

HYDROFIL SOLFANGER -
PRØVNING AF PROTOTYPE

NICK BJØRN ANDERSEN
SEPTEMBER 1985

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING
DANMARKS TEKNISKE HØJSKOLE
MEDDELELSE NR. 169

Indholdsfortegnelse

	<u>Side</u>
Forord	i
Resume	ii
Summary	iii
1. Introduktion	1
1.1. Tidligere arbejde	1
1.2. Formål	2
2. Kapillar sugning	4
2.1. Vandsugende materialer	4
2.2. Teori	6
2.2.1. Kapillar transport	7
3. Design	13
3.1. Design A	13
3.1.1. System data	14
3.1.2. Tæthed	19
3.1.3. Målesystem	19
3.1.4. Erfaringer	21
3.2. Design B	22
3.2.1. Erfaringer	24
3.3. Design C	24
3.3.1. Erfaringer	24
4. Simulering	25
4.1. Modellering af hydrofil solfanger	25
4.2. Validering	27
4.3. Modellering af almindeligt brugsvandsanlæg	28
4.4. Sammenlignende simulering	29
5. Konklusion	35
5.1. Visioner	36

Referenceliste	38
Projektorganisation	39
Liste over udkomne rapporter	40
Appendix A: Dimensionering af kapillarsugende materiale	44
Appendix B: Vandindhold i konstruktionen	45
Appendix C: Målt vandindhold i kapillarsugende materiale	46
Appendix D: Dimensionering af udluftningsrør for hydrofil solfanger	47
Appendix E: Isolansfunktioner	51
Appendix F: Simuleringsparametre	56

Forord

Nærværende rapport beskriver det arbejde, der er udført på projektet "Hydrofil solfanger" finansieret af Energiministeriets Solvarmeprogram under EFP-84.

Arbejdet har været udført på Laboratoriet for Varmeisolering i perioden juni 1984 - december 1984.

Projektet er gennemført med deltagelse af:

Nick Bjørn Andersen, civilingeniør

Per Friis, EDB-operator

Flemming Karn, maskinarbejder

Vagn Korsgaard, civilingeniør, professor

Bertil Morelli, elektromekaniker

Vibeke B. Nielsen, sekretær

Lars Olsen, civilingeniør

Resume

Et solvarmeanlæg, hvor varmen overføres fra absorberen til lageret ved fordampning og kondensation af en væske efter et andet princip end det såkaldte "heat pipe"-princip, er undersøgt.

Princippet i et sådant solvarmesystem er angivet af professor Vagn Korsgaard. En konkret udformning af princippet med vand som den aktive væske, benævnt en HYDROFIL SOLFANGER, er bygget i laboratoriet og der er foretaget målinger på konstruktionen, udsat for et simuleret solindfald. Idet det første design ikke indfrie forventningerne, er designet forbedret i løbet af projektperioden, således at der afsluttende er foreslået et design, som synes attraktivt udfra en teknisk indgangsvinkel.

Den hydrofile solfanger er ved simulering med en valideret model sammenlignet med et almindeligt brugsvandsanlæg. Simuleringerne viste, at ydelsen for det aktuelle design var ca. 70% af ydelsen for et almindeligt brugsvandsanlæg, men at ydelsen kan forbedres.

Summary

A solar heating system where the heat is transferred from the collector to the storage by evaporation and condensation of a fluid using a principle different from the heat pipe has been investigated.

The principle investigated has been proposed by professor Vagn Korsgaard. A specific design of the principle using water as the active fluid, named a HYDROPHILE SOLAR COLLECTOR, has been tested in the laboratory simulating the solar irradiance by means of an electrically heated foil attached to the front of the absorber surface.

The first design built did not quite satisfy the expectations, but alterations of the design have been made which indicate that substantial improvements are possible. These will be tested in a project to follow.

The hydrophile solar collector has also been simulated and compared to a common solar domestic hot water system, using a validated computer model. The simulations on the actual designs pointed out a yield of about 70% of the yield of a common design, but also that further improvements can be made.

1. Introduktion

I moderne boligbyggeri er så godt som hele rumfanget inden for klimaskærmens afgrænsning udnyttet fuldt ud. Ved installation af solvarmeanlæg er det derfor nødvendigt at tilstræbe en kompakt løsning. Det er derfor oplagt at forsøge at integrere solfanger og lager i en enhed for dermed at gøre systemets behov for plads mindre. Samtidigt vil en større del af systemet kunne produceres industrielt (præfabrikation), således at en lavere installationspris bør kunne nås.

I forbindelse med varmeakkumulerende vægge vil en højere ydelse opnås ved at nedsætte varmetabet i perioder uden varmeakkumulering. Dette kan gøres ved hjælp af mobil isolering, men en konstruktion der uden brug af mobil isolering kan sikre en god varmetransport ind mod lageret samtidigt med et lille varmetab fra lageret vil være at foretrække.

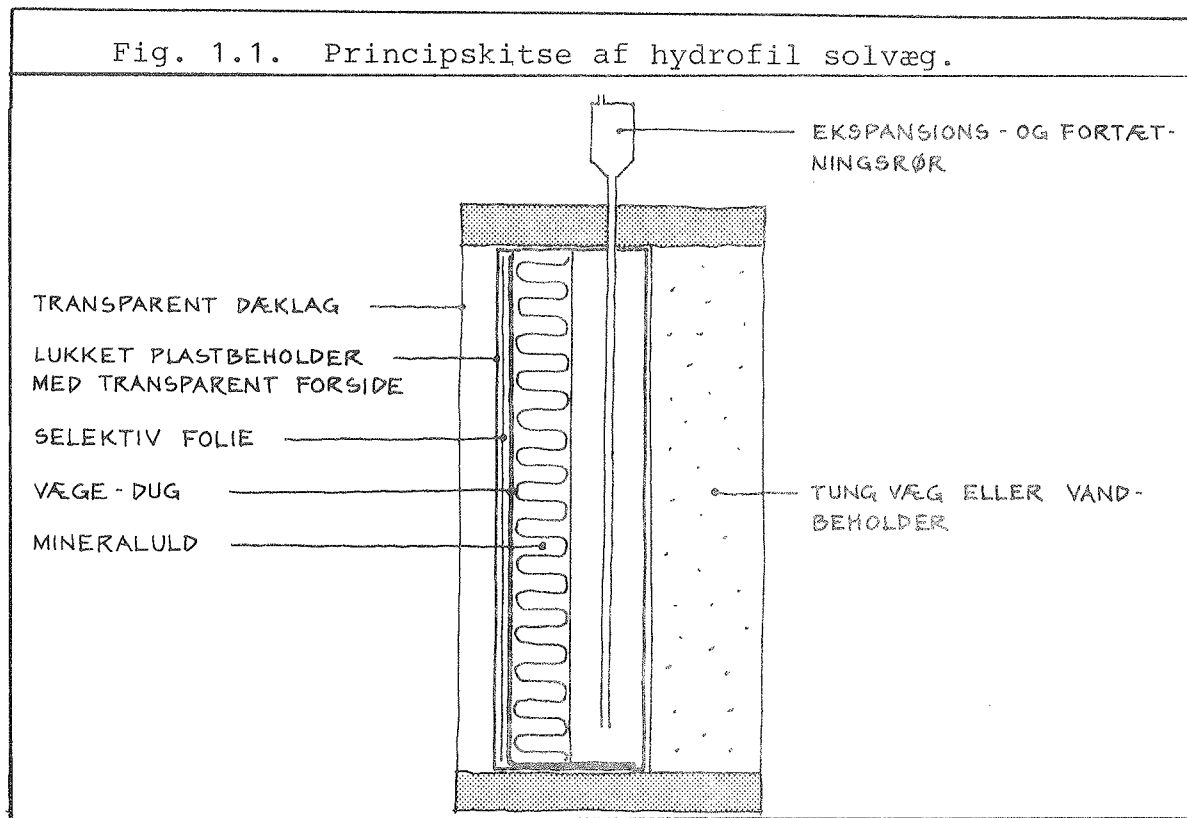
En velfungerende hydrofil solfanger vil kunne tilgodese ovenstående krav, idet den groft taget bygger på et irreversibelt fordampnings/kondensationsprincip.

1.1. Tidligere arbejde

Frem til midten af 1983 har der af Casper Paludan-Müller været foretaget indledende undersøgelser og målinger på en hydrofil solfanger i lille skala (ref. 1). Resultatet af undersøgelserne var at det hydrofile solfangersystem ville være i stand til at udnytte 50-55% af den indfaldende solstråling ved en lille indfaldsvinkel, selektiv absorber og en solintensitet på 800 W/m².

Ved forsøgene blev anvendt en konstruktion med en principiel opbygning svarende til den på fig. 1.1. viste. Det vandsugende stof, der forhandles som karklude, bestod af en blanding af viscose og bomuld og den kapillære sugehøjde blev bestemt til ca. 32 cm. For at undgå at stoffet ikke tørrede ud foroven i forbindelse med fordampningen på grund af solindstrålingen, valgtes det kun at benytte en solfangerhøjde på 26 cm. Denne konstruktion havde karakter af en solvæg.

Disse resultater præsenteredes på "First E.C. Conference on Solar Heating" i Amsterdam, sommeren 1984 (ref. 6).



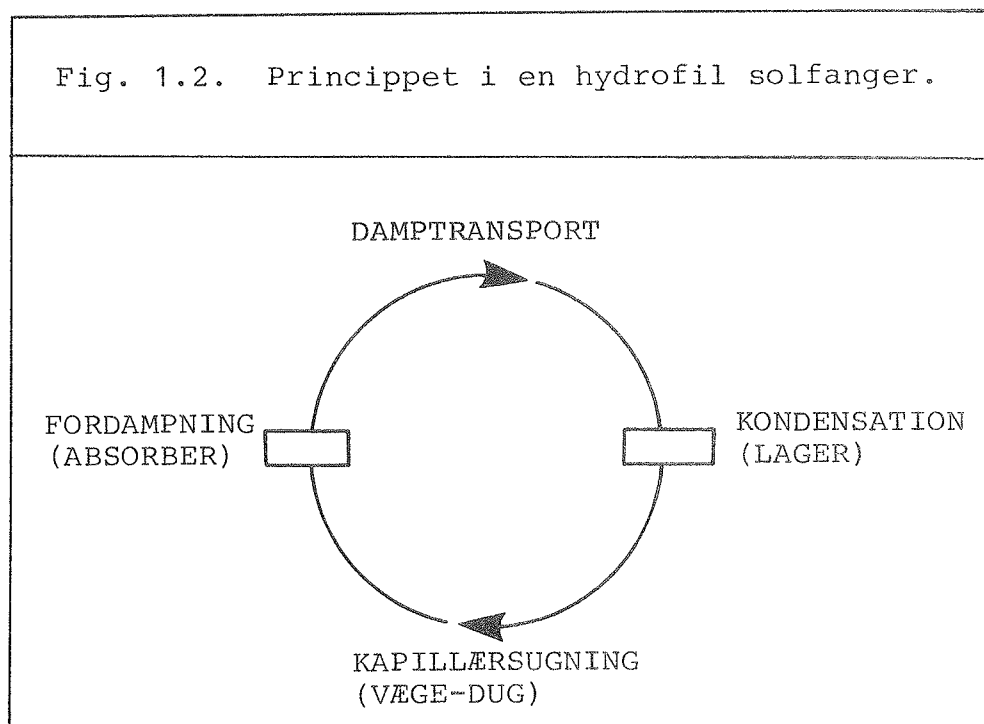
1.2. Formål

Formålet med projektet "Hydrofil solfanger" er at udvikle en solfanger, hvor den absorberede solvarme overføres til et lager ved fordampning og kondensation af vand. Dette princip er søgt anskueliggjort på fig. 1.2.

Fordampningen sker ved solfangerens absorber og kondensation sker direkte på lageret. Konstruktionen får således karakter af en unit indeholdende både solfanger og lager.

Det var oprindeligt tanken, at der skulle konstrueres dels en solvæg og dels et brugsvandssystem, baseret på det hydrofile princip; men det har der dog ikke været mulighed for inden for projektets rammer. Indsatsen måtte derfor koncentreres omkring udviklingen af en brugsvands-unit samt omkring en undersøgelse af konceptet tillige med vurdering af relevante materialer.

Fig. 1.2. Princippet i en hydrofil solfanger.



Følgende emner skal nu belyses:

- 1) Kapillær sugning: Er det muligt at finde et vandsugende stof, som har en større kapillær sugehøjde end det tidligere anvendte (32 cm), uden at modstanden mod vandtransporten vil hindre processen.
- 2) Tæthed: Hvorledes fremstilles en tæt konstruktion, som kan sikre at den begrænsede mængde vand til processen ikke forsvinder, men uden at konstruktionen sprænges på grund af trykstigninger.
- 3) Design: Hvordan kan konstruktionen rent praktisk se ud: lagerplacering, fastgørelse af vandsugende stof, rørgennemføringer.
- 4) Modellering: Kan der opstilles en simpel model for konstruktionens funktion.
- 5) Ydelse: Hvor stor er ydelsen af en hydrofil solfanger sammenlignet med ydelsen af et almindeligt solbaseret brugsvandsanlæg.

2. Kapillarsugning

Et væsentligt element i den hydrofile solfangers funktion er kapillarsugningen i det vandsugende stof, der er placeret lige bag solfangerabsorberen. I det følgende præsenteres undersøgelser af konkrete vandsugende materialer og den generelle teori for kapillarsugning.

2.1. Vandsugende materialer

Der er i projektet undersøgt en hel del forskellige materialer med henblik på at bestemme deres kapillære sugehøjde.

Den konstruktion, der blev udviklet til brug for de senere målinger er beskrevet i afsnit 3.1.: Design A. Dette design krævede under drift at det vandsugende stof kunne holde sig fugtigt op til ca. 50 cm over væskenniveauet i bundkarret.

Med henblik på at finde frem til et materiale, som kunne opfylde dette krav blev en hel del forskellige materialer undersøgt.

- 1) Glasfiberdug, 4 forskellige typer
- 2) grodan
- 3) kaffefiltre
- 4) alm. trækpapir
- 5) fordamperpapir til befugtere
- 6) spec. fordamperpapir.

Undersøgelsen foregik ved, at en prøve af materialet, med en længde på 70 cm, blev hængt op inde i en plasticbeholder af samme højde. I bunden af beholderen stod ca. 5 cm destilleret vand og det nederste af prøven var således dyppet i vand.

Derpå blev beholderen lukket foroven med plastic for dermed at opnå god tæthed. Den relative fugtighed inde i beholderen var dermed efter kort tid 100%, svarende til forholdene i en hydrofil solfanger. For de forskellige materialer blev den kapillære

sugehøjde bestemt, ligesom den hastighed, hvormed vandet blev suget op, blev vurderet, idet det vandsugende materiale skulle kunne holdes fugtigt under en konstant fordampning af ca. 0,76 kg vand/time pr. m² svarende til nødvendig transport ved en solindstråling på 900 W/m².

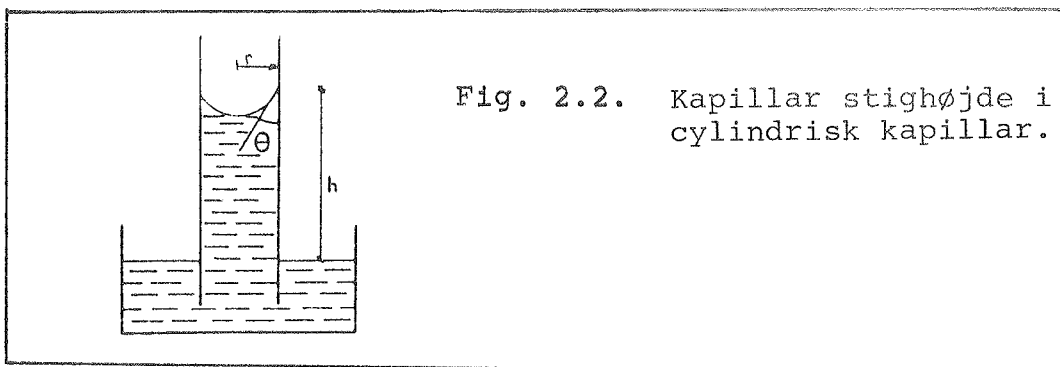
- ad 1) Glasfiberdug: Der undersøgtes 4 forskellige ikke imprægnerede glasfibermåtter af typerne 100 LI, 100 MI, 100 NI, 100 ZI leveret af OWENS CORNING FIBERGLASS, Holland. Den opnåede kapillære sugehøjde var 11 cm.
- ad 2) Grodan: Grodan er et Rockwool-produkt til gartneribrug og sugehøjden var 6 cm.
- ad 3) Kaffefiltre: Sugehøjde ca. 66 cm, men filtrene syntes efterhånden at gå i opløsning.
- ad 4) Alm. trækpapir: Trækpapir til blæk m.m. havde en sugehøjde på ca. 63 cm.
- ad 5) Fordamperpapir til befugtere: Anvendes i befugtere placeret på radiatorer; sugehøjde 42 cm.
- ad 6) Spec. fordamperpapir: KG filterkarton fra firma Frisenette A.B. & Sønner ApS, Århus. Dette materiale fremviste en sugehøjde på mere end 70 cm.

Denne undersøgelse pegede på KG-filterkarton'en som den bedste. Derfor undersøgtes sugehastigheden ved at filterkarton'en placeredes frit i rummet dyppet i en vandbeholder, som stod på en laboratorievægt, således at den fordampede mængde vand inden for et vist tidsrum kunne bestemmes. Denne bestemmelse er beskrevet i appendix A, hvor den nødvendige samlede tykkelse af det vandsugende stof er fundet til 11,2 mm svarende til 7 lag filterkarton.

2.2. Teori

Kapillar sugning er beskrevet noget sparsomt i litteraturen (ref. 2) m. fl. For kornede materialer og granulater er teorien bl.a. givet i (ref. 3: poresug i jordarter), medens det for porøse filt- og fibermaterialer ikke har været muligt at finde relevant materiale. Den grundlæggende fysik i den kapillære transport er naturligvis den samme for alle porøse materialer, idet den er baseret på den ækvivalente radius i porerne - en konkret beskrivelse af strukturen, i den filterkarton, der er anvendt i den hydrofile solfanger, har det ikke været muligt at finde.

Fig. 2.2 viser en cylindrisk primær kapillar, som er i kontakt med frit vand.



Den kapillære stighøjde h er en funktion af kontaktvinklen θ , kapillarradien r og overfladespændingen luft-vand γ . Udfra ligevægtsbetragtninger kan stighøjden udtrykkes ved

$$h = \frac{2\gamma \cdot \cos\theta}{r \cdot \rho \cdot g} \quad , \text{ hvor}$$

ρ er væskens massefylde

g er tyngdeaccelerationen

For tidligere befugtede overflader vil $\cos\theta \sim 1$, hvorefter

$$h = \frac{2 \gamma}{r \cdot \rho \cdot g}$$

Overfladespændingen vand-luft er ved 50 °C: $\gamma = 68 \text{ dyn/cm} = 0,68 \text{ N/m}$.

Tyngdeaccelerationen er $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Massefylde af vand $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$, (20 °C).

Eksempel: Ønskes en kapillær sugehøjde på 0,5 m skal poreradius være:

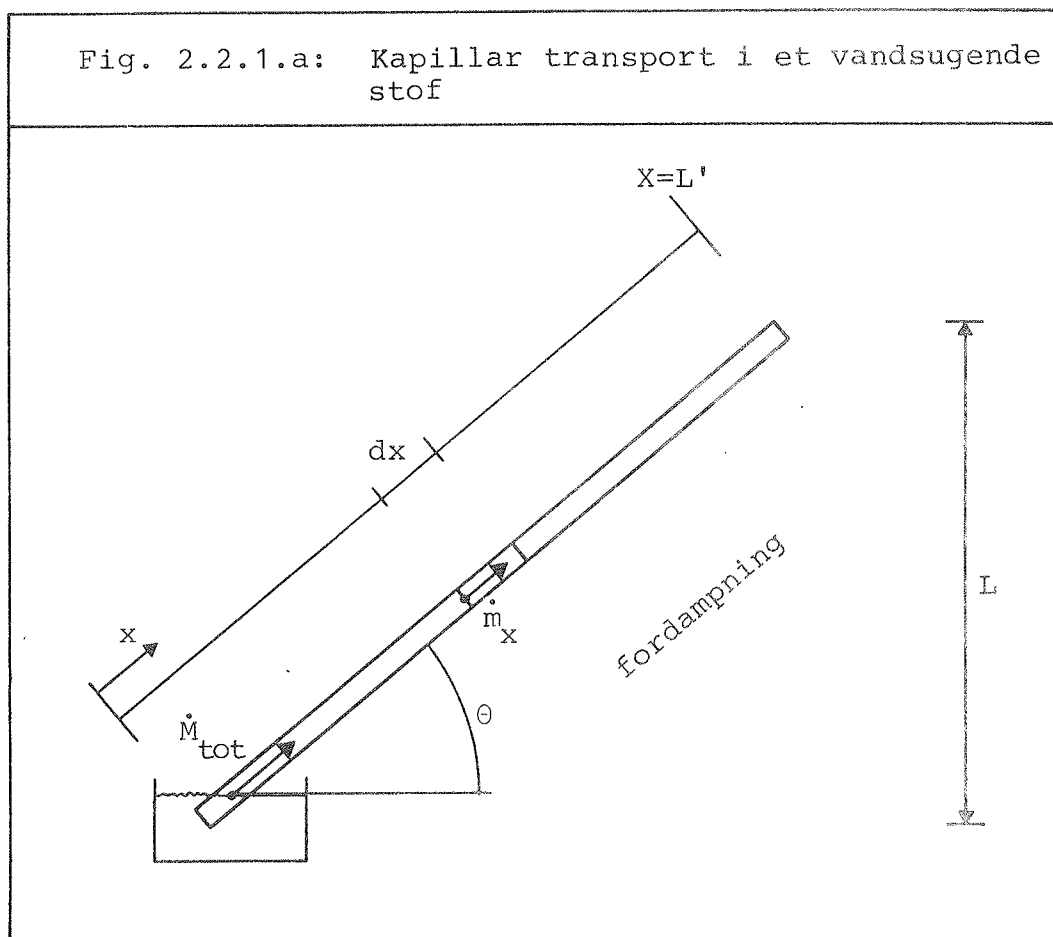
$$r = \frac{2 \gamma}{h \cdot \rho \cdot g} = \frac{2 \cdot 0,068}{0,5 \cdot 988 \cdot 9,81} = \text{ca. } 0,028 \text{ mm}$$

med denne poreradius vil materialets porer være vandfyldte op til 50 cm over væskenniveauet, men sker der fordampning fra materialet vil fyldningen af porerne afhænge af fordampningshastigheden og modstanden mod transporten op gennem porerne, hvilket er behandlet i følgende afsnit.

2.2.1. Kapillar transport

Den i prototypen anvendte filterkarton består selvsagt ikke af cylindriske porer, men en sådan forenklet teori har vist sig at beskrive virkeligheden rimeligt godt i forbindelse med jordarter, hvorfor en lignende teori her præsenteres.

Den situation som det ønskes at beregne er vist på fig. 2.2.1.a.



Idet der antages laminar transport op gennem cylindriske porer gælder der

$$\dot{m} = A_{\text{eff}} \cdot v = \frac{\rho \cdot r^2}{8 \cdot \mu} \frac{\Delta p}{L'} \cdot A_{\text{eff}}$$

A_{eff} : det totale poretværsnitsareal
 v : transporthastighed
 ρ : massefylde af fluid
 r : poreradius
 μ : dynamisk viskositet
 Δp : trykdifferens
 L' : transportlængde.

hvoraf

$$\Delta p = \frac{8\mu \cdot \dot{m} \cdot L'}{\rho \cdot r^2 \cdot A_{\text{eff}}}$$

eller differentielt

$$dp = \frac{8\mu}{\rho \cdot r^2 A_{\text{eff}}} \cdot \dot{m}(x) dx = c \cdot \dot{m}(x) dx$$

det nødvendige drivpotentiale findes herefter til

$$\Delta p_{\text{tot}} = \int_0^{L'} c \cdot \dot{m}(x) dx$$

hvor $\dot{m}(x)$ ved ens fordampning op langs den skrånende flade kan udtrykkes ved

$$\dot{m}(x) = \dot{M}_{\text{tot}} \left(1 - \frac{x}{L}\right),$$

hvor $\dot{M}_{\text{tot}}$ er den totale fordampning,
Nu foretages integrationen.

$$\Delta p_{\text{tot}} = c \int_0^{L'} \dot{M}_{\text{tot}} \left(1 - \frac{x}{L}\right) dx = c \cdot \dot{M}_{\text{tot}} \cdot L' / 2$$

$$\text{for } \theta = 45^\circ, \quad L' = \sqrt{2} \cdot L :$$

$$\underline{\Delta p_{\text{tot}}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot c \cdot \dot{M}_{\text{tot}} \cdot L$$

Det til rådighed værende drivpotentiale kan udtrykkes ved

$$\Delta p_{\text{max}} = \Delta p(\text{kapillar}) - \Delta p(\text{tyngde})$$

$$\Delta p(\text{kapillar}) = \frac{2 \cdot \gamma}{r}, \quad \gamma \text{ er overfladespændingen}$$

$$\Delta p(\text{tyngde}) = (L/9,8) \cdot 10^5 \quad (\text{Pa})$$

således at

$$\underline{\Delta p_{\text{max}}} = (2 \cdot \gamma)/r - (L/9,8) \cdot 10^5 \quad (\text{Pa})$$

Det aktuelle drivtryk der opnås ved kapillar kræfterne $\Delta p_{\max}$ vil være lig med tryktabet for den strømmende væske i kapillarerne

$$\Delta p_{\max} = \Delta p_{\text{tot}}$$

$$(2 \cdot \gamma) / r - (L / 9,8) \cdot 10^5 = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot C \cdot \dot{M}_{\text{tot}} \cdot L \quad (\text{Pa})$$

hvor

$$C = \left(\frac{8\mu}{\rho \cdot r^2 \cdot A_{\text{eff}}} \right) = \frac{(2 \cdot \gamma) / r - (L / 9,8) \cdot 10^5}{\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \dot{M}_{\text{tot}} \cdot L} \quad (-)$$

hvoraf det nødvendige poreareal A_{eff} er udtrykt ved:

$$A_{\text{eff}} = B \cdot t \cdot P = \left(\frac{8\mu}{\rho \cdot r^2} \right) \cdot \frac{\frac{\sqrt{2}}{2} \dot{M}_{\text{tot}} \cdot L}{(2 \cdot \gamma) / r - (L / 9,8) \cdot 10^5} \quad (\text{m}^2)$$

B: det vandsugende stofs bredde pr. m^2 solfanger

t: tykkelse

P: porøsiteten

kubisk pakning: 0,4764

hexagonal pakn.: 0,2595

$$A_{\text{eff}} = 2\mu \cdot \frac{\sqrt{2} \dot{M}_{\text{tot}}}{\left(\frac{\gamma \cdot \rho \cdot r}{L} - \frac{\rho r^2}{19,6 \cdot 10^{-5}} \right)} \quad (\text{m}^2)$$

Herefter kan den nødvendige vægetykkelse som funktion af kapillarradius udtrykkes ved:

$$t(r) = \frac{2 \sqrt{2} \mu \cdot \dot{M}_{\text{tot}} / B \cdot P}{\left(\frac{\gamma \rho r}{L} - \frac{\rho \cdot r^2}{19,6 \cdot 10^{-5}} \right)} \quad (\text{m})$$

Denne funktion giver et mindste krav til det vandsugende stofs tykkelse, hvor nævneren $n(r)$ har maximum

$$n(r) = \frac{\gamma \rho r}{L} - \frac{\rho r^2}{19,6 \cdot 10^{-5}}$$

$$\text{max. for: } \frac{dn}{dr} = \frac{\gamma \rho}{L} - \frac{2 \rho \cdot r}{19,6 \cdot 10^{-5}} = 0$$

$$\text{altså } r = 9,8 \cdot 10^{-5} \cdot \gamma/L \quad (m)$$

asymptote for $n(r) = 0$:

$$\text{altså for } r = 19,6 \cdot 10^{-5} \frac{\gamma}{L} \quad (m)$$

For den aktuelle konstruktion:

- Den totale massetransport (appendix A) er $\dot{M}_{\text{tot}} = 0,229 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s pr. } m^2$
- Det vandsugende stofs bredde pr. m^2 solfanger: $B = 1,15 \text{ m}$
- Det antages at det vandsugende stof vil svare til en kubisk pakning $p = 0,4764$
- Den lodret projicerede sugehøjde er $L = 0,5 \text{ m}$
- Den dynamiske viskositet $\mu = 546 \cdot 10^{-6} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}, (50^\circ\text{C})$
- Overfladespændingen $\gamma = 0,068 \text{ N/m}, (50^\circ\text{C})$
- Massefylden $\rho = 988 \text{ kg/m}^3$

Indsættes disse data fås

$$t(r) = 6,455 \cdot 10^{-7} (r(134,4 - 5,041 \cdot 10^6 \cdot r)) \quad (m)$$

Denne funktion har minimum for $r = 1,33 \cdot 10^{-5} \text{ m}$, hvor den krævede tykkelse på det vandsugende stof $t = 0,72 \text{ mm}$.

Funktionen er ikke defineret for

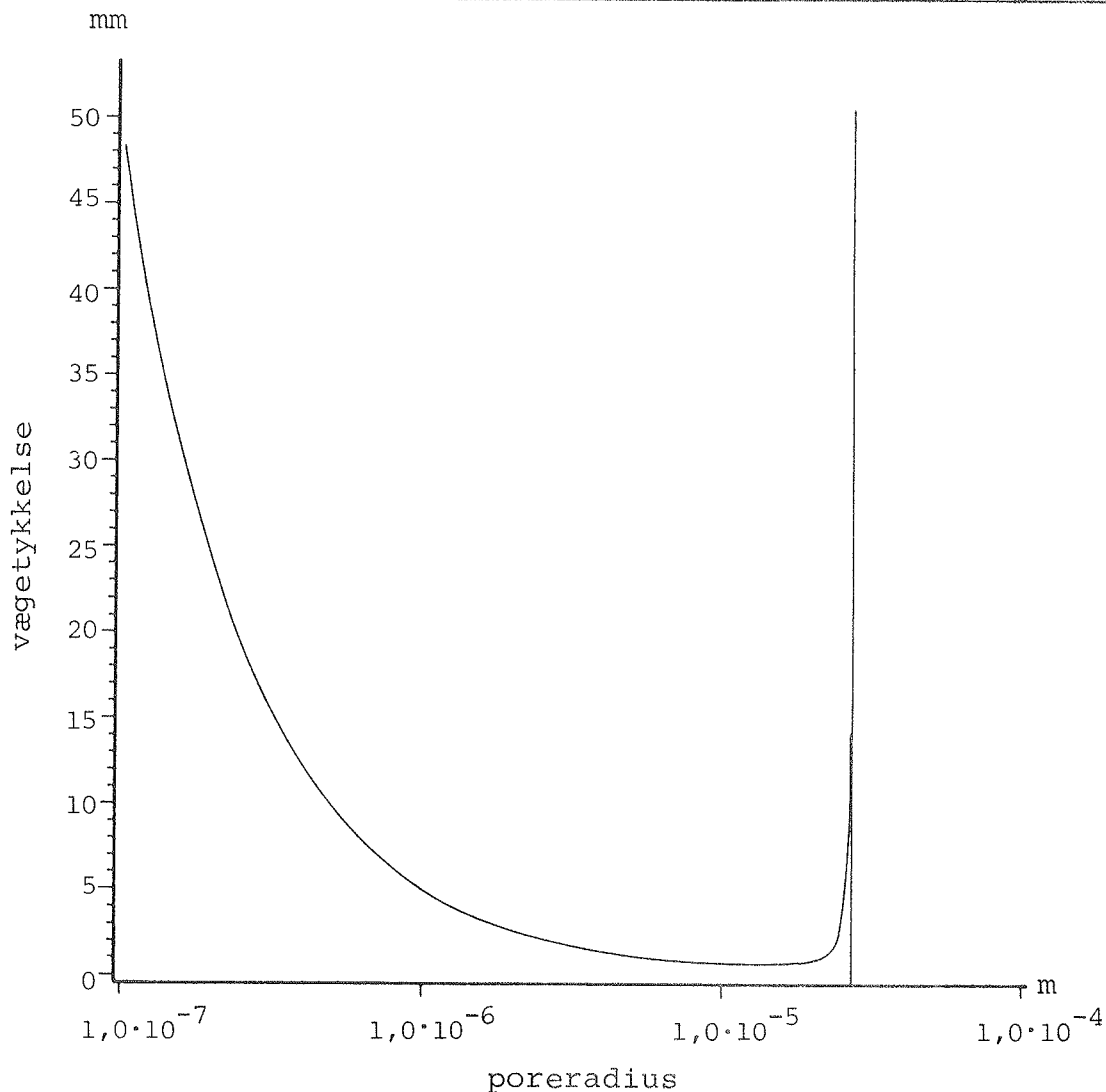
$$r = 19,6 \cdot 10^{-5} \gamma/L = 2,67 \cdot 10^{-5} \text{ m.}$$

Funktionen ses på fig. 2.2.1.b.

Den kapilære stighøjde for et vandsugende stof vil med en pore-radius $r = 1,33 \cdot 10^{-5} \text{ m}$ være

$$h = 2\gamma/(r \cdot \rho \cdot g) = 2 \cdot 0,068 / (1,33 \cdot 10^{-5} \cdot 988 \cdot 9,83) = \underline{1,05 \text{ m}}$$

Fig. 2.2.1.b: Nødvendig tykkelse af et kapillarsugende materiale (væge) som funktion af ækvivalent poreradius ved følgende forudsætninger: Total massetransport: $M_{\text{tot}} = 0,229 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s m}^2$, væge bredde: $B = 1,15 \text{ m/m}^2$, kubisk pakning: $p = 0,4764$, højde (lodret): $L = 0,5 \text{ m}$, dyn. viskositet (50°C): $\mu = 546 \cdot 10^{-6} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$, overfladespænding (50°C): $\gamma = 0,068 \text{ N/m}$, massefylde: $\rho = 988 \text{ kg/m}^3$.



Det fremgår at den i afsnit 2.1 bestemte tykkelse på det kapillarsugende materiale på 11,2 mm var langt tilstrækkeligt. Ud fra den her beskrevne teori må det nok anbefales at vælge en tykkelse på 3-5 mm svarende til 2-3 lag af den anvendte filterkarton.

3. Design

Der har været foretaget målinger på tre forskellige design, der dog ligner hinanden meget. Forskellighederne forekommer på to punkter:

- 1) Montering af vandsugende stof på absorber,
- 2) konstruktionens indre udformning og derigennem varmeoverføringenens karakteristika.

Udformningen af de tre forskellige design: Design A, design B og design C er beskrevet i følgende afsnit, idet dog beskrivelse og overvejelser, der er fælles for de tre, kun vil være at finde under afsnittet 3.1 design A.

3.1 Design A

Konstruktionerne er designet med henblik på forsyning af et almindeligt enfamiliehus med varmt brugsvand.

Hoveddimensionerne for systemet er valgt således, at en cylindrisk lagertank kan indplaceres og således at den lodret projicerede højde af solfangeren og dermed af det vandsugende stof ikke overstiger 0,5 m. Tillige er der taget hensyn til følgende forudsætninger, der refererer til et system i fuld skala:

- vandindhold i lagertank: 120-150 l
- solfangerareal: På grund af den hydrofile solfangers forventede lidt lavere effektivitet skal arealet være 3,75 m²
- solfangerens hældning er 45 °C, således at den hældende absorbers udstrækning er ca. 0,8 m (appendix E)
- solfangerens længde bliver derefter $3,75/0,8 = \text{ca. } 4,7 \text{ m}$.

Prototypen er bygget i kvart størrelse, idet længden er ca. 1,15 m. Tværsnittet er i fuld skala, dermed bliver solfangerens areal $A_S = 0,94 \text{ m}^2$.

3.1.1. System data

På fig. 3.1.1.a ses et lodret snit gennem prototypen. I det eksemplar, der er fremstillet i laboratoriet, er der på absorberen placeret en varmefolie og dæklaget er erstattet af 150 mm mineraluld. Kassen er udført i bukket og limet 3 mm polycarbonatplade og rørgennemføringerne er anbragt i endefladerne, ligesom udluftningsrøret (ikke vist på figuren). En målskitse af den bukkede polycarbonatplade er vist på fig. 3.1.1.b.

Polycarbonatpladen er under lageret understøttet af 10 mm spånplade.

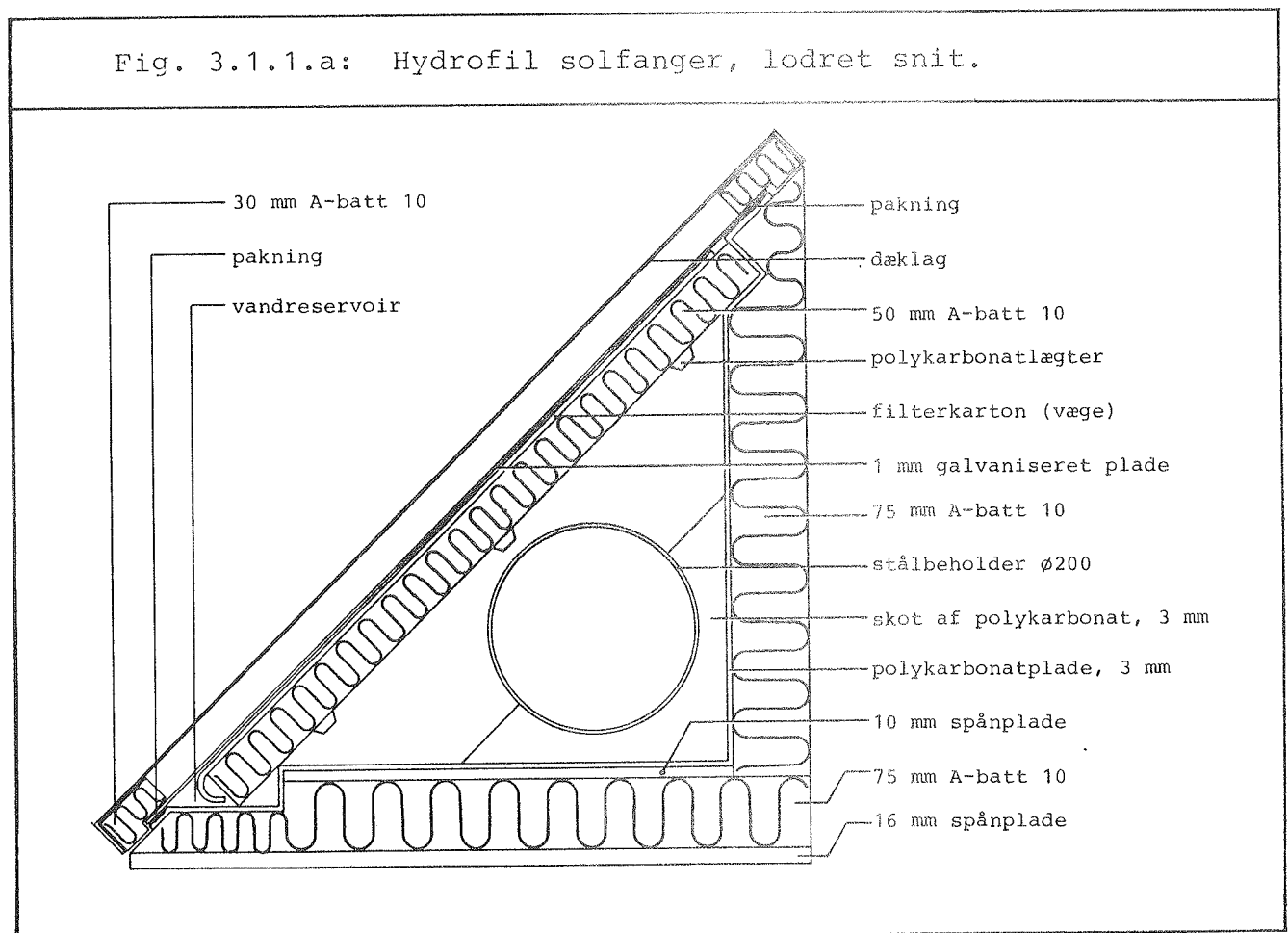


Fig. 3.1.1.d: Låget: filterkarton og rock-
wool på absorberen. I forgrund-
en ses ledninger til indikering
af sugehøjde.

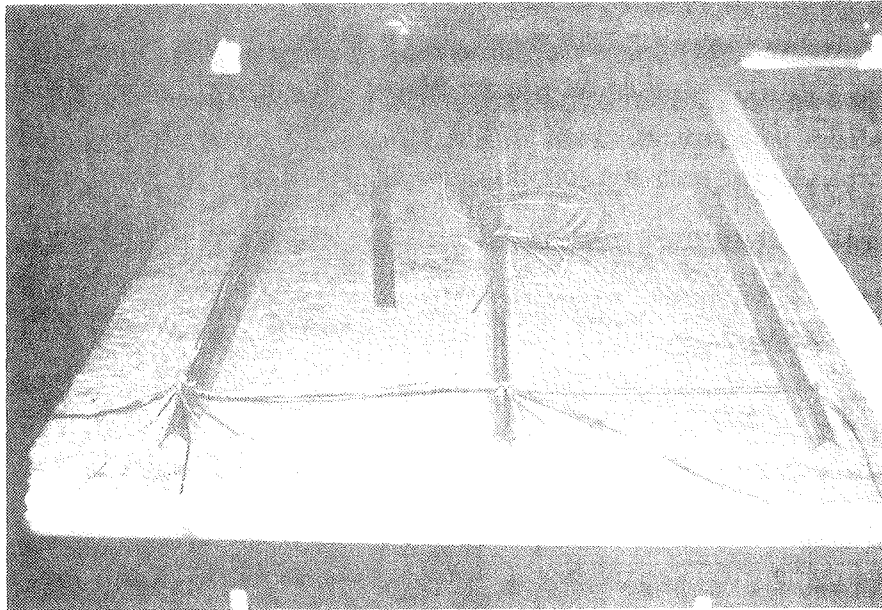


Fig. 3.1.1.e: Nærbillede af indikeringsledning-
er og væge i profil.

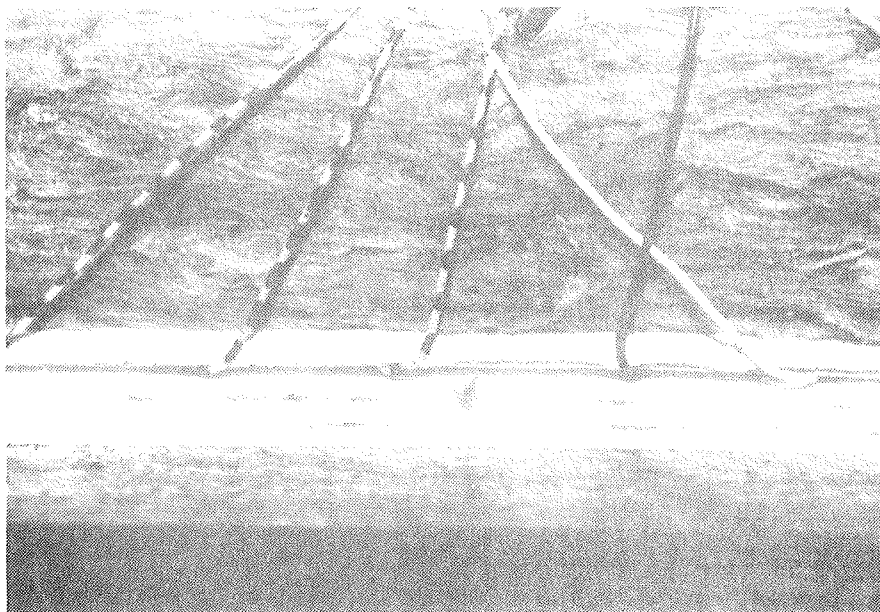


Fig. 3.1.1.f: Konstruktionen klar til lukning.

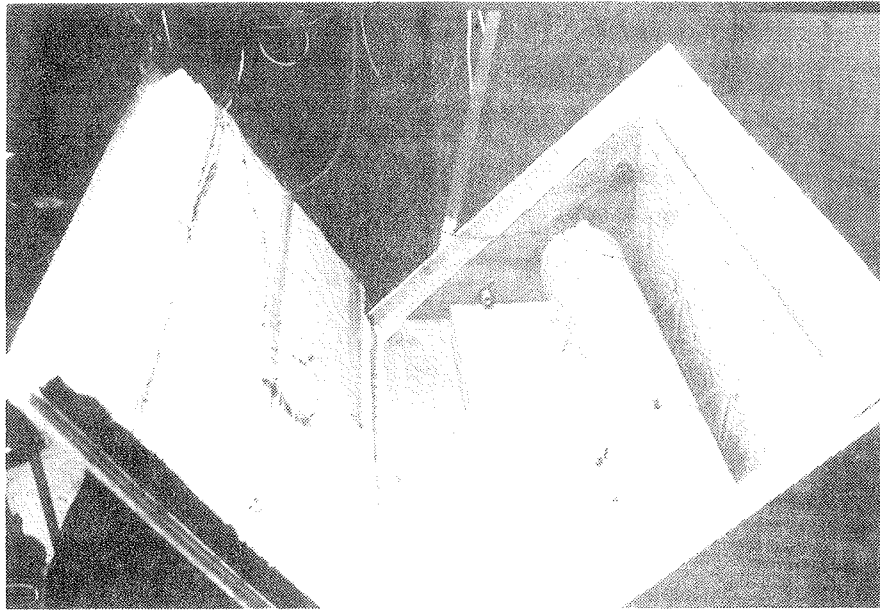
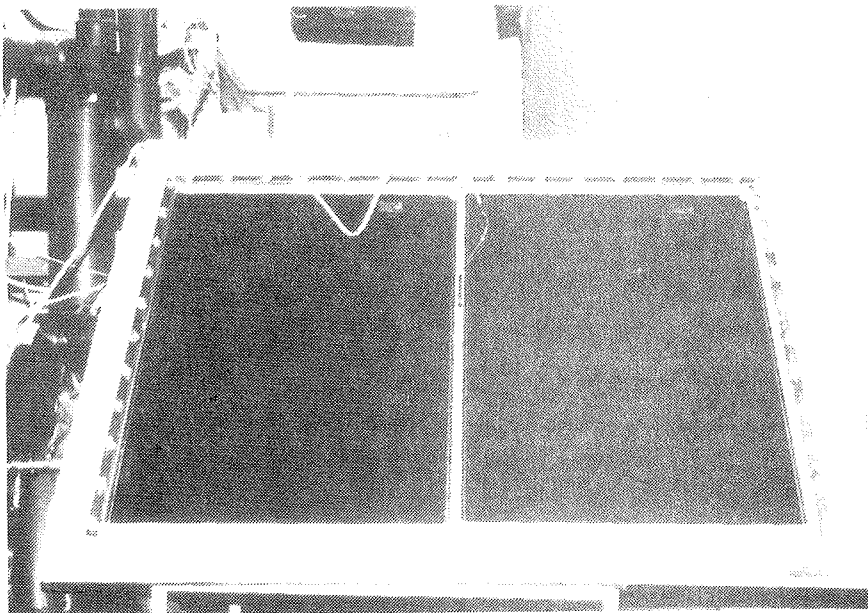


Fig. 3.1.1.g: Konstruktionen set forfra. Der ses de to varmefolier.

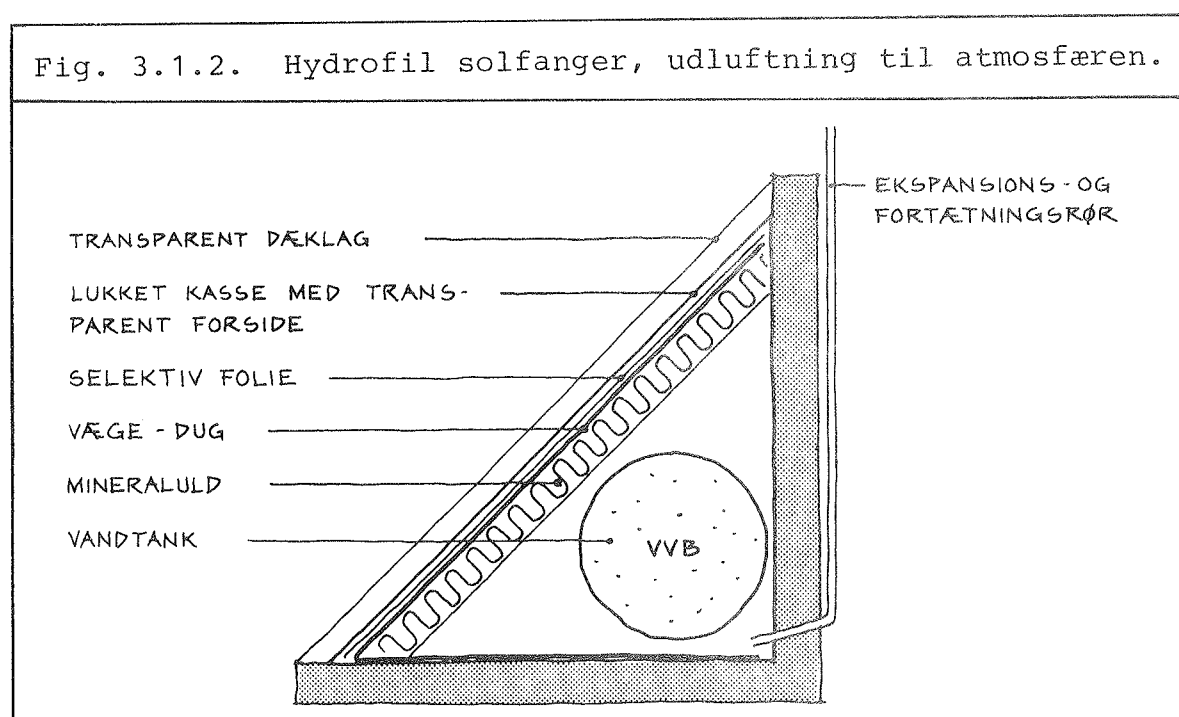


Data (1,15 m lang konstruktion):

Indre volumen	154,5 l
Volumen af vandreservoir	4,35 l
Volumen af indre mineraluld	37,6 l
Volumen af vandsugende materiale	ca 10,1 l
Indre beholdervolumen	30,7 l
Volumen af cirkulerende vand	11,7 l
Vægt af beholder	18,8 kg
Vægt af væske i beholder	30,6 kg
Vægt af vandsugende materiale (tørt)	4,03 kg
Vægt af indre mineraluld	3,13 kg
Vægt af polycarbonat	6,18 kg
Vægt af galvaniseret plade	7,03 kg
Massefylde af mineraluld (Rockwool Batt-10)	83,2 kg/m ³
Areal af galvaniseret plade	1,03 m ²
Areal af elektrisk varmemefolie	0,92 m ²
Specifik varmefylde - mineraluld	900 J/kg °C
- - - træ	2500 J/kg °C
- - - polycarbonat	1800 J/kg °C
Varmekapacitet - lager	137,6 kJ/°C
- - vandsugende materiale	10,1 kJ/°C
- - mineraluld	2,8 kJ/°C
- - polycarbonat	11,1 kJ/°C
- - lager og polycarbonat	148,7 kJ/°C
Varmetabskoefficient ialt (beregnet)	1,61 W/°C
- forside (beregnet)	0,68 W/°C
- andre sider (beregnet)	0,93 W/°C

3.1.2. Tæthed

Idet den begrænsede mængde vand (appendix B), der deltager i fordampnings-/kondensationsprocessen ikke må forsvinde, skal unit-konstruktionen være tæt. Er konstruktionen imidlertid helt tæt vil det absolutte tryk stige til 1,24 bar ved en temperaturstigning på 75 °C. Af konstruktionshensyn og af sikkerhedsmæssige årsager er det derfor valgt at udføre konstruktionen med et udluftningsrør, der så samtidig er sikkerhedsledning som vist på fig. 3.1.2.



I udluftningsrøret skal den udstømmende damp så vidt muligt kondensere og kondensatet derefter løbe tilbage til konstruktionen. En beregning af kondensationen og af den nødvendige længde af udluftningsrøret er foretaget i Appendix D.

Beregningerne giver som resultat en længde på 1-1,5 meter.

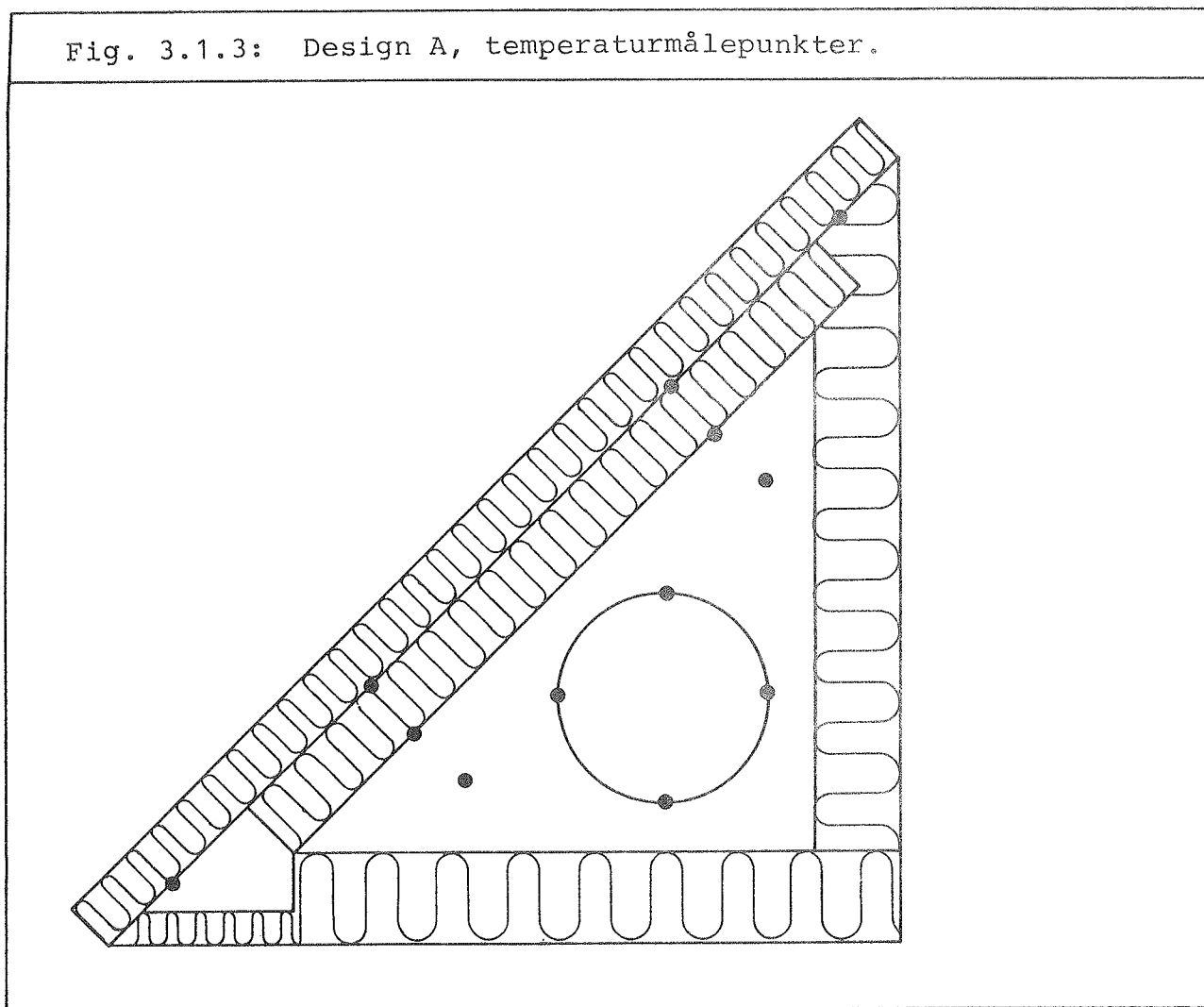
3.1.3. Målesystem

Målesystemet er baseret på en HP 9825A computer, anvendt som styre- og kontrolenhed. Ved hjælp af scanner (HP 9495A) og

voltmeter (HP 3455A) opsamles data fra de til systemet koblede kanaler (op til 80 kanaler) hvert 20. sek. Hvert 5. minut gemmes middelværdier for temperaturer m.v. på extern båndstation (Penny & Giles 2100 D). Herfra læses datasættene ind på NEUCC, Det Regionale EDB-Center ved DTH og DIA, til videre behandling med SAS (Statistical Analysis System).

Målepunkterne er vist på fig. 3.1.3.

Fig. 3.1.3: Design A, temperaturmålepunkter.



Temperaturer

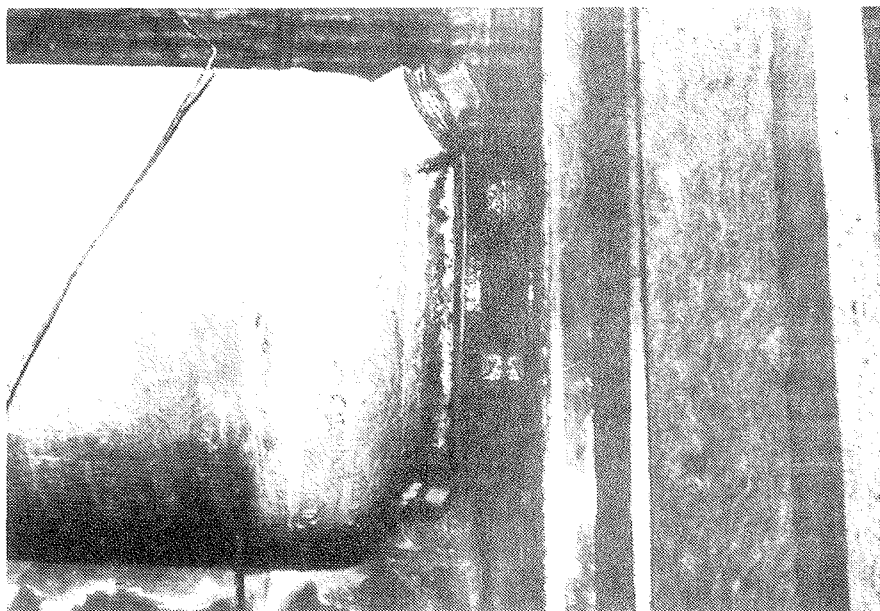
Temperaturerne er målt med kobber-konstantan termoelementer af bedste kvalitet (nøjagtighed 0,1 °C). Referenceelementet er placeret i en kasse med konstant temperatur 40 °C. Temperatur-differencerne er målt med termosøjler med ti termoelementer i hver søjle.

3.1.4. Erfaringer

Målingerne gav som resultat at design A termisk set ikke indfrie-ede forventningerne. Absorbertemperaturen var for høj og varmeoverføringen til lageret var ikke god, hvilket er beskrevet i afsnit 4.4.

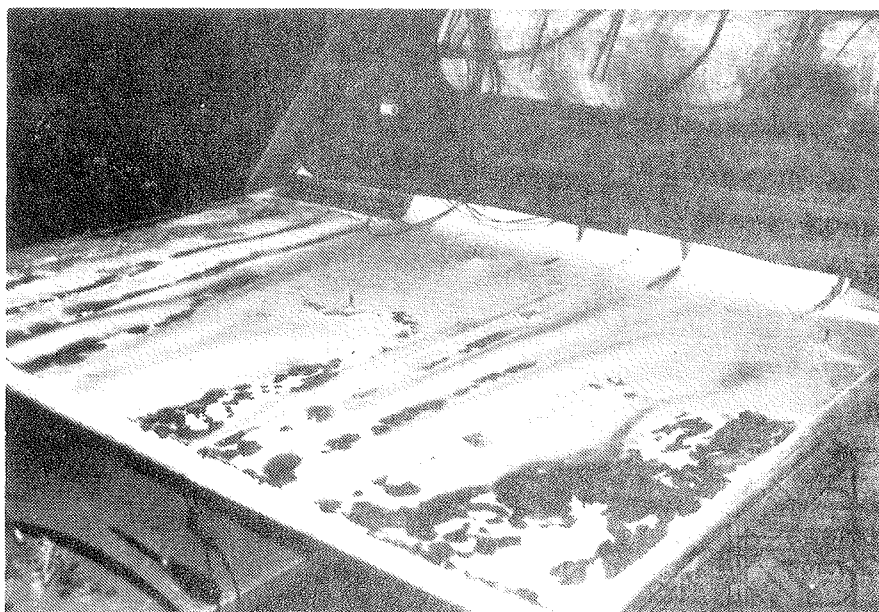
Efter adskillelse af konstruktionen konstateredes det, at den galvaniserede absorber var kraftigt tæret, ligesom koldgalvaniseringen af lagertanken heller ikke kunne modstå tæringsangrebet (fig. 3.1.4.a), som skyldes kondensatets aggressive natur.

Fig. 3.1.4.a: Tæringsangreb på lagertank.



På fig. 3.1.4.b ses at den vandsugende filterkarton ikke har kontakt med absorberen over hele fladen, men bølgler sig hen over absorberen. I bølgedalene har vægen nærmest brændt sig fast.

Fig. 3.1.4.b: Dårlig kontakt mellem væge og absorber.



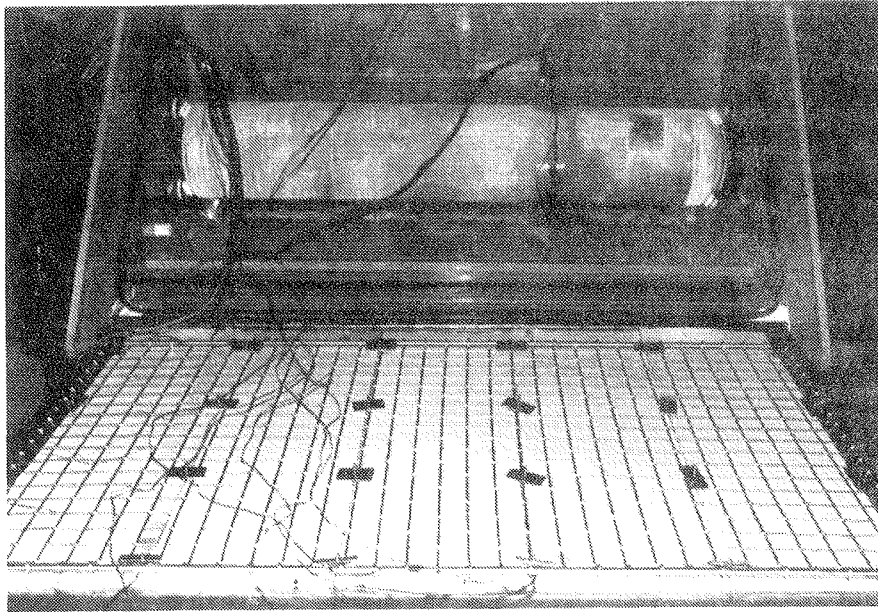
Filterkartonens sugsevne viser sig at være tilfredsstillende. Det indplacerede udluftningsrør virker efter hensigten - der sker ingen udslip af vanddamp.

3.2. Design B

For at forøge varmeovergangen blev konstruktionen ændret således at vanddamptransporten nu hovedsagelig foregår ved konvektion i stedet for ved diffusion.

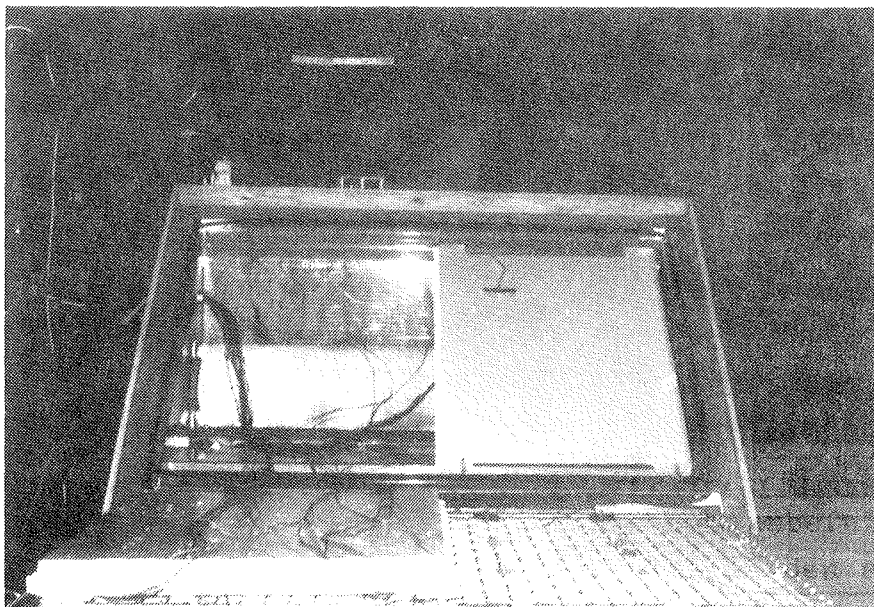
Lagertank og kasse adskiller sig ikke fra design A. Den dårlige kontakt mellem absorber og vandsugende materiale, som erfarede med design A er forbedret i design B, idet filterkartonen nu er spændt mod absorbereren med et trådvævgitter af rustfrit stål, som således hindrer bølgedannelse i filterkartonen (fig. 3.2.a).

Fig. 3.2.a: Design B - rustfri stål-gitter spænder filterkartonen mod den rustfrie absorber.



Absorberen er udskiftet med en rustfri stålplade og i stedet for 7 lag filterkarton er der nu kun placeret 3 lag. De 50 mm rock-wool som i design A var anbragt som forsideisolering af lageret og som dampen skulle diffundere igennem, er erstattet af styroporplader med en afstand til filterkartonen på 8 mm. I pladerne er der lavet udskæringer foroven og forneden, således at der er luftpassage til indelukket (fig. 3.2.b).

Fig. 3.2.b: Design B - styroporpladernes placering



Hensigten med spalterne er, at der dannes en fri konvektionsstrøm, idet damp strømmer op mellem filterkarton og styroporplader for derefter at strømme ned forbi lageret i indelukket bagved styroporpladerne.

3.2.1. Erfaringer

Der konstateredes nu ikke korrosive angreb på absorbere og gitter, medens en kraftig tæring var påbegyndt på de små aluminiumsstykker, som anvendtes til fastspænding på gitteret.

Det vandsugende materiale kunne stadig holde trit med fordampningen, således at vægen er fugtig helt op.

Måleresultaterne viste ikke den forventede forøgelse i varme-transporten til lageret og det besluttedes at øge bredden af luftspalten bag vægen (Design C).

3.3. Design C.

Designet er kun ændret i forhold til design B på et punkt - luftspalten bag vægen er øget fra 8 mm til 30 mm ved at styroporisoleringen er erstattet af en aluminiumsplade. Konstruktionen er nu temmelig dårligt isoleret i stilstand, men på grund af den ringe plads kunne 30 mm luftspalte ikke opnås samtidig med at isoleringen bevaredes. Dette har dog stort set ingen indflydelse på de ønskede målinger i driftssituationerne.

3.3.1. Erfaringer

Den øgede luftspalte bedrede varmeoverføringen til lageret betydeligt, hvilket resulterede i lavere absorbertemperaturer (se afsnit 4.4).

Aluminiumspladen tæredes kraftigt.

4. Simulering

Det ønskes at kunne sammenligne den hydrofile solfanger-unit med gængse brugsvandsanlæg. Sammenligningen er foretaget ved at simulere den hydrofile solfanger samt den gængse hver for sig, men med samme vejr. Det gængse solfangersystem er modelleret som beskrevet i afsnit 4.3 medens der til simulering af den hydrofile solfanger er udviklet et nyt program, som beskrevet i det følgende. Dette program er valideret med måledata (afsnit 4.2).

4.1. Modellering af hydrofil solfanger

En model for de tre designs funktion er vist på fig. 4.1.a. I modellen antages varmetabsstrømmen R at strømme fra temperaturen T_e i indelukket til omgivelsestemperaturen T_o . Varmestrømmen Q deles derfor i en varmetabsstrøm R og en varmestrøm til lageret S . Det antages at de tre varmestrømme er bestemt af de tilhørende temperaturdifferencer. Denne afhængighed er udtrykt ved isolansen I som funktion af temperaturdifferensen for de tre varmestrømme Q , R og S henholdsvis. Ud fra måledata er disse isolansfunktioner bestemt og som eksempel er der på fig. 4.1.b vist isolansen for varmestrømmen S gældende for design C. Matematiske udtryk for disse funktioner er fundet dels ved 3. ordens regression og dels ved konstruktion. Samtlige isolanskurver for de tre design er angivet i appendix E: Isolanskurver.

- Validering: Den i absorberen absorberede effekt er i laboratorieopstillingen simuleret med en elektrisk varmemefolie. Effekten Q påføres dermed systemet og der kan opstilles en 4x4 matrix til bestemmelse af T_c , T_e , S og R . Størrelserne Q , T_o og T_s er kendte.
- Simulering: Ved den egentlige simulering påføres systemet globalstrålingen H . Denne situation er der ikke foretaget målinger på, hvorfor solfangeren er repræsenteret ved det effektive transmissions-absorptionsprodukt $\tau\alpha = 0,85$ samt var-

metabskoefficienten $U_t = 4 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Der kan opstilles en 3×3 matrix til bestemmelse af Q , T_c og T_e , idet T_o og T_s er kendte og R samt S derefter kan beregnes.

Validering og simulation er foretaget quasistationært med et tidsstep på 15 min, hvorefter resultaterne er midlet over en time.

Fig. 4.1.a: Modellering af design A, B og C.

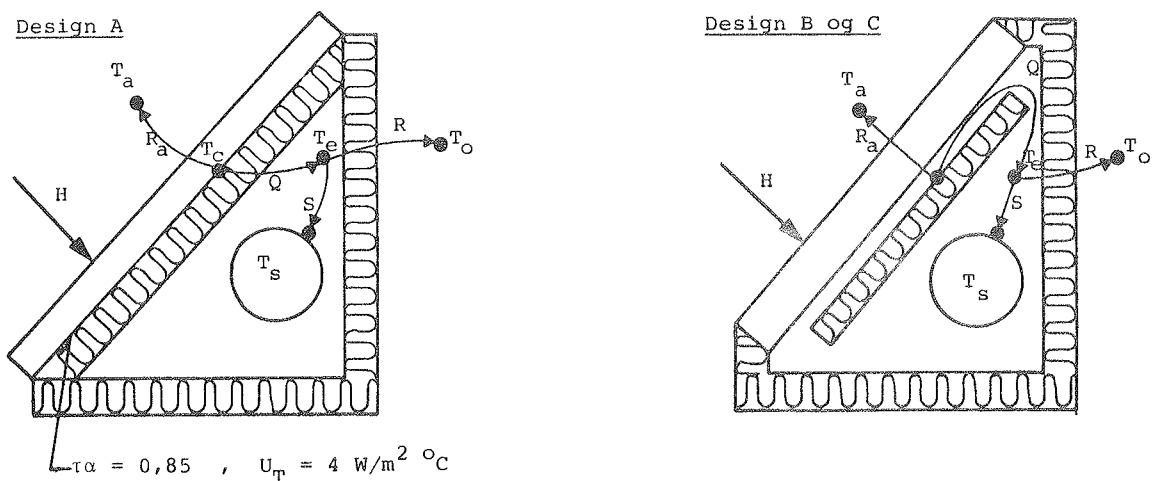
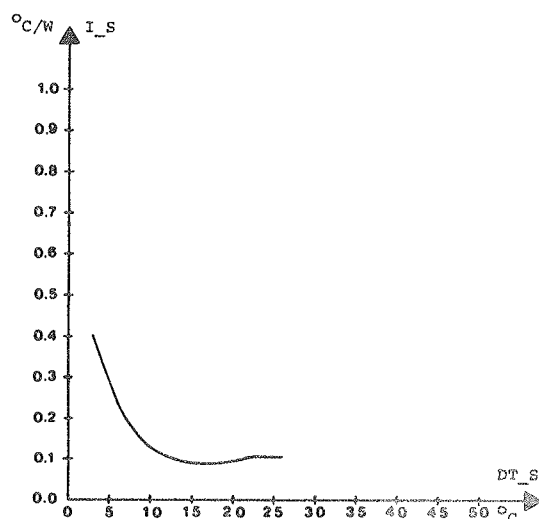


Fig. 4.1.b. Isolansfunktion for design C. I_S som funktion af DT_S .

HYDROFIL SOLFANGER - DESIGN C
BEDSTE TILNÆRMELSE TIL MÅLTE ISOLANSER SOM FUNKTION AF
DRIVENDE TEMPERATURDIFFERENCE

I_S : isolans mod varmestrømmen S
 DT_S : temperaturdifference



4.2. Validering

Ved hjælp af de målte rådata er de aktuelle energistrømme beregnet i form af timeværdier (målte data). Med den nettoabsorberede energistrøm Q som indgangsparameter er R , S og temperaturerne i konstruktionen beregnet med simuleringsprogrammet, ved brug af de tidligere fundne isolansfunktioner (beregnete data). På fig. 4.2 ses resultatet af valideringen.

Fig. 4.2: Validering af model for hydrofil solfanger

VALIDERING AF DESIGN A

SLUTBOGSTAV B I VARIABELNAVN ANGIVER BEREKNEDNE VÆRDIER
 ALLE VÆRDIER ER MIDDELVÆRDIER OVER 1 TIME
 Q: NETTOABSORBERET EFFEKT - R: VARMETAB (W) - S: EFFEKT TILFØRT LAGERET
 ALLE TEMPERATURER ANGIVET I GRADER CELCIUS
 TL: LAGERETS TEMPERATUR - TABS: ABSORPTIONSTEMPERATUR
 TE: TEMPERATUR I INDELUKKET

TIME	Q	R	RB	S	SB	TL	TLB	TABS	TABSB	TE	TEB
1	283	250	211	33	72	22.7	22.7	44.3	45.4	25.2	39.1
2	275	200	211	74	45	24.0	24.3	61.0	50.3	35.3	39.1
3	225	142	189	83	48	26.3	25.8	70.3	44.3	47.0	37.3
4	185	.	164	.	32	28.0	26.8	72.5	43.1	51.7	35.3

LAGERETS TEMPERATUR VED START: 22.0
 OMGIVELSESTEMPERATUR : 22.1

VALIDERING AF DESIGN A

SLUTBOGSTAV B I VARIABELNAVN ANGIVER BEREKNEDNE VÆRDIER
 ALLE VÆRDIER ER MIDDELVÆRDIER OVER 1 TIME
 Q: NETTOABSORBERET EFFEKT - R: VARMETAB (W) - S: EFFEKT TILFØRT LAGERET
 ALLE TEMPERATURER ANGIVET I GRADER CELCIUS
 TL: LAGERETS TEMPERATUR - TABS: ABSORPTIONSTEMPERATUR
 TE: TEMPERATUR I INDELUKKET

TIME	Q	R	RB	S	SB	TL	TLB	TABS	TABSB	TE	TEB
1	83	78	76	76	7	68.0	68.0	77.3	76.8	72.4	71.1
2	81	76	76	76	6	68.1	68.1	77.4	78.5	72.5	70.7
3	84	79	76	76	7	68.2	68.3	77.4	79.5	72.6	71.2
4	81	76	76	76	6	68.3	68.4	77.6	79.6	72.7	71.1
5	85	80	77	76	7	68.5	68.6	77.6	80.3	72.8	71.6
6	80	75	76	76	6	68.6	68.7	77.7	79.3	72.9	71.0
7	82	78	76	76	7	68.7	68.8	77.8	79.1	73.0	71.2
8	84	79	77	76	6	68.8	69.0	78.1	80.4	73.2	71.8

VALIDERING AF DESIGN B

SLUTBOGSTAV B I VARIABELNAVN ANGIVER BEREKNEDNE VÆRDIER
 ALLE VÆRDIER ER MIDDELVÆRDIER OVER 1 TIME
 Q: NETTOABSORBERET EFFEKT - R: VARMETAB (W) - S: EFFEKT TILFØRT LAGERET
 ALLE TEMPERATURER ANGIVET I GRADER CELCIUS
 TL: LAGERETS TEMPERATUR - TABS: ABSORPTIONSTEMPERATUR
 TE: TEMPERATUR I INDELUKKET

TIME	Q	R	RB	S	SB	TL	TLB	TABS	TABSB	TE	TEB
1	100	29	36	71	64	24.3	24.1	52.7	48.8	52.1	46.3
2	99	32	37	67	62	26.0	25.7	53.1	49.5	52.1	47.0
3	93	30	37	63	57	27.5	27.1	53.5	49.9	52.3	47.8
4	95	34	39	60	56	29.0	28.5	54.2	50.6	52.8	48.6
5	95	38	40	58	55	30.4	29.8	54.8	51.8	53.4	49.8
6	93	38	41	55	52	31.8	31.1	55.4	52.8	53.8	50.8
7	91	39	42	52	49	33.1	32.3	56.0	53.4	54.4	51.5
8	93	43	44	50	49	34.3	33.5	56.7	54.2	55.0	52.5
9	92	43	45	48	47	35.5	34.7	57.3	55.2	55.5	53.4
10	91	45	46	46	46	36.6	35.8	57.8	56.0	56.0	54.3
11	91	47	47	44	44	37.7	36.9	58.3	56.8	56.4	55.1
12	90	48	48	42	43	38.7	37.9	59.0	57.5	57.0	55.9
13	86	44	48	42	39	39.7	38.9	59.6	57.7	57.6	56.3
14	92	50	49	42	38	40.7	39.9	60.5	58.3	58.4	57.0

LAGERETS TEMPERATUR VED START: 22.2
 OMGIVELSESTEMPERATUR : 20.0

VALIDERING AF DESIGN C

SLUTBOGSTAV B I VARIABELNAVN ANGIVER BEREKNEDNE VÆRDIER
 ALLE VÆRDIER ER MIDDELVÆRDIER OVER 1 TIME
 Q: NETTOABSORBERET EFFEKT - R: VARMETAB (W) - S: EFFEKT TILFØRT LAGERET
 ALLE TEMPERATURER ANGIVET I GRADER CELCIUS
 TL: LAGERETS TEMPERATUR - TABS: ABSORPTIONSTEMPERATUR
 TE: TEMPERATUR I INDELUKKET

TIME	Q	R	RB	S	SB	TL	TLB	TABS	TABSB	TE	TEB
1	259	55	62	204	197	32.2	32.2	62.7	64.7	57.4	55.1
2	248	51	68	197	184	37.0	36.8	65.8	67.6	61.3	58.7
3	269	77	76	192	187	41.6	41.2	69.2	73.1	65.0	63.6
4	271	84	83	187	187	46.2	45.7	72.2	78.6	68.3	68.3
5	267	88	88	179	180	50.6	50.2	75.0	81.2	71.3	71.0
6	261	89	90	172	173	54.8	54.4	77.4	82.1	73.8	72.2
7	263	98	94	165	169	58.9	58.5	80.1	84.6	76.5	74.7
8	262	107	99	155	163	62.7	62.3	82.5	87.7	78.9	77.9
9	252	141	104	111	151	66.3	66.3	84.7	89.9	81.1	80.6

LAGERETS TEMPERATUR VED START: 30.4
 OMGIVELSESTEMPERATUR : 20.0

Valideringen af design A er foretaget ved to forskellige temperaturniveauer og med forskellig nettoabsorberet effekt. Som det ses af fig. 4.2 repræsenterer modellen med isolansfunktioner her ikke virkeligheden særlig godt, hvilket også fremgår af appendix E, hvor isolansen med varmestrømmen Q , som er optegnet på grundlag af målingerne ikke er kontinuert.

For design B og design C er der derimod god overensstemmelse mellem beregningerne baseret på isolansfunktioner og målingerne.

Det skal tilføjes at der ikke er taget hensyn til varmekapaciteter bortset fra varmekapaciteten af lageret. I design A, hvor der sker en diffusion af vanddamp gennem 50 mm Rockwool, vil man ikke kunne se helt bort fra kondensationen af vanddamp i isoleringen.

Design A er ikke forsøgt modelleret bedre, idet varmeoverføringen mellem absorber og lager ikke var tilfredsstillende, som det fremgår af senere afsnit.

4.3. Modellering af almindeligt brugsvandsanlæg

Med det formål at kunne sammenligne den hydrofile solfanger med et almindeligt brugsvandsanlæg er det valgt at udtrykke udbyttet Q_a af den almindelige solfanger som funktion af lagertemperaturen T_L ved (ref. 5):

$$Q_a = F_R' (I (\tau\alpha) - U_L (T_L - T_a))$$

hvor: F_R' er solfangerkredsens totale effektivitetsfaktor,
 I er indstrålingen,
 $(\tau\alpha)$ er det effektive transmissions-absorptionsprodukt,
 U_L er varmetabskoefficienten for solfangeren,
 T_L er lagertemperaturen (fuld opblandet),
 T_a er udetemperaturen.

Solfangerkredsens totale effektivitetsfaktor F_R' er givet ved:

$$F_R' = F' \times F'' \times F'''$$

hvor

F' er kollektoreffektivitetsfaktoren,

F'' er flowfaktoren

F''' er varmevekslereffektivitetsfaktoren.

4.4. Sammenlignende simulering

Ved sammenligningen af den hydrofile solfanger, design A, B og C med et almindeligt solfangersystem (referencesystem) er anvendt modeller som beskrevet i afsnit 4.1 og 4.3. Den hydrofile solfanger og referenceanlægget er simuleret i tre udvalgte dage med sol fra 1984: 1. april, 17. juli og 2. oktober. De anvendte parametre er angivet i appendix F: Simuleringsparametre. Resultatet af simuleringerne er præsenteret for de tre design i tabellerne 4.4.a, 4.4.b og 4.4.c.

Tabel 4.4.a: Sammenlignende simulering. Hydrofil solfanger - design A og referenceanlæg.

```

*****
SAMMENLIGNING MELLEMLYDROFIL SOLF. OG ALM. BRUGSVANDSANLÆG
DATA FRA D. 1. APRIL 1984 -- DESIGN A
*****
TIME SOL Q R S QR RR SR TC TCR TE TL TLR TULT TULTR
7 67. 1. 0. 0. 2. -0. 2. 20.3 24.9 20.2 20.0 19.9 20.0 20.0
8 165. 34. 11. 23. 62. 0. 62. 30.1 32.9 27.4 20.1 20.5 20.6 21.5
9 374. 108. 30. 79. 174. 1. 173. 47.0 45.8 39.3 21.2 22.9 22.4 25.7
10 504. 167. 48. 119. 259. 2. 257. 62.7 49.9 51.2 23.5 27.9 25.3 31.9
11 565. 197. 60. 137. 291. 4. 286. 71.2 53.7 59.0 26.5 34.4 28.6 38.7
12 593. 204. 66. 140. 291. 6. 285. 76.3 58.2 63.0 29.9 41.3 32.0 45.6
13 584. 206. 69. 135. 265. 8. 257. 73.9 58.7 65.2 33.2 48.0 35.2 51.7
14 425. 147. 57. 90. 169. 10. 159. 67.4 53.6 56.9 36.1 53.4 37.4 55.5
15 419. 122. 52. 70. 121. 11. 110. 62.8 60.3 53.8 38.0 56.6 39.0 58.2
16 285. 81. 44. 37. 46. 12. 34. 53.1 51.2 48.4 39.4 58.7 39.9 59.0
*****
3981.1267.437.830.1679.55.1624.
*****
SOL: DET TOTALE SOLINDFALD PÅ 45 GRADER
Q: UDBYTTEL FRA SOLFANGER
R: VARMETAB FRA LAGERET
S: EFFEKT AFLEVERET I LAGERET
TC: ABSORBERTEMPERATUR
TE: TEMP. I INDELUKKET (HYDROFIL SOLF.)
TL: TEMP. I LAGER -TIMEMIDDEL
TULT: TEMP. I LAGER -TIMENS SLUTNING
*****
TEMPERATURER I GRADER CELSIUS
EFFEKT I WATT - SUMMER I WH
VARIABLENAVN EFTERFULGT AF 'R' ANGIVER DATA FOR ALM. BRUGSVANDSANLÆG
*****
*****
SAMMENLIGNING MELLEMLYDROFIL SOLF. OG ALM. BRUGSVANDSANLÆG
DATA FRA D. 17. JULI 1984 -- DESIGN A
*****
TIME SOL Q R S QR RR SR TC TCR TE TL TLR TULT TULTR
5 73. 3. 1. 2. 7. -0. 7. 21.2 26.5 20.8 20.0 20.0 20.0 20.2
6 232. 59. 18. 41. 93. 0. 92. 33.4 36.2 31.4 20.3 20.8 21.0 22.4
7 334. 100. 28. 72. 161. 1. 160. 46.1 37.3 38.1 21.7 23.7 22.8 26.2
8 305. 104. 31. 75. 153. 2. 151. 47.0 34.4 40.1 23.5 27.6 24.5 29.8
9 315. 104. 33. 71. 145. 3. 141. 48.0 43.2 41.3 25.1 31.1 26.2 33.2
10 531. 165. 51. 114. 236. 5. 231. 63.8 60.9 53.3 27.1 35.1 28.9 38.8
11 605. 208. 67. 141. 294. 6. 288. 76.5 63.9 63.5 30.1 41.3 32.3 45.7
12 766. 251. 83. 168. 358. 9. 349. 92.1 76.1 74.1 33.8 48.7 36.4 54.1
13 745. 268. 93. 175. 347. 11. 336. 93.7 72.9 80.4 37.9 57.2 40.6 62.1
14 657. 224. 85. 139. 273. 13. 260. 90.2 72.8 75.2 41.9 64.6 43.9 68.3
15 572. 187. 78. 110. 194. 15. 179. 82.0 73.9 70.5 44.9 70.1 46.5 72.6
16 469. 143. 68. 75. 114. 16. 98. 73.2 72.4 64.2 47.2 73.7 48.3 75.0
17 375. 92. 57. 35. 39. 17. 23. 65.4 68.6 57.2 48.7 75.3 49.2 75.5
*****
5979.1906.692.1215.2412.99.2313.
*****
SOL: DET TOTALE SOLINDFALD PÅ 45 GRADER
Q: UDBYTTEL FRA SOLFANGER
R: VARMETAB FRA LAGERET
S: EFFEKT AFLEVERET I LAGERET
TC: ABSORBERTEMPERATUR
TE: TEMP. I INDELUKKET (HYDROFIL SOLF.)
TL: TEMP. I LAGER -TIMEMIDDEL
TULT: TEMP. I LAGER -TIMENS SLUTNING
*****
TEMPERATURER I GRADER CELSIUS
EFFEKT I WATT - SUMMER I WH
VARIABLENAVN EFTERFULGT AF 'R' ANGIVER DATA FOR ALM. BRUGSVANDSANLÆG
*****
*****
SAMMENLIGNING MELLEMLYDROFIL SOLF. OG ALM. BRUGSVANDSANLÆG
DATA FRA D. 2. OKTOBER 1984 -- DESIGN A
*****
TIME SOL Q R S QR RR SR TC TCR TE TL TLR TULT TULTR
8 110. 14. 6. 8. 28. 0. 28. 25.0 26.4 23.7 20.0 20.2 20.2 20.7
9 176. 45. 14. 31. 69. 0. 69. 30.5 29.3 29.1 20.4 21.2 20.9 22.3
10 218. 66. 19. 47. 98. 1. 97. 35.6 33.0 32.6 21.3 23.1 22.1 24.7
11 347. 100. 29. 71. 156. 2. 154. 47.0 40.0 38.8 22.7 25.9 23.8 28.4
12 280. 95. 30. 66. 133. 3. 130. 45.3 30.8 39.3 24.4 29.6 25.3 31.5
13 151. 45. 19. 26. 49. 4. 46. 35.7 26.9 32.5 25.6 32.0 25.9 32.6
14 107. 16. 12. 4. -0. 4. -4. 28.9 28.7 27.8 26.0 32.6 26.0 32.5
*****
1389.381.129.252.533.13.520.
*****
SOL: DET TOTALE SOLINDFALD PÅ 45 GRADER
Q: UDBYTTEL FRA SOLFANGER
R: VARMETAB FRA LAGERET
S: EFFEKT AFLEVERET I LAGERET
TC: ABSORBERTEMPERATUR
TE: TEMP. I INDELUKKET (HYDROFIL SOLF.)
TL: TEMP. I LAGER -TIMEMIDDEL
TULT: TEMP. I LAGER -TIMENS SLUTNING
*****
TEMPERATURER I GRADER CELSIUS
EFFEKT I WATT - SUMMER I WH
VARIABLENAVN EFTERFULGT AF 'R' ANGIVER DATA FOR ALM. BRUGSVANDSANLÆG
*****

```

Tabel 4.4.b: Sammenlignende simulering. Hydrofil solfanger - design B og referenceanlæg.

```

SAMMENLIGNING MELLOM HYDROFIL SOLF. OG ALM. BRUGSVANDSANLÆG
DATA FRA D. 1. APRIL 1984 -- DESIGN B
*****
TIME SOL Q R S QR RR SR TC TCR TE TL TLR TULT TULTR
7 67. -0. -0. -0. 2. -0. 2. 20.5 24.9 20.0 20.0 19.9 20.0 20.0
8 165. 20. 11. 9. 62. 0. 62. 33.3 32.9 28.3 20.1 20.5 20.2 21.5
9 374. 103. 33. 70. 174. 1. 173. 48.3 45.8 46.0 20.7 22.9 21.9 25.7
10 504. 175. 46. 129. 259. 2. 257. 61.0 49.9 55.7 23.0 27.9 25.0 31.9
11 565. 208. 54. 153. 291. 4. 286. 68.8 53.7 62.6 26.3 34.4 28.7 38.7
12 593. 218. 60. 158. 291. 6. 285. 73.4 58.2 66.9 30.1 41.3 32.4 45.6
13 584. 209. 62. 147. 265. 8. 257. 74.8 58.7 68.6 33.6 48.0 36.0 51.7
14 425. 148. 55. 93. 169. 10. 159. 67.1 53.6 62.6 36.9 53.4 38.2 55.5
15 419. 116. 52. 64. 121. 11. 110. 64.2 60.3 60.7 38.9 56.6 39.7 58.2
16 285. 72. 43. 29. 46. 12. 34. 55.2 51.2 53.4 40.1 58.7 40.4 59.0
*****
3981.1267. 416. 851.1679. 55.1624.
*****
SOL: DET TOTALE SOLINDFALD PÅ 45 GRADER
Q: UDBYTTEL FRA SOLFANGER
R: VARMETAB FRA LAGERET
S: EFFEKT AFLEVERET I LAGERET
TC: ABSORBERTEMPERATUR
TE: TEMP. I INDELUKKET (HYDROFIL SOLF.)
TL: TEMP. I LAGER -TIMEMIDDEL
TULT: TEMP. I LAGER -TIMENS SLUTNING
*****
TEMPERATURER I GRADER CELSIUS
EFFEKTER I WATT - SUMMER I WH
VARIABELNAVN EFTERFULGT AF 'R' ANGIVER DATA FOR ALM. BRUGSVANDSANLÆG
*****
SAMMENLIGNING MELLOM HYDROFIL SOLF. OG ALM. BRUGSVANDSANLÆG
DATA FRA D. 17. JULI 1984 -- DESIGN B
*****
TIME SOL Q R S QR RR SR TC TCR TE TL TLR TULT TULTR
5 73. 2. 1. 1. 7. -0. 7. 21.3 26.5 21.0 20.0 20.0 20.0 20.2
6 232. 35. 16. 19. 93. 0. 92. 38.9 36.2 32.2 20.1 20.8 20.5 22.4
7 334. 94. 32. 43. 161. 1. 160. 47.3 37.3 44.7 20.9 23.7 22.0 26.2
8 305. 100. 32. 68. 153. 2. 151. 47.9 34.4 45.1 22.6 27.6 23.6 29.8
9 315. 99. 34. 64. 145. 3. 141. 49.2 43.2 46.8 24.2 31.1 25.1 33.2
10 531. 169. 49. 120. 236. 5. 231. 63.0 60.7 58.1 26.1 35.1 28.0 38.8
11 605. 221. 60. 161. 294. 6. 288. 73.6 63.9 67.0 29.4 41.3 31.9 45.7
12 766. 279. 73. 205. 358. 9. 349. 85.7 76.1 77.4 33.6 48.7 36.8 54.1
13 745. 284. 79. 205. 347. 11. 336. 90.0 72.9 81.5 38.7 57.2 41.7 62.1
14 657. 238. 77. 161. 273. 13. 270. 87.1 72.8 80.0 43.3 64.6 45.6 68.3
15 572. 188. 72. 116. 194. 15. 179. 81.8 73.9 76.2 46.7 70.1 48.4 72.6
16 469. 134. 65. 69. 114. 16. 98. 75.1 72.4 71.1 49.1 73.7 50.0 75.0
17 375. 86. 57. 29. 39. 17. 23. 66.7 68.6 64.3 50.4 75.3 50.7 75.5
*****
5979.1928. 647.1281.2412. 99.2313.
*****
SOL: DET TOTALE SOLINDFALD PÅ 45 GRADER
Q: UDBYTTEL FRA SOLFANGER
R: VARMETAB FRA LAGERET
S: EFFEKT AFLEVERET I LAGERET
TC: ABSORBERTEMPERATUR
TE: TEMP. I INDELUKKET (HYDROFIL SOLF.)
TL: TEMP. I LAGER -TIMEMIDDEL
TULT: TEMP. I LAGER -TIMENS SLUTNING
*****
TEMPERATURER I GRADER CELSIUS
EFFEKTER I WATT - SUMMER I WH
VARIABELNAVN EFTERFULGT AF 'R' ANGIVER DATA FOR ALM. BRUGSVANDSANLÆG
*****
SAMMENLIGNING MELLOM HYDROFIL SOLF. OG ALM. BRUGSVANDSANLÆG
DATA FRA D. 2. OKTOBER 1984 -- DESIGN B
*****
TIME SOL Q R S QR RR SR TC TCR TE TL TLR TULT TULTR
8 110. 8. 5. 3. 28. 0. 28. 26.2 26.4 24.0 20.0 20.2 20.1 20.7
9 176. 24. 12. 11. 69. 0. 69. 35.2 29.3 29.7 20.2 21.2 20.4 22.3
10 218. 44. 20. 23. 98. 1. 97. 40.6 33.0 36.0 20.6 23.1 20.9 24.7
11 347. 101. 32. 69. 156. 2. 154. 46.8 40.0 44.9 21.5 25.9 22.6 28.4
12 280. 91. 31. 61. 133. 3. 130. 46.2 30.8 44.0 23.2 29.6 24.0 31.5
13 151. 37. 18. 19. 49. 4. 46. 37.4 26.9 34.4 24.3 32.0 24.5 32.6
14 107. 12. 9. 2. -0. 4. -4. 29.9 29.7 27.2 24.5 32.6 24.5 32.5
*****
1389. 317. 128. 189. 533. 13. 520.
*****
SOL: DET TOTALE SOLINDFALD PÅ 45 GRADER
Q: UDBYTTEL FRA SOLFANGER
R: VARMETAB FRA LAGERET
S: EFFEKT AFLEVERET I LAGERET
TC: ABSORBERTEMPERATUR
TE: TEMP. I INDELUKKET (HYDROFIL SOLF.)
TL: TEMP. I LAGER -TIMEMIDDEL
TULT: TEMP. I LAGER -TIMENS SLUTNING
*****
TEMPERATURER I GRADER CELSIUS
EFFEKTER I WATT - SUMMER I WH
VARIABELNAVN EFTERFULGT AF 'R' ANGIVER DATA FOR ALM. BRUGSVANDSANLÆG
*****

```

Tabel 4.4.c: Sammenlignende simulering. Hydrofil solfanger - design C og referenceanlæg.

SAMMENLIGNING MELLEMLYDROFIL SOLF. OG ALM. BRUGSVANDSANLÆG
 DATA FRA D. 1. APRIL 1984 -- DESIGN C

 TIME SOL Q R S QR RR SR TC TCR TE TL TLR TULT TULTR
 7 67. 1. 0. 0. 2. -0. 2. 20.3 24.9 20.3 20.0 19.9 20.0 20.0
 8 165. 42. 12. 30. 62. 0. 62. 28.3 32.9 27.4 20.2 20.5 20.7 21.5
 9 374. 149. 25. 124. 174. 1. 173. 37.6 45.8 35.2 21.6 22.9 23.7 25.7
 10 504. 232. 40. 192. 259. 2. 257. 47.9 49.9 44.4 25.4 27.9 28.3 31.9
 11 565. 256. 56. 200. 291. 4. 286. 57.8 53.7 53.9 30.1 34.4 33.1 38.7
 12 593. 263. 64. 199. 291. 6. 285. 63.2 58.2 59.0 34.9 41.3 37.9 45.6
 13 584. 251. 68. 183. 265. 8. 257. 65.3 58.7 61.3 39.6 48.0 42.3 51.7
 14 425. 182. 60. 123. 169. 10. 159. 59.2 53.6 56.4 43.6 53.4 45.2 55.5
 15 419. 140. 60. 81. 121. 11. 110. 58.5 60.3 56.2 46.0 56.6 47.2 58.2
 16 285. 78. 53. 25. 46. 12. 34. 53.7 51.2 52.2 47.5 58.7 47.8 59.0

 3981.1596.438.1158.1679. 55.1624.

 SOL: DET TOTALE SOLINDFALD PÅ 45 GRADER
 Q: UDBYTTEL FRA SOLFANGER
 R: VARMETAB FRA LAGERET
 S: EFFEKT AFLEVERET I LAGERET
 TC: ABSORBERTEMPERATUR
 TE: TEMP. I INDELUKKET (HYDROFIL SOLF.)
 TL: TEMP. I LAGER -TIDEMIDDEL
 TULT: TEMP. I LAGER -TIDENS SLUTNING

 TEMPERATURER I GRADER CELSIUS
 EFFEKTER I WATT - SUMMER I WH
 VARIABELNAVN EFTERFULGT AF 'R' ANGIVER DATA FOR ALM. BRUGSVANDSANLÆG

 SAMMENLIGNING MELLEMLYDROFIL SOLF. OG ALM. BRUGSVANDSANLÆG
 DATA FRA D. 17. JULI 1984 -- DESIGN C

 TIME SOL Q R S QR RR SR TC TCR TE TL TLR TULT TULTR
 5 73. 3. 1. 2. 7. -0. 7. 21.1 26.5 20.8 20.0 20.0 20.0 20.2
 6 232. 69. 16. 53. 93. 0. 92. 31.1 36.2 29.7 20.4 20.8 21.3 22.4
 7 534. 139. 24. 115. 161. 1. 160. 37.2 37.3 34.8 22.3 23.7 24.1 26.2
 8 305. 138. 28. 110. 153. 2. 151. 39.3 34.4 37.0 25.1 27.6 26.7 29.8
 9 315. 132. 32. 101. 145. 3. 141. 41.5 43.2 39.3 27.6 31.1 29.1 33.2
 10 531. 221. 45. 175. 236. 5. 231. 51.1 60.7 47.7 30.5 35.1 33.3 38.8
 11 605. 267. 64. 204. 294. 6. 288. 63.0 63.9 58.8 35.1 41.3 38.2 45.7
 12 766. 328. 78. 250. 358. 9. 349. 74.6 76.1 67.5 40.4 48.7 44.2 54.1
 13 745. 312. 86. 226. 347. 11. 336. 83.6 72.9 72.2 46.3 57.2 49.6 62.1
 14 657. 262. 85. 176. 273. 13. 260. 81.7 72.6 71.8 51.3 64.6 53.9 68.3
 15 572. 217. 80. 137. 194. 15. 179. 75.2 73.9 68.6 55.2 70.1 57.2 72.6
 16 469. 156. 78. 78. 114. 16. 98. 70.2 72.4 67.7 58.0 73.7 59.0 75.0
 17 375. 92. 72. 20. 39. 17. 23. 65.3 68.6 63.7 59.3 75.3 59.5 75.5

 5979.2336.690.1647.2412. 99.2313.

 SOL: DET TOTALE SOLINDFALD PÅ 45 GRADER
 Q: UDBYTTEL FRA SOLFANGER
 R: VARMETAB FRA LAGERET
 S: EFFEKT AFLEVERET I LAGERET
 TC: ABSORBERTEMPERATUR
 TE: TEMP. I INDELUKKET (HYDROFIL SOLF.)
 TL: TEMP. I LAGER -TIDEMIDDEL
 TULT: TEMP. I LAGER -TIDENS SLUTNING

 TEMPERATURER I GRADER CELSIUS
 EFFEKTER I WATT - SUMMER I WH
 VARIABELNAVN EFTERFULGT AF 'R' ANGIVER DATA FOR ALM. BRUGSVANDSANLÆG

 SAMMENLIGNING MELLEMLYDROFIL SOLF. OG ALM. BRUGSVANDSANLÆG
 DATA FRA D. 2. OKTOBER 1984 -- DESIGN C

 TIME SOL Q R S QR RR SR TC TCR TE TL TLR TULT TULTR
 8 110. 17. 7. 10. 28. 0. 28. 24.3 26.4 24.0 20.1 20.2 20.2 20.7
 9 176. 50. 13. 37. 69. 0. 69. 29.2 29.3 28.2 20.5 21.2 21.1 22.3
 10 218. 79. 18. 61. 98. 1. 97. 32.7 33.0 31.1 21.6 23.1 22.6 24.7
 11 347. 138. 26. 112. 156. 2. 154. 38.3 40.0 35.9 23.5 25.9 25.3 28.4
 12 280. 123. 28. 95. 133. 3. 130. 39.1 30.8 37.0 26.2 29.6 27.5 31.5
 13 151. 51. 22. 29. 49. 4. 46. 34.4 26.9 33.3 27.9 32.0 28.2 32.6
 14 107. 16. 14. 1. -0. 4. -4. 29.0 28.7 28.7 28.3 32.6 28.3 32.5

 1389.473.128.344.533. 13.520.

 SOL: DET TOTALE SOLINDFALD PÅ 45 GRADER
 Q: UDBYTTEL FRA SOLFANGER
 R: VARMETAB FRA LAGERET
 S: EFFEKT AFLEVERET I LAGERET
 TC: ABSORBERTEMPERATUR
 TE: TEMP. I INDELUKKET (HYDROFIL SOLF.)
 TL: TEMP. I LAGER -TIDEMIDDEL
 TULT: TEMP. I LAGER -TIDENS SLUTNING

 TEMPERATURER I GRADER CELSIUS
 EFFEKTER I WATT - SUMMER I WH
 VARIABELNAVN EFTERFULGT AF 'R' ANGIVER DATA FOR ALM. BRUGSVANDSANLÆG

Dagsummer m.m. ses i tabel 4.4.d. Det ses her at solfangereffektiviteten og systemeffektiviteten for d. 17. juli er typiske for de forskellige design. Her er ydelsen for de tre udgaver af den hydrofile solfanger, som der er målt på, ca. 50-70% af ydelsen for referenceanlægget. Det relativt store varmetab fra de hydrofile solfangere kan dog gøres mindre med deraf følgende større ydelse. På grund af det store overfladeareal er den hydrofile solfanger dog i forvejen isoleret bedre (75 mm) end tilsvarende brugsvandsanlæg (50 mm).

Det fremgår af tabel 4.4.d, at design A og B ikke er attraktive, idet ydelserne kun er omkring halvdelen af ydelsen for referenceanlægget.

I design A, der bygger på diffusion af vanddamp gennem 50 mm Rockwool, fra absorber til indelukket, er modstanden mod varmemestrømmen Q for stor.

I design B, hvor en konvektionsstrøm strømmer op langs det vand-sugende materiale og ind i indelukket, ville man forvente at varmetransporten var bedre. Varmetransporten er stort set den samme ved design A. Årsagen hertil er efter alt at dømme at bredden af luftspalten (8 mm) mellem det vandsugende materiale og isoleringen ikke giver en optimal konvektionsstrøm.

Dette underbygges da også af resultaterne fra design C, hvor spaltebredden er 30 mm. Herved forbedres ydelsen S med ca. 20%.

Nettoudbyttet Q for design C ses næsten at være på højde med referenceanlæggets. Det må forventes at man kan opnå et endnu større udbytte eventuelt større end referenceanlæggets, såfremt designet mere entydigt optimerer konvektionsstrømmene. Varmetabet kan som nævnt ligeledes gøres mindre, dog under anvendelse af temmelig meget isolering.

Med disse forbedringer kan man sandsynligvis opnå at effekttilførslen til lageret kommer på niveau med referencesystemets.

Forslag til et sådant forbedret design vil være at finde i afsnit 5.2.

Tabel 4.4.d: Dagsummer, maksimale temperaturer, solfangereffektivitet ($\eta_{sol} = Q/SOL$) og systemeffektivitet ($\eta_{sys} = S/SOL$)

	SOL	Q	R	S	max T _C	max T _e	ΔT lager	η sol	η sys
1. april									
reference	3981	1679	55	1624	60,3		39,0	0,42	0,41
design A	3981	1267	437	830	76,3	65,2	19,9	0,32	0,21
design B	3981	1267	416	851	74,8	68,6	20,4	0,32	0,21
design C	3981	1596	438	1158	65,3	61,3	27,8	0,40	0,29
17. juli									
reference	5979	2412	99	2313	76,1		55,5	0,40	0,39
design A	5979	1906	692	1215	93,7	80,4	29,2	0,32	0,20
design B	5979	1928	647	1281	90,0	81,5	30,7	0,32	0,21
design C	5979	2336	690	1647	83,6	72,2	39,5	0,39	0,28
2. okt.									
reference	1389	533	13	520	40,0		11,8	0,38	0,37
design A	1389	381	129	252	47,0	39,3	5,8	0,27	0,18
design B	1389	317	128	189	46,8	44,9	4,4	0,23	0,14
design C	1389	473	128	344	39,1	37,0	8,1	0,34	0,25

5. Konklusion

Processen fungerer: Det har vist sig muligt at fremstille en konstruktion til opsamling af solenergi, hvor overføringen af energi til lageret er baseret på fordampning og kondensation af vand.

Kapillar sugning: Der stilles store krav til det vandsugende materiale, som fordampningen sker fra. Det er lykkedes at finde frem til en filterkarton, hvis kapillære sugehøjde er så stor (ca. 1 m), at absorberens udstrækning i lodret projektion kan være op til ca. 50 cm.

Tæthed: Massen af vand i konstruktionen bevares, der undslipper ikke damp gennem udluftningsrøret.

Modellering af processen: Processen er vanskelig at modellere, men der er opnået en hæderlig overensstemmelse mellem modelberegninger og målinger ved brug af en model baseret på empiriske isolansfunktioner.

Ydelse: For de afprøvede konstruktioner er ydelsen 50-70% af ydelsen for almindelige brugsvandsanlæg. Ved konstruktion af solfangere efter det hydrofile koncept skal der lægges stor vægt på at sikre god kontakt mellem absorber og vægemateriale.

Varmetab: Det skal sikres at varmetabet fra lageret både under drift og i stilstand er så lavt, at det er sammenligneligt med varmetabet fra lageret i et almindeligt brugsvandsanlæg. Dette kræver mere isolering end sædvanligt på grund af det øgede overfladeareal.

Design: Såfremt der i processen skal indgå diffusion af vanddamp gennem forsideisoleringen (design A) skal afstanden fra absorber til lager være lille (< 10 cm), idet varmeoverføringen til lageret ellers bliver utilstræk-

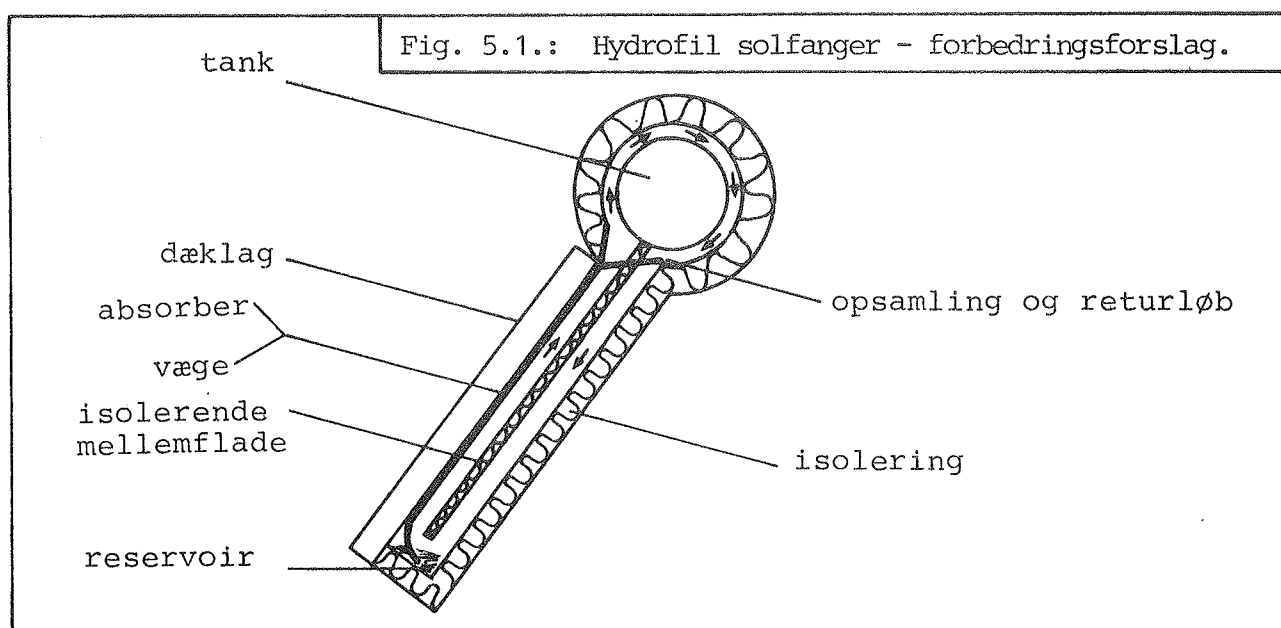
kelig. Dette medfører at der skal udvikles et fladt lager til brugsvand. Hvis konceptet anvendes i forbindelse med varmeakkumulerende vægge giver dette muligvis sig selv.

Baseres varmeoverføringen på en konvektionsstrøm op langs det vandsugende materiale (design B og C) skal der designes således, at der opnås en god konvektion i drift tillige med en god isolering ved stilstand. Dette krav opfylder design B og C ikke.

5.1. Visioner

Design C med 30 mm's luftspalte bag absorberen og 75 mm's rock-wool isolering af kassens bagside og underside gav et rimeligt godt resultat i driftstilstanden. Forsiden var her ikke isoleret, hvorefter den lagrede energi hurtigt ville være gået tabt i stilstand.

Med baggrund i resultater og erfaringer foreslås det ændrede design for den hydrofile solfanger som er vist på fig. 5.1.



Fordelene ved dette design er:

- 1) bedre tankisolering,
- 2) større solfangermoduler, idet returvand tilføres "vægen" foroven og altså ikke alene som konsekvens af kapillarsugning,
- 3) fladere konstruktion, der er mere installationsvenlig.

Til gennemførelse af dette design kræves en undersøgelse af de konvektionsstrømme (vist med pile) som skal bringe dampen op til kondensation på lageret. Ligeledes bør frostrisici analyseres.

Referenceliste

- (1) Undersøgelse af hydrofil solfanger. Casper Paludan-Müller, Laboratoriet for Varmeisolering, DTH. Juli 1983. internt notat.
- (2) Fugt II, Anker Nielsen. Laboratoriet for Varmeisolering, DTH, 1980. Noter til kursus: Varmeisolering II.
- (3) Poresug i jordarter - Soil suction, Per Magnus Noss. Institutt for veg- og jernbanebygging, NTH - Trondheim 1978.
- (4) Fugttransport målt med kopmetoden, A. Nielsen. Teknologisk Institut. 1983.
- (5) Solvarme, Vejledning i projektering og udførelse af anlæg. Teknologisk Institut, Varmeteknik. 1980.
- (6) Hydrophile solar collector system, V. Korsgaard. Thermal Insulation Laboratory, Technical University of Denmark. Proceedings of the First E.C. Conference on Solar Heating, Amsterdam. April 30 - May 4, 1984.

PROJEKTORGANISATION

Styregruppe

Energiministeriet har fra september 1981 udpeget følgende styregruppe for solvarmeprogrammet:

V. Korsgaard, professor, Laboratoriet for Varmeisolering, DTH, (formand)

L. Ingersholm, kontorchef, Boligselskabernes Landsforening

P. Alling, direktør, Dansk Solvarme K/S

E. Christophersen, afdelingsleder, Statens Byggeforskningsinstitut

P. Dirks, afdelingsingeniør, Dansk Kedelforening

K. Hallgreen, ingeniør, Danfoss A/S

P. Dorph-Petersen, Energiministeriet

E. Jerking, Byggestyrelsen, Energikontoret

N.I. Meyer, professor, Fys.Lab. III, DTH

J.S.R. Nielsen, civilingeniør, Birch og Krogboe

H. Larsen, civilingeniør, Risø

E. Petersen, lektor, Kem.Lab. I, H.C. Ørstedes Instituttet

P. Steensen, civilingeniør, Teknologisk Institut

P.J. Snare, civilingeniør, Energistyrelsen

Sekretær for styregruppen: Mads Lange, Teknologisk Institut.

Adresser:

Laboratoriet for Varmeisolering, Bygning 118, Danmarks Tekniske Højskole, 2800 Lyngby - tlf. 02 - 88 35 11.

Teknologisk Institut, Varmeteknik, Gregersensvej, 2630 Tåstrup - tlf. 02 - 99 66 11.

LISTE OVER UDKOMNE RAPPORTER

Energiministeriets varmelagerprojekt:

- Nr. 1. Litteraturundersøgelser og vurdering af kemiske varmelagre. Peter L. Christensen, august 1979.
- Nr. 2. Sæsonlagring af varme i store vandbassiner. Udført af Dipco Engineering ApS, november 1979.
- Nr. 3. Beregning af energiforbrug i bygninger (EFB-1). En metode til brug for bordregnemaskiner. Anker Nielsen, februar 1980.
- Nr. 4. Beregning af energiforbrug i bygninger (EFB-1). Brugervejledning for TI-59. Anker Nielsen, februar 1980.
- Nr. 5. Prøvning af varmelagerunits til solvarmeanlæg. Simon Furbo, april 1980.
- Nr. 6. Beregning af ruminddelte bygningers energiforbrug. Anker Nielsen, oktober 1980.
- Nr. 7. Vinduets betydning for enfamiliehouses energiforbrug. Anker Nielsen, november 1980.
- Nr. 8. Heat Storage with an incongruently melting salt hydrate as storage medium based on the extra water principle. Simon Furbo, december 1980.
- Nr. 9. Enfamiliehus med glasbeklædte uderum. Anker Nielsen, marts 1981.
- Nr. 10. Kemiske varmelagre. Teori og praksis. Peter L. Christensen, december 1981.
- Nr. 11. Varmtvandsforbrug i boliger. Niels Mejlhede Jensen, februar 1982.
- Nr. 12. Prøvemetoder for mindre varmelagre og erfaringer fra prøvningerne. Simon Furbo og Jan-Erik Larsen, november 1982.
- Nr. 13. Solopvarmning gennem vinduer. Niels Mejlhede Jensen, november 1982.
- Nr. 14. Økonomisk solbidrag til opvarmning af brugsvand. Sven Pedersen, Simon Furbo, Preben Nordgaard Hansen og Vagn Ussing, december 1982.

- Nr. 15. Birkerød solhus. Beregninger og målinger. Niels Mejlhede Jensen, december 1983.
- Nr. 16. Lagertyper og lagerstørrelser i solvarmeanlæg til brugsvandsopvarmning. Søren Østergaard Jensen og Simon Furbo, marts 1984.
- Nr. 17. Prøvning af kemisk varmepumpelager. Otto Dyrnum, april 1984.
- Nr. 18. Varmeovergang i små solvarmelagre. Søren Østergaard Jensen, november 1984.
- Nr. 19. Varmelagring ved hjælp af en kemisk varmepumpe med vandig saltopløsning som absorptionsmiddel. Otto Dyrnum, november 1984.
- Nr. 20. BLAST - EDB-program til beregning af passiv solvarme. Jørgen Erik Christensen, november 1984.
- Nr. 21. Solvarmeanlæg med bygningsintegrerede solvarmelagre. Lars Olsen, december 1984.

Energiministeriets solvarmeprogram:

- Nr. 1. Kombineret solvarme-varmepumpeanlæg. Beregning af et anlæg til en mindre bebyggelse. Leif Sønderskov Jørgensen, april 1979.
- Nr. 2. Solvarme-fjernvarmeanlæg. Beregning af et centralt anlæg med og uden varmelager. Leif Sønderskov Jørgensen, december 1979.
- Nr. 3. Solvarmeanlæg i Gentofte. Målinger på anlæg til rumopvarmning og varmt brugsvand. Årsrapport. Leif Sønderskov Jørgensen et al, februar 1980.
- Nr. 4. Beregningsprogram til solvarmeanlæg. For TI-59 programmer-bar lommeregnermaskine. Frank Bason, T. Vest Hansen, 1980.
- Nr. 5. Solvarmeanlæg i Herfølge. Brugsvand, 1/2 års målinger. Otto Paulsen, juli 1980.
- Nr. 6. Solvarmeanlæg i Greve. Målinger på anlæg til rumopvarmning og varmt brugsvand. Årsrapport. Leif Sønderskov Jørgensen et al, juli 1980.

- Nr. 7. Solfangeres langtidsholdbarhed. Erfaringer med solfangere udsat for det naturlige vejrlig under kontrollerede, realistiske, ens driftsforhold i 3 år på prøvestand. T. Vest Hansen et al, juli 1980.
- Nr. 8. Solvarmesystemprøvestand. Resultater fra det første projekt på prøvestanden. Ole Balslev Olesen, Carsten Nielsen, 1981.
- Nr. 9. Solvarmeanlæg på Juelsminde campingplads. Brugsvand, 3 års målinger. Otto Paulsen, august 1980.
- Nr. 10. Energiministeriets solvarmeprogram. Statusrapport, august 1980.
- Nr. 11. Energiministeriets solvarmeprogram. Projektforslag - langtidsplanlægning, oktober 1980.
- Nr. 12. To solvarmeanlæg til varmt brugsvand. En beskrivelse og vurdering efter 4 måneders drift af anlæggene. Klaus Ellehauge et al, december 1980.
- Nr. 14. Solvarmeanlæg i Blovstrød. 2 1/2 års målinger på 10 m² brugsvandsanlæg. Benny Bøhm, Peter Steensen, maj 1981.
- Nr. 15. Solvarmeanlæg til rumopvarmning. En udredning baseret på 2 års målinger på anlæg i Greve og Gentofte. Svend Erik Mikkelsen, Leif Sønderkov Jørgensen, august 1981.
- Nr. 16. Solvarmeanlæg til varmt brugsvand. En udredning baseret på 1 års målinger på 2 anlæg. Klaus Ellehauge et al, september 1981.
- Nr. 17. Solvarmeanlæg i Herfølge. Varmtvandsanlæg i tæt-lav byggeri. Otto Paulsen, maj 1982.
- Nr. 18. Korrosion i solfangerabsorbere. En undersøgelse af korrosionsforholdene i solfangeres væskekanaler. Finn Yding, juli 1982.
- Nr. 19. Fokuserende solfanger med klimaskærm. Forundersøgelse. Knud Ladekarl Thomsen, september 1982.
- Nr. 20. Solfangeres driftssikkerhed og holdbarhed. Peder Vejsig Pedersen, Svend Erik Mikkelsen, juli 1983.
- Nr. 21. Solvarme - fjernvarmeanlæg. Teknisk-økonomisk analyse af systemkombinationer. Benny Bøhm, Svend Erik Mikkelsen, maj 1983.

- Nr. 22. Solfangerabsorberes overfladebestandighed. Pauli Andersen, februar 1984.
- Nr. 23. Solvarmeanlæg til varmt brugsvand i Rødovre. En vurdering efter et års målinger på et 6 m² solvarmeanlæg til opvarmning af brugsvand i et parcelhus. Mads Lange, februar 1984.
- Nr. 24. Solvarmeanlæg til varmt brugsvand i Gl.Holte. En vurdering efter et års målinger. Sten Melson, januar 1984.
- Nr. 26. Solvarmeanlæg med stort udbytte - systemanalyse. Sten Melson, Ole Balslev-Olesen, april 1984.
- Nr. 27. Kombineret solvarme-varmepumpeanlæg i Næstved. Klaus Ellehauge, Niels Mejlhede Jensen, juni 1984.
- Nr. 28. Et solvarmeanlæg til rumopvarmning og varmt brugsvand. Målinger på systemprøvestand. Ole Balslev-Olesen, Nick Bjørn Andersen, september 1984.
- Nr. 29. Billig solfanger/lager unit til brugsvandsopvarmning, Ivan Katić, Simon Furbo, december 1984.
- Nr. 30. Projekteringsvejledning for passiv solvarme.
- Nr. 31. Plast og gummi i solvarmeanlæg.

Appendix A: Dimensionering af kapillarsugende materiale

Den absorberede effekt pr. m^2 , S:

$$S = H_s \cdot \eta, \quad H_s = 900 \text{ W/m}^2, \quad \eta = \max 0,6$$

$$S = 900 \cdot 0,6 = 540 \text{ W/m}^2$$

For at overføre denne effekt skal den cirkulerende vandmængde være

$$\dot{M}_{\text{tot}} = S/h_f \quad ; \quad \text{fordampningsvarmen } h_f = 2358 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{M}_{\text{tot}} = \frac{540 \cdot 10^{-3}}{2358} = 2,29 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s/m}^2 = \underline{763 \text{ g/h/m}^2}.$$

Det er blevet undersøgt hvor stor en fordampning det vandsugende stof kan bære uden at tørre ud. Et stykke filterkarton ($H \times B \times t = 0,62 \text{ m} \times 0,21 \text{ m} \times 0,0016 \text{ m}$), placeredes frit i rummet dyppet i vand. Ved hjælp af en laboratorievægt konstateredes en fordampning på 25 g vand på 2 timer. Selv flere dage efter var vægen ikke tørret ud.

$$\text{Vægens areal:} \quad 0,62 \cdot 0,21 = 0,13 \text{ m}^2$$

Konstateret fordampning:

$$\dot{m}_k = 25/(2 \cdot 0,13) = \underline{96 \text{ g/h pr. m}^2}$$

Det nødvendige antal lag:

$$N = \frac{\dot{M}_{\text{tot}}}{\dot{m}_k} = \frac{763}{96} = 7,9 \sim 8 \text{ lag}$$

Men af konstruktionsmæssige hensyn og idet vægen med den målte fordampning på 96 g/h pr. m^2 stadig var fugtig 62 cm over vandniveau besluttedes det at indplacere 7 lag. Vægens samlede tykkelse blev herefter $7 \times 1,6 \text{ mm} = 11,2 \text{ mm}$.

Det skal understreges at dette valg ved den senere teoretiske undersøgelse viste sig at være langt på den sikre side.

Appendix B: Vandindhold i konstruktionen

Design A:

Der forudsættes:

- 1) Maksimalt 5 vol.% vand optaget i Rockwool'en.
- 2) I det vandsugende stof optages 107 vol.% vand (se appendix C).
- 3) 100% relativ fugtighed i den indesluttede luft.
- 4) På kondensflader vil der være en vandfilm på 0,5 mm.

ad 1) Vand i Rockwool (tykkelse 50 mm)

$$(7,5 \times 0,5 \times 10) \text{ dm}^3/\text{m} \cdot \frac{5}{100} = 1,9 \text{ l/m solf.}$$

ad 2) Vand i væge (tykkelse 11,2 mm)

$$(7,2 \times 0,112 \times 10) \text{ dm}^3/\text{m} \cdot \frac{90}{100} = 7,2 \text{ l/m solf.}$$

ad 3) Vanddamp i luft (1,15 m lang konstruktion)

$$m' = 0,04 \text{ kg/kg luft}$$

volumen 154,5 l svarende til 0,185 kg luft

$$\text{pr. m: } 0,185 \text{ kg}/(1,15 \text{ m}) \cdot 0,04 =$$

$$(0,006 \text{ l/m solf.})$$

ad 4) Kondensfilm (1,15 m lang konstruktion)

$$\text{samlede overflade af tank og kasse: } A = 240 \text{ dm}^2$$

$$\text{altså } 240 \times 0,005/1,15$$

$$1,04 \text{ l/m solf.}$$

ialt 1) + 2) + 4)

$$10,14 \text{ l/m solf.}$$

ialt excl. væge

$$2,94 \text{ l/m solf.}$$

Konstruktionslængde : 1,15 m

Vand i konstruktionen: 1,15 x 10,14 =

$$11,66 \text{ l.}$$

Appendix C: Målt vandindhold i kapillarsugende materiale

En stykke af den filterkarton, som anvendes til væge $L \times B \times T = 0,772 \text{ m} \times 0,2 \text{ m} \times 0,0016 \text{ m}$ blev vejjet i tør og i gennemvædet tilstand:

tørt volumen: $V = L \times B \times T = 2,47 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

tør vægt: $98 \text{ g} = 0,098 \text{ kg}$

våd vægt: $365 \text{ g} = 0,365 \text{ kg}$

tør massefylde: 392 kg/m^3

våd massefylde: 1460 kg/m^3 (*)

optaget vand: $(1460 - 392) = 1068 \text{ kg/m}^3$ tør volumen,

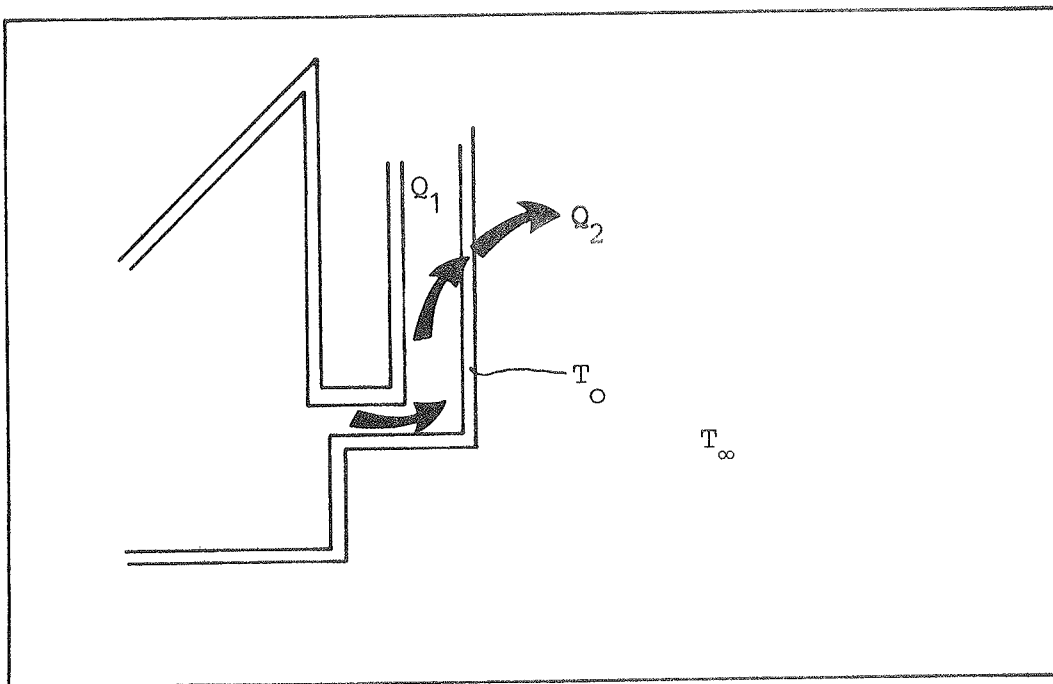
hvilket svarer til en volumenprocent på 107%.

(*) Det ses at vægen udvider sig mere end 50%.

Appendix D: Dimensionering af udluftningsrør for hydrofil solfanger

I dette appendix beregnes den mængde vand, der forsvinder gennem den hydrofile solfangers udluftningsrør.

På grund af temperaturudvidelsen i systemet presses mættet vanddamp ved den aktuelle temperatur ud gennem udluftningsrøret, ligesom en vis mængde vand vil diffundere fra indelukket og ud i det fri, idet der vil være en koncentrationsforskel mellem det indre og det ydre.



<u>Data:</u>	Lufthulrum	$V_1 = 154,5 \text{ l}$
	Tilført effekt til lager	540 W/m^2 solfanger
	Lagerets varmekapacitet	$137,6 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$
	Solfangerareal	$0,93 \text{ m}^2$.

Temperaturudvidelsen

Stigningen i temperaturen pr. tidsenhed vil være af størrelsesordenen:

$$0,540 \cdot 0,93/137,6 = 3,65 \cdot 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C/s} = 13,1 \text{ }^\circ\text{C/h} \\ = 10 \text{ }^\circ\text{C}/2647 \text{ sek.}$$

Volumenændringen ved en temperaturændring fra T_1 til T_2 kan udtrykkes ved:

$$\Delta V = \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \cdot V_1$$

og den udstrømmende masse, m , er givet ved

$$m = \frac{\Delta V}{v} \text{ kg}$$

ved 10°C's opvarmning: $\dot{m} = \left(\frac{T_1 + 10}{T_1} - 1 \right) \cdot \frac{V_1}{V} / 2647,$

jævnfør tabel D1.

Den mængde vand der presses ud gennem udlufterørret, ønskes kondenseret indvendigt på røret således at den løber retur til lageret.

Tabel D1: Beregning af massestrøm ud gennem udluftning					Kondensering af vand i udluftningsrør	
temp.-niveau °C	V'' [m ³ /kg]	ΔV (ΔT=10°C) [m ³]	ΔV/V'' (ΔT=10°C) [kg]	$\dot{m}$ [kg/s]	C _K [kJ/kg]	Q [W]
20	57,86	0,00527	0,091·10 ⁻³	0,344·10 ⁻⁷	2454	0,085
30	32,93	0,00511	0,155·10 ⁻³	0,59·10 ⁻⁷	2430	0,143
40	19,55					
50	12,05					
60	7,68	0,00478	0,623·10 ⁻³	2,35·10 ⁻⁷	2334	0,555
70	5,05					
80	3,41	0,00450	1,32·10 ⁻³		2309	
90	2,36	0,00438	1,85·10 ⁻³		2283	
100	1,673	0,00426	2,54·10 ⁻³	9,61·10 ⁻⁷	2257	2,17

V'' : specifikt volumen af damp

ΔV : volumenændring

Q : nødvendig varmeudtrækning

$\dot{m}$: massestrøm gennem udluftning

C_K : kondensationsvarme

Der skal maksimalt kondenseres $9,61 \cdot 10^{-7}$ kg/s ved en kondensationstemperatur på 100 °C.

Begrænsningen i kondensationen ligger i varmeoverføringen Q_2 , idet varmeoverføringskoefficienten ved den indvendige kondensation er beregnet til 4750 W/m² °C. Rørvæggen vil derfor have vanddampens temperatur. Da det derfor er den fri konvektion på ydersiden af røret der bestemmer varmeudtrækningen gennem temperaturforskellen $\Delta T = (T_o - T_\infty)$ er det også nødvendigt at undersøge transporten ved små ΔT . I tabellen D1 er den nødvendige varmeudtrækning Q beregnet svarende til den aktuelle massestrøm.

Den fri konvektion for vandrette rør i det laminære område kan udtrykkes ved

$$Q_2 = A \cdot (\Delta T) \cdot h_K = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{D_y} \right)^{0,25}$$

og med arealet af røret $A = \pi \cdot D_y \cdot L$ indsat:

$$Q_2 = \pi \cdot D_y \cdot L \cdot \Delta T \cdot 1,32 \left(\frac{\Delta T}{D_y} \right)^{0,25}$$

der kan reduceres til

$$Q_2 = 4,14 \cdot L \cdot \Delta T^{1,25} \cdot D_y^{-0,75}$$

Den nødvendige længde L af røret for at kunne trække effekten Q_2 ud af dampen er

$$L = 0,241 \cdot Q_2 \cdot \Delta T^{-1,25} \cdot D_y^{-0,75}$$

og med $D_y = 10$ mm

$$L = 7,62 \cdot Q_2 \cdot \Delta T^{-1,25}$$

Idet den nødvendige varmeudtrækning Q hentes fra tabel D1 kan tabel D2 opstilles.

Tabel D2: Længde af kondensrør $T_{\infty} = 20^{\circ}\text{C}$ $\Delta T = T_O - T_{\infty}$			
$T_O(^{\circ}\text{C})$	$\Delta T(^{\circ}\text{C})$	$Q_2(\text{W})$	$L(\text{m})$
100	80	2,170	0,069
60	40	0,555	0,042
30	10	0,143	0,061
21	1	0,085	0,648

Af tabel D2 ses at problemet er størst i starten af opvarmningsforløbet, hvor det er vanskeligere at kondensere dampen p.g.a. lille ΔT , men her er vanddamptransporten tilsvarende lille. Monteres et kondensrør på 1-1,5 meters længde skulle der ikke undslippe vanddamp.

Diffusion

Idet koncentrationen af vanddamp inde i konstruktionen er større end uden for konstruktionen, vil der diffundere vanddamp ud gennem udluftningsrøret.

Der er foretaget en beregning af den diffunderende vandmængde under forudsætning af:

Temperatur inde i konstruktionen:	50 °C
Temperatur udenfor:	20 °C
Udluftningsrørets diameter:	10 mm

Massestrømmen beregnes til $2,26 \cdot 10^{-9}$ kg/s, hvilket er væsentligt mindre end de forekommende massestrømme p.g.a. temperaturudvidelsen (tabel D2).

Appendix E: Isolansfunktioner

Varmebalance: $Q = R + S$

Q : nettoabsorberet effekt

R : varmetab fra lager

S : varmestrøm til lager

$$DT_Q = T_c - T_e$$

$$DT_R = T_e - T_o$$

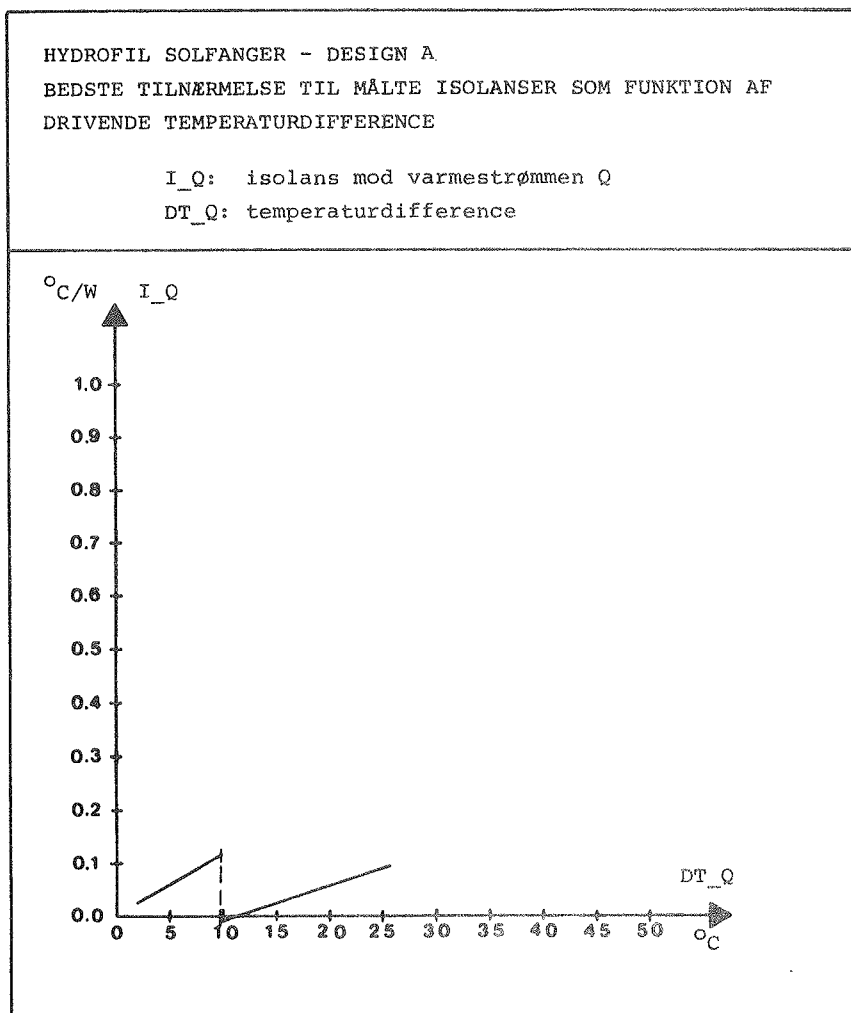
$$DT_S = T_e - T_s$$

T_c : absorber middeltemperaturen

T_e : temperatur i indelukket

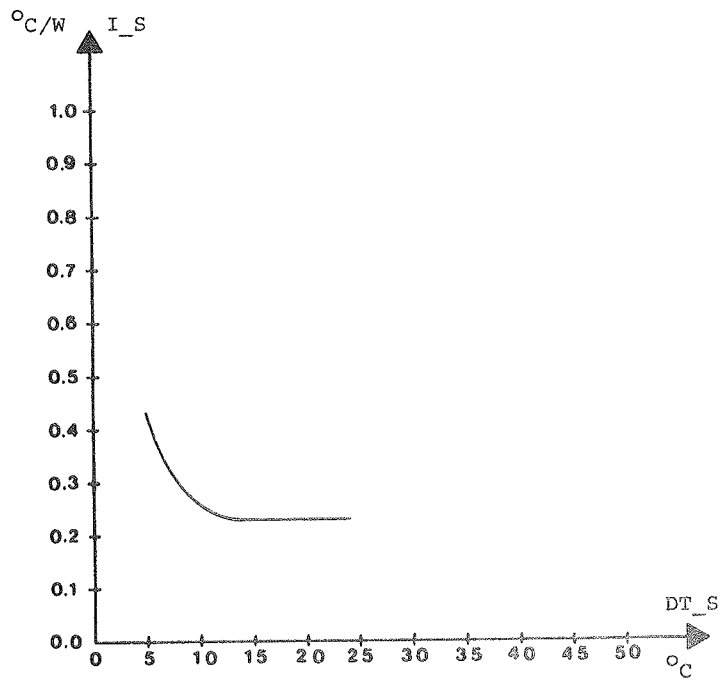
T_o : lagerets omgivelsestemperatur.

De gengivne isolansfunktioner er baseret på målingerne men visse ekstrapolationer har været nødvendige; især i området med små temperaturdifferencer.



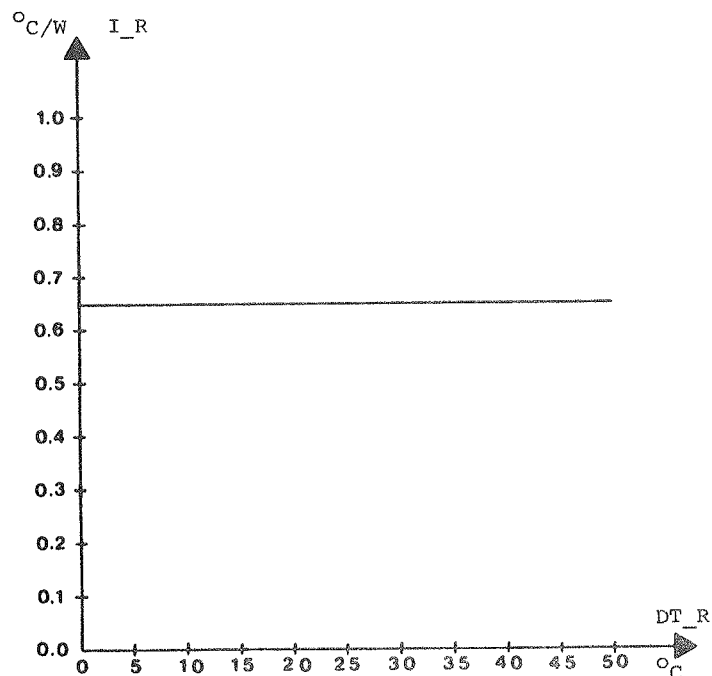
HYDROFIL SOLFANGER - DESIGN A
BEDSTE TILNÆRMELSE TIL MÅLTE ISOLANSER SOM FUNKTION AF
DRIVENDE TEMPERATURDIFFERENCE

I_S: isolans mod varmemstrømmen S
DT_S: temperaturdifference



HYDROFIL SOLFANGER - DESIGN A
BEDSTE TILNÆRMELSE TIL MÅLTE ISOLANSER SOM FUNKTION AF
DRIVENDE TEMPERATURDIFFERENCE

I_R: isolans mod varmemstrømmen R
DT_R: temperaturdifference

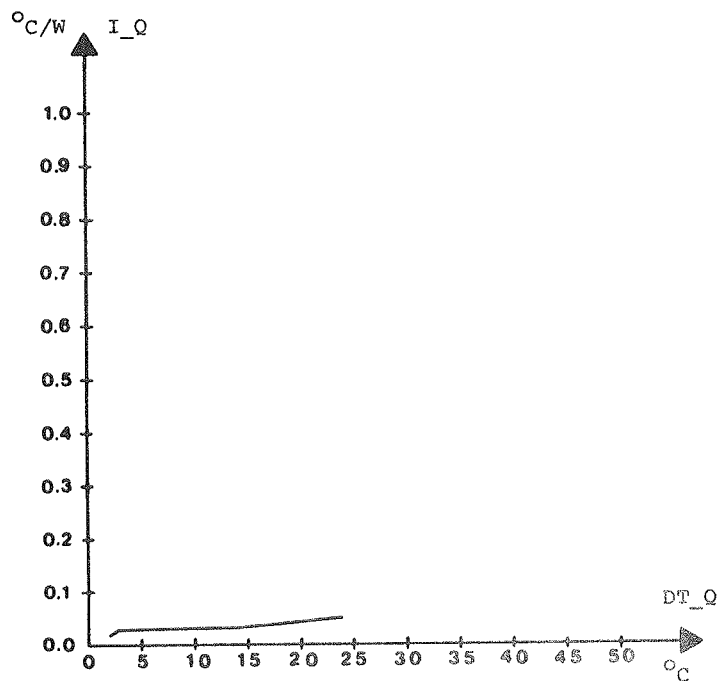


HYDROFIL SOLFANGER - DESIGN B

BEDSTE TILNÆRMELSE TIL MÅLTE ISOLANSER SOM FUNKTION AF
DRIVENDE TEMPERATURDIFFERENCE

I_Q: isolans mod varmemstrømmen Q

DT_Q: temperaturdifference

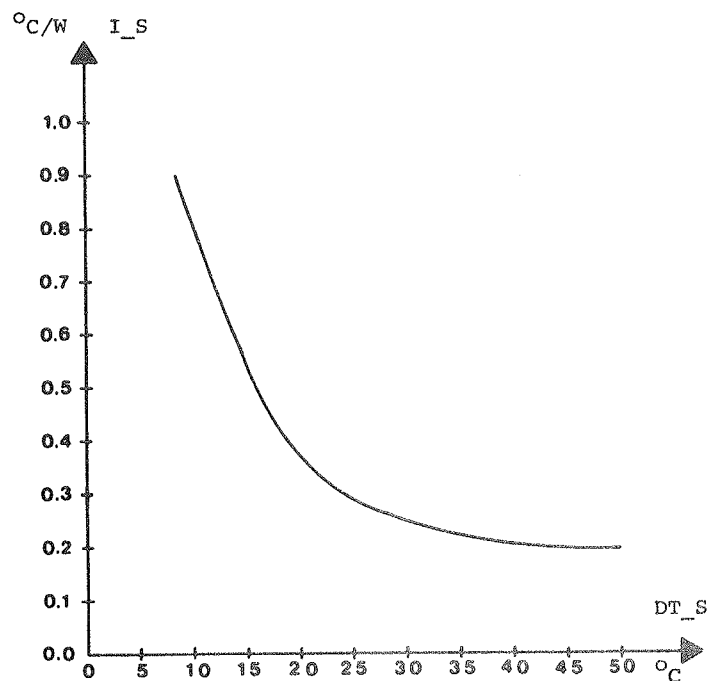


HYDROFIL SOLFANGER - DESIGN B

BEDSTE TILNÆRMELSE TIL MÅLTE ISOLANSER SOM FUNKTION AF
DRIVENDE TEMPERATURDIFFERENCE

I_S: isolans mod varmemstrømmen S

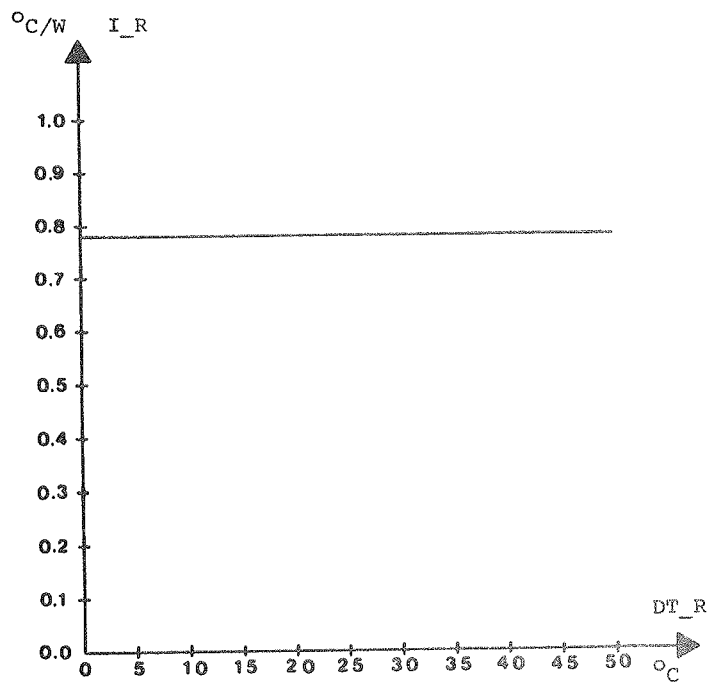
DT_S: temperaturdifference



HYDROFIL SOLFANGER - DESIGN B

BEDSTE TILNÆRMELSE TIL MÅLTE ISOLANSER SOM FUNKTION AF
DRIVENDE TEMPERATURDIFFERENCE

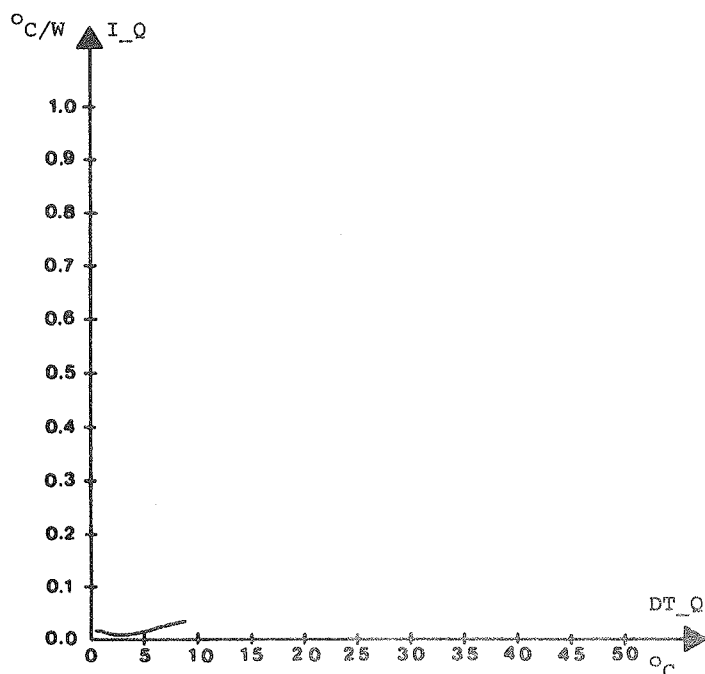
I_R: isolans mod varmemstrømmen R
DT_R: temperaturdifference



HYDROFIL SOLFANGER - DESIGN C

BEDSTE TILNÆRMELSE TIL MÅLTE ISOLANSER SOM FUNKTION AF
DRIVENDE TEMPERATURDIFFERENCE

I_Q: isolans mod varmemstrømmen Q
DT_Q: temperaturdifference

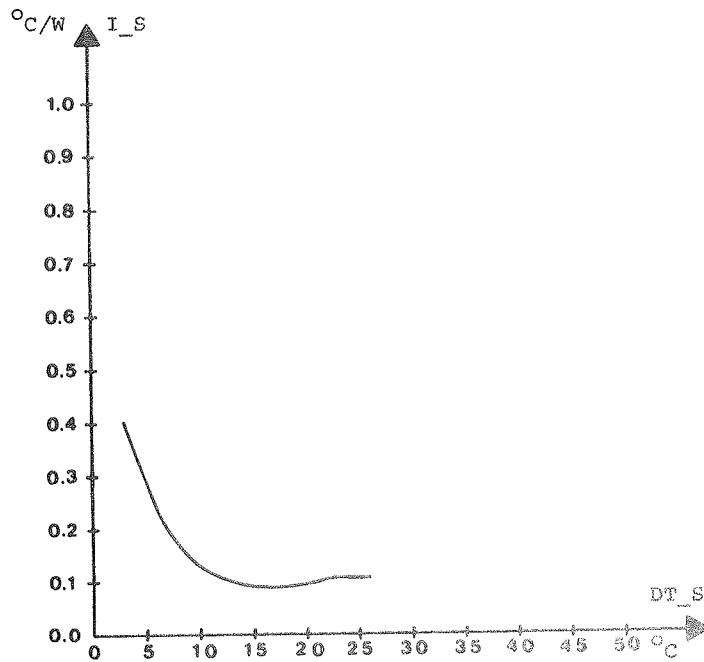


HYDROFIL SOLFANGER - DESIGN C

BEDSTE TILNÆRMELSE TIL MÅLTE ISOLANSER SOM FUNKTION AF
DRIVENDE TEMPERATURDIFFERENCE

I_S: isolans mod varmestrømmen S

DT_S: temperaturdifference

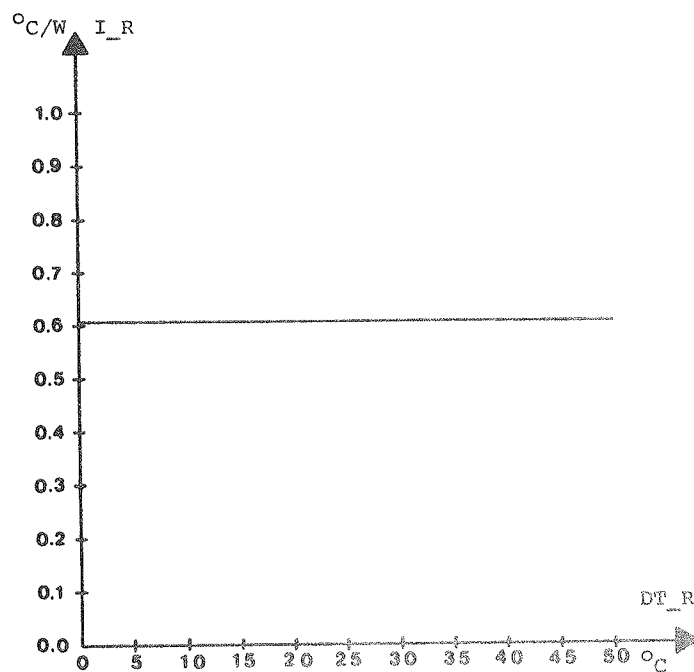


HYDROFIL SOLFANGER - DESIGN C

BEDSTE TILNÆRMELSE TIL MÅLTE ISOLANSER SOM FUNKTION AF
DRIVENDE TEMPERATURDIFFERENCE

I_R: isolans mod varmestrømmen R

DT_R: temperaturdifference



Appendix F: Data anvendt i simuleringen

Typiske brugsvandsanlæg (referenceanlæg)

Der antages

$$F' = 0,95$$

$$F'' = 0,96$$

F''' findes af:

$$F''' = (1 + F'' \cdot n \cdot (1/\epsilon - 1))^{-1}$$

$$\text{hvor } n = \frac{U_L \cdot F'}{\dot{m} \cdot c_p}$$

$$\dot{m} = 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s pr. m}^2 \text{ solfanger}$$

$$c_p = 3,9 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$U_L = 4,3 \text{ W/}^\circ\text{C pr. m}^2 \text{ solfanger}$$

der giver

$$n = 4,3 \cdot 0,95 / (8,3 \cdot 10^{-3} \cdot 3,9 \cdot 10^3) = 0,126$$

og dermed, idet ϵ sættes til 0,5:

$$F''' = (1 + 0,96 \cdot 0,126(1/0,5 - 1)) = 0,89$$

$$F_R = F' \cdot F'' \cdot F''' = 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,89 = 0,81.$$

Varmetab fra lager

Referenceanlægget er et almindeligt pumpedrevet brugsvandsanlæg, der er skaleret så det har samme størrelse som prototypen på den hydrofile solfanger.

$$\text{Solfangerareal} = 1 \text{ m}^2$$

$$\text{Varmetabskoefficient for lager} = 0,3 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \text{Det effektive transmissions-absorptions produkt, } (\tau\alpha) \\ = 0,85 \end{aligned}$$

Varmetabskoefficient - solfanger, $U_L = 4,3 \text{ W/}^\circ\text{C pr. m}^2$

Hydrofil solfanger

Samme $(\tau\alpha)$ og U_L .