkt	Vægtandel af vandfrit salt i salthydratkry-staller	Salthydratkrystaller-nes smeltevarme	Varmefylde for salthydratkry-staller	Varmefylde for vandfrit salt	Kogepunkt for saltvandsblanding af 61% $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ og 39% vand ved atmosfæretryk
$\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$	$\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$	$48^\circ\text{C}$	0,64	209 kJ/kg	1865 J/kg $^\circ\text{C}$	924 J/kg $^\circ\text{C}$	$120^\circ\text{C}$

Tabel 34. Materialedata for varmelagringsmaterialet.

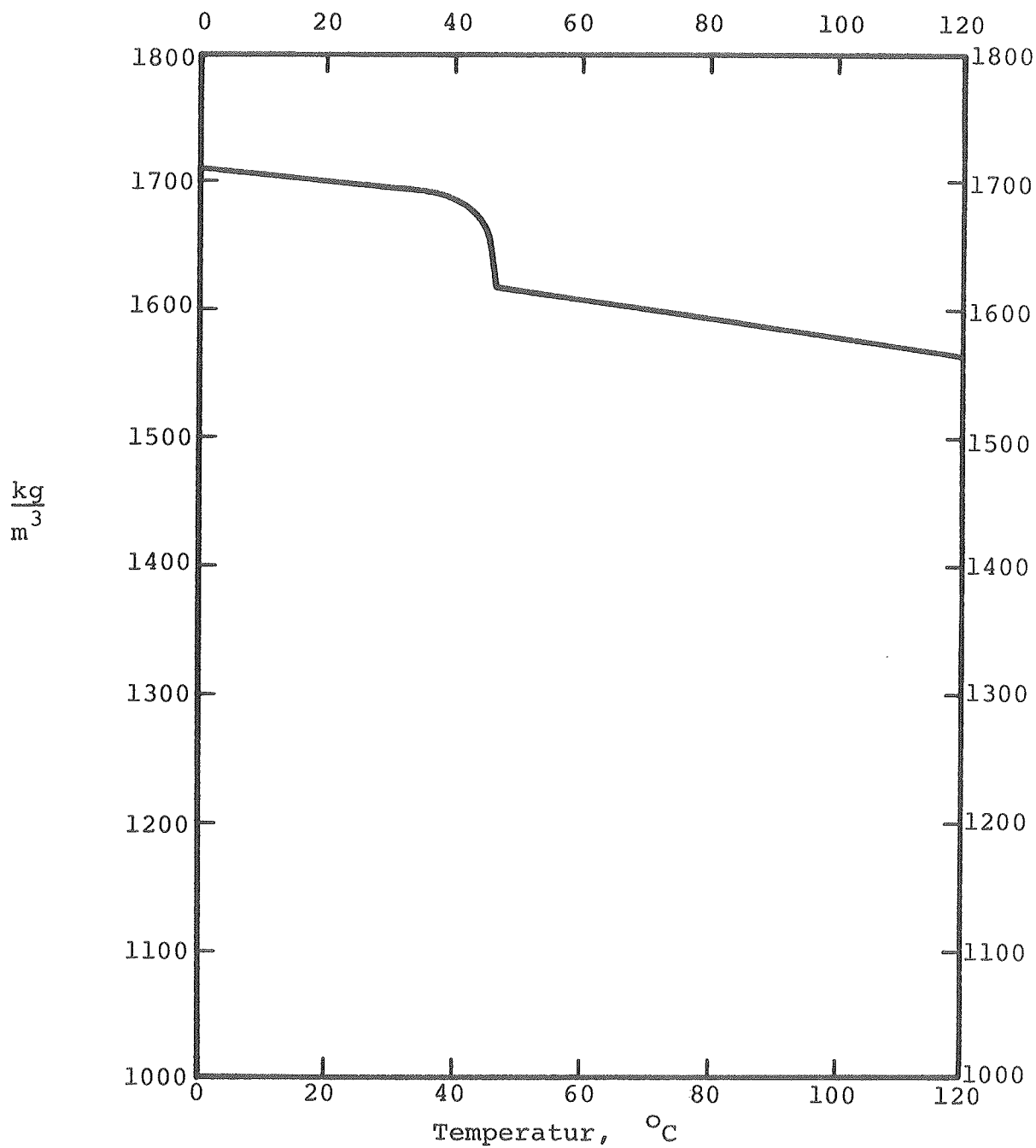


Temperatur °C	Varmefyldevarme kJ/kg	Smeltevarme kJ/kg	Totalt varmeindhold kJ/kg
0	0,0	0,0	0,0
2	4,0	0,6	4,6
4	8,0	1,2	9,2
6	12,0	1,9	13,8
8	16,0	2,6	18,5
10	20,0	3,3	23,3
12	23,9	4,1	28,0
14	27,9	4,9	32,9
16	31,9	5,8	37,7
18	35,9	6,8	42,7
20	39,9	7,8	47,7
22	44,0	8,9	52,8
24	48,0	10,0	58,0
26	52,0	11,3	63,3
28	56,0	12,7	68,7
30	60,0	14,2	74,2
32	64,0	15,8	79,8
34	68,0	17,6	85,6
36	72,1	19,6	91,6
38	76,1	22,3	98,4
40	80,2	28,2	108,3
42	84,2	36,1	120,3
44	88,3	47,6	135,9
46	92,4	68,5	160,9
48	96,6	187,1	283,8
50	101,0	187,1	288,2
52	105,4	187,1	292,6
54	109,8	187,1	297,0
56	114,2	187,1	301,4
58	118,6	187,1	305,8
60	123,0	187,1	310,2
62	127,4	187,1	314,6
64	131,8	187,1	319,0
66	136,2	187,1	323,4
68	140,6	187,1	327,8
70	145,0	187,1	332,2
72	149,4	187,1	336,6
74	153,9	187,1	341,0
76	158,3	187,1	345,4
78	162,7	187,1	349,8
80	167,1	187,1	354,2
82	171,5	187,1	358,6
84	175,9	187,1	363,0
86	180,3	187,1	367,4
88	184,7	187,1	371,8
90	189,1	187,1	376,2
92	193,5	187,1	380,6
94	197,9	187,1	385,0
96	202,3	187,1	389,4
98	206,7	187,1	393,8
100	211,1	187,1	398,2
102	215,5	187,1	402,6
104	219,9	187,1	407,0
106	224,3	187,1	411,4
108	228,7	187,1	415,8
110	233,1	187,1	420,2
112	237,5	187,1	424,6
114	241,9	187,1	429,0
116	246,3	187,1	433,4
118	250,7	187,1	437,8
120	255,1	187,1	442,2

Tabel 35. Varmedindhold af saltvandsblandingen bestående af 61% Na<sub>2</sub>S<sub>2</sub>O<sub>3</sub> og 39% vand (vægt%) i temperaturintervallet 0-120°C.



Figur 77. Opløselighed af  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$  i vand.



Figur 78. Massefylden for saltvandsblandingen bestående af 61%  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$  og 39% vand (vægt%) i temperaturintervallet 0-120 $^{\circ}\text{C}$ .

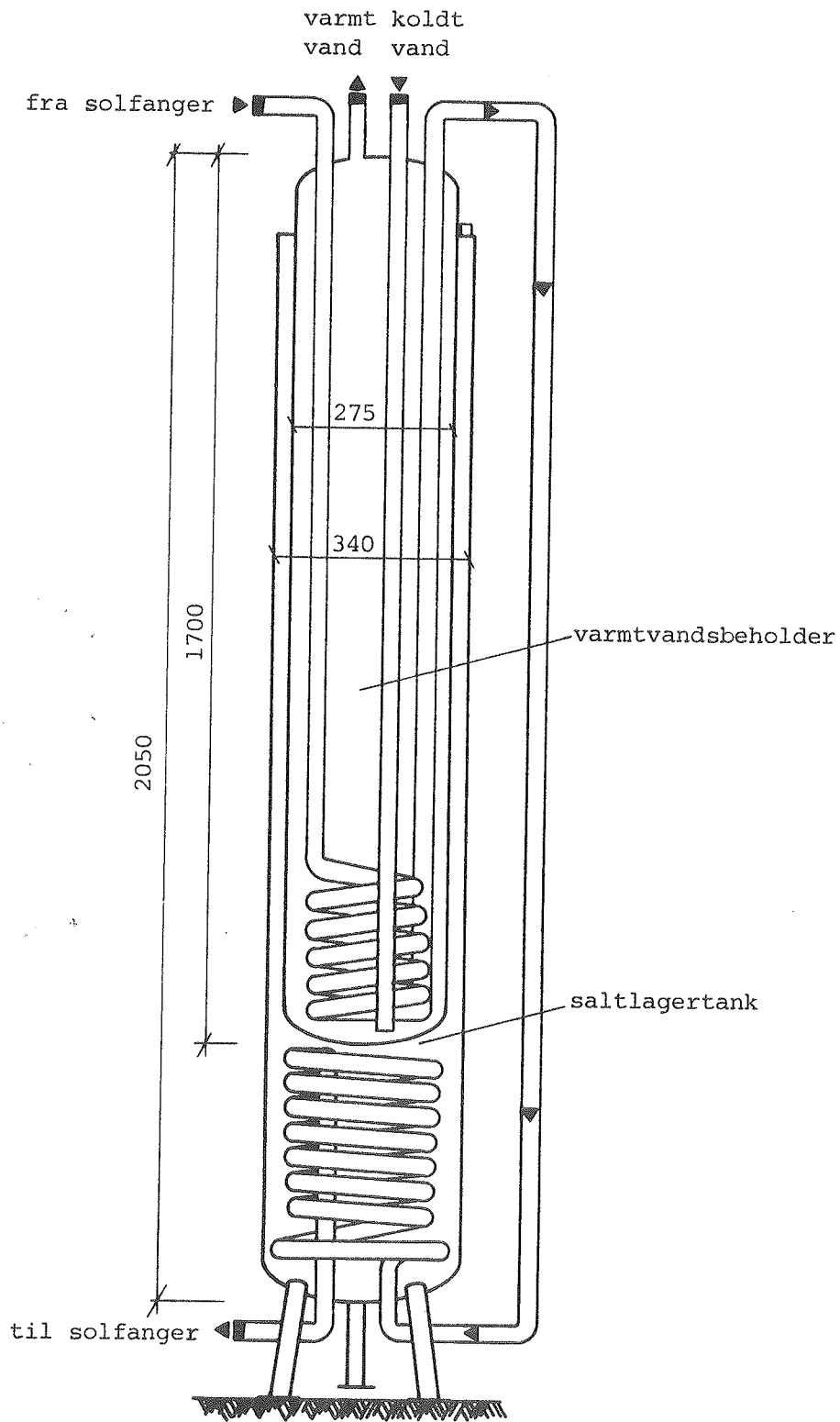
### 5.3.2 Prototyper

På basis af erfaringerne omtalt i afsnit 5.3 er en prototype, prototype 1, konstrueret og afprøvet i prøvestandene. Udformningen af prototypen fremgår af figur 79 og 80 og tabel 36. Varmevekslerspiralen i saltlagertanken vist til højre på figur 80 er udformet med en lille vertikal udstrækning på 35 cm, og med en stor del af spiralen placeret helt nede på lagerets bund. Herved sikres, at alle salthydratkrystallerne smeltes under opvarmningen. Varmevekslerspiralen i varmtvandsbeholderen, som ses til venstre på figur 80 ved siden af saltlagertankens varmevekslerspiral, er, bortset fra tilslutningsrørene, placeret i beholderens bund. Tilslutningsrørene er ført fra bund til top gennem hele beholderens højde.

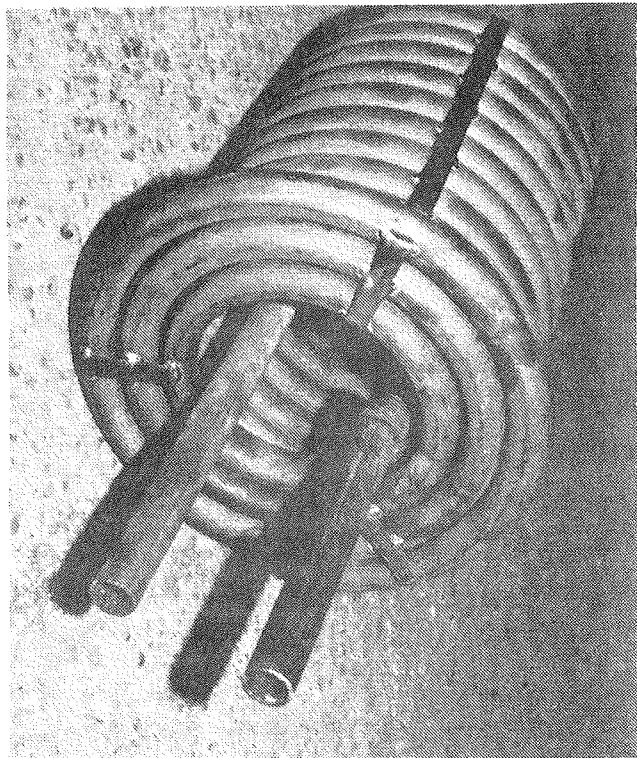
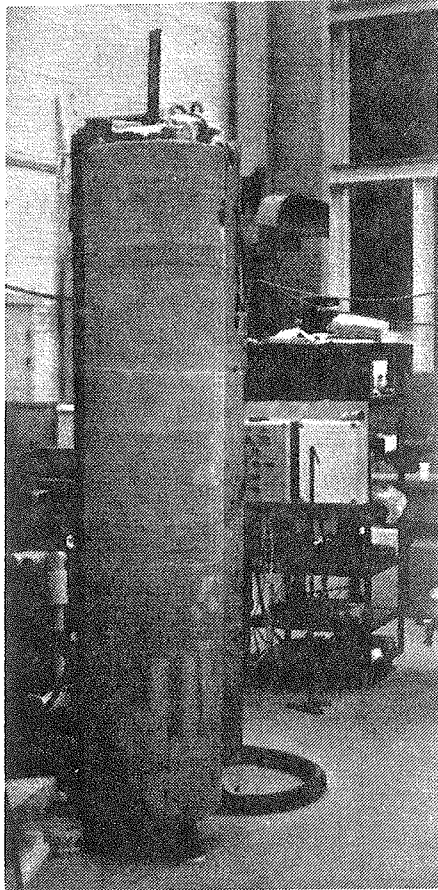
Lageret blev forsynet med en glasstav med en række termoelementer i varmtvandsbeholderen og en plasticstav med en række termoelementer i saltlagertanken. Herved muliggøres en registrering af lagerets temperaturer i forskellige niveauer, både i vandet og i saltet, under lagerets prøvning i prøvestandene. Som solfangervæske benyttedes en 50% (efter vægt) vand/propylen-glycol-blanding.

Varmelagerets varmeindhold blev målt både ved starten og slutningen af prøvningsperioden. Der blev ikke konstateret nogen mærkbar reduktion af varmelagerets varmeindhold i denne periode, som varede omtrent fire måneder. Det er derfor rimeligt at antage, at varmelageret virker stabilt.

Lagerets varmetabskoefficient under solfangerdrift  $K_d$  blev målt som beskrevet i afsnit 2.1.1. Lagerets varmetabskoefficient under et afkølingsforløb  $K_s$  blev målt som beskrevet i afsnit 2.1.2. Måleresultaterne fremgår af tabel 37. Det relativt store varmetab er hovedsageligt forårsaget af kuldebroer i toppen af varmtvandsbeholderen og af forbindelsesrøret mellem varmevekslerspiralerne. Forskellen mellem varmetabskoefficienten, når solfangeren er i drift, og varmetabskoefficienten, når solfangeren ikke er i drift, skyldes dels at kun en begrænset del



Figur 79. Skematisk illustration af prototype 1.  
Mål i mm.



Figur 80. Prototype 1 med varmevekslerspiraler.

Volumen af varmtvandsbeholder	87 l
Volumen af lagertank til saltvandsblandingen	84 l
Volumen af solfangervæske	9,5 l
Masse af tom prototype	112 kg
Masse af:	
$\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$	79,3 kg
vand	50,7 kg
$\text{Na}_2\text{CO}_3$	130 g
total saltvandsblanding	130 kg
Varmevekslerspiral:	
materiale	stål
dimension	3/4"
spirallængde i varmtvandsbeholder	6 m
spirallængde i saltlagertank	9 m
Forbindelsesrør mellem de to varmevekslerspiraler:	
materiale	stål
dimension	3/4"
totallængde	2,6 m
isoleringsmateriale	armaflex
isoleringstykkelse	12 mm
Beholderisolering:	
materiale	mineraluld
tykkelse	5 cm

Tabel 36. Data for prototype 1.

Lagertemperatur $T_1$ , °C	29,5	77,1
Varmetabskoefficient under solfangerdrift $K_d$ , W/°C	4,0	4,0
Varmetabskoefficient under et afkølingsforløb $K_s$ , W/°C	3,5	

Tabel 37. Målte varmetabskoefficienter for prototype 1.

af forbindelsesrøret er varmt i perioder uden solfangerdrift, dels at der opstår temperaturlagdeling i saltlagertanken i perioder uden solfangerdrift. I denne forbindelse bør det nævnes, at en del af forbindelsesrørets isoleringsmateriale er i tæt kontakt med beholderens isolering.

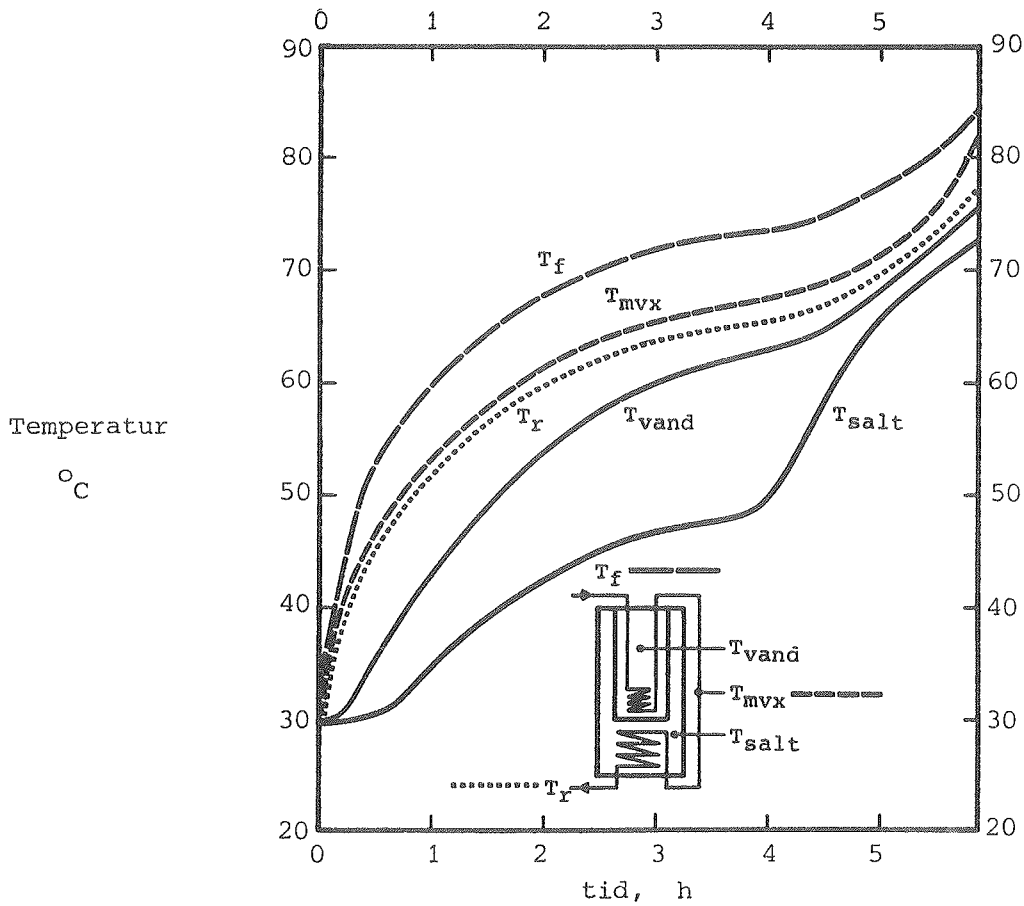
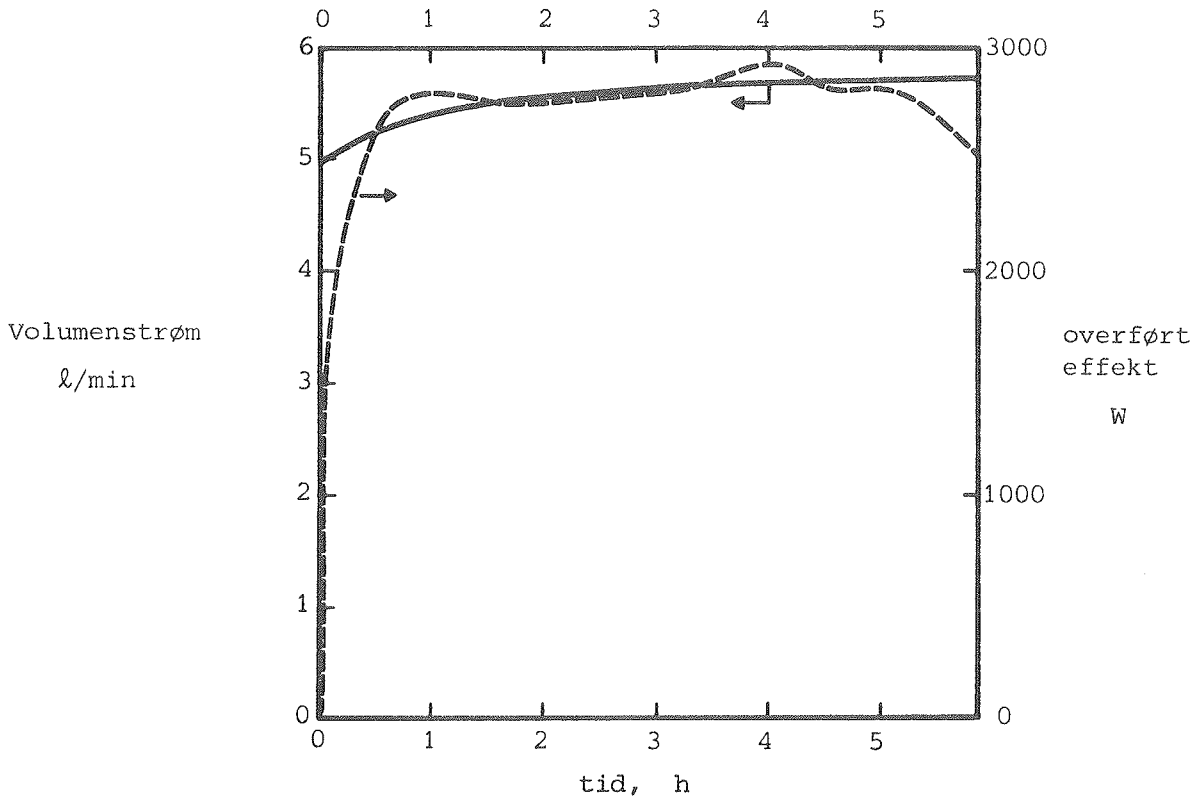
Varmelagerets varmeindhold blev som beskrevet i afsnit 2.1.3 målt igennem et opvarmningsforløb, som varede 5h 53min. Solfangervæskens volumenstrøm, effekttilførslen til varmelageret, de målte solfangervæsketemperaturer samt varmtvandsbeholderens og saltlagertankens gennemsnitlige temperatur  $T_{\text{vand}}$  og  $T_{\text{salt}}$  igennem opvarmningsforløbet fremgår af figur 81. Der optræder ingen mærkbar temperaturlagdeling i varmtvandsbeholderen under opvarmningen, mens der i saltlagertanken er store temperaturforskelle, specielt når salthydratkrystallerne endnu ikke er smeltet. Måleresultaterne fremgår af tabel 38.

Gennemsnitlig lagertemperatur ved opvarmningsstart $T_{\text{start}}$	Gennemsnitlig lagertemperatur ved opvarmnings slutning $T_{\text{slut}}$	Maximal lagertemperatur ved opvarmnings slutning $T_{\text{slut,max}}$	Ændring af lagerets varmeindhold under opvarmningsperioden $Q_{1T_{\text{start}},T_{\text{slut}}}$
29,5°C	74,4°C	76,3°C	55 MJ

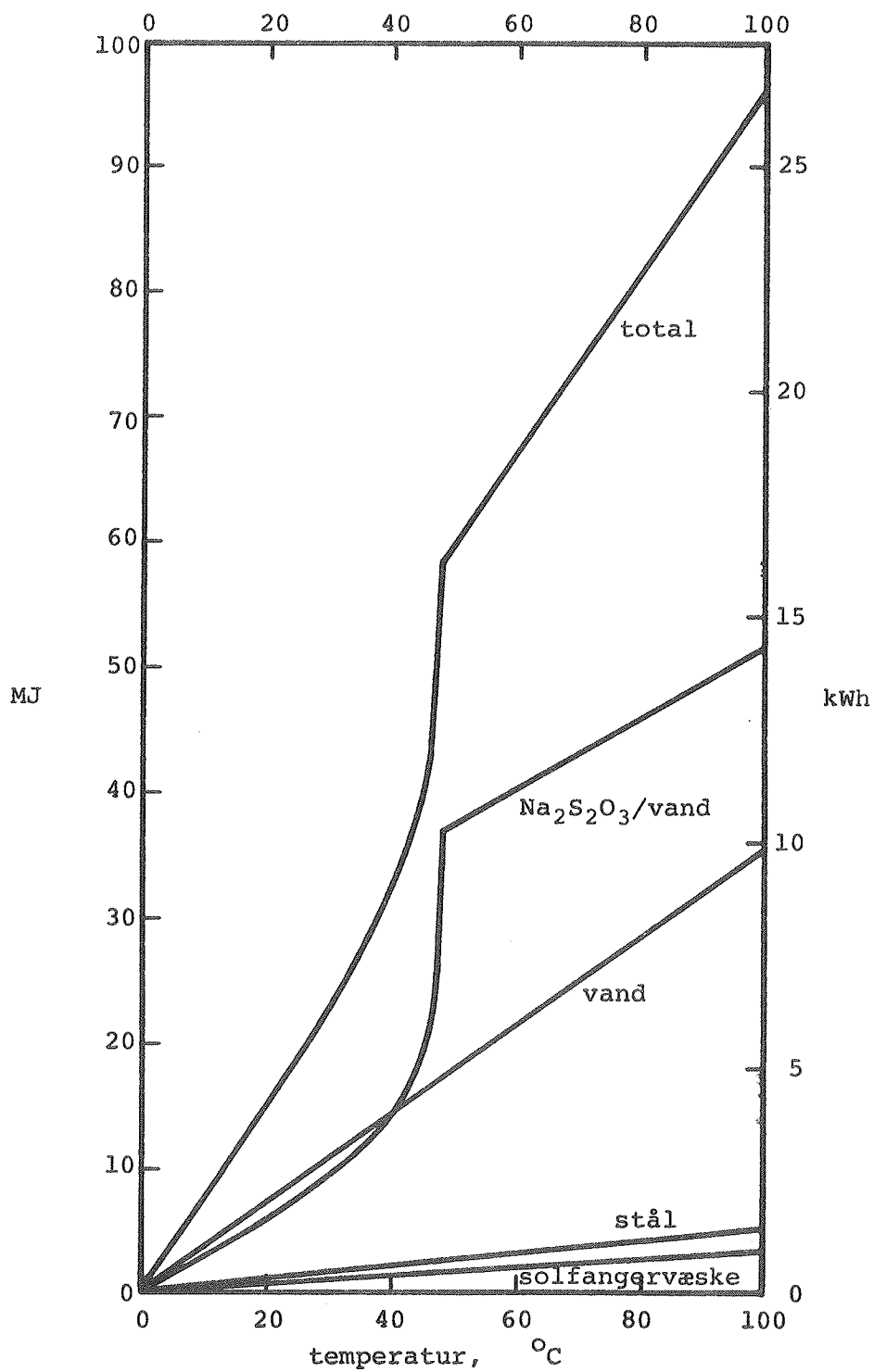
Tabel 38. Måleresultater for opvarmningsforløbet.

Varmelagerets målte varmeindhold i temperaturintervallet fra 29,5°C til 74,4°C svarer godt til lagerets teoretisk beregnede varmeindhold, som er vist på figur 82. Lagerets varmeindhold består af bidrag fra saltvandsblandingen, fra brugsvandet, fra stålet og fra solfangervæsken i lageret. For smeltevarmelagre har temperaturintervallet for opvarmningsperioden altafgørende indflydelse på størrelsen af lagerets varmelagringskapacitet  $C_1$  og varmelagrings effektivitet  $\eta_1$ . Størrelserne for dette opvarmningsforløb,  $C_1 = 1,22 \text{ MJ/}^\circ\text{C}$  og  $\eta_1 = 0,96$ , er derfor ikke af synderlig stor interesse.





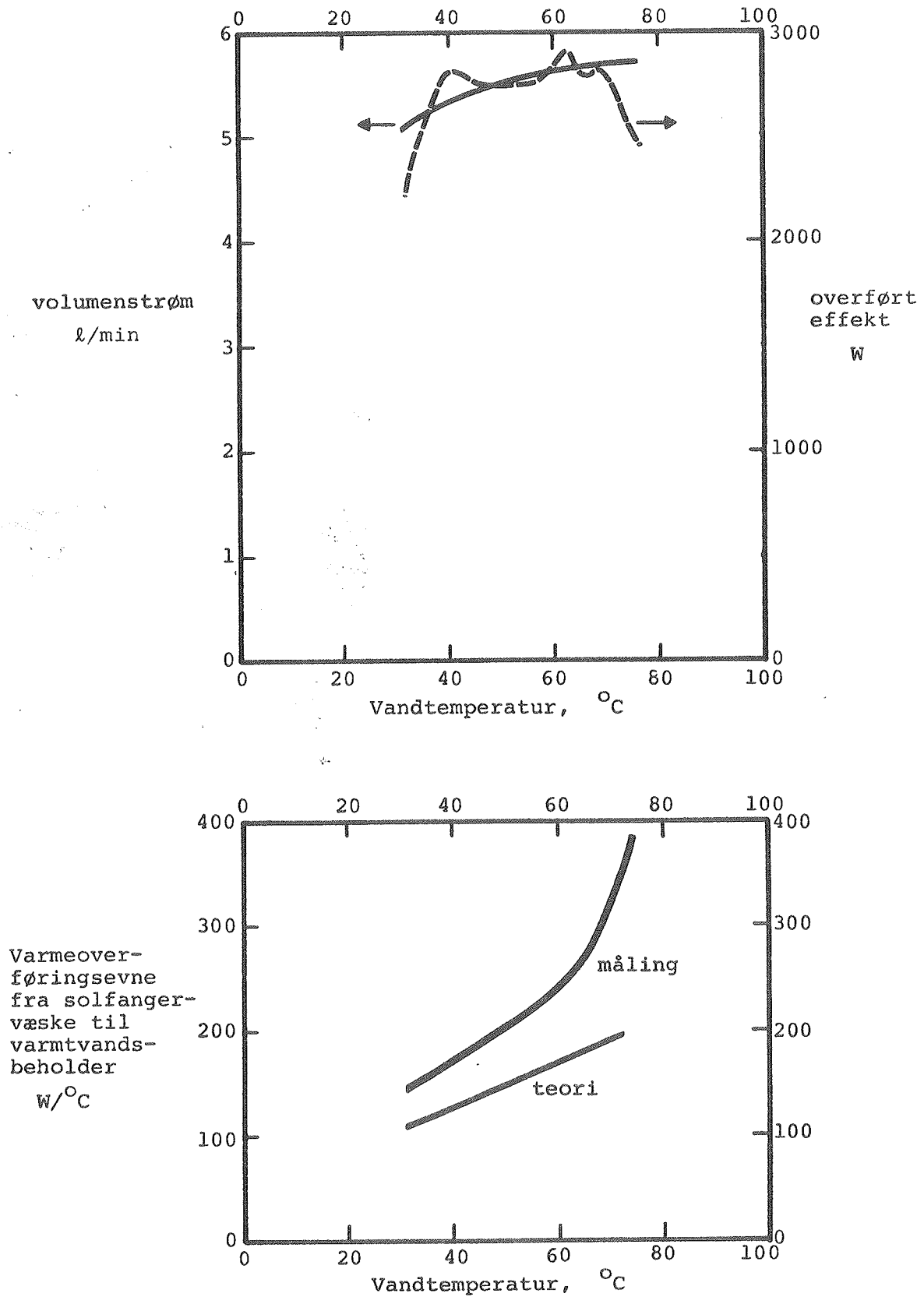
Figur 81. Måleforhold (øverst) og målte temperaturer (nederst) for opvarmningsforløbet.



Figur 82. Varmeindholdet af prototype 1 i temperaturintervallet 0°C - 100°C.

Opvarmningsforløbet benyttes også til måling af varmeoverførings-  
evnen fra solfangervæsken til varmtvandsbeholderen som beskrevet  
i afsnit 2.1.4. Målingen af denne varmeoverføringsevne er base-  
ret på fremløbstemperaturen for solfangervæsken, solfangervæskens  
temperatur i forbindelsesrøret mellem de to varmevekslerspiral-  
dele og varmtvandsbeholdertemperaturen. På figur 83 er måle-  
forholdene og den målte varmeoverføringsevne fra solfangervæsken  
til varmtvandsbeholderen vist som funktion af temperaturen i  
varmtvandsbeholderen. Desuden er vist varmeoverføringsevnen, be-  
regnet ved hjælp af den i [40] opstillede og validerede bereg-  
ningsmodel. Den målte varmeoverføringsevne er betydeligt større  
end den teoretisk beregnede varmeoverføringsevne. Forskellen  
mellem den målte og den beregnede varmeoverføringsevne er særlig  
stor, når brugsvandstemperaturen er høj, altså når smeltingen  
af krystaller er påbegyndt og afsluttet. Varmtvandsbeholderen  
er her omgivet af en væske, hvorfor varmestrømmen fra varmtvands-  
beholderen til saltlagertanken er særlig stor. Der er knyttet  
betydelige vandbevægelser i varmtvandsbeholderen til denne store  
varmestrøm gennem varmtvandsbeholderens sider. Koldt vand strøm-  
mer ned langs varmtvandsbeholderens sider og varmt vand strømmer  
op i lagerets midte. Vandbevægelserne er langt kraftigere end  
vandbevægelserne i velisolerede varmtvandsbeholdere. De kraf-  
tige vandbevægelser medfører, at varmeoverføringsevnen for en  
varmevekslerspiral i en varmtvandsbeholder, som er neddykket i  
en saltlagertank, er større end varmeoverføringsevnen for den  
samme varmevekslerspiral placeret i et velisoleret vandlager. I  
øvrigt medvirker den horisontale temperaturlagdeling i varmtvands-  
beholderen også direkte til at forøge varmeoverføringsevnen fra  
solfangervæsken til varmtvandsbeholderen, idet varmevekslerspi-  
ralens tilslutningsrør er placeret umiddelbart langs varmtvands-  
beholderens forholdsvis kolde sider.

Der er udført en række opvarmningsforsøg med forskellige effekt-  
tilførsler til varmelageret. Varmeoverføringsevnen fra solfanger-  
væsken til varmtvandsbeholderen er meget stor, og forskellen mel-  
lem varmeoverføringsevnen og den teoretisk beregnede varmeover-  
føringsevne er særdeles stor i perioder med små effekttilførsler



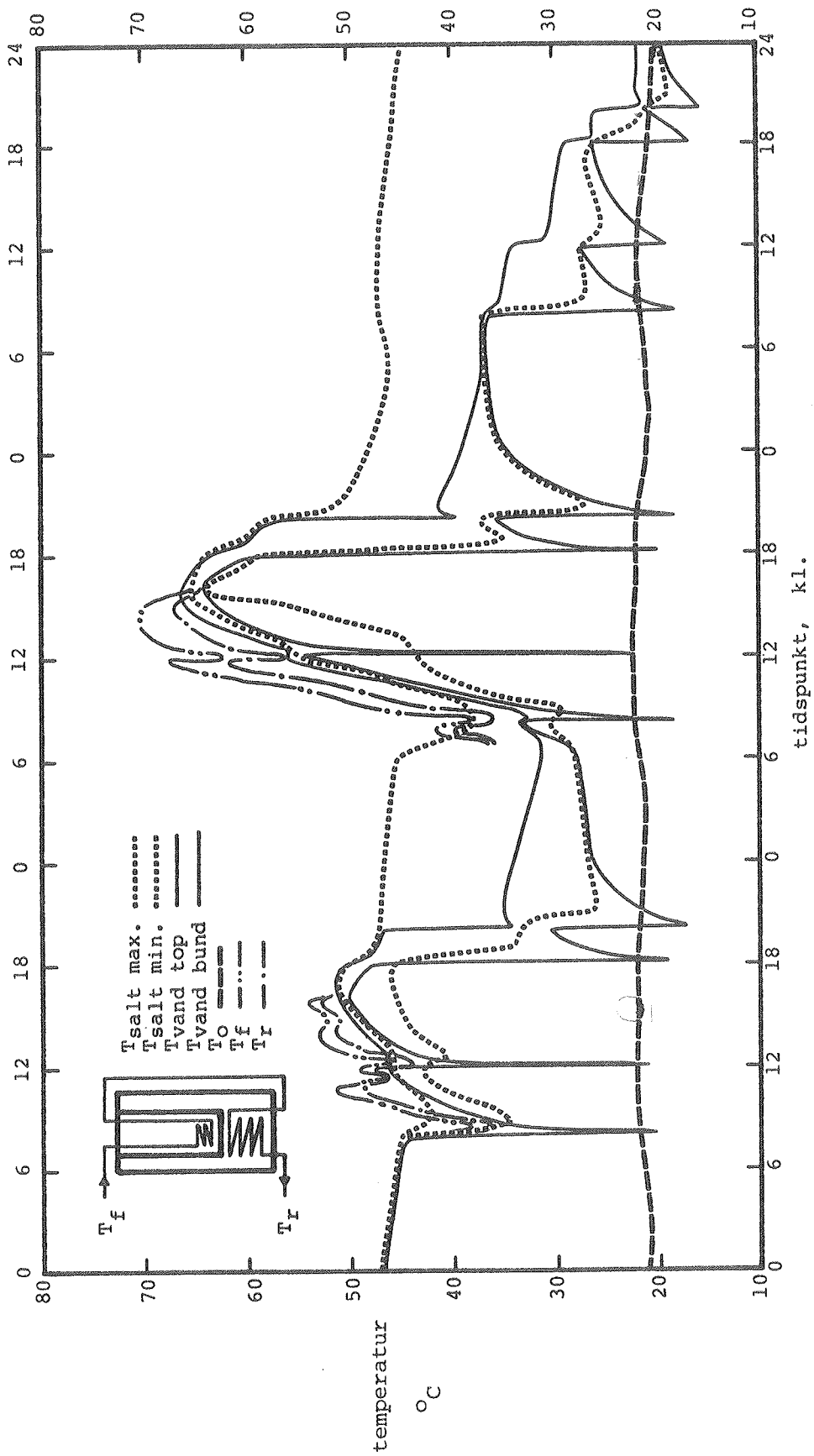
Figur 83. Måleforhold (øverst) og målt og teoretisk beregnet varmeoverføringsevne (nederst).

til varmelageret ved høje brugsvandstemperaturer. For store effekttilførsler er forskellen mellem varmeoverføringsevnen og den teoretisk beregnede varmeoverføringsevne mindre. De varmeoverføringsmæssige forhold for varmelageret er uhyre komplicerede. Der kræves en mængde forsøg for at klarlægge disse forhold fuldstændigt. Disse forsøg er ikke udført, idet lageret ikke er udformet hensigtsmæssigt.

Lagerets dynamiske forhold er undersøgt som beskrevet i afsnit 2.1.5 med solfangerarealet  $5 \text{ m}^2$  og solfangervæskestrømmen  $v = 4,49 + 0,010 \cdot T_f$  l/min. De målte temperaturer i toppen og bunden af varmtvandsbeholderen, saltlagertankens maksimale og minimale temperatur, omgivelsernes temperatur og, når solfangeren er i drift, solfangervæskens fremløbs- og returtemperatur er vist på figur 84. Der opstår store temperaturforskelle i lageret. Specielt er forskellene i saltlagertanken store, og det er vanskeligt at bestemme den gennemsnitlige temperatur i saltlagertanken. Data for varmtvandsforbruget fremgår af tabel 39. De daglige og totale energimængder, som stråler på solfangeren og som tilføres og tappes fra varmelageret, er angivet i tabel 40.

Af figur 84 ses, at lageret er særdeles uheldigt udformet. De høje temperaturer i saltlagertanken, som forefindes i bunden af lagertanken, udnyttes ikke på prøvningens tredje dag, idet varmtvandsbeholderens temperatur her er betydeligt lavere end de høje saltlagertemperaturer. Varmeoverføringsevnen fra saltlagertanken til varmtvandsbeholderen er altså alt for lille. En sandsynlig forklaring på den lille varmeoverføringsevne gives i det følgende.

Efter varmtvandstapninger findes de laveste temperaturer i lageret på bunden af varmtvandsbeholderen. Der dannes derfor først salthydratkrystaller på undersiden af varmtvandsbeholderens bund. Dernæst dannes ud for bunden af varmtvandsbeholderen et vandret krystallag, som udfylder hele saltlagertankens tværsnitsareal. Saltvandsblandingen, som endnu ikke er størknet, opdeles herved i to separate dele, én del under varmtvandsbeholderen og én del omkring varmtvandsbeholderens sider. Krystallaget udgør en



Figur 84. Temperaturforløbet under den dynamiske prøvning.

Tid		Tappevarighed		Tappehastighed	Koldt vandstemperatur		Gennemsnitstemperatur for tappet vand	Tappet vandmængde fra varmtvandsbeh.	Tappet varmemængde	Daglig tappet vandmængde fra varmtvandsbeh.	Daglig tappet varmemængde			
dag	kl.	$\tau_t$	min	$v_v$	$m^3/s$	$T_k$	$^{\circ}C$	$T_v$	$^{\circ}C$	$\ell$	$Q_v$	MJ	$\ell$	MJ
1	8	10		0,000092		16,3		44,9		55,4		6,57	194,6	23,91
	12	5		0,000097		15,9		46,2		29,2		3,67		
	18	10		0,000091		15,5		49,8		54,4		7,72		
	20	10		0,000093		15,4		41,2		55,6		5,95		
2	8	10		0,000093		16,0		33,2		55,6		3,98	195,4	27,67
	12	5		0,000094		15,4		56,2		28,2		4,75		
	18	10		0,000093		15,4		62,5		55,8		10,81		
	20	10		0,000093		15,5		50,7		55,8		8,13		
3	8	10		0,000093		16,1		36,4		55,5		4,69	193,6	11,68
	12	5		0,000093		15,3		33,2		28,0		2,09		
	18	10		0,000092		15,4		27,5		55,2		2,79		
	20	10		0,000092		14,5		23,7		54,9		2,11		

Tabel 39. Data for varmtvandsforbruget under den dynamiske prøvning.

Tid dag	Solstråling på solfanger MJ	Varmemængde tilført varmelager MJ	Varmemængde tappet fra varmelager MJ
1	75,51	15,48	23,91
2	113,71	48,17	27,67
3	0	0	11,68
Total	189,22	63,65	63,26

Tabel 40. Daglige og totale varmemængder for varmelageret under den dynamiske prøvning.

effektiv barriere mellem de to dele. Da  $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$  smelter inkongruent, bliver saltvandsblandingen omkring varmtvandsbeholderens sider undermættet, og kun en lille del af saltvandsblandingen omkring varmtvandsbeholderen tager del i størkningen. Samtidig er varmeoverføringsevnen fra saltvandsblandingen, som er beliggende under varmtvandsbeholderen, til varmtvandsbeholderen meget lille på grund af krystallernes ringe varmeledningssevne og det lille varmeoverføningsareal, som udgøres af varmtvandsbeholderens bund. Opdelingen af saltlagertankens indhold

i to separate dele er altså særdeles uheldig og bør forhindres ved en hensigtsmæssig udformning af varmelageret.

Varmelagerets varmeindhold reduceres som omtalt ikke mærkbart igennem prøvningsperioden. På trods af den beskrevne uheldige lagerudformning opstår der altså ikke så stor afblanding, at lagerets stabilitet ødelægges. Dette kan skyldes den omrøring, som den kompakte varmevekslerspiral i salttankens bund skaber i opvarmningsperioderne.

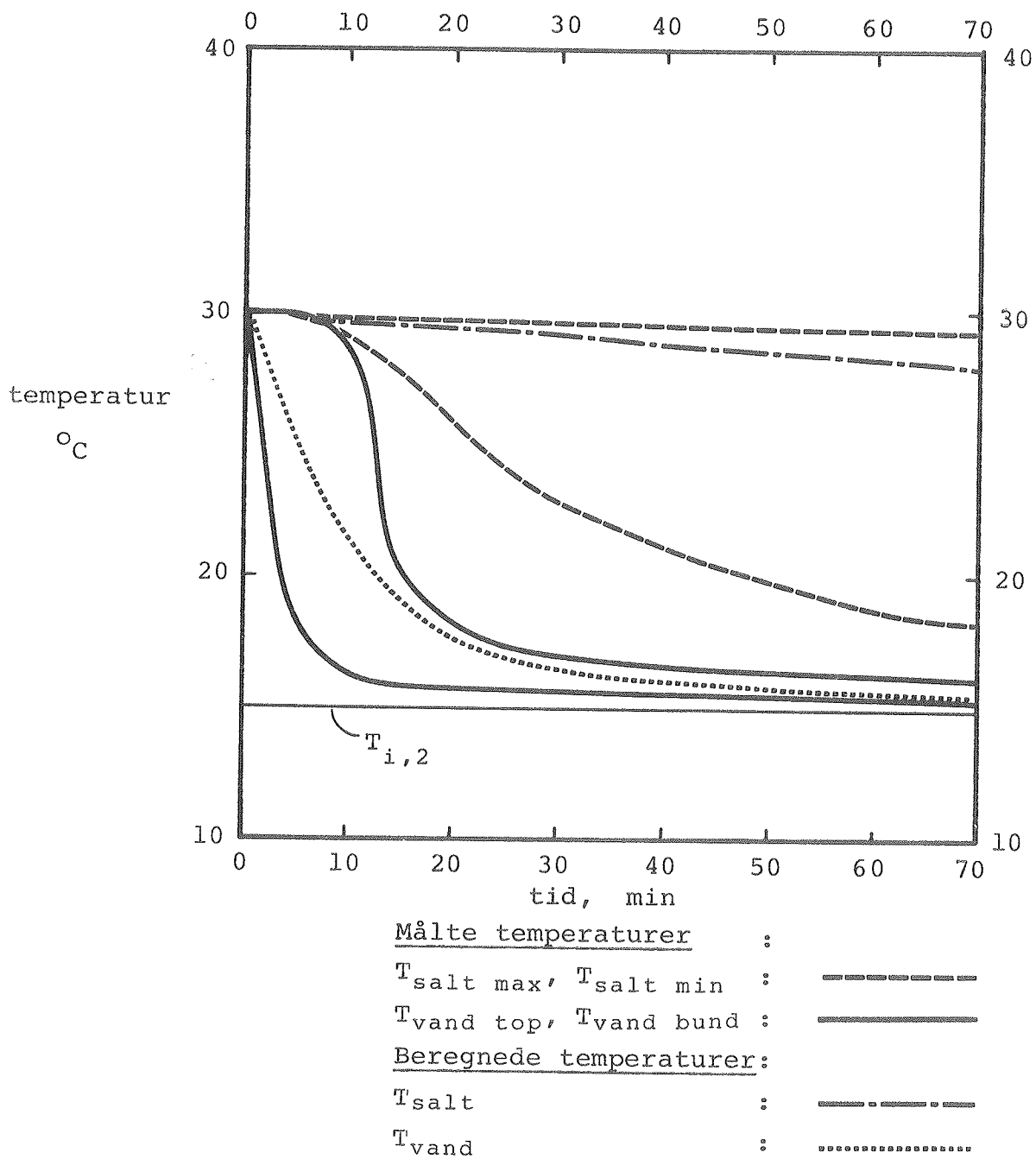
For at vurdere størrelsen af varmeoverføringsevnen fra saltlagertanken til varmtvandsbeholderen udføres tre tappeforsøg. Forsøgene udføres som beskrevet i afsnit 2.2.6, dog tilføres den konstante temperatur  $T_{i,2}$  ikke med solfangervæsken men i stedet for med brugsvandet. Forsøgsbetingelserne og den målte ændring af varmelagerets varmeindhold igennem forsøget for de tre forsøg fremgår af tabel 41.

$T_{i,1}$	29,9 °C	49,8 °C	79,9 °C
$T_{i,2}$	15,0 °C	16,0 °C	16,0 °C
v	0,000127 m <sup>3</sup> /s	0,000136 m <sup>3</sup> /s	0,000064 m <sup>3</sup> /s
$Q_{s,m}(T_{i,1}, T_{i,2})$	12,0 MJ	47,7 MJ	69,9 MJ
Varighed af forsøg	7h 29min	28h 23min	28h 6min

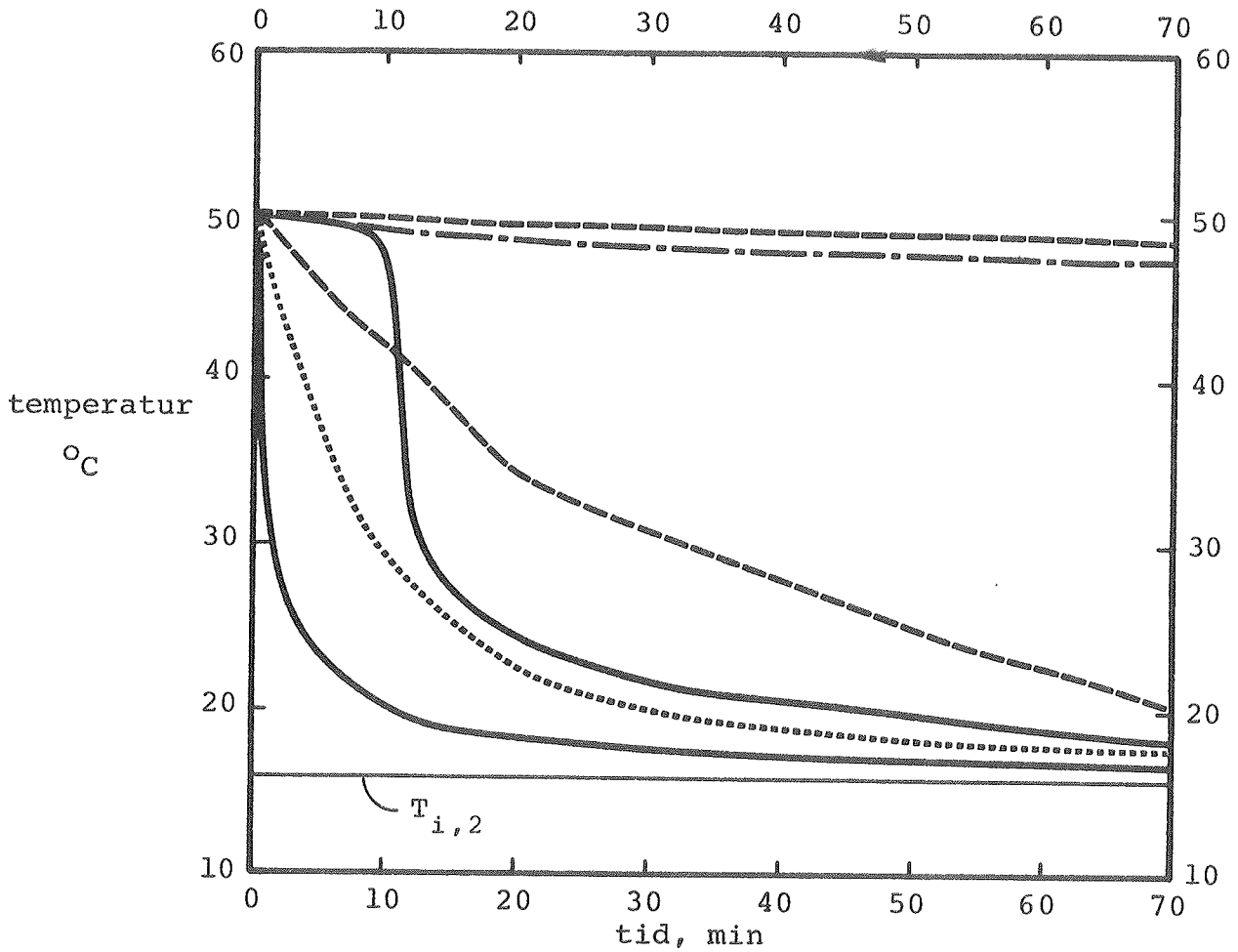
Tabel 41. Data for tre tappeforsøg.

De målte lagertemperaturer i de første 70 min for de tre tappeforsøg er vist på figur 85, 86 og 87. Desuden er vist de beregnede temperaturer af varmtvandsbeholderen og saltlagertanken med en simpel simuleringsmodel, som hverken tager hensyn til temperaturlagdeling i varmtvandsbeholderen eller i saltlagertanken. I simuleringsmodellen er benyttet en varmeoverføringsevne mellem saltlagertanken og varmtvandsbeholderen på 13 W/°C. Af disse







Figur 85. Lagertemperaturer under tappeforsøg med  $T_{i,1} = 29,9^{\circ}\text{C}$ .





Målte temperaturer :

$T_{\text{salt max}}, T_{\text{salt min}}$  : 

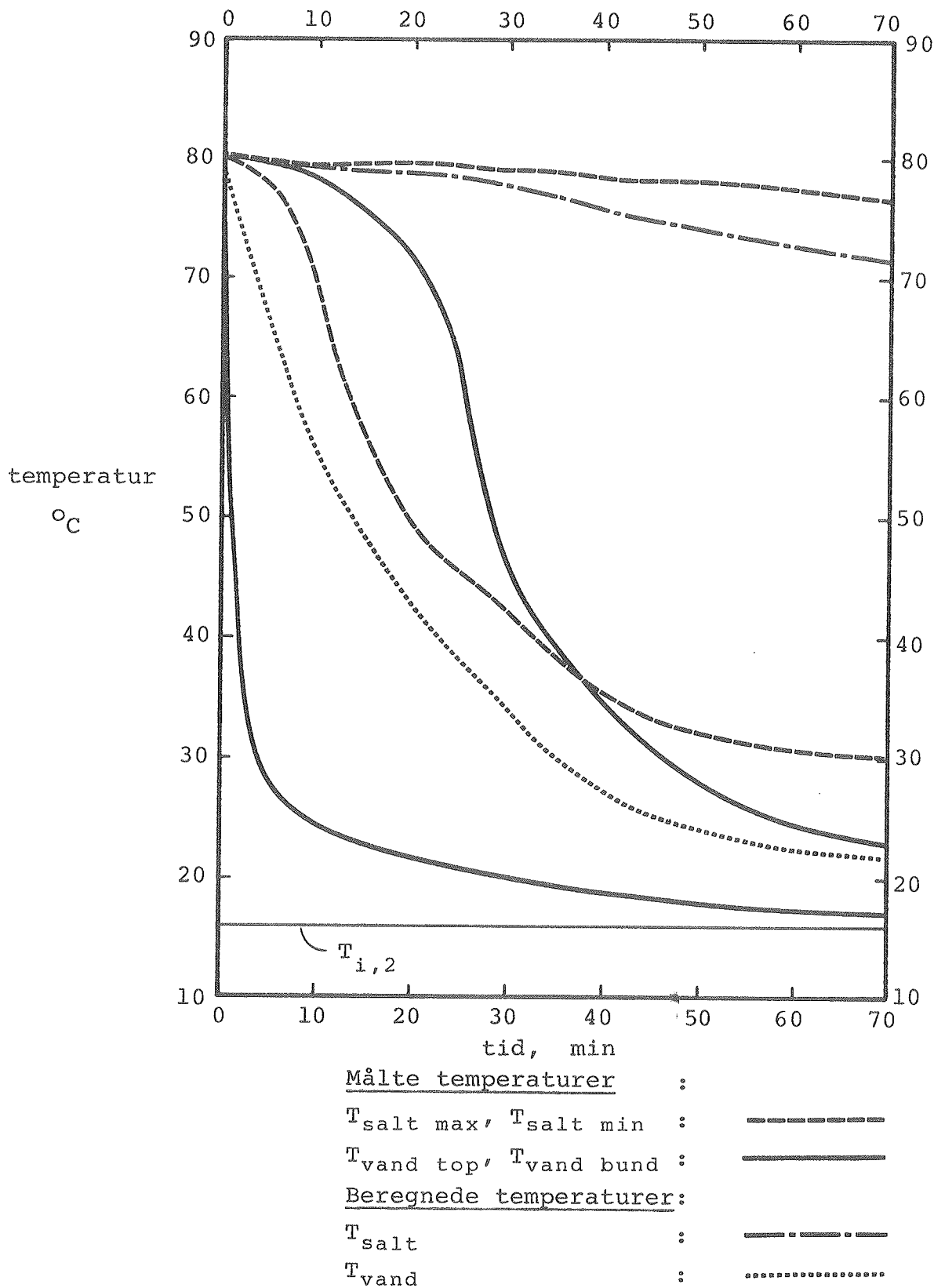
$T_{\text{vand top}}, T_{\text{vand bund}}$  : 

Beregnete temperaturer:

$T_{\text{salt}}$  : 

$T_{\text{vand}}$  : 

Figur 86. Lagertemperatur under tappeforsøg med  $T_{i,1} = 49,8^{\circ}\text{C}$ .



Figur 87. Lagertemperaturer under tappeforsøg med  $T_{i,1} = 79,9^{\circ}\text{C}$ .

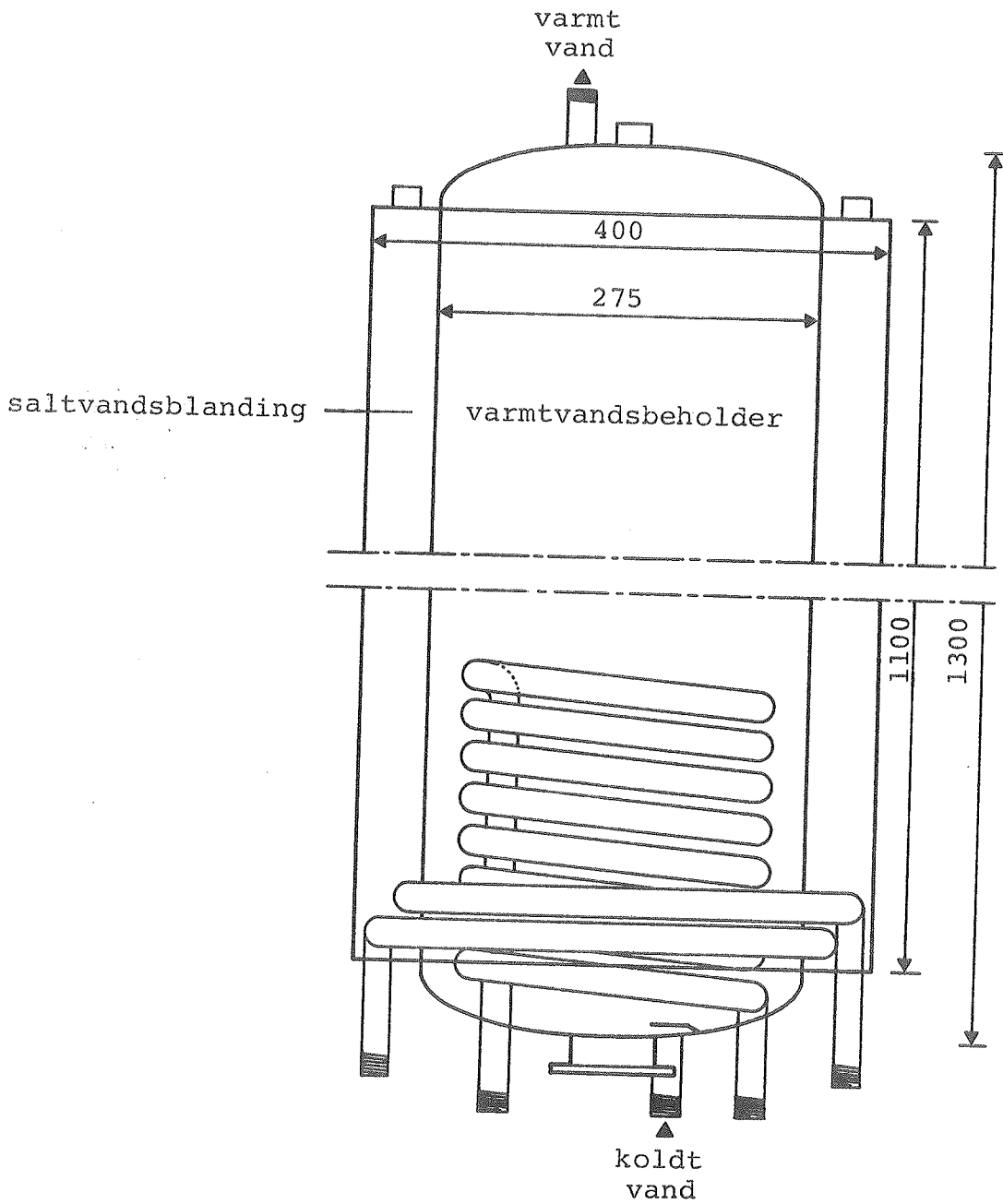
forsøg ses altså, at varmeoverføringsevnen fra saltlagertanken til varmtvandsbeholderen er særdeles lille.

De varmeoverføringsmæssige forhold for varmelageret er i det hele taget meget komplicerede. Detaljerede undersøgelser er nødvendige for at klarlægge disse forhold. På grund af lagerets uheldige udformning er disse undersøgelser ikke udført, og en detaljeret matematisk model, som simulerer lagerets drift, er ikke udviklet.

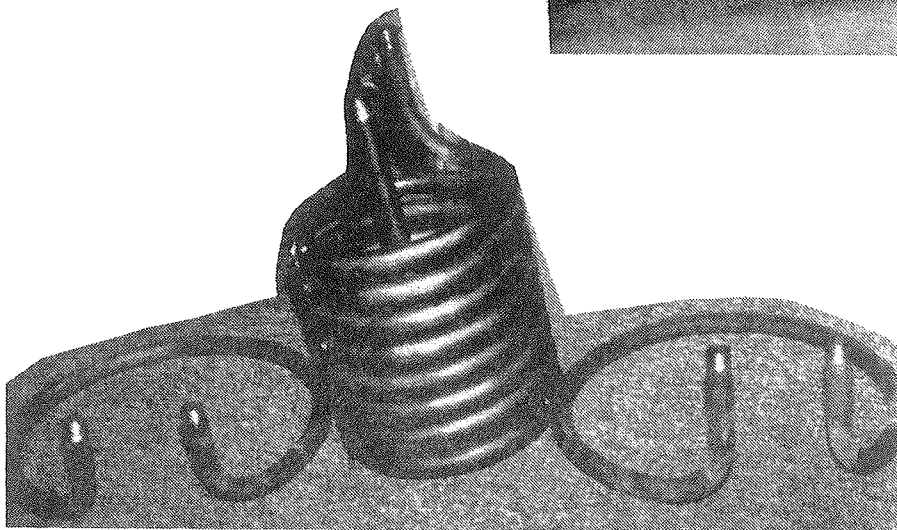
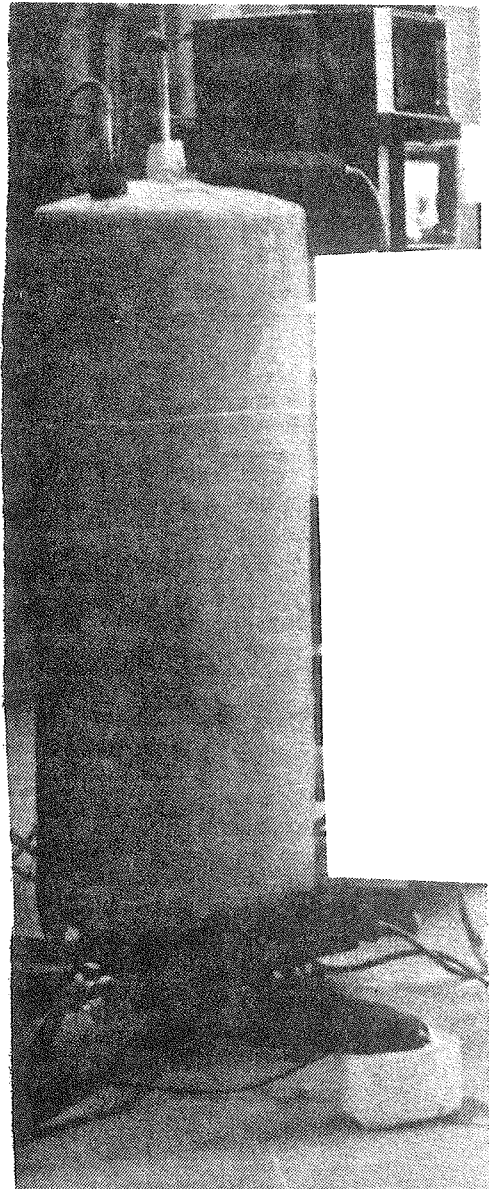
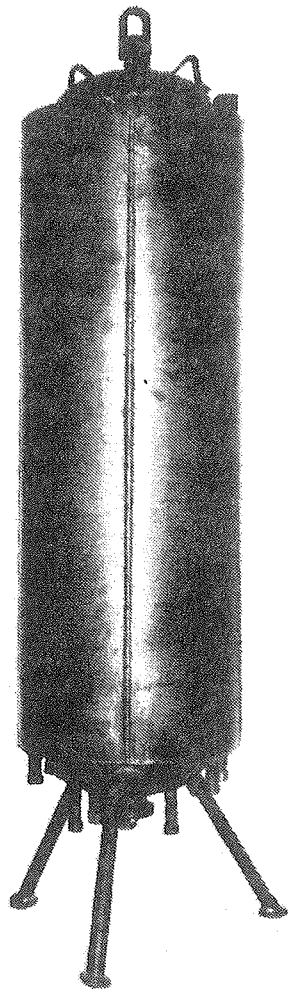
På basis af prøvningerne af prototype 1 blev prototype 2 konstrueret. Hele saltvandsblandingen placeres i en kappe omkring varmtvandsbeholderens sider. Udformningen af prototype 2 fremgår af figur 88 og 89 og tabel 42. Nederst på figur 89 er varmtvandsbeholderens varmevekslerspiral, som er placeret i beholderens nederste 30 cm, og de to korte varmevekslerspiraler, som er placeret nederst i kappen, vist. Varmevekslerspiralerne forbindes således, at varmelageret kan prøves uden varmevekslerspiral i kappen, med en varmevekslerspiral med længden 1 m i kappen eller med en varmevekslerspiral med længden 2 m i kappen og både med og uden varmevekslerspiral i varmtvandsbeholderen.

Lageret er forsynet med en glasstav med en række termoelementer i varmtvandsbeholderen og en plasticstav med en række termoelementer i kappen. Herved muliggøres en registrering af lagerets temperaturer i forskellige niveauer, både i vandet og i saltet, under lagerets prøvning. Som solfangervæske benyttes en 50% (efter vægt) vand/propylenglycol-blanding.

Varmelageret blev prøvet igennem en periode, som varede omtrent tre måneder, ved hjælp af de samme prøvemethoder, som blev benyttet ved prøvningen af prototype 1. Umiddelbart synes lagerets termiske egenskaber under drift at være gode. Varmeoverføringsevnen fra saltvandsblandingen til varmtvandsbeholderen har en rimelig størrelse, lave temperaturer i bunden af varmtvandsbeholderen udnyttes til at forøge solfangerens udbytte, temperaturlagdelingen i varmtvandsbeholderen bevares igennem lang tid i perioder uden solfangerdrift og varmtvandsbeholderen opvarmes hurtigt til



Figur 88. Skematisk illustration af prototype 2.  
Mål i mm.



Figur 89. Prototype 2 med varmevekslerspiraler.

Volumen af varmtvandsbeholder	69 l
Volumen af kappe til saltvandsblandingen	68 l
Volumen af solfangervæske	2 l
Masse af tom prototype	79 kg
Masse af:	
$\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$	61 kg
vand	39 kg
$\text{Na}_2\text{CO}_3$	100 g
total saltvandsblanding	100 kg
Varmevekslerspiral:	
materiale	stål
dimension	1/2"
spirallængde i varmtvandsbeholder	6 m
spirallængde i kappe	2 x 1 m
Beholderisolering:	
materiale	mineraluld
tykkelse	5 cm

Tabel 42. Data for prototype 2.

høje temperaturer. Til gengæld blev lagerets varmeindhold efter kort tid mindre end det teoretisk beregnede varmeindhold, og i løbet af hele prøvningsperioden reduceres varmeindholdet yderligere. Varmelageret virker altså ikke stabilt, hvorfor måleresultaterne ikke vil blive beskrevet.

Efter tre måneders prøvning blev lageret opvarmet til omtrent  $48^\circ\text{C}$ , således at alle krystaller smeltede. Efter at stabilitet var nået, blev sammensætningen af en saltvandsprøve fra toppen af kappen undersøgt. Vægtandelen af vandfrit salt var i denne saltvandsblanding 38%. Som det ses af figur 77 svarer dette ved  $48^\circ\text{C}$  til en undermættet saltopløsning. Sammensætningen svarer til en mættet saltopløsning ved omtrent  $14^\circ\text{C}$ , lagerets laveste temperatur under prøvningsperioden. Endvidere bestod de nederste 30 cm af kappen af et bundfald bestående af uopløst vandfrit salt. Der opstår altså afblanding i kappen på trods af anven-

delsen af ekstra-vand-princippet. Dette skyldes, at den nødvendige svage omrøring af saltvandsblandingen ikke er til stede. Saltvandsblandingen i kappen er altid stillestående.

I perioder med varmetilførsel opvarmes varmtvandsbeholderen hurtigere end saltvandsblandingen, uanset hvorledes solfangervæsken føres gennem varmevekslerspiralsystemet. Dette skyldes den gode termiske kontakt mellem spiralen i bunden af kappen og varmtvandsbeholderens side. Under opvarmningen optræder der ingen nævneværdig temperaturlagdeling i varmtvandsbeholderen. Da den største del af varmetilførslen til saltvandsblandingen, som ved starten af opvarmningen består af et lag krystaller i den nederste del og en mættet saltopløsning i den øverste del af kappen, foregår gennem varmtvandsbeholderens sider, opvarmes væskedelen lige så meget som krystallerne. Derfor bliver væskedelen foroven hurtigt undermættet. Krystallerne, som gradvist smelter, bliver en overmættet saltopløsning og dermed tungere end den ovenfor beliggende undermættede saltopløsning. Saltvandsblandingen er derfor stillestående.

I perioder uden varmetilførsel, hvad enten der tappes varmt vand fra varmtvandsbeholderen eller ej, forefindes de højeste temperaturer i toppen og de laveste temperaturer i bunden af varmtvandsbeholderen. Denne temperaturlagdeling skaber heller ingen omrøring i saltvandsblandingen.

Varmelageret er altså uheldigt udformet, idet den nødvendige svage omrøring i saltvandsblandingen ikke skabes ved hjælp af naturlig konvektion under lagerets drift.

### 5.3.3 Fortsat udviklingsarbejde

Stabiliteten for prototype 1 er god, idet der både under opvarmning og tapning opstår en svag omrøring i saltvandsblandingen. Derimod er lagerets dynamiske egenskaber i forbindelse med solvarmeanlæg ringe. Disse egenskaber er gode for prototype 2, som til gengæld ikke virker stabil. Der er derfor behov for yderligere udviklingsarbejde før et velegnet smeltevarmelager til



solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning er færdigudviklet.

Desværre er det ikke let at udforme lageret på en sådan måde, at lageret både er stabilt og er i besiddelse af optimale dynamiske egenskaber i forbindelse med solvarmeanlæg. Gode dynamiske egenskaber opnås lettest, når der forefindes en temperaturlagdeling med de højeste temperaturer i toppen og de laveste temperaturer i bunden af lageret. Opretholdes en sådan temperaturlagdeling altid, vil saltvandsblandingen til gengæld være stillestående, og der vil opstå stabilitetsproblemer på grund af manglende omrøring.

En lagerudformning, hvor tilstrækkelig kraftig omrøring i saltvandsblandingen skabes på grund af opståede massefyldeforskelle i saltvandsblandingen under lagerets opvarmning eller taping, er naturligvis attraktiv, idet et sådant lager sandsynligvis bliver forholdsvis billigt.

Det bør derfor i det fortsatte udviklingsarbejde undersøges, hvorledes udformningen af opvarmningssystemet og tappesystemet påvirker omrøringens styrke. Desuden bør det undersøges, om opvarmning af saltvandsblandingen udelukkende fra bunden alene kan skabe tilstrækkelig omrøring til at forhindre afblanding, om den omrøring, som skabes i saltvandsblandingen under taping, alene er tilstrækkelig til at forhindre afblanding, eller om en kombination af omrøring skabt under opvarmning og taping, som det er tilfældet med prototype 1, er nødvendig for at forhindre afblanding. Lagerudformningen har afgørende indflydelse på resultatet af disse undersøgelser. Eksempelvis har lagerets højde og fordelingen af den faste og flydende fase i lageret stor betydning i denne forbindelse. Teoretiske overvejelser er derfor ikke tilstrækkelige - praktiske forsøg er nødvendige for at afprøve, om varmelageret er stabilt og i øvrigt er i besiddelse af fordelagtige termiske egenskaber i forbindelse med solvarmeanlæg.

#### 5.4 Status

Fordelen ved smeltevarmelagre er, at varmelagringskapaciteten er stor i et snævert temperaturinterval omkring smeltepunktet. Plads- og isoleringskravene er derfor mindre for disse lagre end for almindelige vandlagre. Særlig attraktive er smeltevarmelagre i anlæg, hvor det er fordelagtigt, at lagertemperaturen i lange perioder holdes på et konstant niveau. Som eksempel herpå kan nævnes solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning om sommeren, hvor man ønsker at slukke oliefyret. I sådanne anlæg er det nemlig specielt fordelagtigt, at lagertemperaturen er større end den ønskede varmtvandstemperatur så længe som muligt. Endelig skal det nævnes, at muligheden for at udnytte temperaturlagdeling i lageret øges på grund af krystallernes ringe varmeledningsevne. Ulempen ved smeltevarmelagre er, at lagerudformningen bliver forholdsvis kompliceret og dermed dyr.

En række hensyn skal tages og en række problemer skal løses i forbindelse med udformningen af smeltevarmelagre til aktive solvarmeanlæg:

- et velegnet varmelagringsmateriale skal vælges
- varmelagringsmaterialet skal virke stabilt
- underafkøling skal forhindres
- varmeoverførslen fra varmelageret til brugsvandet og til det varmetransporterende medium skal være tilstrækkelig stor
- varmelagerets termiske egenskaber i forbindelse med solvarmeanlæg skal være gode
- varmeoverføringsevnen fra solfangervæsken til varmelageret skal være tilstrækkelig stor
- lageret skal være rimeligt billigt.

En række uorganiske salhydrater har vist sig velegnede som varmelagringsmaterialer i forbindelse med smeltevarmelagre til aktive solvarmeanlæg. Varmelagringsmaterialets stabilitet kan

opnås på mange måder. For eksempel har ekstra-vand-princippet vist sig at løse afblandingsproblemet effektivt, når blot der sørges for en svag omrøring i saltvandsblandingen flydende fase. Det bør i det videre udviklingsarbejde klarlægges, på hvilke måder denne omrøring billigt kan tilvejebringes. Underafkøling kan forhindres ved at anvende et tilsætningsmateriale med samme krystalform som salthydratkrystallerne som krystallisationskim eller ved at undlade at smelte alle salthydratkrystallerne i lageret.

De varmeoverføringsmæssige forhold for lageret, lagerets termiske egenskaber i forbindelse med solvarmeanlæg og lagerets pris er nøje knyttet til lagerets udformning.

Der er behov for yderligere udviklingsarbejde for at udvikle et stabilt, billigt og velegnet smeltevarmelager til solvarmeanlæg. En sammenligning mellem smeltevarmelagre og vandlagre kræver udover viden om lagerets anvendelse et nøje kendskab til smeltevarmelagerets udformning og virkemåde. Det er derfor for tidligt at foretage en sammenligning mellem smeltevarmelagre og vandlagre.

## 6. KONKLUSION

De udviklede danske prøvemeter benyttes til at måle varmelagerets varmetabskoefficient både under solfangerdrift og under et afkølingsforløb, varmelagerets varmelagringskapacitet og varmelagrings effektivitet og varmeoverføringsevnen fra solfangervæsken til varmelageret. Desuden klarlægges de dynamiske forhold for varmelageret ved hjælp af prøvemeterne. Det er forholdsvis let og hurtigt at prøve varmelagre ved hjælp af de udviklede danske prøvemeter. Prøvningsresultaterne giver gode oplysninger om varmelagrenes egnethed i forbindelse med solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning.

Prøvemeterne udgør grundlaget for prøvningsarbejdet, som er udført i Danmark inden for solvarmelagerområdet. De markedsførte varmelagre er forbedret væsentligt igennem de sidste fire år. Prøvningsarbejdet og erfaringerne, som er opnået gennem dette arbejde, har i stor udstrækning medvirket til denne forbedring. Det vurderes derfor, at prøvemeterne har været og, i forbindelse med udvikling af effektive varmelagre til solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning, også fremover vil være af stor betydning ved udviklingen af optimale solvarmeanlæg.

Målet med udviklingsarbejdet vedrørende fælles europæiske prøvemeter er black box tests, som er velegnede til prøvning af forskellige varmelagertyper til forskellige solvarmeanlæg. Black box tests er fordelagtige i forbindelse med prøvning af varmelagre med komplicerede interne temperaturforhold, fx smeltevarmelagre. Disse prøvemeter udnytter altså ikke muligheden for at måle varmelagerets temperaturer. Herved kompliceres prøvemeterne naturligvis i forhold til de simple danske prøvemeter. Da erfaringerne med de europæiske prøvemeter er sparsomme, og da alle prøvningsbetingelserne endnu ikke er fastlagt, må prøvemeterne betragtes som foreløbige. Der er behov for yderligere arbejde med udvikling af metoderne, før de er direkte anvendelige i forbindelse med prøvning af forskellige markedsførte varmelagre.

Varmelagre kan let tilsluttes de opbyggede prøvestande. Prøvestandene er simple at styre. Målesystemet er rimeligt nøjagtigt. Prøvestandene er derfor velegnede til prøvning af varmelagre ved hjælp af de forskellige prøvemethoder.

En detaljeret matematisk model, som simulerer de termiske egenskaber for varmtvandsbeholdere med en indbygget varmevekslerspiral, er opstillet og valideret ved hjælp af forsøg. I forhold til tidligere anvendte simuleringsmodeller beskriver modellen mere detaljeret de varmeoverføringsmæssige forhold for varmevekslerspiralen. Desuden beregnes temperaturlagdelingen i varmelageret mere nøjagtigt end med tidligere benyttede simuleringsmodeller, idet der både tages hensyn til vandets udvidelse og sammentrækning under driften og de i lageret optrædende vandstrømninger, som forårsages af varmelagerets varmetab. Det vurderes, at simuleringsmodellen er så detaljeret, at en optimering af varmelagerets udformning er mulig ved hjælp af simuleringsmodellen.

Da simuleringsmodellen tilmed er mindre tidkrævende og dermed billigere end de tidligere anvendte simuleringsmodeller (på grund af anvendelsen af "Tridiagonal-algoritmen" ved beregningen af temperaturerne) udgør den opstillede model fremover grundlaget for arbejdet vedrørende optimering af solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning. Ved hjælp af ydeevneberegninger med modellen og økonomiske betragtninger for forskellige udformninger af solvarmeanlægget er det muligt at optimere udformningen af varmelageret og styresystemet.

Ydeevneberegninger er foretaget for forskellige solfangerarealer, styresystemer, volumenstrømme og lagerudformninger i form af forskellige lagervolumener, varmevekslerspiraler, højde/diameter-forhold, isoleringsforhold, godstykkelser og udformninger af tappesystemet. Særlig stor indflydelse på ydelsen har en eventuel kuldebro placeret i varmelagerets top.

Eksempelvis kan en kuldebro på  $4 \text{ W/}^\circ\text{C}$  placeret her reducere energibesparelsen, som opnås med solvarmeanlægget, med omtrent 30%. De øvrige undersøgte variationer i udformningen har mindre indflydelse på ydelsen. Til gengæld kan de have en ikke ringe indflydelse på anlæggets pris. Eksempelvis har styresystemets start- og stopdifferens kun begrænset indflydelse på ydelsen, når blot stopdifferensen ikke bliver for stor, dvs. når blot pumpen ikke stoppes for tidligt. Det er derfor muligt at benytte et simpelt og billigt styresystem uden temperaturfølere og herved forbedre forholdet mellem ydelse og pris for solvarmeanlægget. Der er på mange områder mulighed for at forbedre de i dag markedsførte varmelagre og systemer betydeligt. Den udviklede matematiske model er således værdifuld i forbindelse med den fortsatte udvikling af solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning.

Problemerne vedrørende smeltevarmelagre er beskrevet. Et princip, ekstra-vand-princippet, som løser stabilitetsproblemet, er udviklet. To forskellige smeltevarmelagre til solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning er undersøgt ved hjælp af prøvninger i de opbyggede prøvestande. På basis heraf er det vurderet, hvorledes arbejdet vedrørende udvikling af et velegnet smeltevarmelager til solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning kan fortsættes.

## SUMMARY

Danish and European test procedures for heat storages for solar heating systems have been developed. The suitability of the test procedures has been evaluated by means of calculations of the accuracies of the measurements and by means of the experiences gained by the tests.

Test facilities for heat storages for solar heating systems for domestic hot water supply have been built. The accuracy of the measuring equipment of the test facilities has been investigated in detail.

The type of heat storage consisting of a hot water tank with a built-in heat exchanger spiral has been investigated thoroughly. A detailed computer model simulating the thermal behaviour of this type of heat storage, in periods with heat supply as well as in periods without heat supply, has been developed. The computer model has been validated by means of experiments. Special tests as well as the above mentioned developed test procedures were used for the validation.

The yearly thermal performance for small solar heating systems for domestic hot water supply has been calculated based on the Danish Test Reference Year and the validated computer model with different designs of the control system and of the heat storage. Based on these calculations it is possible to optimize the design of the heat storage.

The problems concerning the stability of heat of fusion storages as well as a principle solving the stability problems, have been mentioned. Different heat of fusion storages making use of the principle, have been described. Two heat of fusion storages for solar heating systems for domestic hot water supply have been developed. These storages have been investigated by means of experiments in the test facilities. Based on these experiments it is assessed how the work concerning development of a suitable heat of fusion storage for solar heating systems for domestic hot water supply can be continued.





SYMBOLLISTE

Visse steder anvendes der samme symbol for flere størrelser, men det vil ved omtalen af udtrykket fremgå, hvilken størrelse, der aktuelt anvendes.

Symbol	Beskrivelse	Enhed
A	Varmevekslerspiralens overfladeareal	$m^2$
a	Konstant	$J/m^3 \text{ } ^\circ C$
$A_f$	Konstant	$m^3/s$
AKSO	Solfangerens effektive varmekapacitet	$J/^\circ C$
AKVX	Varmekapaciteten af varmevekslerspiralen inklusiv varmekapaciteten for solfangervæsken i varmevekslerspiralen	$J/^\circ C$
AR	Solfangerareal	$m^2$
b	Konstant	$J/m^3 (^\circ C)^2$
$B_f$	Konstant	$m^3/s \text{ } ^\circ C$
c	Konstant	$W/^\circ C$
CI(I)	Varmelagringskapaciteten for lag I	$J/^\circ C$
$C_p$	Varmefylde for solfangervæske	$J/kg \text{ } ^\circ C$
$C_{pb}$	Beholdermaterialets varmfylde	$J/kg \text{ } ^\circ C$
$C_{pr}$	Varmefylde for solfangerkredsens rørmateriale	$J/kg \text{ } ^\circ C$
$C_{pv}$	Brugsvandets varmfylde	$J/kg \text{ } ^\circ C$
$C_{pvx}$	Varmevekslerspiralmaterialets varmfylde	$J/kg \text{ } ^\circ C$
$C_1$	Varmelagerets varmelagringskapacitet	$J/^\circ C$

$c_2$	Konstant	$W/^\circ C$
$c_3$	Konstant	$W/^\circ C$
$d$	Konstant	$W/^\circ C^2$
$d_i$	Varmelagerets indvendige diameter	m
$d_{ia}$	Indvendig diameter af rør i solfangerkreds	m
$d_{ivx}$	Varmevekslersspiralens indvendige diameter	m
$DM(I)$	Vandmasseændring for lag I igennem tidsspring	kg
$d_y$	Varmelagerets udvendige diameter	m
$d_{yr}$	Udvendig diameter for rør i solfangerkredsen	m
$d_{yvx}$	Varmevekslersspiralens udvendige diameter	m
$d_2$	Konstant	$W/(^\circ C)^2$
$d_3$	Konstant	$W/(^\circ C)^2$
$E$	Elektrisk effekt som tilføres lageret	W
$e_b$	Isoleringstykkelse på varmelagerets bund	m
$e_r$	Isoleringstykkelse for rør i solfangerkredsen	m
$e_s$	Isoleringstykkelse på varmelagerets sider	m
$e_t$	Isoleringstykkelse på varmelagerets top	m
$FTAB(I)$	Varmetab, som flyttes fra lagene over lag I til lag I	W

GR(I)	Temperaturlagdeling mellem lag I og lag I+1	$^{\circ}\text{C}/\text{m}$
H	Varmeoverføringsevne fra solfanger- væske til varmelager	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
h	Varmelagerets udvendige højde	m
$h_i$	Varmelagerets indvendige højde	m
$H_{\text{inde}}$	Varmetabskoefficient pr. rørlængde- enhed for rør beliggende inde i huset	$\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$
$H_{\text{max}}$	Størst mulige størrelse af H	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$H_{\text{min}}$	Mindst mulige størrelse af H	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$H_{\text{ude}}$	Varmetabskoefficient pr. rørlængde- enhed for rør beliggende uden for huset	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
I	Lagnummer	ubenævnt
I	Solintensitet på solfangeren	$\text{W}/\text{m}^2$
i	Indeks, som tilføjet de øvrige symboler angiver, at der er tale om en gennemsnitsværdi gennem tids- perioden $\Delta\tau$	
K	Varmetabskoefficient for forsøgs- kasse i måleopstilling	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$K_{\text{bund}}$	Varmetabskoefficient for varmt- vandsbeholderens bund	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$K_d$	Varmelagerets varmetabskoefficient når solfangeren er i drift	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$k_o$	Solfangerens varmetabskoefficient	$\text{W}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}$
$K_s$	Varmelagerets varmetabskoefficient når solfangeren ikke er i drift	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$

$K_{side}$	Varmetabskoefficient for varmtvandsbeholderens sider	$W/^{\circ}C$
$K_{top}$	Varmetabskoefficient for varmtvandsbeholderens top	$W/^{\circ}C$
$K_1$	Varmetabskoefficient for del af varmtvandsbeholder	$W/^{\circ}C$
$K_2$	Varmetabskoefficient for del af varmtvandsbeholder	$W/^{\circ}C$
$K_3$	Varmetabskoefficient for del af varmtvandsbeholder	$W/^{\circ}C$
$M(I)$	Vandmasse i lag I	kg
$M_{gml}(I)$	Vandmasse i lag I ved tidsspringets start	kg
$N$	Antal lag som varmtvandsbeholderen opdeles i	ubenævnt
$N$	Antal tidsspring i opvarmningsforløbet	ubenævnt
$NA$	Antallet af dage hvor oliefyret kan slukkes	dage
$PE$	Cirkulationspumpens effekt som tilføres solfangerkredsen	W
$P(I)$	Hjælpestørrelse ved omfordeling af varmetabet	ubenævnt
$\dot{Q}_{hx}(\tau_{cf})$	Varmeoverføringsevne igennem opladningstiden	$W/^{\circ}C$
$Q_1$	Varmelagerets varmeindhold	J
$Q_1(T_{i,1}, T_o, \tau_{sb})$	Varmetabet i perioden uden solfangerdrift	J

$Q_{1,T_{start},T_{slut}}$	Varmelagerets varmeindhold i temperaturintervallet mellem $T_{start}$ og $T_{slut}$	J
$Q_{s,m}(T_{i,1},T_{i,2})$	Varmelagerets målte varmeindhold i temperaturintervallet fra $T_{i,1}$ til $T_{i,2}$	J
$Q_{s,t}(T_{i,1},T_{i,2})$	Varmelagerets teoretiske varmeindhold i temperaturintervallet fra $T_{i,1}$ til $T_{i,2}$	J
$Q_t$	Varmemængde tilført lageret i perioden med varigheden $\tau_p$	J
$Q_{tab}$	Varmetab for varmelager	W
$Q_{tilf}$	Varmemængde tilført varmelageret under opvarmingsperiode	J
$Q_u$	Tilført effekt til varmelager	W
$Q_v$	Varmemængde tappet fra lageret igennem perioden med varigheden $\tau_t$	J
RL	Solfangerkredsens totale rørlængde	m
RLIF	Længden af solfangerkredsens fremløbsrør til varmelageret beliggende inde i huset	m
RLIR	Længden af solfangerkredsens returør fra varmelageret beliggende inde i huset	m
RLUF	Længden af solfangerkredsens fremløbsrør til varmelageret beliggende uden for huset	m
RLUR	Længden af solfangerkredsens returør fra varmelageret beliggende uden for huset	m
ROMVAK	Varmekapaciteten af solfangerkredsens rørsystem	J/°C

RTAB	Solfangerkredsens varmetab	W
SD	Sommerdækningsgraden, dvs. den del af varmtvandsforbruget i perioden maj-september (incl), som solvarmeanlægget leverer	%
SFKVAK	Solfangerkredsens varmekapacitet	J/°C
SFLK	Solfangerens effektive varmekapacitet pr. m <sup>2</sup> solfanger	J/°C m <sup>2</sup>
SFVRVA	Varmekapaciteten af solfangervæsken i solfangerkredsen	J/°C
SOLKA	Ændring af effekttilførsel til varmelager forårsaget af solfangerkredsens temperaturændring	W
SU	Solfangerudbytte	W
S <sub>x</sub>	Ubestemthed af x	
T	Temperatur	°C
T <sub>f</sub>	Solfangervæskens fremløbstemperatur til varmelager	°C
T <sub>f<sub>gml</sub></sub>	Solfangervæskens fremløbstemperatur til varmelageret ved tidsspringets start	°C
T <sub>gml</sub> (I)	Temperaturen af lag I ved tidsspringets start	°C
T <sub>h</sub>	Varmelagertemperatur ved slutning af opvarmningsperiode	°C
T(I)	Temperaturen af lag I	°C
T <sub>i,1</sub>	Solfangervæskens fremløbstemperatur ved starten af forsøg	°C
T <sub>i,2</sub>	Solfangervæskens fremløbstemperatur ved slutningen af forsøg	°C

$T_k$	Temperaturen af det kolde vand, som tilføres varmelageret under tapning	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{korr}}(\text{I})$	Temperaturen af lag I korrigeret for vandmassebevægelser	$^{\circ}\text{C}$
$T_l$	Gennemsnitslagertemperatur	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{ms}}$	Middeltemperatur af solfangervæsken i solfangeren	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{mvx}}$	Solfangervæskens temperatur imellem smeltevarmelagerets to varmevekslerspiraler	$^{\circ}\text{C}$
$T(0)$	Temperaturen af det kolde vand, som tilføres varmelageret under tapning	$^{\circ}\text{C}$
$T_o$	Varmelagerets omgivende temperatur	$^{\circ}\text{C}$
$T_r$	Solfangervæskens returtemperatur fra varmelager	$^{\circ}\text{C}$
$T_{r\text{gml}}$	Solfangervæskens returtemperatur fra varmelageret ved tidsspringets start	$^{\circ}\text{C}$
$T_{ri}$	Rørtemperatur af solfangerkredsen beliggende inde i huset	$^{\circ}\text{C}$
$T_{ri\text{gml}}$	Rørtemperatur af solfangerkredsen beliggende inde i huset ved tidsspringets start	$^{\circ}\text{C}$
$T_r(t)$	Solfangervæskens returtemperatur til tidspunktet $t$	$^{\circ}\text{C}$
$T_{ru}$	Rørtemperaturen af solfangerkredsen beliggende uden for huset	$^{\circ}\text{C}$
$T_{ru\text{gml}}$	Rørtemperatur af solfangerkredsen beliggende uden for huset ved tidsspringets start	$^{\circ}\text{C}$
$T_{r\text{ør}}$	Solfangerkredsens temperatur	$^{\circ}\text{C}$

$T_{\text{salt}}$	Gennemsnitstemperatur af saltvands- blandingen i smeltevarmelageret	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{salt max}}$	Maksimal temperatur i saltvands- blandingen i smeltevarmelageret	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{salt min}}$	Minimal temperatur i saltvands- blandingen i smeltevarmelageret	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{sl}}$	Varmelagerets gennemsnitstemperatur ved slutning af afkølingsperioden	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{slut}}$	Varmelagerets gennemsnitstemperatur ved slutning af opvarmningsperioden	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{slut,max}}$	Højeste temperatur i varmelageret ved opvarmningsens slutning	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{solf}}$	Solfangertemperaturen	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{solf gml}}$	Solfangertemperatur ved tids- springets start	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{st}}$	Varmelagerets temperatur ved starten af en afkølingsperiode	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{start}}$	Varmelagerets gennemsnitstemperatur ved starten af opvarmningsperiode	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{ude}}$	Udelufttemperatur	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{v}}$	Temperatur af brugsvand tappet fra varmelager	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{vand}}$	Gennemsnitstemperatur af varmtvands- beholderen i smeltevarmelageret	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{vand bund}}$	Temperaturen i bunden af varmtvands- beholderen i smeltevarmelageret	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{vand top}}$	Temperaturen i toppen af varmtvands- beholderen i smeltevarmelageret	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{v}\emptyset}$	Ønsket varmtvandstemperatur	$^{\circ}\text{C}$



t	Tid	s
t <sub>1</sub>	Tid	s
t <sub>2</sub>	Tid	s
U	Varmeoverføringskoefficient for varmevekslerspiralen fra solfanger- væsken til varmelageret	W/m <sup>2</sup> °C
v	volumenstrøm i solfangerkreds	m <sup>3</sup> /s
V(I,J)	Volumenstrøm under tapning i skillelinien mellem lag I og lag I+1 med temperaturen T(J-1)	m <sup>3</sup> /s
VOL(I)	Vandvolumen i lag I	m <sup>3</sup>
VTA	Vandvolumen som tappes fra systemet	m <sup>3</sup>
V <sub>tf</sub>	Solfangervæskens volumen i varme- lageret	m <sup>3</sup>
v <sub>v</sub>	Volumenstrøm af brugsvand fra varmelageret under tapning	m <sup>3</sup> /s
VX	Varmevekslerspiralens længde	m
XD(I)	Vandmasse flyttet mellem lag I-1 og lag I igennem tidsspringet	kg
XK(I)	Konduktans ved varmeledning mellem lag I+1 og lag I	W/°C
XKT(I)	Varmetabskoefficient for lag I	W/°C
Y(I)	Varmestrøm tappet fra lag I	W
ZTAB(I)	Teoretisk varmetab fra lag I	W
ZTAB <sub>side</sub> (N)	Teoretisk varmetab fra varme- lagerets side i lag N	W
ZTAB <sub>top</sub> (N)	Varmetab fra varmelagerets top	W

$\alpha$	Beholdermaterialiets varme- udvidelseskoefficient	m/m °C
$\alpha(I)$	Hjælpestørrelse ved omfordeling af varmetabet	ubenævnt
$\Delta Q_1$	Ændring af varmelagerets varme- indhold i et tidsspring	J
$\Delta T_{i,e}$	Differencen mellem solfangervæskens fremløbs- og returtemperatur	°C
$\Delta T_{start}$	Styresystemets startdifferens	°C
$\Delta T_{stop}$	Styresystemets stopdifferens	°C
$\Delta \tau$	Varighed af tidsspring	s
$\delta Q_1$	Relativt varmetab	ubenævnt
$\epsilon$	Varmevekslerspiralens effektivitet	ubenævnt
$\eta$	Solfangereffektivitet	ubenævnt
$\eta_{hx}(t)$	Varmevekslingseffektivitet	ubenævnt
$\eta_o$	Solfangerens maksimaleffektivitet	ubenævnt
$\eta_s(t)$	Varmelagerets effektivitet	ubenævnt
$\eta_1$	Varmelagerets varmelagrings- effektivitet	ubenævnt
$\theta_e(t)$	Dimensionsløs returtemperatur for solfangervæsken	ubenævnt
$\lambda$	Isoleringsmaterialiets varme- ledningsevne	W/m °C
$\lambda_b$	Beholdermaterialiets varme- ledningsevne	W/m °C
$\lambda_r$	Rørisoleringsmaterialiets varme- ledningsevne	W/m °C
$\lambda_v(I)$	Gennemsnitlig varmeledningsevne for vandet i lag I og lag I+1	W/m °C

$\rho$	Solfangervæskens massefylde	$\text{kg/m}^3$
$\rho_b$	Beholdermaterialets massefylde	$\text{kg/m}^3$
$\rho(I)$	Massefylde for vandet i lag I	$\text{kg/m}^3$
$\rho_r$	Massefylde for solfangerkredsens rørmateriale	$\text{kg/m}^3$
$\rho_v$	Brugsvandets massefylde ved temperaturen $T_v$	$\text{kg/m}^3$
$\rho_{v\phi}$	Massefylde af vand ved tempera- turen $T_{v\phi}$	$\text{kg/m}^3$
$\rho_{vx}$	Varmevekslerspiralmaterialets massefylde	$\text{kg/m}^3$
$\tau$	Tid	s
$\tau_c$	Varighed af opvarmningsforløb	s
$\tau_{cf}$	Opladningstiden for perfekt varmelager	s
$\tau_m$	Varighed af måleperiode	s
$\tau_{op}$	Varighed af opvarmningsperiode	s
$\tau_p$	Varighed af periode	s
$\tau_s$	Varighed af afkølingsperiode	s
$\tau_{sb}$	Varighed af periode uden cirku- lation af solfangervæske	s
$\tau_t$	Tappevarighed	s



LITTERATURLISTE

- [1] "Storage of heat. A survey of efforts and possibilities". Gunnar Wettermark, Bo Carlsson, Hans Stymne. Document D 2:1979. Division of Physical Chemistry. The Royal Institute of Technology, Stockholm. Swedish Council for Building Research.
- [2] "Glent ventilation". Ole B. Stampe, Glent & Co. A/S. 1977.
- [3] "Storage of low temperature heat. Solar energy thermal storage". Gunnar Wettermark & Janina Kowalewska. Division of Physical Chemistry. Royal Institute of Technology, Stockholm. 1976.
- [4] "Design and installation manual for thermal energy storage". Roger L. Cole, Kenneth J. Nield, Raymond R. Rohde, Ronald M. Wolosewicz. Argonne National Laboratory. ANL-79-15. 1979.
- [5] "How to solve materials and design problems in solar heating and cooling". D.S. Ward and H.S. Oberoi, Solar Energy Applications Laboratory, Colorado State University, and S.D. Weinstein, the Ehrenkrantz Group, New York. Noyes Data Corporation, Park Ridge, New Jersey, USA. 1982.
- [6] "Solar Engineering of Thermal Processes". J.A. Duffie, W.A. Beckman. Solar Energy Laboratory. University of Wisconsin-Madison. 1980.
- [7] "Resistance of gravel storage to air flow". B. Givoni and R. Frizer. Ben-Gurion University of the Negev. The Institute for Desert Research. Sede Boqer. 1980.
- [8] "Stenmagasin i et lavenergihus". Anker Nielsen. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport fra EM - Mindre Varmelagre. Intern rapport nr. 80-52. November 1980.
- [9] "Luftsolfangere og varmelagring i jord". Kurt Kielsgaard Hansen. Laboratoriet for Varmeisolering. Meddelelse nr. 118. Marts 1982.
- [10] "Poly Alcohol Solid Phase-Change Material Studied". In Review. A SERI Research Up-date. March 1983. D.K. Benson, Materials Research Branch.
- [11] Svensk patent nr. 76 14 653-9, 29. december 1976.
- [12] Dansk patent nr. 5768/77, 23. december 1977.
- [13] "Litteraturundersøgelse og vurdering af kemiske varmelagre". Peter L. Christensen. Energiministeriets varmelagerprojekt. Rapport nr. 1. Laboratoriet for Varmeisolering. 1979.

- [14] "Thermal Storage of Solar Energy". Proceedings of an international TNO-symposium held in Amsterdam, 5-6 November, 1980. C. den Ouden. Martinus Nijhoff Publishers.
- [15] "Kemiske Varmelagre. Teori og praksis". Peter L. Christensen. Energiministeriets varmelagerprojekt. Rapport nr. 10. Laboratoriet for Varmeisolering. 1981.
- [16] "International Seminar on Thermochemical Energy Storage". Stockholm, January 7-9, 1980. Gunnar Wettermark. Byggeforskningsrådet. Rapport nr. D25:1980.
- [17] "Low Temperature Thermal Energy Storage: A state-of-the-art survey". Frank Baylin. SERI, Solar Energy Research Institute. A division of Midwest Research Institute. Golden, Colorado. July 1979.
- [18] "Prøvning af varmelagerunits til solvarmeanlæg". Simon Furbo. Energiministeriets varmelagerprojekt. Rapport nr. 5. Laboratoriet for Varmeisolering. 1980.
- [19] "Prøvemethoder for mindre varmelagre og erfaringer fra prøvningerne". Simon Furbo og Jan-Erik Larsen. Energiministeriets varmelagerprojekt. Rapport nr. 12. Laboratoriet for Varmeisolering. 1982.
- [20] "Beskrivelse af prøvestand og -metode til prøvning af varmelagre som indgår i solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning". Ole Ravn og Svend Svendsen. Rapport nr. 81-30. Laboratoriet for Varmeisolering. 1981.
- [21] "Test Procedures for Heat Storages for Solar Heating Systems". Simon Furbo. Int. J. Solar Energy, 1983. Vol. 1.
- [22] "Beskrivelse af prøvestand og -metode til prøvning af varmelagre som indgår i solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning". Ole Ravn. Rapport nr. 82-51. Laboratoriet for Varmeisolering. 1982.
- [23] "Anvendelse af forskellige væsker i solvarmeanlæg". Henrik Nielsen. Afgangprojekt. Laboratoriet for Varmeisolering. 1980.
- [24] "Elementær måleteori". R.E.H. Rasmussen. Gjellerups Forlag A/S. København. 1968.
- [25] "Error Analysis". E. van Galen. CEC Solar Storage Testing Group. Working Document 08. 1982.
- [26] "Prøvning af varmelagre". Jan-Erik Larsen. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 82-61. 1982.

- [27] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand, fabrikat Dansk Solvarme". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 82-32. Juli 1982. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [28] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand, fabrikat AR-CON Solvarme Aps". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 82-33. Juli 1982. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [29] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand, fabrikat AR-CON Solvarme Aps". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 82-34. Juli 1982. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [30] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand, fabrikat Sdr. Højrup Maskinfabrik A/S". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 82-35. Juli 1982. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [31] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand, fabrikat Sdr. Højrup Maskinfabrik A/S". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 82-36. Juli 1982. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [32] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand, fabrikat HS Kedler". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 82-37. Juli 1982. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [33] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand, fabrikat Metro". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 82-38. Juli 1982. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [34] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand, fabrikat Vølund Varmeteknik, type: Vølund 300 QVS". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 83-17. Juni 1983. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [35] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand, fabrikat Ans Solvarme, type: Ans Solvarme FK350". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 83-18. Juni 1983. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [36] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand, fabrikat Zachomatic, type: Zachomatic 10/2,5 R". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 83-19. Juni 1983. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.

- [37] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand, fabrikat AR-CON Solvarme Aps, type: AR-CON L 200". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 83-20. Juni 1983. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [38] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand og rumopvarmning, fabrikat JE-BU Consult Aps, type: Fønix-JEBU Solvarmelagertank type 4". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 83-23. Juni 1983. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [39] "Prøvning af varmelager til solvarmeanlæg til brugsvand og rumopvarmning, fabrikat Brillgaard-Pedersen VVS, type J. Brillgaard-Pedersen type 1200". Ole Ravn. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 83-24. Juni 1983. Prøvning foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg.
- [40] "Varmeovergang for varmevekslerspiraler neddykket i vand". Søren Østergaard Jensen. Laboratoriet for Varmeisolering. Rapport nr. 84-10. Maj 1984.
- [41] "ASHRAE Standard 94-77, Methods of Testing Thermal Storage Devices based on Thermal Performance". J.E. Hill et al. ANSI 3 199.1-1977, American Soc. of Heat, Refrig. and Air Con. Eng. Inc., 345, E47th Street, New York, USA.
- [42] "Recommendations for a European Reporting Format on the Performance of Solar Heat Stores". CEC Commission of the European Communities. TPD 1981. Delft.
- [43] "A revised thermal storage test procedure". R. Marshall. Report no. 808, SEU no. 292. University College Cardiff, 1981. Cardiff.
- [44] "Heat storage units using a salt hydrate as storage medium based on the extra water principle". S. Furbo. Thermal Insulation Laboratory, Technical University of Denmark. 1982.
- [45] "Provisional Test Procedures I. Component tests, black box approach". E. van Galen. CEC Solar Storage Testing Group, Working Document 03. April 1982.
- [46] "Test procedures of thermal energy storage systems for solar applications. Final report". S. Furbo. June 1983. Thermal Insulation Laboratory. Technical University of Denmark.
- [47] "Test procedures of thermal energy storage systems for solar thermal applications. Final report". G.J.v.d.Brink. June 1983. Institute of Applied Physics, TNO-TH, Delft, the Netherlands.



- [48] "Test procedures of thermal energy storage systems for solar thermal applications. Final Report". D. Seemann. June 1983. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart.
- [49] "Test procedures of thermal energy storage systems for solar thermal applications. Final report". J.L. Salagnac. June 1983. CSTB, Sophia Antipolis.
- [50] "Test procedures of thermal energy storage systems for solar thermal applications. Final report". P. Coda. June 1983. E.N.E.A., Rome.
- [51] "Test procedures of thermal energy storage systems for solar thermal applications. Final report". R. Marshall. June 1983. Solar Energy Unit, University of Cardiff.
- [52] "Recommendations for European Solar Storage Tests Methods. (sensible heat and latent heat storage devices). Draft". E. van Galen. Institute of Applied Physics, TNO-TH, Delft, the Netherlands. June 1983.
- [53] "Prøvningsrapport nr. 149". Finn Andersen. 17/12-81. Statens Tekniske Prøvenævn. Risø. Autorisations-nr. 98. Kalibrering af temperaturmålere.
- [54] "Undersøgelse af målenøjagtigheden i solsimulatoropstillingen". S. Svendsen. Marts 1981. Rapport nr. 81-13. Laboratoriet for Varmeisolering.
- [55] "Små varmelagre. Status og visioner". Simon Furbo. Juni 1982. Foredragsresuméer XII Nordiske VVS Kongres. VVS Vision 82.
- [56] "Lagertyper og lagerstørrelser i solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning". Søren Østergaard Jensen og Simon Furbo. Marts 1984. Laboratoriet for Varmeisolering. Meddelelse nr. 148.
- [57] "Økonomisk solbidrag til opvarmning af brugsvand". Sven Pedersen, Simon Furbo, Preben Nordgaard Hansen og Vagn Ussing. December 1982. Energiministeriets varmelagerprojekt. Rapport nr. 14. Meddelelse nr. 132. Laboratoriet for Varmeisolering.
- [58] "A solar water heating system for Northern Europe". P.E. Kristensen. September 1983. Performance Monitoring Group, Commission of the European Communities. Thermal Insulation Laboratory, Technical University of Denmark.
- [59] "Dansk Ingeniørforenings regler for beregning af bygningers varmetab". Teknisk Forlag. 4. udgave, november 1977. Dansk Standard DS 418.

- [60] "Rockwool isoleringshåndbog. Teoretisk grundlag". København. September 1971.
- [61] "Mass and energy transfer in a hot liquid energy storage system". W.F. Phillips and R.A. Pate. Utah State University. Proceedings of the 1977 annual meeting. Volume one. June 1977. American Section of the International Solar Energy Society.
- [62] "Computer simulation of a solar energy system with a viscous-entrainment liquid storage tank model". S.M. Han and S.T. Wu. University of Alabama in Huntsville. Proceedings of Third Southeastern Conference on Application of Solar Energy. April 1978. Huntsville, Alabama.
- [63] "A liquid solar energy storage tank model. I. Formulation of a mathematical model". S.T. Wu and S.M. Han. University of Alabama in Huntsville. Proceedings of 1978 Winter annual meeting of the American Society of Mechanical Engineers at San Francisco, California. December 1978.
- [64] "Stratification in solar water heater storage tanks". E.S. Davis and R. Bartera. Proceedings of the Workshop on solar energy storage subsystems for the heating and cooling of buildings. Charlottesville, Virginia. April 1975.
- [65] "Three dimensional mathematical model of flow stratification in thermocline storage tanks". W.T. Sha and E.I.H.Lin. Argonne National Laboratory. Proceedings of the Third Southeastern Conference on Application of Solar Energy. April 1978. Huntsville, Alabama.
- [66] "Natural thermal stratification in tanks. Phase 1. Final report". Roger L. Cole and Frank O. Bellinger, ANL-82-5. February 1982. Argonne National Laboratory.
- [67] "Theoretische und experimentelle Untersuchungen über den Einfluss der Konvektion in Jahreswärmespeichern". U. Grigull, K. Küblbeck, A. Staudt, J. Straub und G. Merker. Lehrstuhl A für Thermodynamik. Technischen Universität München. 1976.
- [68] "Untersuchung der Konvektion in Jahreswärmespeichern". J. Straub, G. Merker, K. Küblbeck, A. Staudt und U. Grigull. VDI-Berichte nr. 288. 1977.
- [69] "Experimentelle und theoretische Ermittlung von Temperaturverteilungen in geschichteten Warmwasserspeichern". KFA Jülich. 1977.
- [70] "Ein Modell zur Berechnung des Temperaturverhaltens von Warmwasser - Wärmespeichern". Albert Staudt. Lehrstuhl A für Thermodynamik. Technischen Universität München. Dezember 1981.

- [71] "Naturlig konvektion i mindre vandfyldte varmelagre". Peter Berg. 1983. Eksamensprojekt ved Laboratoriet for Varmeisolering.
- [72] "Beskrivelse og underbygning af matematiske modeller til simulering af varmelagres termiske egenskaber". J.E. Nielsen og Ole Ravn. Rapport nr. 82-50. August 1982. Laboratoriet for Varmeisolering.
- [73] "VDI-Wasserdampf-tafeln mit einem Mollier (i,s)-Diagramm auf einer besonderen Tafel". Dr. Ing. We. Koch, VDI. Zweite Auflage. München und Berlin. 1941. R. Oldenbourg, Springer-Verlag.
- [74] "Løsning af lineære ligningssystemer. Hæfte 23". Udgave 2. August 1972. Numerisk Institut, DTH. Numerisk Analyse.
- [75] "Konstruktionsmaterialer for den mekaniske industri". Sammenslutningen af Arbejdsgivere indenfor Jern- og Metalindustrien i Danmark. Juni 1967. Forskningsudvalget. Publikation nr. 6701. UDK 620.2:621:681.
- [76] "Perspektiver vedrørende solvarme nu og i fremtiden". Klaus Ellehauge og Søren Østergaard Jensen. Laboratoriet for Varmeisolering. Januar 1984. Meddelelse nr. 138.
- [77] "Solindfald og solvarmeanlæg - målt og beregnet". Henrik Lawaetz. Laboratoriet for Varmeisolering. Oktober 1980. Meddelelse nr. 106.
- [78] "Vejrdata for VVS og energi. Dansk referenceår TRY". Bo Andersen et al. Statens Byggeforskningsinstitut. 1982. SBI-rapport nr. 135.
- [79] "Effektivitetsprøvning af solfanger foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg. Rekvirent: Energiministeriets solvarmeprogram: Teknologisk Institut". C. Bisgaard. Rapport nr. 82-19. April 1982. Laboratoriet for Varmeisolering.
- [80] "Effektivitetsprøvning for solfanger foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg. Fabrikat Solteknik". C. Bisgaard. Rapport nr. 82-22. November 1982. Laboratoriet for Varmeisolering.
- [81] "Effektivitetsprøvning af solfanger foretaget for prøvestationen for solvarmeanlæg. Fabrikat Dansk Solvarme". C. Bisgaard. Rapport nr. 83-11. Maj 1983. Laboratoriet for Varmeisolering.
- [82] "Solfangeres effektivitet - målt og beregnet". S. Svendsen. Meddelelse nr. 109. Maj 1981. Laboratoriet for Varmeisolering.
- [83] "Varmetab ved varmtvandstapning fra lager". Jørn Jeppesen. Laboratoriet for Varmeisolering. Juli 1982. Kursusarbejde.

- [84] "Dansk Ingeniørforenings norm for vandinstallationer". Dansk Standard DS 439. 1. udgave. 1978.
- [85] "Solar Energy Subsystems employing isothermal heat storage materials". Lane, G.A., Glew, D.N., Clarke, E.C., Quigley, S.W. and Rossow, H.E. Report NSF/RANN/SE/C906/TR/75/1. The Dow Chemical Co., Midland, Michigan. 1975.
- [86] "Heat of fusion systems for solar energy storage". Lane, G.A., Glew, D.N., Clarke, E.C., Rossow, H.E., Quigley, S.W., Drake, S.S. and Best, J.S. Proceedings of the Workshop on solar energy storage subsystems for the heating and cooling of buildings. Charlottesville, Virginia. April 1975.
- [87] "Thermal energy storage". Working papers. Turnberry, Scotland. 1-5 March, 1976. Nato Science Committee Conference.
- [88] "Report on heat storage in a solar heating system using salt hydrates". S. Furbo and S. Svendsen. Thermal Insulation Laboratory, Technical University of Denmark. Meddelelse nr. 70. July 1977. Revised 1978.
- [89] "Phase change. Thermal storage. A comprehensive look at developments and prospects". September 1980. Monegon Ltd.
- [90] "Entwicklung modularer Wärmeübertrager mit integriertem Latentwärmespeicher". A. Abhat, D. Heine, M. Heinisch, N.A. Malatidis, G. Neuer. Institut für Kerntechnik und Energiewandlung e.V. Stuttgart. Februar 1981.
- [91] "Kompakte Latentwärmespeicher bei benutzung von zustandsänderungen im temperaturbereich zwischen 320 und 340 K". J. Stahl und B. Hennemann. Batelle-Institut e.V. Frankfurt. 1982.
- [92] "Solar heat storage: Latent heat material". Volume 1. George A. Lane, CRC Press, Inc., Boca Raton, Florida. 1983.
- [93] "Thermal energy storage in sodium sulfate decahydrate mixtures". Kenneth Kauffman and Yen-Chi Pan. University of Pennsylvania. December 1972.
- [94] "Solar heat storage". Maria Telkes. Paper 64-WA/SOL9. American Society of Mechanical Engineers Winter Annual Meeting. New York. 1964.
- [95] "Storage of solar heating/cooling". Maria Telkes. ASHRAE solar energy applications symposium. Montreal. June 1974.
- [96] U.S. Patent 3, 986, 969. Maria Telkes. 1976.
- [97] "Thermal Energy Storage using Glauber's Salt: Improved storage capacity with thermal cycling". S.B. Marks. Presented at 15th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Seattle. August 1980.

- [98] "An investigation of the thermal energy storage capacity of Glauber's salt with respect to thermal cycling". S.B. Marks. Solar Energy, 25,255. 1980.
- [99] "Calorimetric testing of improved Glauber's salt phase change thermal energy storage material". S.B. Marks. Presented at 3rd Miami International Conference on alternative energy sources. Miami. December 1980.
- [100] U.S. Patent 4,231,885. P.G. Rueffel. 1980.
- [101] "A review of latent heat storage technology". Solar Storage Workshop Proceedings. A.I. Michaels. March 1982. Jeddah, Saudi Arabia.
- [102] "Qualitative behaviour of a new latent heat storage device for solar heating/cooling systems". C.S. Herrick and D.C. Grolibersuch. Power Systems Laboratory. General Electric. Report no. 77 CRD006. March 1977.
- [103] "Thermal energy storage subsystems for solar heating and cooling applications. (Rolling cylinder thermal storage)". R.F. Thornton and C.S. Herrick. General Electric Company. Interim report. June 1979.
- [104] "Bulk storage of PCM. Salt hydrate thermal energy storage system for space heating and air conditioning". Calvin D. MacCracken, John M. Armstrong, Mark M. MacCracken, Brian M. Silvetti. Calmac Manufacturing Corp. June 1980.
- [105] "Varmeakkumulering i salte". Simon Furbo. Laboratoriet for Varmeisolering. Danmarks Tekniske Højskole. Individuelt kursus. Januar 1976.
- [106] "Varmelagring i salthydrater. Solenergidagen juni 1976". S. Svendsen. Meddelelse nr. 51. Laboratoriet for Varmeisolering, Danmarks Tekniske Højskole. Juni 1976.
- [107] "Investigation of heat storages with salt hydrate as storage medium based on the extra water principle". Simon Furbo. Thermal Insulation Laboratory, Technical University of Denmark. Meddelelse nr. 80. December 1978.
- [108] "Heat storage with an incongruently melting salt hydrate as storage medium based on the extra water principle". Simon Furbo. Thermal Insulation Laboratory, Technical University of Denmark. Meddelelse nr. 108. December 1980.
- [109] "Thermal energy storage with saturated aqueous solutions". ERDA thermal energy storage program information exchange meeting. K.W. Kauffmann and H.G. Lorsch. Cleveland. September 1976.

- [110] "Thermal energy storage by means of saturated aqueous solutions". K.W. Kauffman, H.G. Lorsch and D.M. Kyllonen. Report TID-28330. 1977.
- [111] "Thermal energy storage using sodium sulfate decahydrate and water". D.R. Biswas. Solar Energy, 19,99. 1977.
- [112] "Thermal energy storage systems". P.W. O'Callaghan, I.E. Smith, S.D. Probert and M.A. Bell. Cranfield Institute of Technology. August 1980.
- [113] "Heat storage units using salt hydrate". Simon Furbo. Sunworld. Volume 6, number 5. October 1982.
- [114] "A dynamic heat storage system". Heating, Piping, Air Conditioning, 29,147. 1957. T.L. Etherington.
- [115] "Technical grade salt hydrates as energy storage media". John C. O'C. Young. Saint Mary's University and Alan L. Maingot, Technical University of N.S. SUNFEST' 83. Windsor, Ontario. August 1983.
- [116] Dansk patent 79/261, 1979. Egon Helshøj.
- [117] "A high-capacity, high-speed latent heat storage unit". Egon Helshøj. Effex Innovation A/S. Copenhagen, Denmark. Brighton. August 1981.
- [118] "Latent heat energy storage using direct contact heat transfer". Sun II. Proceedings of the International Solar Energy Society. Silver Jubilee Congress. D.D. Edie, S.S. Melsheimer, J.C. Mullins and J.F. Marra. Clemson University. May 1979.
- [119] "Direct contact heat exchange for latent heat-of-fusion energy storage systems". M.C. Nichols and R.M. Report SAND 77-8665. Sandia Laboratories. 1977.
- [120] "Solar storage systems using salt hydrate latent heat and direct heat exchange - I". Sol. Energy, 25,437. 1980. A.E. Fouda, G.J.G. Despault, J.B. Taylor and C.E. Capes.
- [121] "Direct contact salt hydrate storage systems". Second World Congress of Chemical Engineering. J.D. Wright. Montreal. October 1981.
- [122] "Latent heat exchange by direct contact vaporization - a new concept in energy storage and retrieval". Proc. EPRI Thermal Energy Storage Conf. Gustaf O. Arrhenius, James Hitchin, Eric A. Jensen and Albert G. Tsai. Palo Alto, California. January 1983.

- [123] "Lågtemperaturvärmelagring i salthydratsmältor - Undersökningar av material, värmeväxlingstekniker - Korttidslagring av solvärme". Bo Carlsson. Kungliga Tekniska Högskolan, Stockholm. Sammanfattande forskarrapport för BFR avseende projekt 750016-8. Juni 1983.
- [124] "Heat storage units using a salt hydrate as storage medium based on the extra water principle". Solar Energy Applications to Dwellings. Proceedings of the EC Contractors' meeting. Simon Furbo. Athens. November 1981.
- [125] "Interaction of sodium thiosulfate pentahydrate with metal surfaces". G. Arrhenius. University of California. San Diego. September 1979.
- [126] Japansk patent Kokai 55-142076.1980. N. Nishizaki, K. Sakagami, H. Okazaki og A. Mitsuibara.

Licentiatafhandlinger fra Laboratoriet for Varmeisolering

Rubinstein, Axel:

Metoder til bestemmelse af varmeledningstal, med særlig vægt på teorien for de instationære metoder samt nogle målinger med en termosonde af egen konstruktion. 1963.

Petersen, Erwin:

Solindfald gennem vinduer. 1966.

Lund-Hansen, Per:

Fugttransport i byggematerialer. 1967.

Nicolajsen, Asta:

Fugttransportkoefficienter fra gasbeton. 1973.

Nielsen, A.F.:

Fugtfordelinger i gasbeton under varme- og fugttransport. 1974.

Nielsen, Peter V.:

Strømningsforhold i luftkonditionerede lokaler. 1974.

Ravn-Jensen, Lars:

Vinduer og energi. 1977.

Lawaetz, Henrik:

Solindfald og solvarmeanlæg. Beregnet og målt. 1980.

Svendsen, S.:

Solfangeres effektivitet. Målt og beregnet. 1981.

Kielsgaard Hansen, Kurt:

Luftsolfangere og varmelagring i jord. 1982.