



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



**Rapport**

**R110:1984**

# **Solfångare på mark i stora moduler**

**Flödesfördelning, konstruktion,  
verkningsgrad**

**Göran Hultmark  
Jonas Gräslund**

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	
Plac	Ser

*K  
1984*

**Bygghforskningsrådet**

R110:1984

SOLFÅNGARE PÅ MARK I STORA MODULER  
Flödesfördelning, konstruktion,  
verkningsgrad

Göran Hultmark  
Jonas Gräslund

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
810925-1 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Bengt Dahlgren AB, Göteborg

I Byggeforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat

R110:1984

ISBN 91-540-4185-6  
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck Stockholm 1984

## INNEHÅLL

- 1 FÖRORD
- 2 SAMMANFATTNING
  - 2.1 Flödesfördelning
  - 2.2 Konstruktion
  - 2.3 Verkningsgrad
- 3 GRUNDFILOSOFI
- 4 FLÖDESFÖRDELNING
  - 4.1 Förutsättningar
  - 4.2 Förhållande i en solfångartub
    - 4.2.1 Flödesegenskaper som funktion av hastigheten
    - 4.2.2 Egenskaper hos fryspunktnedsättande blandningar
    - 4.2.3 Summering
  - 4.3 Förhållande i en solfångare
    - 4.3.1 Absorbatorn
    - 4.3.2 Flänsbredd
    - 4.3.3 Tublängd, tryckfall och absorbatortyta som funktion av tubdimension
    - 4.3.4 Tubdragning över och anslutning till absorbator
  - 4.4 Förhållande i fördelningsledning/kulvert
  - 4.5 Förhållande i pump och värmeväxlarcentral
    - 4.5.1 Pumpar
    - 4.5.2 Värmeväxlare
  - 4.6 Förhållande i hela systemet, optimering
- 5 KONSTRUKTION
  - 5.1 Delkomponenter
  - 5.2 Montering
- 6 VERKNINGSGRAD
  - 6.1 Beräkning, ideala förhållanden
  - 6.2 Mätning
  - 6.3 Utvärdering av mätning- och beräkningsresultat
  - 6.4 Förbättring av konstruktion
  - 6.5 Slutsatser och resultat
- 7 REFERENSER
  - BILAGA 1 Transmissions- och absorptionsberäkning
  - BILAGA 2 Förlustberäkning
  - BILAGA 3 Verkningsgradsberäkning ur mätdata
  - BILAGA 4 Utökad förlustberäkning

## 1 FÖRORD

Det föreligger ett behov av att utveckla den teknik med mindre solfångarmoduler, som finns idag, till större modulenheter anpassade för större bebyggelseområden och möjligheterna till utnyttjande av befintliga markytor för energiproduktion.

Uppenbart kan kostnaderna per producerad energienhet minskas på detta sätt.

Erfarenheterna från byggandet av solfångare med större absorbatormoduler i Sunclay-projektet (3) har utnyttjats vid konstruktion av solfångare i detta arbete.

Arbetet ingår i ett BFR-stött projekt där energiproduktion med solfångare projekteras för fjärrvärm nätet i Torvalla, Östersund.

Avsikten med uppförandet av denna första prototyp är att erhålla ett säkrare underlag för projektering i full skala.

Vad som främst studeras i denna rapport är flödesfördelningen vad gäller god flödesfördelning och termisk funktion i såväl solfångare som system, solfångarmodulens utformning samt dess termiska verkningsgrad.

## 2 SAMMANFATTNING

### 2.1 Flödesfördelning

För att erhålla god värmeöverföring och livslängd hos absorbatortuber av koppar bör min flödes hastigheten vara 0,3 m/s och max hastigheten 1,0 m/s vid vatten som värmebärare. Högre max hastighet accepteras vid slutna system (syrefattigt vatten), eller där kopparrör ej användes.

Då brinelösningar används krävs en högre min hastighet, värmekapacitiviteten försämras och erforderlig tryckökning ökar.

Genom att välja långa absorbatortuber och klena tubdimensioner erhålls höga tryckfall och stort temperatursteg över absorbatoren, vilket även tillåter höga tryckfall och klena dimensioner hos kulverten/fördelningstuberna.

En solfångarmodulstorlek på 12 m<sup>2</sup> bestäms utifrån förutsättningarna och används vid efterföljande anläggningsbetraktelse.

Den optimala anläggningsstorleken ligger mellan 250-1000 m<sup>2</sup> solfångaryta/grupp, och beror av valt tryckfall/meter i fördelningsnätet. Den specifika totalkostnaden minskar alltså inte med storleken på anläggningen, huvudsakligen beroende på att fördelningstub - diametern för de sist till gruppen anslutna solfångarmodulerna ständigt blir större och därmed dyrare. Inbördes avståndet mellan solfångarna är konstant, oberoende av anläggningsstorleken.

### 2.2 Konstruktion

I syfte att skaffa underlag för projektering av solfångaranläggningar med stora plana solfångare på mark, uppfördes en solfångarprototyp i Göteborg.

Solfångarmodulens verksamma absorbatoryta är 15,6 m<sup>2</sup>. Den monteras skikt för skikt av prefabricerade standardbyggkomponenter, såsom takplåt av aluminium, dubbla plexiglasskivor, glasinfastningslister, markisoleringskivor, på platsen.

Detta förenat med den stora modulstorleken förbilligar uppförandet och höjder den termiska verkningsgraden relativt en solfångare av mindre modulstorlek.

Tidsåtgången för uppförandet av solfångare med fundament, som utfördes av 2 man under 2 hela arbetsdagar var, således, 2 mantimmar/m<sup>2</sup> solfångaryta. Tidsåtgången bedöms reduceras avsevärt vid uppförande av ett större antal moduler.

### 2.3 Verkningsgrad

Beräkningar baserade på teorier om strålningsutbyte och konvektion i spalter utfördes parallellt med mätning av solfångarens övertemperatur i förhållande till solinstrålningen. Resultatet härav används gemensamt med en utökad förlustberäkning till att presentera verkningsgradskurvor och föreslå vissa förbättringar av konstruktionen.

Den uppmätta verkningsgraden tillsammans med den förbättrade verkningsgraden placerar denna solfångare bland de bästa på marknaden förekommande solfångare, och uppvisar särskilt gynnsamma verkningsgrader vid relativt höga övertemperaturer. Detta förklaras av de dubbla täckskivorna och de av modulstorleken nedbringade kantförlusterna/m<sup>2</sup> solfångaryta, samt att kantlisternas skuggningseffekter minskar.



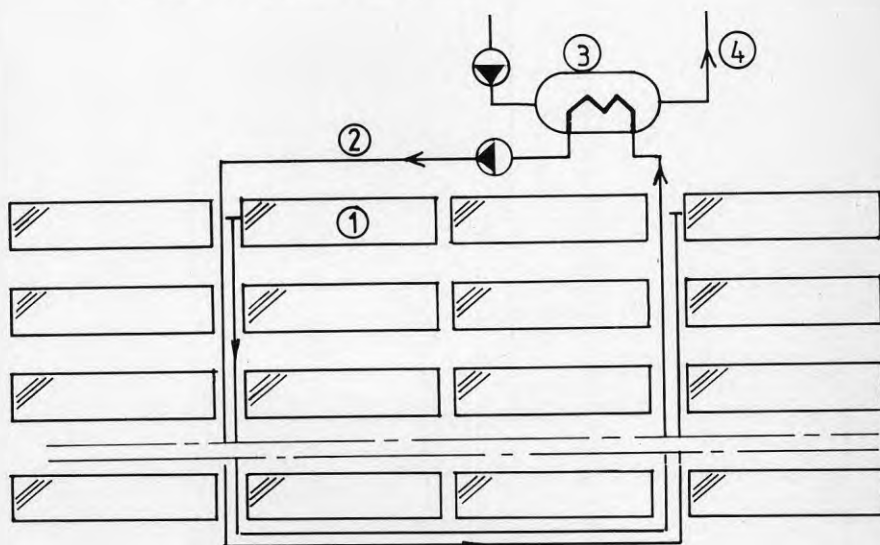
## 3 GRUNDFILOSOFI

Under de senaste åren har flera fullskalesolfångar-  
läggningar uppförts i Sverige. Ett karakteristiskt  
drag för dessa anläggningar är att de enskilda sol-  
fångarna anländer färdigtillverkade i modulstorleken  
1 m<sup>2</sup> till 6 m<sup>2</sup>, till byggplatsen.

Grundidén för den här redovisade solfångaren, avsedd  
för central värmeproduktion typ fjärrvärme, är att få  
ner anläggningskostnaderna per m<sup>2</sup> solfångaryta genom  
att:

- a/ välja en betydligt större moduldimension än  
konventionellt

Vald moduldimension är 12 m<sup>2</sup> (2,0 x 6,4 m).  
Färre kantytor/m<sup>2</sup> minskar materialåtgång och  
värmeförlust, och ger en tidsvinst vid monte-  
ringen. T ex en installation av fram och re-  
turledning per 12 m<sup>2</sup> solfångaryta mot sex  
installationer vid modulstorleken 2 m<sup>2</sup>. Färre  
moduler att rikta in och montera vid given  
totalyta. Lägre kulvertkostnad vid hopkoppling  
till "stormskigt" fram och returledningsnät  
på grund av färre antal meter kulvert relativt  
ett finmaskigare förbindningsnät vid mindre  
modulstorlek, se figur 1.



Figur 1 Kulvertdragning i fjärrvärmegrupp

- 1 solfångarmodul, 12 m<sup>2</sup>
- 2 solfångarkrets
- 3 värmväxlare
- 4 fjärrvärmekrets

b/ montera, tillverka solfångaren på anläggnings-  
platsen

Komponenterna anländer prefabricerade till byggplatsen och monteras utan verkstadsutrustning. Lägre transportkostnader erhålls på grund av oömmare transport, färre delsträcketransporter.

Alternativt kan hela solfångaren anlända klar för montering.

c/ använda standardkomponenter i konstruktionen

Absorbator och höljets baksida består av vanlig takplåt. Markskivor utgör isoleringen. Täcks-kivor och glasin-fästningslister är komponenter från växthustillverkning.

d/ ställa verk-ningsgrad i förhållande till kost-  
nad

De täcks-kivor som här används har sämre värme-genomgångsvärden än riktig 2-skivetäckning, men är å andra sidan enklare att tillverka och hantera, montera.

## 4 FLÖDESFÖRDELNING

### 4.1 Förutsättningar

Soltekniken är yt- och materialkrävande i förhållande till avgiven effekt. Genom att höja solfångarens/-anläggningens verkningsgrad minskas ytbehovet och materialåtgången vid given uteffekt.

Genom att utreda flöde och flödesfördelning i en solfångargrupp med avseende på god termisk funktion, erhålls ett säkrare underlag för en ekonomiskt riktig dimensionerad anläggning.

De följande kapitlen behandlar en solfångaranläggning för fjärrvärmebruk steg för steg, med tyngdpunkten lagd på vätskeflödet genom systemet och ekonomisk optimering av systemstorlek vid olika flödeshastigheter (här olika tryckfall/m, så kallade r-värden).

Samtliga beräkningar har till grund en solfångare med följande uppbyggnad och vid följande driftsfall:

glasad med en glasskiva	
absorbator med selektivt skikt	
isolerad med 10 cm mineralull på baksidan	
solinstrålning	700 W/m <sup>2</sup>
medeltempdifferens absorbator omgivn	40°C
solfångarens förlustterm	4 W/m <sup>2</sup> °C
uteffekt från solfångare	540 W/m <sup>2</sup>
temperaturhöjning genom solfångaren	20°C

## 4.2 Förhållande i en solfångartub

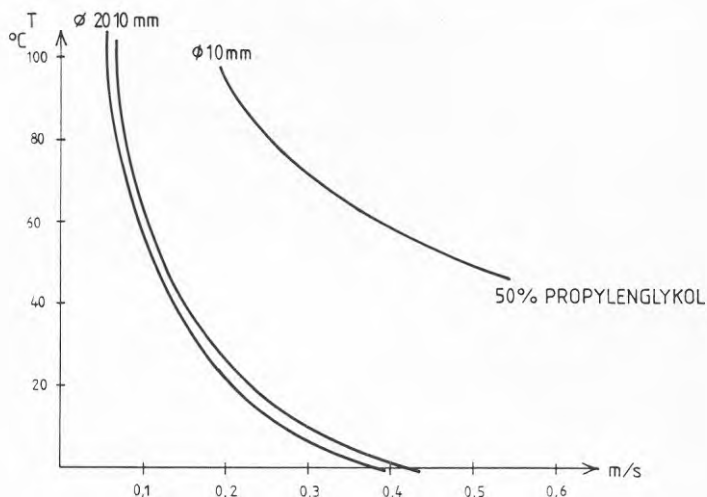
### 4.2.1 Flödesegenskaper som funktion av hastigheten

Vilka kriterier påverkar valet av flödesbild i en absorbatortub? Nedan görs en uppräknig av önskvärda flödesförhållanden och nödvändiga hänsynstaganden. För att begränsa uppgiften kommer studien i huvudsak gälla mediet vatten.

För det första bör man upprätthålla

#### o turbulent strömning.

Vid denna strömning erhålls betydligt bättre värmeövergång tubvägg-vatten (4-10 ggr) än vid laminär strömning. Omslaget laminär till turbulent strömning sker vid flödes hastigheten 0,1 - 0,2 m/s i tuber med innerdiameter  $\phi$  10-20 mm.



Figur 2 Omslag laminär till turbulent strömning för vatten samt propylenglykolvattenblandning som funktion av flödes hastighet, tubdiameter och temperatur

#### o luftmedförel i tuber.

I fall då luftare bör undvikas och flödet är nedåtriktat i del av absorbatoren, måste vätskans hastighet vara så hög att stående luftfickor ej bildas. Luftfickorna försämrar värmeövergången lokalt och kan leda till korrosionsskador på tubväggarna. För vertikalt nedåtriktat flöde krävs vid innerdiametern  $\phi$  12 mm min. hastigheten 0,30 m/s vid  $T=60^{\circ}\text{C}$ . (Referens 2).

Vid lokala tryckstegringar i tuberna, t ex efter en strypning eller kring en kraftig grad på tubväggen ansamlas luft och bildar stående luftblåsor.

Problemen uppträder i hastighetsintervallet 0,7 - 1,5 m/s vid  $\phi$  12 mm,  $T=50^{\circ}\text{C}$  och försvinner om man lägger på ett statiskt övertryck på det strömmande vattnet, eller ändrar hastigheten.

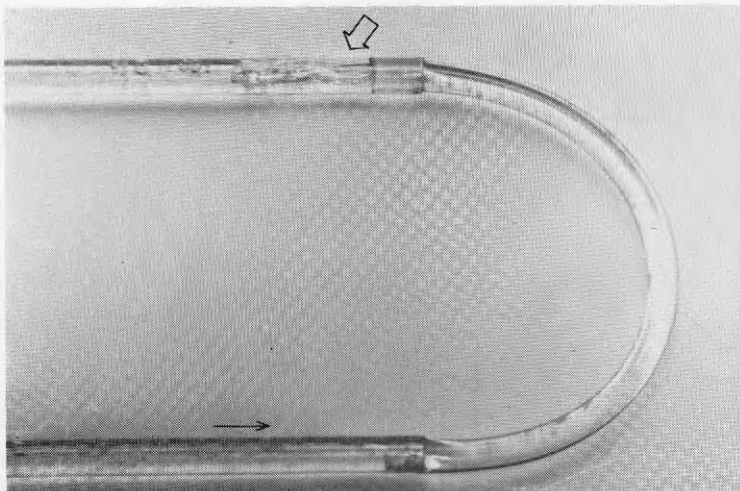


Bild 1 Luftansamling vid dimensionsförändring i tub

o erosionskorrosion.

Vid höga strömningshastigheter med syrehaltigt vatten i kopparrör fås korrosionsangrepp. Korrosionshastigheten ökar med vattentemperaturen. Vid  $90^{\circ}\text{C}$  bör hastigheten ej överstiga 1,0 m/s. (Referens 2).

Då cirkulerande vattnet är syrefritt, vilket är (blir) fallet i slutna system, kan dock högre hastigheter tillåtas.

#### 4.2.2 Egenskaper hos fryspunktnedsättande blandningar

Vid brinelösningar bestående av  $\text{CaCl}_2$ ,  $\text{NaCl}$ ,  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ , etylenglykol eller propylenglykol blandat med vatten

- minskar värmekapacitiviteten
- omslaget laminär till turbulent strömning förskjuts mot högre hastigheter då blandningarnas kinematiska viskositet är större än rent vattens, d v s värmeöverföringen tub-vätska försämras om turbulent strömning ej uppnås. Detta gäller speciellt vid lägre temperaturer. Se figur 2.
- tryckfallet över absorbatör och kulvert ökar. Även detta p g a blandningarnas höga kinematiska viskositet.

De sista två punkterna gäller endast marginellt för  $\text{NaCl}$ .

Bästa egenskaperna har etylalkoholvattenblandningen med nästan oförändrad värmekapacitivitet, jämfört med rent vatten och med måttlig tryckfalls- och omslags-hastighetsökning.

Brineblandningars egenskaper vid  $+20^\circ\text{C}$ , referens (2).

	Konc i vat- ten %	Frys- punkt $^\circ\text{C}$	$C_p$ kJ/kg $^\circ\text{C}$	$\text{kg/m}^3$	Omslags- hast lam- turb m/s*
$\text{H}_2\text{O}$	100	+0	4,18	998	0,22
$\text{NaCl}$	22	-20	3,4	1160	0,4
$\text{CaCl}_2$	25	-30	2,92	1230	0,64
$\text{C}_2\text{H}_5\text{HO}$	40	-30	4,0	930	0,69
Etylen- glykol	45	-30	3,45	1065	0,8
Propylen- glykol	50	-30	3,56	1037	1,3

\* ( $Re = 2300$ ,  $d_h = 10$  mm).

#### 4.2.3 Summering

Man bör välja en vattenhastighet i tuberna mellan 0,3 - 1,0 m/s. Vid 50% propylenglykolblandning blir motsvarande hastighet 0,7 - 1,0 m/s. Vid syrefritt vatten kan en högre max hastighet tillåtas, hur hög utreds dock inte här. Man bör eftersträva mjuka övergångar mellan olika absorbatortub-diametrar för att eliminera lokala luftansamlingar i absorbatören.

### 4.3 Förhållandet i en solfångare

#### 4.3.1 Absorbatorn

Vilka kriterier bör uppfyllas vid absorbatordimensionering m a p dess funktion i systemet?

- lågt flöde per  $m^2$ . Temperaturdifferensen över solfångaren bör vara stor för att minska flödet.

En fördubbling av temperaturdifferensen ger halverat massflöde vid konstant uteeffekt.

- höga flödes hastigheter. Den förbättrade värmeövergångskoefficienten vid extremt höga hastigheter påverkar marginellt totalverkningsgraden då värmeöverföringen i tuberna efter omslaget laminär - turbulent redan är god.

Höga flödes hastigheter ger klena dimensioner på samtliga tuber i systemet; materialåtgången minskar.

- liten vätskevolym per  $m^2$  absorbator. En stor volym ökar de värmodynamiska förlusterna, d v s den energi som krävs för att värma värmemediet från omgivnings- till arbetstemperatur. När solfångaren ej längre avger energi sjunker värmemediets temperatur till omgivningstemperaturen. Denna avsvälning är ren förlust. Ju större vattenvolym i systemet desto större förlust.

- Tryckfallet över absorbatorn/tuberna bör ej vara för lågt i förhållande till tryckfallet över hela systemet. Vid ett förhållandevis högt tryckfall över absorbatorerna fås automatiskt en jämn flödesfördelning mellan de enskilda solfångarna.

Extremt höga tryckfall kräver tryckklassade komponenter i hela systemet.

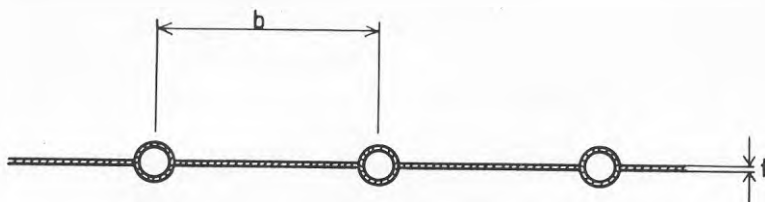
- god flänsverkningsgrad

#### 4.3.2 Flänsbredd

Vilka parametrar styr absorbatorns geometriska utformning?

Tubernas inbördes avstånd, flänsbredden, bestäms av flänsmaterial, flänstjocklek och våld flänsverkningsgrad. Även solfångarens förlusttal och värmeövergångstalet tub-vatten inverkar, men de har antagits konstanta i denna studie.

Vid flänsverkningsgrad = 0,93 och en solfångare enligt förutsättningsarna, kap 4.1, fås:



Figur 3 Sektion av absorbator

	<u>t (mm)</u>	<u>b (mm)</u>
Koppar: ( $\lambda = 395 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ )	0,5	240
Aluminium: ( $\lambda = 218 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ )	1	250
( $\lambda = 170 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ )	0,5	180
( $\lambda = 170 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ )	0,5	160
Järn: ( $\lambda = 84 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ )	1	160
Stål (0,1 % C): ( $\lambda = 60 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ )	1	140

Tabell 1 Flänsbredd och flänstjocklek som funktion av valt material vid konstant flänsverkningsgrad och förlusttal

För den fortsatta beräkningen väljs: Aluminium,  
 $b = 160 \text{ mm}$ ,  
 $t = 0,5 \text{ mm}$

$$\frac{1 \text{ m}}{0,16 \text{ m}} = 6,25 \Rightarrow 6 \text{ tuber/meter absorbatorbredd.}$$

#### 4.3.3 Tublängd, tryckfall och absorbatoryta som funktion av dubdimension

Tubdimension ( $\phi_{\text{inner}}$ ) och tublängd bestäms av:

uteffekt per  $\text{m}^2$  absorbatoryta

flödet och dess värmekapacitet

vald temperaturhöjning

tubavstånd (flänsbredd)

parallell eller seriekoppling av tuberna

önskat tryckfall över solfångaren



Totala tublängden och tryckfall över absorbatoren vid olika tubdimensioner men konstant flödeshastighet fås ur tabellen nedan. Tuberna är seriekopplade.

Förutsättningar:

- temperaturhöjning över absorbatoren:  $\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$
- flödeshastighet  $v = 1 \text{ m/s}$
- flänsbredd  $b = 0,16 \text{ m}$

Innerdiameter (mm)	m (l/s)	Tublängd (m)	$P_{\text{tot}}$ (m vp)	Absorbator yta ( $\text{m}^2$ )
$\phi 20$	0,3	266	13,3	44
$\phi 15$	0,17	150	10,8	25
$\phi 12$	0,11	97	9,7	16
$\phi 10$	0,08	69	8,4	12
$\phi 8$	0,05	42	6,7	7,0
$\phi 7$	0,04	33	6,2	5,5
$\phi 4,4$	0,015	13	4,4	2,2

- temperaturhöjning över absorbatoren:  $\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$
- flödeshastighet  $v = 0,5 \text{ m/s}$
- flänsbredd  $b = 0,16 \text{ m}$

Innerdiameter (mm)	m (l/s)	Tublängd (m)	$P_{\text{tot}}$ (m vp)	Absorbator yta ( $\text{m}^2$ )
$\phi 20$	0,15	137	2,2	23
$\phi 15$	0,09	80	1,75	13
$\phi 12$	0,06	48	1,4	8,0
$\phi 10$	0,04	33	1,2	5,6
$\phi 8$	0,025	21	1,0	3,5
$\phi 7$	0,02	16	0,9	2,7
$\phi 4,4$	0,007	6	0,6	1,0

Tabell 2 Flöde, tublängd, tryckfall och absorbatoryta som funktion av tubdiameter och flödeshastighet vid konstant temperaturhöjning och flänsbredd

Bör tuberna parallell- eller seriekopplas?

Vid samma förhållanden, vad gäller temperaturhöjning, massflöde, tublängd (sammanlagd) och yta över absorbatoren, ger parallellkoppling klenare absorbatorer och lägre tryckfall än vid seriekoppling.

Ex: Ur tabell 2 fås:

6 parallellkopplade tuber med

$\phi$  inner = 4,4 mm

vid 1 m/s ger:

tryckfallet	4,4 m vp
solfångarytan	6 x 2,2 = 13,2 m <sup>2</sup>
flödet	6 x 0,015 = 0,09 l/s
tublängd	13 m (x 6)

Seriekopplade tuber med

$\phi$  inner = 10 mm

vid 1 m/s ger:

tryckfallet	8,4 m vp
solfångarytan	12 m <sup>2</sup>
flödet	0.08 l/s
tublängd	69 m

För den fortsatta beräkningen väljs det senare alternativet.

modulyta	12 m <sup>2</sup>
tryckfall	8,4 m vp
flöde	0.08 l/s
flödeshast	1 m/s
temperaturhöjning	20°C

Flänsverkningsgraden påverkas en aning av tubdiametervälet. Vid de tidigare valda förutsättningarna ( $I=4 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ,  $b=0,16 \text{ m}$ ) försämras  $\eta$  fläns med 2% vid  $\phi$  inner = 4,4 mm mot  $\phi$  inner = 12 mm.

#### 4.3.4 Tubdragning över och anslutning till absorbator

Tubdragningen över absorbatoren bör anpassas till temperaturfördelningen över en absorberaryta vid stagnation, se fig. 16, kap 6.2, där max temperaturerna erhålls i övre delen av absorbatoren.

En fördel med ren seriekoppling av absorbatortuberna, förutom eliminerandet av fördelnings- och samlingsrör med åtföljande flödesfördelningsproblem, är att separat luftning av varje solfångare ej krävs. De höga hastigheterna i till- och frånanslutningarna, som kan ha samma dimension som absorbatortuberna, för med sig luften ner i kulvertrören och vidare till central avluftning.

#### 4.4 Förhållande i kulvert

Högt tryckfall över solfångarna förbättrar flödesfördelningen mellan de enskilda solfångarna. Genom att välja kulvertförläggning enligt figur 1, kap 3, där varje solfångares totala vattenväg,  $d v s$  längd kulvert från pumpcentral fram och tillbaks till solfångaren, är konstant, erhålls samma driftförhållanden för varje solfångare oberoende av var i systemet den befinner sig, om  $r$ -värdet i rörsystemet är konstant.

Vid högt tryckfall över solfångarna kan man tillåta högt tryckfall även över kulvertnätet klenare kulvertdimensioner.

Tryckfallet för på och avstick i kulverten är litet i förhållande till tryckfallet per meter kulvert, om hastighetsförhållandet

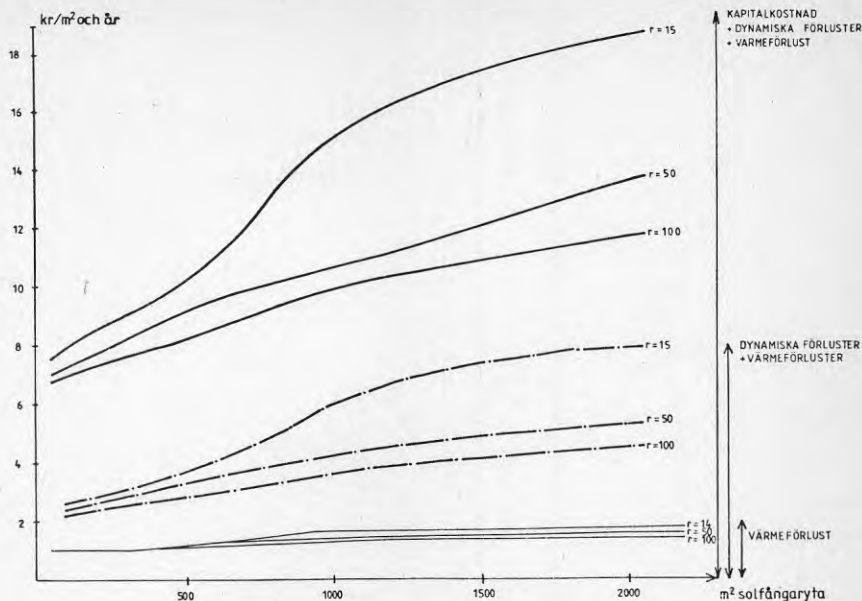
$$\frac{V_{\text{avstick, påstick}}}{V_{\text{kulvert}}} = \frac{1}{2}$$

även vid relativt höga hastigheter.

De ökade kostnaderna för pumpdrift vid höga tryckfall är marginella om man väljer gruppstorlek med omsorg. Se fig 5.

Mindre kulvertdimensioner ger mindre värmeförluster till omgivningen, men framför allt minskar de dynamiska förlusterna  $d v s$ , energin som åtgår att värma kulverten med vatteninnehåll från omgivningstemperatur till min drifttemp (här  $+40^{\circ}\text{C}$ ) varje driftdag.

Nedan har en ekonomisk jämförelse gjorts mellan olika kulvertdimensioner, här uttryckt i tryckfall per meter kulvert, med olika dynamiska och termiska förluster vid varierande gruppstorlek.



Figur 4 Kulvertkostnad per  $m^2$  solfångaryta som funktion av gruppstorlek och tryckfallsdimensionering av kulvert

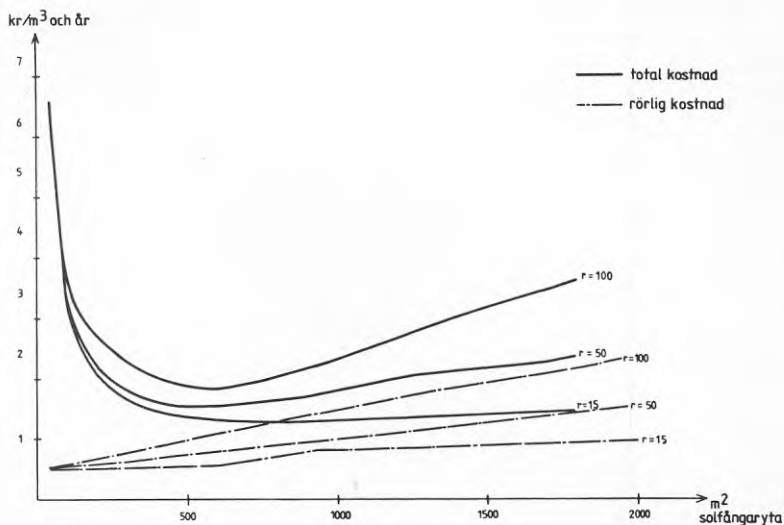
Underlag för figur 4:

- våra tidigare beräknade solfångare à  $12 m^2$  är avslutna två och två till kulvertnätet enligt figur 1, kap 3.
- avstånd mellan raderna: 4,0 m
- $r = 50$  betyder att kulvertvalet är relaterat till tryckfallet 50 mm vattenpelare per meter kulvert.
- värmeförlusterna är hänfödda till kulvert i mark
- energiförlust kostnad: 25 öre/kWh
- antal drifttimmar per år, korrigerat för antagen konstant uteffekt ( $540 W/m^2$ ) 1260 tim/år
- fast kostnad per år är investeringskostnad  
10
- kostnad för montering av kulvert + avstick är inräknat.

## 4.5 Förhållande i pump och värmeväxlarcentral

### 4.5.1 Pumpar

För att klara höga tryckfall vid små flöden krävs en centrifugalpump. I system med lägre tryckfall räcker en cirkulationspump.



Figur 5 Pumpkostnad per  $m^2$  solfångaryta som funktion av gruppstorlek och tryckfallsdimensionering av systemet

Underlag för figur 5:

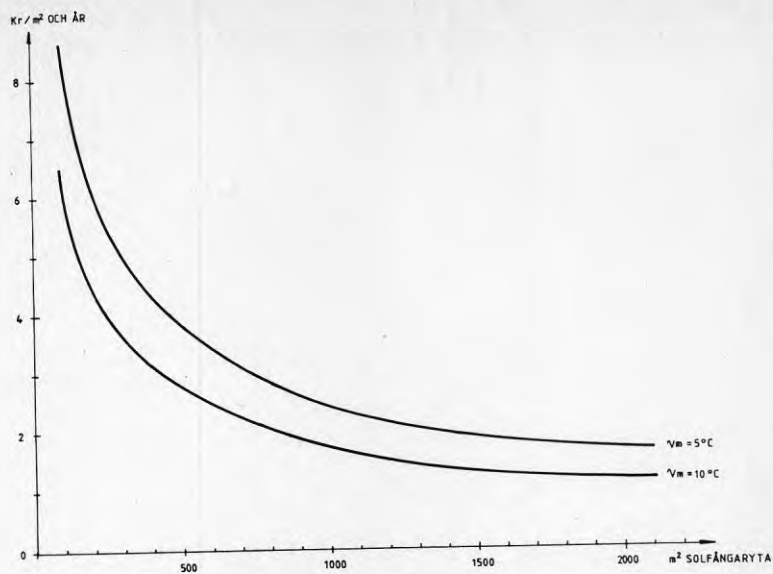
- fast kostnad per år är  $\frac{\text{investeringskostnad}}{10}$
- energipris, el 25 öre/kWh
- figuren gäller centrifugalpumpar
- antal drifttimmar 1260 tim/år

### 4.5.2 Värmeväxlare

För små medeltemperaturdifferenser och små solfångargrupper, d v s små flöden och effekter, ligger tub- och plattvärmväxlare prismässigt lika, men vid större grupper har plattvärmväxlare ett betydligt lägre pris, men å andra sidan ett högre tryckfall.

Tryckfall över värmväxlare vid  $\Delta t_m=5^\circ\text{C}$ .

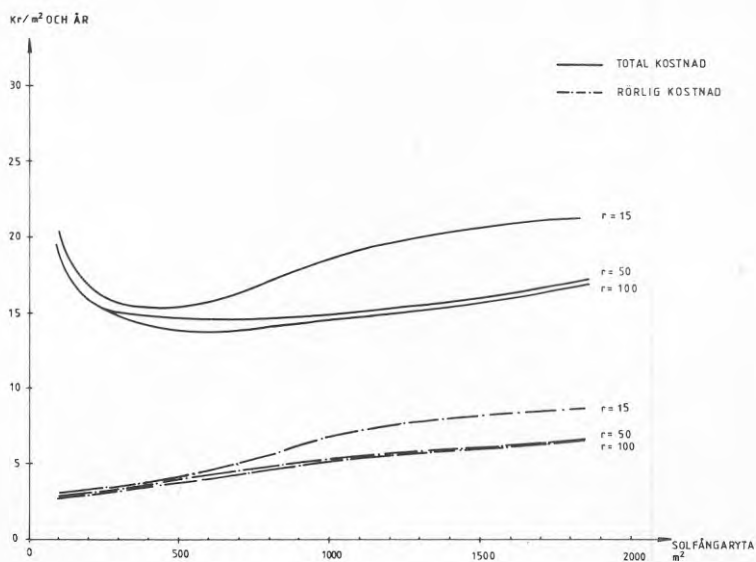
	Primärsida	Sekundärsida
tub VVX	1	0,3 m vp
platt VVX	3,5	3,5 m vp



Figur 6 Kostnad för plattvärmeväxlare som funktion av gruppstorlek och medeltemperaturdifferens över värmeväxlaren

#### 4.6 Förhållande i hela systemet, optimering

En sammanställning av kulvertnät, pump och värmväxlares fasta och rörliga kostnader ger kurvorna i figur 7. Ur figuren kan optimala gruppstorlekar, antal  $m^2$  solfångare per grupp, bestämmas som funktion av valt  $r$ -värde.



Figur 7 Kostnad för solfångargrupp (exkl. solfångare) per  $m^2$  solfångaryta som funktion av gruppstorlek och tryckfallsdimensionering av systemet.

Figuren visar entydigt att den specifika kostnaden per  $m^2$  solfångare inte minskar med storleken på anläggningen. Skall man uppföra en anläggning med 2000  $m^2$  total solfångaryta, bör man alltså för t ex  $r=15$  välja 4 grupper à 500  $m^2$  solfångaryta.

Det riktiga sättet att dimensionera är troligen inte att välja flera identiska och kompletta grupper med egna cirkulationspumpar/värmväxlare, utan man bör göra deloptimeringar av de olika komponenterna.

I figuren ovan har arbetskostnader för uppförandet av solfångare och värmväxlarcentral ej medtagits.

Aspekter, såsom uppförandetechniska och driftvalmöjlighetsmässiga, kan förskjuta deloptimeringen uppåt eller nedåt, vad gäller avtal pumpar, värmväxlare och enskilda kulvertgrupper vid given total solfångaryta.



## 5 KONSTRUKTION

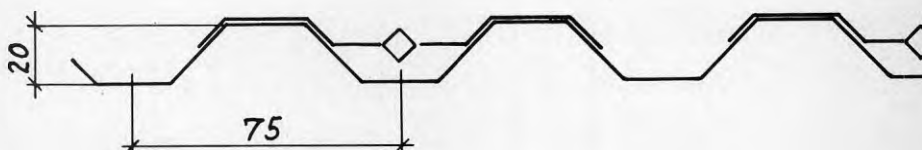
## 5.1 Delkomponenter

Solfångarens hölje och absorbator består av aluminium, täcksnivorna av plexiglas. Den är konstruerad för att monteras på plats, skikt för skikt, och skruvas ihop med självgångande skruv.

Moduldimension: 8,76x2,00x0,23 m

Lutning: 35°

Verksam absor-  
batoryta: 15,6 m<sup>2</sup>

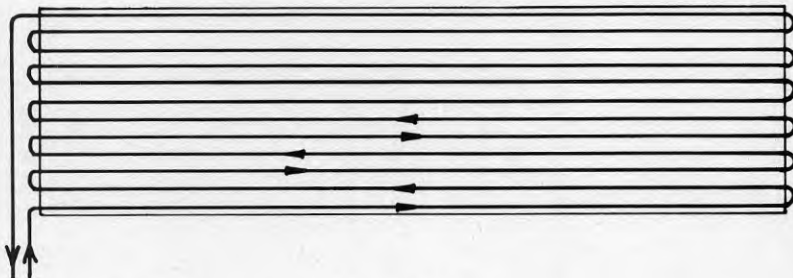


Figur 8 Absorbator med strips

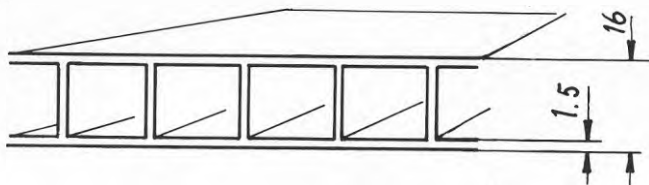
Absorbator typ Sunclay: en korrugerad aluminiumplåt, svartmålad i väderbeständig färg, med påskruvade strips. Varje strip består av ett kopparrör (ø 12 mm, tjocklek 0,35 mm) invalsat mellan två tunna aluminiumremsor som bildar rørets flänsar.

Stripsen och korrugeringen ligger horisontellt monterade i solfångaren med till- och frånloppsror i ena kortändan och däremellan U-rör som sammanbinder de parallella tuberna till en enkel serieslinga.

Den cirkulerande vätskan strömmar i stripsen genom absorbatoren i ena riktningen, genom U-røren och tillbaka i motsatt riktning i närmaste strip ovanför o s v. På detta sätt erhålls bättre värmeöverföring tub-vätska (på grund av högre flödes hastighet) än då vätskan passerar absorbatoren i ena riktningen i flera parallella tuber.



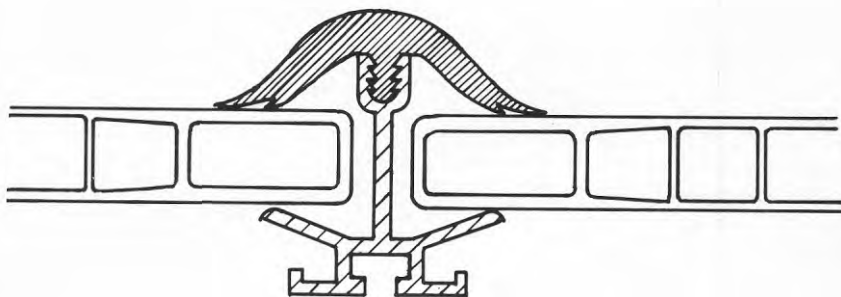
Figur 9 Flöde genom absorbator



Figur 10 Täckskiva av plexiglas

Isolerplattor av dubbel plexiglas (akrylplast), extruderade i standarddimensioner för växthus har valts till täckskiva. Dimension 2000x1200x16 mm. Antal 7.

Till täckskivorna hör spröjsprofiler som används som glasinfästningslister. Material aluminium. De skruvas mot absorberplåten och är monterade som täckskivorna i vertikalled. Täckskivorna hålls på plats av gumminockar.



Figur 11 Glasinfästningslist med gumminock

Solfångarhöljet består av en låda med en korrugerad aluminiumplåt som botten. Kant och sidoplåtarna, vilka är delade i över och underdelar, även de i aluminium, utgör lådans sidor. Markskivor i standarddimension används som isolering, vilka täcker hela botten i lådan. Markskivorna tar även upp lasten från absorber och täckskivor, då dessa är monterade mot isolerskivorna med takskravar som går genom isoleringen och är gängade i bottenplåten. Markskivorna har hög formbeständighet. Dessutom är isoleringen kapillärbrytande d v s den suger ej upp eventuellt inläckande vatten.

Övrigt

Anslutningsrör av koppar ( $\varnothing$  22 mm). Upplag av träram eller betongplintar på vilken en ställning av 4 (ev 3) triangelben (fyrcantprofil aluminium) är uppställd.

Strips och täckskivor är utbytbara.

Solfångarens vikt

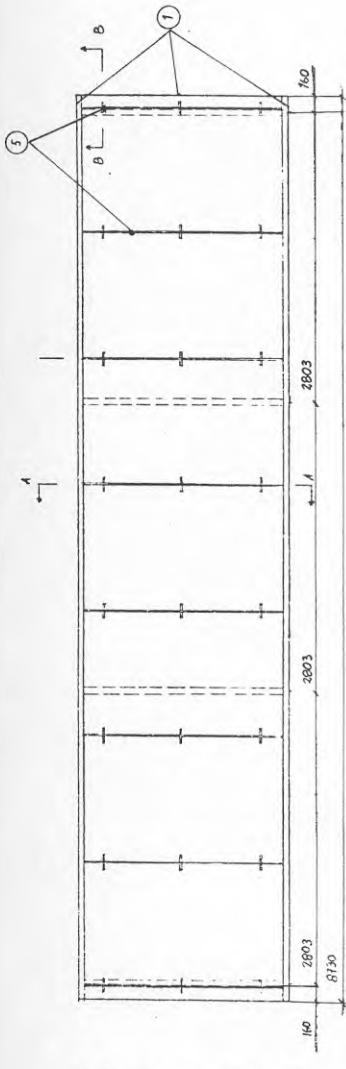
Täckskiva	5,0 kg/m <sup>2</sup>
Absorbator med strips	3,3 kg/m <sup>2</sup>
Isolering	16,8 kg/m <sup>2</sup>
Hölje + glasinfästningslister och skruv	<u>7,1 kg/m<sup>2</sup></u>
	32,2 kg/m <sup>2</sup>

Solfångarmodulens totalvikt utan fundament 500 kg.

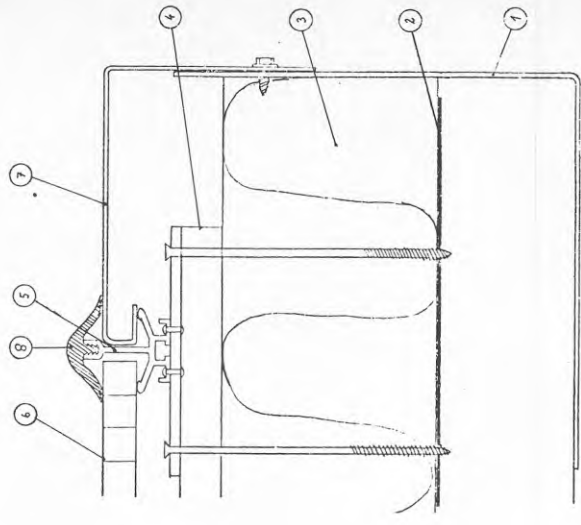
Komponentspecificeringmått (mm)

Absorbator:	2 st TRP 20-75 (Gränges)	8580x1004x0,5
Hölje		
bottenplåt:	2 st TRP 65-150 (Gränges)	8710x960x0,7
kant o sidopl:	bockad aluminiumplåt	tjocklek 1,5
Isolering:	30 st Minwool 9056 (Gullfiber)	1000x600x100
Täckskiva:	7 st plexiglas sdpl6 (Röhm)	2000x1200x16
Glasinfästningslist:	8 st spröjsprofil S 61069 (Gränges)	längd 1910
Nockgummi:	8 st, tillhörande profil S 61069 (Värnamo gummifabr)	längd 1920
Takskruv:	40-tal DBS 224 (Knipping)	$\varnothing$ 5x130
Monterings- skruv:	80-tal Tap-tite 10 HAB- SS-25 (SFS)	$\varnothing$ 5x25

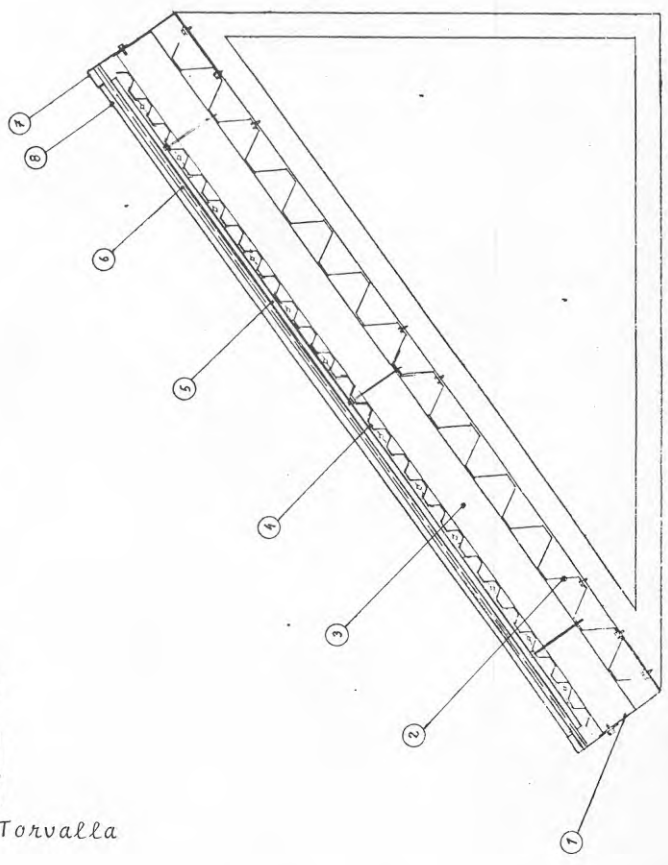
- Monteringsordning.**
- 1 kant- och sid-plåtar, avstånd 1000
  - 2 bakstycke
  - 3 isolerings skiva
  - 4 absorberings plåt
  - 5 spröjsprofil C-C 1212
  - 6 fäckskena
  - 7 överdel till kant och sidoplåt
  - 8 nöck-quarni



Längsida 1:20



Snitt B-B 1:1



Snitt A-A 1:5

Figur 12 Solfångare Torvalla

BENGT DAHLRENS AB SOLFAÅNGARE OCH VÄRMEPUMPAR SÖDERÅS, SV SÖDERÅS, SV		SOLFÅNGARE TORVALLA SÖDERÅS, SV	
SOLFÅNGARE TORVALLA SÖDERÅS, SV		SOLFÅNGARE TORVALLA SÖDERÅS, SV	
SOLFÅNGARE TORVALLA SÖDERÅS, SV		SOLFÅNGARE TORVALLA SÖDERÅS, SV	

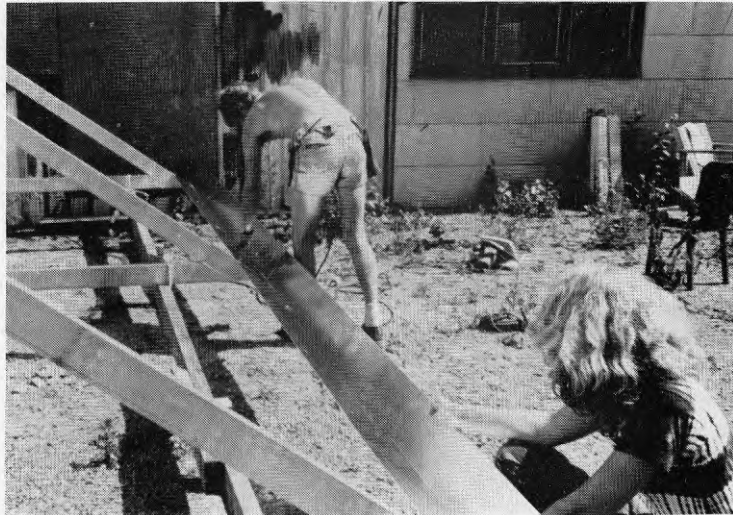
## 5.2 Montering

Solfångaren som är uppförd i Göteborg monterades av en byggnadssnickare och en praktikant.

Efter att fundamentet av träreglar och fyrkants-al-profiler, hopsvetsade till trianglar, rests, började monteringen av solfångaren.

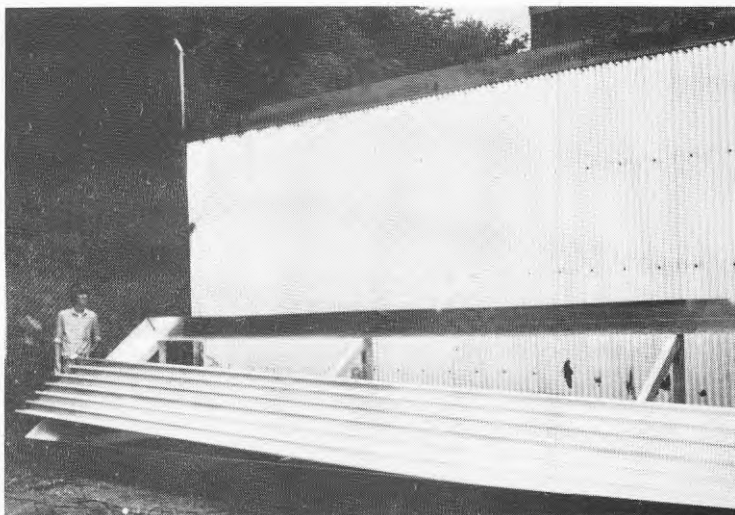
### Monteringsordning

En ram av kant och sidoplåtar skruvas fast på fundamentet. Vid hopfogandet förborras hål, därefter monteras skruven med skruvdragare.



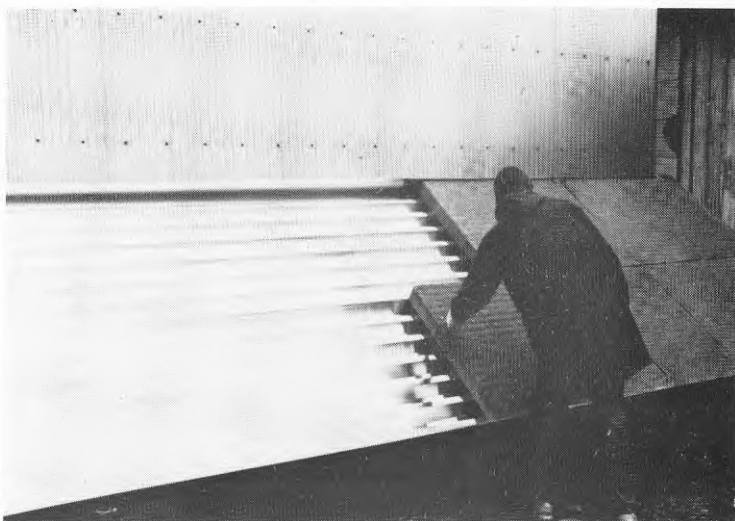
*Bild 2 Kantplåt monteras*

Bakstycket, en korrugerad al-plåt i två delar läggs in i ramen, överlappas i skarven och monteras med skruv i fundamentet.



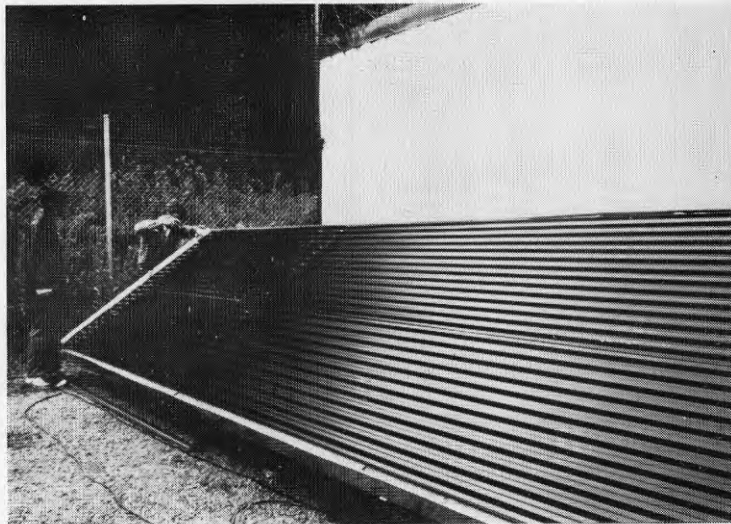
*Bild 3 Baksidan lyfts på plats*

Isolerings-skivorna läggs på plats i 2 rader. De är i standarddimension och passar in i ramen, men sista skivorna i ena änden får kapas till rätt bredd.



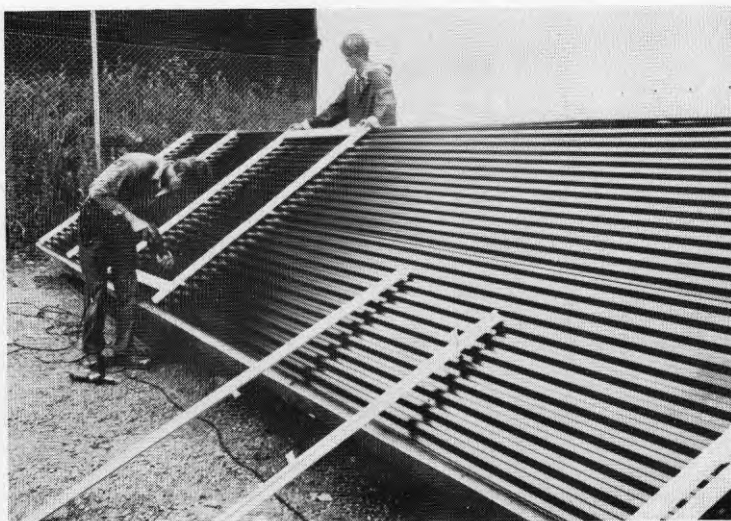
*Bild 4 ... och sedan isoleringen*

Absorbatorplåten, även den 2-delad, läggs på isoleringsskivorna och fixeras med ett par takskriv genom isoleringen i bakstycket.

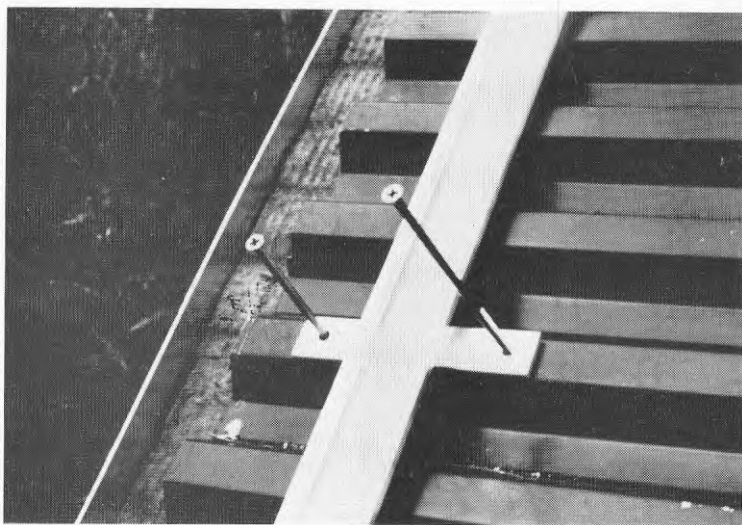


*Bild 5 Absorbatorplåten fästs*

Med början i ena änden monteras glasinfästningsprofilerna och absorbatorplåten med de genomborrade takskrivorna i bakstycket.

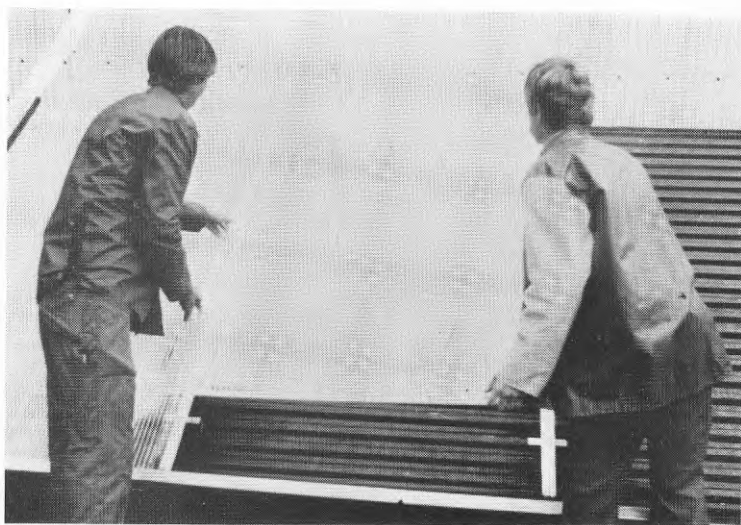


*Bild 6 Glasinfästningslister och absorbatorplåt mont.*



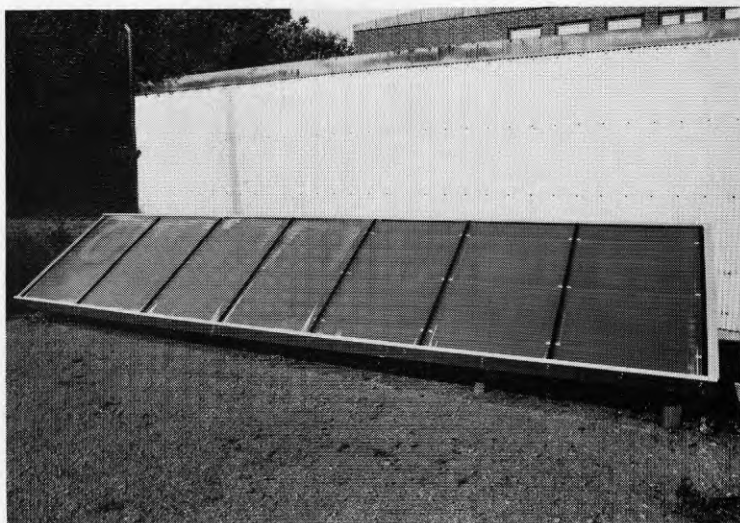
*Bild 7 Detalj av glasinfastningslist under montering*

Nu kan täckskivorna läggas på plats. En överdel till kantplåten håller an täckskivorna i underkant. När täckskivorna är på plats monteras resterande övre sido- och kantplåtar.



*Bild 8 Täckskivorna lyfts på plats*





*Bild 9 Färdig solfångarmodul, 16 m<sup>2</sup>*

Slutligen bankas nockgummiremsorna på plats med hammare.

### Monteringstid

Monteringen är enkel, vilket åskådliggörs av denna utförliga monteringsbeskrivning.

Totala monteringstiden, med uppförande av fundamentet inräknat, var 2 arbetsdagar à 8 timmar, 2 arbetare = 32 mantimmar. Tiden kan ses som en övre gräns vad gäller montering i serier.

### Synpunkter

- kantplåtarna är för veka. Bör stagas eller tillverkas i grövre tjocklek. Eventuellt krävs extruderad profil som samtidigt stagar täckskivorna i över- och underkant
- ett krysstag till triangelställningen skulle underlätta montering. Krysstagen kan sedan flyttas till nästa solfångarmodul
- i övrigt gick monteringen smidigt

## 6 VERKNINGSGRAD

## 6.1 Beräkning, ideala förhållanden

Beräkningen utföres enligt Solar Energy Thermal Processes, Duffie & Beckman, referens (1).

Följande förenklingar och antaganden ligger till grund för beräkningen:

- täckskivorna antas vara två oändliga plan-parallella plattor
- absorptorplatte- och täckskivetemperaturen antas konstanta över ytorna
- inga kant- eller infästningsförluster

Transmission

Den mot solfångaren infallande strålningen absorberas, reflekteras och transmitteras av täckskivorna. Om absorption försummas fås resulterande transmissionsförhållandet ur

$$\tau = \frac{1 - \varphi}{1 + (2n-1)\varphi} \quad (1)$$

där  $\varphi$  = ytans reflexionskoefficient som beror av täckskivans brytningsindex och strålningens infallsvinkel

$n$  = antalet täckskivor.

Absorption

Den av absorptorplattan absorberade strålningen beror av resulterande transmissionsförhållandet, plattans absorptionskoefficient  $\alpha$  och täckskivans reflexionsfaktor för spridd strålning  $\varphi_d$ . Den resulterande absorptionen är

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau \cdot \alpha}{1 - (1 - \alpha)\varphi_d} \quad (2)$$

Energibalans

Skillnad mellan från solen och absorptorn mottagen effekt och förlusterna i solfångaren, är utvunnen effekt

$$q_u = q_{in} - q_L \quad (3)$$

Den i kollektorn lagrade energin sätts lika med noll.

$$q_{in} = I \times (\tau\alpha) \quad (4)$$

där  $I$  = den mot solfångrytan vinkelrätt infallande solstrålningen ( $W/m^2$ )

500<I

Vid hög solinstrålning antas enbart direkt solstrålning förekomma. Huvuddelen av den samtidigt förekommande diffusa strålningen kommer från en ring kring solen. Denna strålning adderad med solens direkta strålning sätts.

lika med total direkt strålning. Den övriga himlens diffusa strålning försummas.

I < 300 Vid låg solinstrålning är huvuddelen av strålningen diffus. För att teoretiskt kunna behandla strålningen sätts homogen halvsfärisk strålning = riktad direkt strålning, infallsvinkel  $60^\circ$ .

### Förluster

Förlusterna från absorbatorplattan till omgivningen kan delas upp i

- värmeöverföring mellan platta - täckskiva 1, täckskiva 1 - täckskiva 2 och ytterst täckskiva 2 - omgivning, bestående av naturlig och påtvingad konvektion. (naturlig konvektion = luften kommer att cirkulera mellan t ex platta - täckskiva 1 på grund av densitetsskillnaderna hos den instängda luften. Densitetsskillnaden orsakas av tem.diff. mellan platta och täckskiva. Av plattan uppvärmd luft stiger, kyls av täckskivan och faller; ett cirkulationsförlopp mellan platta och täckskiva, där luften är värmebärande medium. Värmen överförs från plattan till täckskivan. (påtvingad konvektion = solfångarhöljet kyls av omströmmande luft, medie)
- strålningsutbyte mellan platta - omgivning via platta - täckskiva 1, täckskiva 1 - täckskiva 2 och täckskiva 2 - omgivning
- värmeledning från absorbatorplattan genom underliggande isolering och hölje

### Värmegenomgångstalet $U_L$

Värmeförluster per ytenhet kan uttryckas

$$q_L = U_L \cdot \Delta T \quad (5)$$

där  $U_L$  = totala värmegenomgångstalet, vars storlek varierar med temperaturskillnaden och temperaturen ( $^\circ\text{K}$ ) absorbator - omgivning

$\Delta T$  = temperaturskillnaden absorbator - omgivning

Att bestämma  $U_L$  vid given strålning är en relativt tidskrävande beräkning. Man får anta absorbatorplatt- och täckskivetemperaturer för att kunna bestämma delvärmeövergångstal som sedan ger totala  $U_L$ . I efterhand kan de först gissade temperaturerna kontrolleras. Stämmer de ej få en ny bättre gissning och ny beräkning genomförs, iteration.

Ur beräkningen erhålls förutom  $U_L$  även absorbatortemperaturen  $T_p$ .

### Solstrålning

Stagnation antas råda i solfångaren, d v s solfångaren har nått sin maximala temperatur för den aktuella solinstrålningen då ingen effekt tas ut ur solfångaren,

d v s  $q_u = 0$ , ur ekv (3)

$$q_u = q_{in} - q_L = 0$$

$$q_{in} = q_L$$

insatt i ekv (4) och (5) ger

$$U_L \cdot \Delta T = I \cdot (\tau \alpha)$$

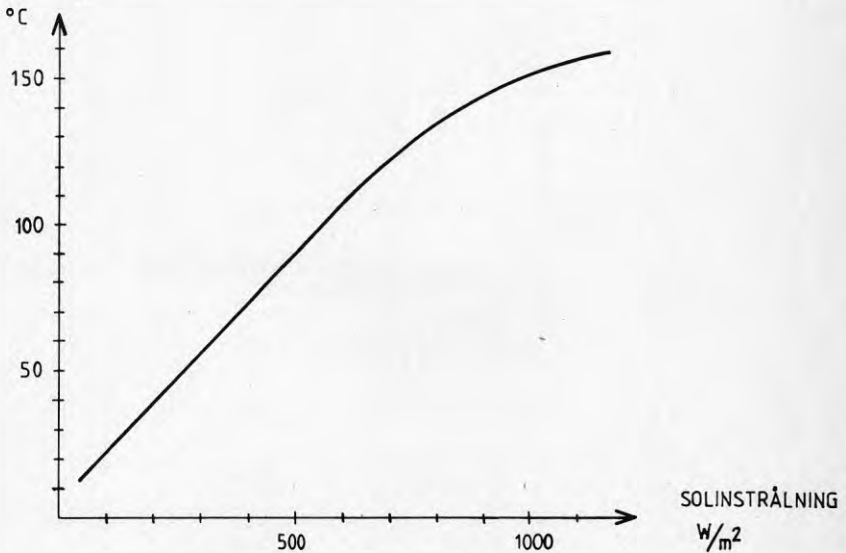
$$I = \frac{U_L \cdot \Delta T}{(\tau \alpha)} \quad (6)$$

### Solfångarprestanda i kurvform

Genomför man ovanstående beräkningsgång för olika absorbatortemperaturer  $T_p = 45^\circ, 70^\circ, 100^\circ, \dots$  erhålls olika solstrålningsintensiteter. Dessa värden bildar kurvan  $T = f(I)$ , figur 13.

#### TEMPERATURDIFFERERENS

absorbatortempera-  
tur -  
omgivning



Figur 13 Teoretisk temperaturdifferensfunktion av solinstrålningen

## 6.2 Mätning

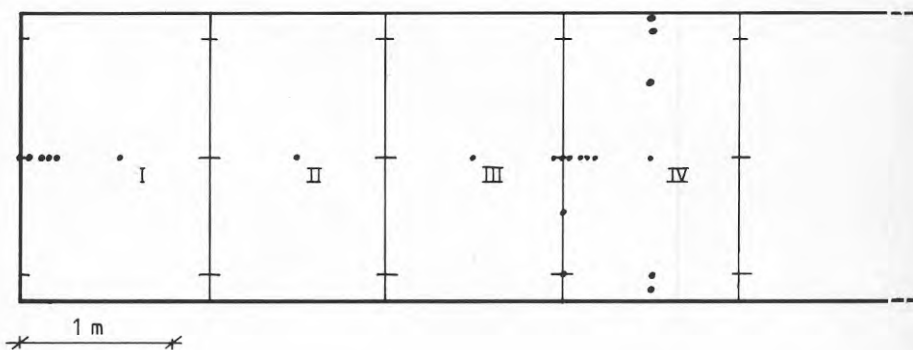
Syftet med mätningarna är dels att bestämma solfångarens termiska verkningsgrad, dels att studera expansionens inverkan på konstruktionens hållfasthet.

Då inget medie cirkulerar genom solfångaren vid stagnation, krävs ingen flödesmätning och heller ingen kringutrustning i form av cirkulationspump, rörsystem, värmväxlare, regler-system. På denna solfångare är därför ej vare sig strips eller fördelnings- och samlingsrör monterade.

### Temperaturmätning

Mätningarna utfördes under dagar med stationära förhållanden. Sol, blå himmel eller någorlunda jämn strål- lande himmel och svag vind.

Mätpunkterna var utplacerade över absorбатыrytan enligt figur 14.

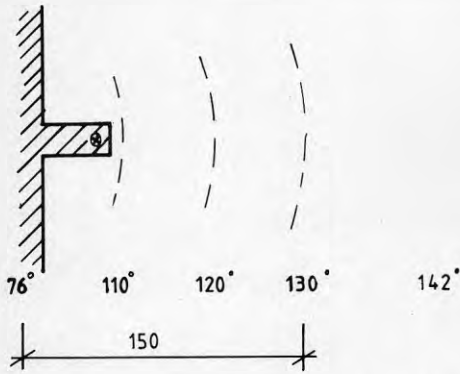
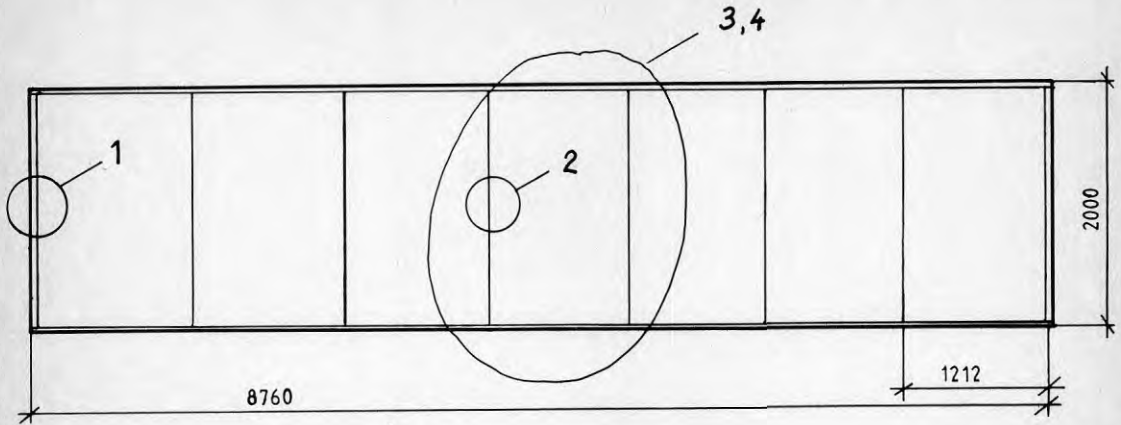


Figur 14 Mätpunkternas placering över absorбатыrytan

Temperaturen varierar kraftigt över absorбатыrytan, men de av glasinfastningslisterna avdelade segmenten uppvisar stor samstämmighet i temperaturer, ur figur 14,  $T_I \approx T_{II} \approx T_{III} \approx T_{IV}$ .

Maximal lokal uppmätt absorbatortemperatur:  $156^{\circ}\text{C}$

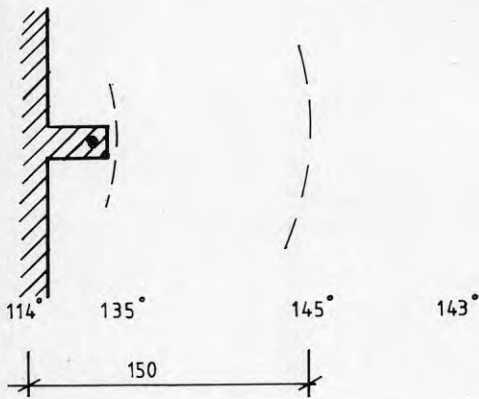
Maximalt lokalt uppmätt täckskive-temperatur:  $128^{\circ}\text{C}$ ,  
vid solinstrålningen  $I = 1016 \text{ W/m}^2$



Detalj 1. Isothermer, kantinfästning

$$T_{\text{omg}} = 24^{\circ}\text{C}$$

$$I = 1016 \text{ W/m}^2$$

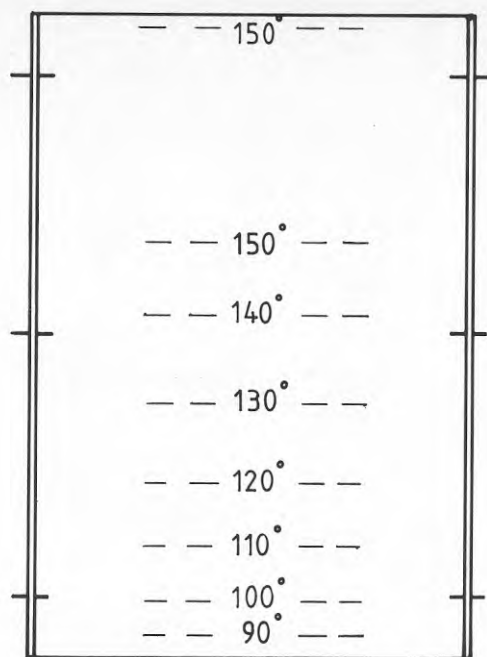


Detalj 2. Isothermer, glasinfästning

$$T_{\text{omg}} = 24^{\circ}\text{C}$$

$$I = 1016 \text{ W/m}^2$$

Figur 15 Isothermer över absorbatorytan

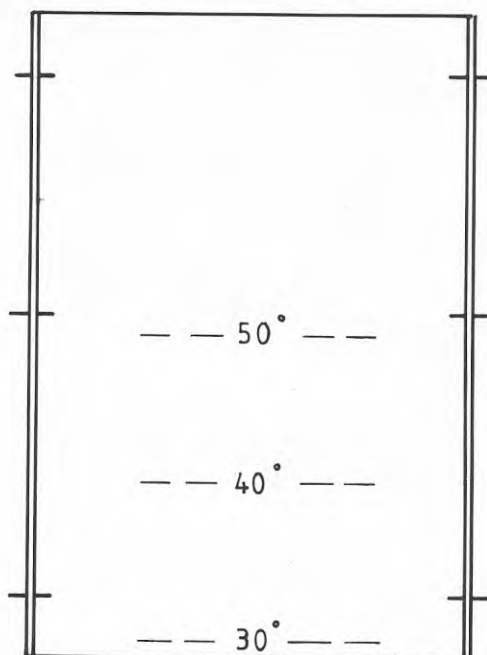


$$T_p = 134^\circ \text{C}$$

$$T_{\text{omg}} = 24^\circ \text{C}$$

Detalj 3. Isothermer över absorbdatorytan

$$I = 1016 \text{ W/m}^2$$



$$T_p = 48^\circ \text{C}$$

$$T_{\text{omg}} = 18^\circ \text{C}$$

Detalj 4. Isothermer över absorbdatorytan

$$I = 231 \text{ W/m}^2$$

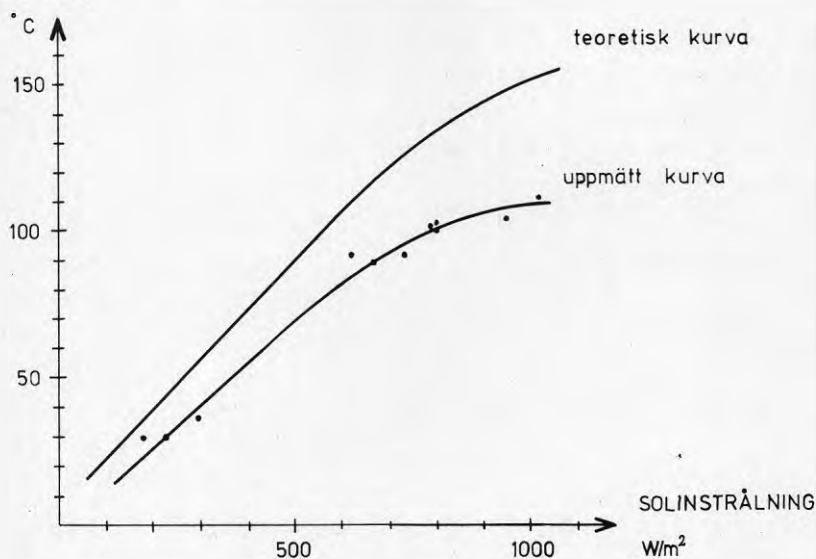
Figur 16 forts isotermer över absorbdatorytan



En medeltemperatur över absorbatorplattan beräknas genom att addera produkterna av delytorna (i %) och dess lokala medeltemperatur. Isotermerna över plattan approximeras till horisontella linjer, se figur 16.

Uppmätt temperaturdifferens absorbatorplatta - omgivning vid aktuell solstrålning, vinkelrätt infallande mot solfångarytan prickas in i figur 17 där även den teoretiska kurvan enligt kap 6.1 är inlagd.

TEMPERATURDIFFERENS  
absorbatorplatta -  
omgivning



Figur 17 Teoretisk och uppmätt temperaturdifferens som funktion av solinstrålningen

#### Verkningsgradskurva

Verkningsgraden  $\eta = \frac{\text{absorberad strålning} - \text{förluster}}{\text{infallen solstrålning}}$

$$\eta = \frac{q_{in} - q_E}{I} \quad (7)$$

ekv (4) och (5) ger

$$\eta = \frac{I \cdot (\tau \alpha) - U_L \cdot \Delta T}{I} \quad (8)$$

$I$  = aktuell solinstrålning ( $\text{W/m}^2$ )

$(\tau \alpha)$  = resulterande absorption, då  $I > 500 \text{ W/m}^2$  antas direkt strålning, infallsvinkeln  $0^\circ$ , och när  $I < 300 \text{ W/m}^2$  antas diffus strålning  $\approx$  direkt-

strålning, infallsvinkel  $60^\circ$ .

$U_L \cdot \Delta T$  = förlusten, som kan bestämmas enligt följande:

Vid stagnation gäller  $q_{in} = q_L \Leftrightarrow$

$$I_x \cdot (\tau\alpha)_x = U_L \cdot \Delta T_x \quad (9)$$

$I_x$  fås ur den uppmätta kurvan figur 11 för olika  $\Delta T_x$

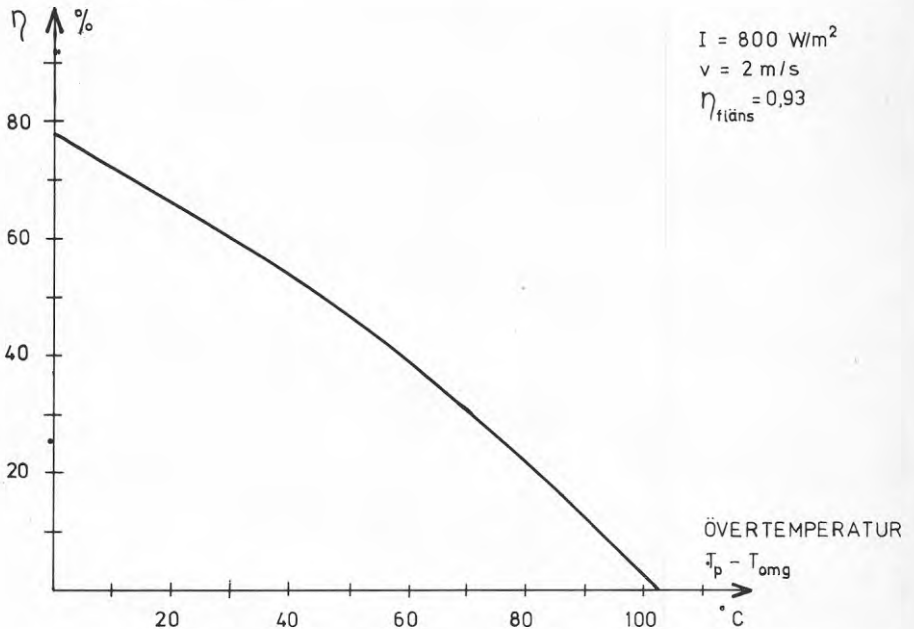
ekv (9) i (8) ger

$$\eta = \frac{I \cdot (\tau\alpha) - I_x \cdot (\tau\alpha)_x}{I} \quad (10)$$

beräkning i bilaga 3.

$\eta$  multipliceras med en flänsverkningsgrad  $\eta_{fläns} = 0,93$  innan värdena förs in i figur

#### VERKNIINGSGRAD



Figur 18 Termisk verkningsgrad som funktion av temperatordifferensen absorbator - omgivning, ur mätdata

### Expansion

Absorbatorplåtens längdutvidgning vid stagnationstemperatur runt  $130^{\circ}\text{C}$ , omgivningstemperatur  $20^{\circ}\text{C}$ , är 25-30 mm i längsled, vilket leder till att kortsidorna trycks ut, solfångaren blir "längre". Men konstruktionen har ej tagit skada av denna rörelse då styva hörn ej monterats på ramen.

Täckskivorna som når lokala temperaturer upp mot  $130^{\circ}\text{C}$  formförändras. En mycket svag konvex buktning och ökad styvhet (!) erhålles.

Notera att dessa iakttagelser gjorts vid stagnation, vilket ej är det normala driftsfallet för solfångare.

### Synpunkter

Mätnoggrannheten vid temperaturmätningen är  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$  vid  $100^{\circ}\text{C}$ . Variationen under en mätning (10 min) på ett och samma mätställe kan vara upp till  $5^{\circ}\text{C}$ , på grund av små strålningsändringar, vindändringar.

Strålningsmätaren, solarimetern, var uppställd 1,5 km från solfångaren. Vid stationär väderlek antogs strålningen identisk på de båda platserna. Här kan skillnader uppstå, speciellt vid mulen, molnig väderlek.

Vindmätare användes ej. Mätplatsen ligger i lä av byggnader i 2 riktningar. En konstant vindhastighet på 2 m/s har antagits råda.

Betydligt högre temperaturdifferens erhålls vid beräkning än vid mätning, vid samma solinstrålning.

En rad förenklingar ligger till grund för beräkningar:

- 2 planparallella täckskivor som täckskikt.

Den täckskiva som använts har stödlister mellan inre och yttre täckyta utefter hela ytan. Detta ger värmeledning i stödlisterna från insida till utsida, vilket inte medtagits vid beräkningen.

- Förluster enbart genom täckskivorna på framsidan och isoleringen på baksidan.

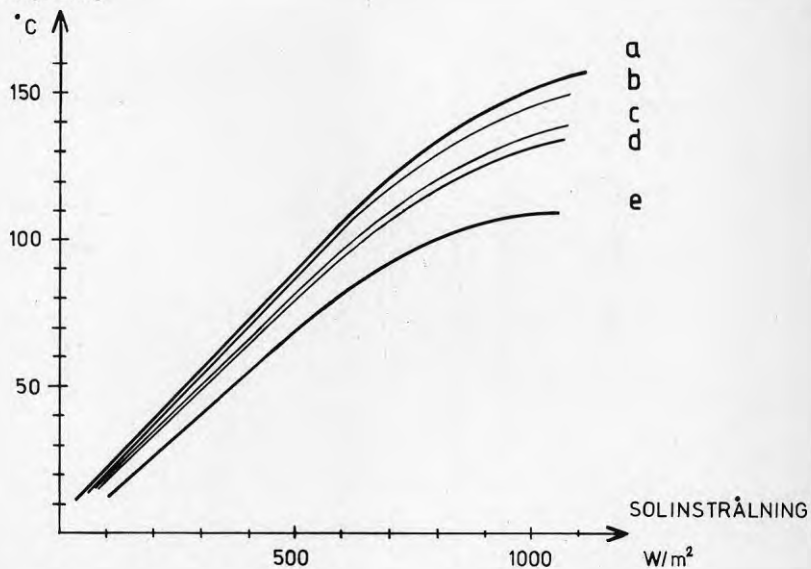
I verkligheten har man förluster runt sidorna, vid infästning av absorlator och glasinfästningslister, och förluster på grund av luftläckage genom solfångaren.

Mätningen ger relativt entydiga värden vid hög solinstrålning, där skillnaderna mellan mätning och beräkning är störst. I detta strålningsområde råder goda stationära förhållanden, varför man kan anta att mätresultaten här är korrekt. Vid lägre solstrålning råder inte samma säkerhet vid gäller strålningsmätningen. Men man kan anta att inga grövre felaktigheter föreligger.

Genom att göra en utökad förlustberäkning kan man korrigera kurvan i figur 13 och erhålla bättre och troligare överensstämmelse mellan den uppmätta och den korrigerade teoretiska kurvan. Figur 19.

Beräkning i bilaga 4.

## TEMPERATURDIFFERENS

absorbatorplatta -  
omgivning

Figur 19 Temperaturdifferens som funktion av solinstrålningen

a teoretisk kurva (fig 13)

b kurva a + korrigering för ledning i täckskiva

c kurva b + korrigering för egenkonvektion i kanter

d kurva c + korrigering för ledning i infästningslister och skruv

e kurva d + korrigering för luftläckage, alternativt

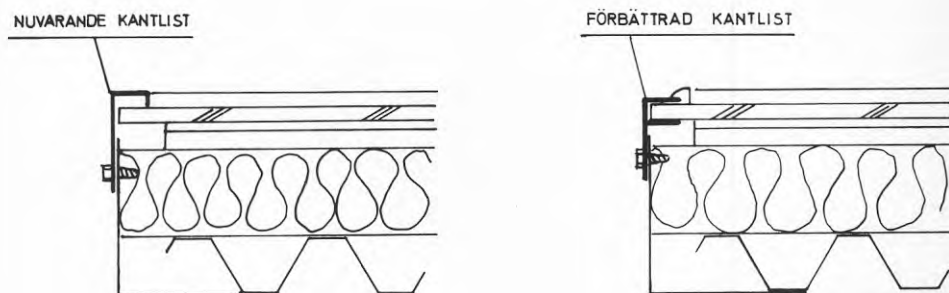
uppmätt kurva (fig 17)

## 6.4 Förbättring av konstruktionen

Styvare underkant

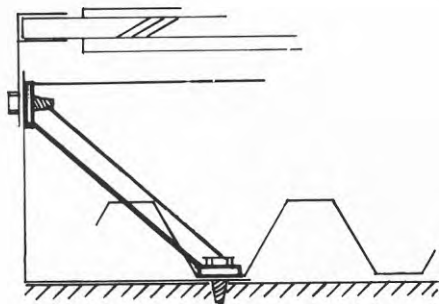
Ramen runt solfångaren är här för vek. Dessutom kräver täckskivorna bättre infästning till ramen för att minska regninläckning och luftläckage.

Förslag till förbättring: en kantlist med F-profil extruderas i aluminium



Figur 20 Nuvarande och förbättrad kantlist

Strävor monteras mot kantlisten och fundamentet för att staga underkanten.

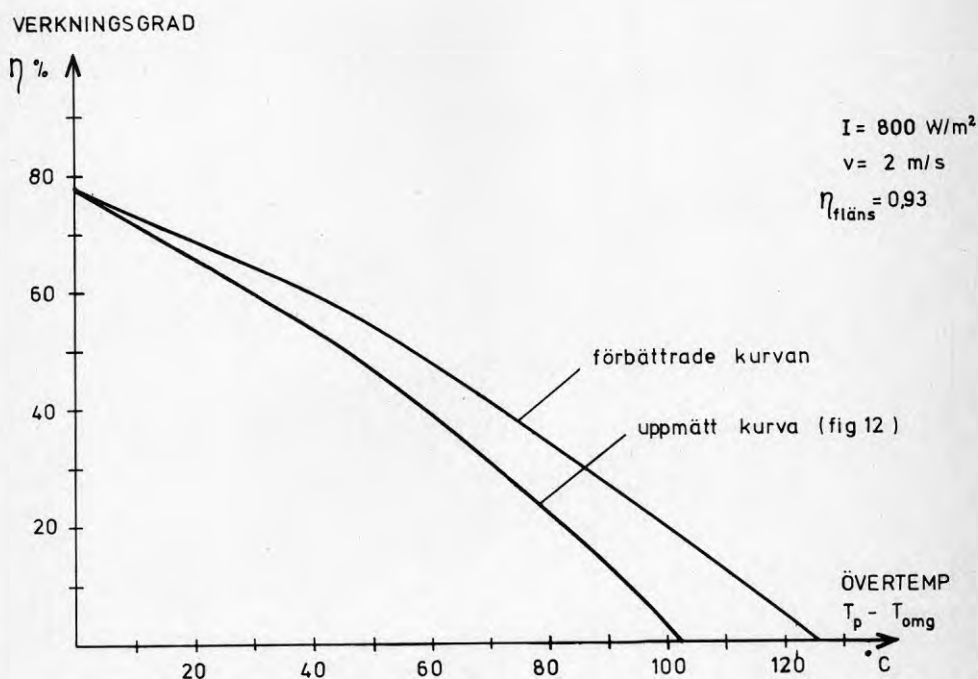


Figur 21 Stagande sträva

En isolering av kanterna runt om invändigt skulle reducera förlusterna både från egenkonvektion vid kanterna och från luftläckage. Även en avisolering av glasinfästningslisterna mot absorbdatoryten kan vara motiverad.

Förlusterna i täckskivan accepteras till förmån för enkel tillverkning och montering.

Med dessa åtgärder skulle solfångarens uppmätta kurva förbättras och hamna mellan kurva b och c i figur vilket ger den förbättrade verkningsgradskurvan, figur 22.



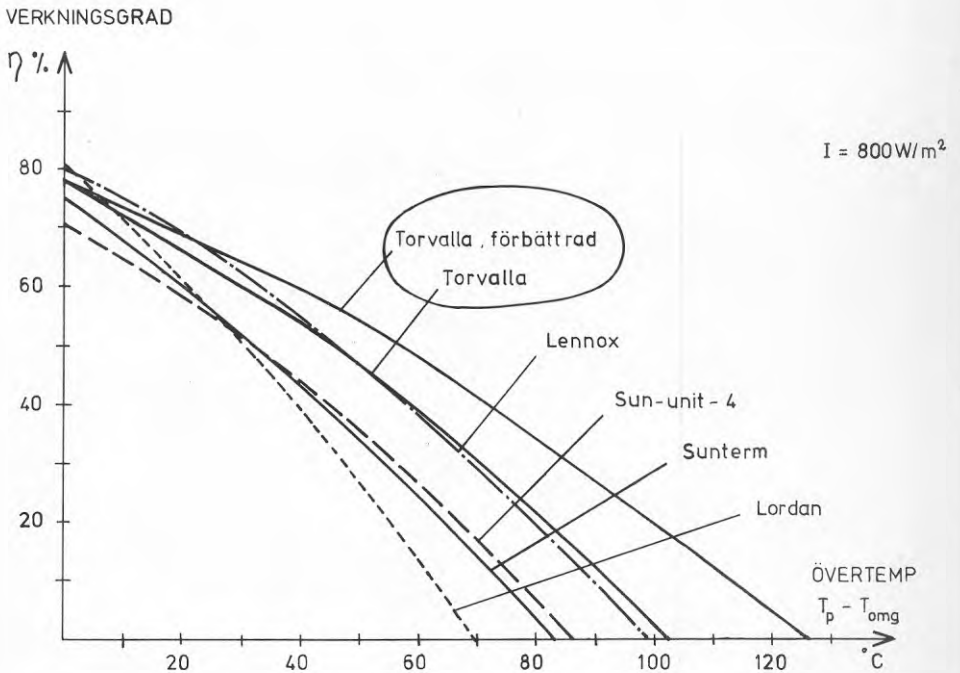
Figur 22 Verkningsgradskurva, förbättrad kantisolering

## 6.5 Slutsatser och resultat

Solfångaren är lättmonterad och monterades som beräknat ihop på kort tid, 2 mantimmar/m<sup>2</sup> solfångaryta.

Den termiska expansionen vållar inga problem, snarare ger höga stagnationstemperaturer täckskivan en gynnsam bestående deformation.

Med de åtgärder som föreslagits i föregående kapitel; tätare, mer välisolerad solfångare (och kraftigare ram) skulle solfångarens prestanda stå sig väl i jämförelse med andra på marknaden förekommande solfångare (4) trots att i regel enkelhet vid tillverkning och montering prioriterats före verkningsgradshänsyn, vid konstruerandet av denna solfångare. Den goda verkningsgraden förklaras huvudsakligen av att modulenheten är så stor att skuggning och kantförluster blir avsevärt mindre än på övriga solfångare i jämförelse.



Figur 23 Termisk verkningsgrad som funktion av övertemperaturen  $T_p - T_{omg}$ , referens (4)



### Avslutning

Avslutningsvis konstateras att ytterligare standardisering av komponenter, speciellt absorbatör och täcksivor är nödvändig. Utvecklingen mot enklare och rationellare solfångarmoduler/anläggningar är troligen en förutsättning för denna yt och arbetskrävande tekniks expansion.

Fördelarna med solenergi samhälleligt och globalt är uppenbara. Soltekniken är fortfarande i sin linda, men den har framtiden för sig.

## 7 REFERENSER

- (1) Duffie, J.A. & Beckman, W.A, 1974, Solar Energy Thermal Processes. (John Wiley & Sons) New York
- (2) VVS-handboken, 1974 (Förlags AB VVS) Stockholm
- (3) Hultmark, G, 1980, Sunclay-projektet. (Statens råd för byggnadsforskning). Rapport 38. Stockholm
- (4) Kjaerboe, P, 1981. Solvärt tappvarmvatten. (Förlags AB VVS) VVS special, 2, p. 23. Stockholm

Transmission genom täcksivorna, resulterande absorption

Beräkning enligt (1)

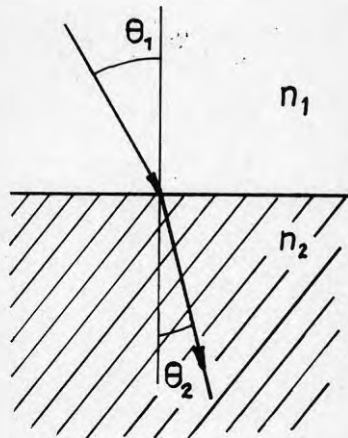
brytningsindex  $n_1 = 1,49$

$\theta_1 = 0^\circ$ :

reflexionsfaktorn  $\rho$ :

$$\rho = \frac{1}{2} \left[ \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \right]$$

$$\rho(0^\circ) = \left[ \frac{n_1 - 1}{n_1 + 1} \right]^2 = 0,0387$$



transmissionsförhållandet  $\tau$ :

$$\tau = \frac{1 - \rho}{1 + (2n_1 - 1)\rho} = \frac{1 - 0,0387}{1 + (2 \cdot 1,49 - 1)0,0387} = 0,8613$$

$\theta_1 = 60^\circ$ :

$$\frac{\sin \theta_2}{\sin \theta_1} = \frac{n_1}{n_2} = \theta_2 = \arcsin \left( \sin \theta_1 \frac{n_1}{n_2} \right) =$$

$$\arcsin \left( \sin 60^\circ \frac{1}{1,49} \right) = 35,54^\circ$$

$$\rho(60^\circ) = \frac{1}{2} \left[ \frac{\sin^2(35,54^\circ - 60^\circ)}{\sin^2(35,54^\circ + 60^\circ)} + \frac{\tan^2(35,54^\circ - 60^\circ)}{\tan^2(35,54^\circ + 60^\circ)} \right] = 0,087$$

$$\tau(60^\circ) = \frac{1 - 0,087}{1 + (2 \cdot 1,49 - 1)0,087} = 0,724$$

den resulterande absorptionen hos plattan:

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d} \quad , \quad \alpha = 0,97, \text{ absorptionskoefficienten}$$

$$\rho_d = \rho(60^\circ)$$

$$(\tau\alpha) 0^\circ = \frac{0,8613 \cdot 0,97}{1 - (1 - 0,97)0,087} = 0,8376$$

$$(\tau\alpha) 60^\circ = \frac{0,724 \cdot 0,97}{1 - (1 - 0,97)0,087} = 0,704$$

## BERÄKNING

Absorbatorplattetemperatur som funktion av solstrålning.  
Beräkning utförs enligt (1).

Plan solfångare, mattsvart kollektor, dubbla täckskivor av akrylplast.

Konstruktionskonstanter:

absorbatorns emissionskoefficient	$\xi = 0,97$
täckskivans emissionskoefficient	$\xi = 0,80$
omgivningens emissionskoefficient	$\epsilon = 1$
solfångarens lutning	$\varphi = 35^\circ$
avstånd mellan absorbator - täckskiva 1	$l = 2,5 \text{ cm}$
avstånd mellan täckskiva 1 - täckskiva 2	$l = 1,4 \text{ cm}$
isoleringens tjocklek	$b = 0,10 \text{ m}$
isoleringens värmeledningskonstant	$\lambda = 0,035 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

För att söka totala värmegenomgångskoefficienten  $U_L$  för solfångaren vid viss solinstrålning, ansätts

absorbatorplattetemperatur	$T_p = 180^\circ\text{C}$
täckskiva 1:s temperatur	$T_{C1} = 140^\circ\text{C}$
täckskiva 2:s temperatur	$T_{C2} = 75^\circ\text{C}$
omgivningstemperatur	$T_{omg} = 24^\circ\text{C}$
vindhastighet	$v = 2 \text{ m/s}$

Förlust från absorbatorplatta till täckskiva 1

konvektion:  
(för  $\varphi = 45^\circ$ )

$$h_{p-C1} = (1 - 0,0018(\bar{T} - 10)) 1,14 \frac{\Delta T^{0,310}}{l^{0,070}} =$$

$$\left[ \bar{T} = \frac{1}{2} (T_1 + T_2) , \Delta T = T_1 - T_2 \right] = (1 - 0,0018(160 - 10)) 1,14$$

$$\frac{40^{0,310}}{2,5^{0,070}} = 2,449 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Strålning:

$$h_{r,p-C1} = \frac{\sigma(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\xi_1} + \frac{1}{\xi_2} - 1} = \left[ \begin{array}{l} \sigma = 5,67 \cdot 10^8 \\ \text{Stefan Boltzmanns} \\ \text{konstant} \end{array} \right] =$$

$$= \frac{5,67 \cdot 10^8 (453^2 + 413^2)(453 + 413)}{\frac{1}{0,97} + \frac{1}{0,80} - 1} = 18,451 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Förlust från täckskiva 1 till täckskiva 2

konvektion:

$$h_{C_1-C_2} = (1 - 0,0018(107,5 - 10)) \cdot 1,14 \frac{65^{0,310}}{1,4^{0,070}} = 3,349 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Strålning:

$$h_{r,C_1-C_2} = \frac{5,67 \cdot 10^{-8} (413^2 + 348^2) (413 + 348)}{\frac{1}{0,80} + \frac{1}{0,80} - 1} = 8,390 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Förlust från täckskena 2 till omgivning

konvektion:

$$h_{C_2-omg} = 5,7 + 3,8 \cdot v = 5,7 + 3,8 \cdot 2 = 13,3 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Strålning:

Enligt Solar Energy (1) antas himlavalvet avge värme-strålning vid en temperatur  $T_{sky} = T_{omg} - 6^\circ$

således

$$h_{r,C_2-omg} = \frac{5,67 \cdot 10^{-8} (348^2 + 291^2) (348 + 291)}{\frac{1}{0,80} + \frac{1}{1} - 1} = 5,965 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Framsidas gemensamma förlustkoefficient  $U_t$

$$U_t = \left[ \frac{1}{h_{p-C_1} + h_{r,p-C_1}} + \frac{1}{h_{C_1-C_2} + h_{r,C_1-C_2}} + \frac{1}{h_{C_2-omg} + h_{r,C_2-omg}} \right]^{-1}$$

$$= \left[ \frac{1}{2,449 + 18,451} + \frac{1}{3,349 + 8,390} + \frac{1}{13,3 + 5,965} \right]^{-1} = 5,41 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Kontroll av delförlusttermerna:

$$T_{C_1} = T_p - \frac{U_t (T_p - T_{omg})}{h_{p-C_1} + h_{r,p-C_1}} = 180 - \frac{5,41(180 - 24)}{2,449 + 18,451} = 139,5^\circ \approx 140^\circ, \text{ stämmer med antagandet.}$$

$$T_{C_2} = T_p - U_t (t_p - t_{omg}) \left[ \frac{1}{h_{p-C_1} + h_{r,p-C_1}} + \frac{1}{h_{C_1-C_2} + h_{r,C_1-C_2}} \right] =$$

$$= 180 - 5,41(180 - 24) \left[ \frac{1}{2,449 + 18,451} + \frac{1}{3,349 + 8,390} \right] = 67,2^\circ \neq 75^\circ$$

∴ En iteration krävs

Ny ansättning:

$$\begin{aligned} T_p &= 180^\circ\text{C} \\ T_{C1} &= 140^\circ\text{C} \\ T_{C2} &= 67^\circ\text{C} \\ T_{\text{omg}} &= 24^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Förlust från p - C1

$$h_{p-C1} = \text{som ovan} = 2,449 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$h_{r,p-C1} = \text{som ovan} = 18,541 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Förlust från C1 - C2

konvektion:

$$h_{C1-C2} = (1 - 0,0018(103,5 - 10)) \cdot 1,14 \frac{73^{0,310}}{1,4^{0,070}} = 3,502 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Strålning:

$$h_{r,C1-C2} = \frac{5,67 \cdot 10^{-8} (413^2 + 340^2) (413 + 340)}{\frac{1}{0,80} + \frac{1}{0,80} - 1} = 8,145 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Förlust från C2 - omgivning

$$h_{C2-\text{omg}} = \text{som tidigare} = 13,3 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Strålning:

$$h_{r,C2-\text{omg}} = \frac{5,67 \cdot 10^{-8} (340^2 + 291^2) (340 + 291)}{\frac{1}{0,80} + \frac{1}{1} - 1} = 5,732 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Gemensamma framsideförluster  $U_t$ 

$$U_t = \left( \frac{1}{2,449 + 18,451} + \frac{1}{3,502 + 8,145} + \frac{1}{13,3 + 5,732} \right)^{-1} = 5,37 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Kontroll:

$$T_{C1} = 180 - \frac{5,37(180 - 24)}{2,449 + 18,451} = 139,9 = 140^\circ, \text{ stämmer med antagandet}$$

$$T_{C2} = 180 - 5,37(180 - 24) \left( \frac{1}{2,449 + 18,451} + \frac{1}{3,502 + 8,145} \right) = 67,9 \approx 67, \text{ stämmer}$$

korrigerig av  $U_t$  för  $\varphi = 35^\circ$ :Konvektionstermerna och därmed hela  $U_t$  är beräknad för

en lutningsvinkel  $45^\circ$  mot horisontalplanet. Men i vårt fall är lutningen  $\varphi = 35^\circ$ .

$$U_t(\varphi^\circ) = (1 - (\varphi - 45^\circ)(0,00259 - 0,00144 \cdot \xi_p)) U_t(45^\circ)$$

$$U_t(35^\circ) = (1 - (35 - 45)(0,00259 - 0,00144 \cdot 0,97)) \cdot 5,37 = 5,43 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Förlust genom solfångarens baksida

$$U_b = \frac{\lambda}{b} = \frac{0,035}{0,10} = 0,35 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Totala värmegenomgångskoefficienten  $U_L$

$$U_L = U_t + U_b = 5,43 + 0,35 = \underline{\underline{5,78 \text{ W/m}^2\text{C}}}$$

Solstrålning

Enligt kapitel 6, ekv (6),  $\Delta T = T_p - T_{\text{omg}} \Rightarrow$

$$I = \frac{U_L \cdot (T_p - T_{\text{omg}})}{(\tau\alpha)} = \frac{5,78(180 - 24)}{0,8376} = 1077 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Punkt 1 :  $T_p = 180^\circ$ ,  $I = 1077 \text{ W/m}^2$

Beräkningarna genomförs för  $T_p = 160^\circ$ ,  $130^\circ$ ,  $100^\circ$ ,  $70^\circ$  och  $45^\circ$ .

Resultat:

$T_p$	$T_{C1}$	$T_{C2}$	$T_{\text{omg}}$	$T_p - T_{\text{omg}}$	$U_L$	$(\tau\alpha)$	$I$
$180^\circ$	$140^\circ$	$68^\circ$	$24^\circ$	$156^\circ$	5,78	0,8376	1077
$160^\circ$	$117^\circ$	$57^\circ$	$23^\circ$	$137^\circ$	5,05	0,8376	826
$130^\circ$	$95^\circ$	$47^\circ$	$23^\circ$	$107^\circ$	4,60	0,8376	588
$100^\circ$	$73^\circ$	$39^\circ$	$23^\circ$	$77^\circ$	4,17	0,771	416
$70^\circ$	$53^\circ$	$32^\circ$	$23^\circ$	$47^\circ$	3,70	0,704	247
$45^\circ$	$35^\circ$	$25^\circ$	$20^\circ$	$25^\circ$	3,28	0,704	116

Verkningsgradskurva, ur mätdata

ekv (10) ger

$$\eta = \frac{I(\tau\alpha) - I_x(\tau\alpha)_x}{I}$$

$I = 800 \text{ W/m}^2$   $I_x$  fås ur figur 11

$(\tau\alpha) = 0,8376$   $(\tau\alpha)_x$  beror av solinstrålningen  $I_x$

$\eta_{\text{tot}} = \eta \times \eta_{\text{fläns}}$   $\eta_{\text{fläns}}$  = absorbatortubernas (stripsens) flänsverkningsgrad.  $\eta_{\text{fläns}}$  sätts till 0,93.

$\Delta T_x$ (°C)	$I_x$ (W/m <sup>2</sup> )	$(\tau\alpha)_x$	$\eta$ (%)	$\eta_{\text{tot}}$ (%)
102°	800	0,8376	0	0
90°	665	0,8376	14,1	13,1
80°	575	0,8376	23,5	21,8
70°	500	0,8376	31,4	29,2
55°	390	0,771	46,2	43,0
40°	282	0,704	58,9	54,8
30°	226	0,704	63,9	59,4

, punkterna ( $\Delta T_x, \eta_{\text{tot}}$ ) prickas in i figur 12.



## UTÖKAD FÖRLUSTBERÄKNING

Förlustberäkning med hänsyn taget till ledning i täckskivans stödlister

För att underlätta beräkning antas alla ledningslister adderade till en enda homogen list, vilket innebär att täckskivan antas bestå av en delyta homogen akrylplast och resterande ytan av två planparallella skivor akrylplast.

Den första förlustberäkningen utföres för  $T_p = 70^\circ\text{C}$ ,  
 $T_{\text{omg}} = 20^\circ\text{C}$ .

Vid tidigare beräkning (Bilaga 2) erhöles för  $T_p = 70^\circ\text{C}$ ,  
 $T_{\text{omg}} = 23^\circ\text{C}$

$T_{C1} = 53^\circ\text{C}$
$T_{C2} = 32^\circ\text{C}$
$U_t = 3,351 \text{ W/m}^2$
$I = 247 \text{ W/m}^2$

Värmeöverföring homogen plexi (akryl)  $\lambda = 1,9 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

ansättning	$T_p = 70^\circ\text{C}$
	$T_1 = 45^\circ\text{C}$
	$T_2 = 35^\circ\text{C}$
	$T_{\text{omg}} = 20^\circ\text{C}$
	$V = 2 \text{ m/s}$

Beräkningsgång enligt  
bilaga 2

p - 1

$$h_{p-1} = (1 - 0,0018(57,5 - 10)) \cdot 1,14 \frac{25^{0,310}}{2,5^{0,070}} = 2,65 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$h_{r,p-1} = \frac{5,67 \cdot 10^{-8} (343^2 + 318^2) (343 + 318)}{\frac{1}{0,97} + \frac{1}{0,80} - 1} = 6,40 \text{ W/m}^2\text{C}$$

1 - 2

$$h_{1-2} = \frac{\lambda}{d} = \frac{1,9}{0,016} = 118,75 \text{ W/m}^2\text{C}$$

2 - omg

$$h_{2-\text{omg}} = \text{som tidigare} = 13,3 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$h_{r,2-\text{omg}} = \frac{5,67 \cdot 10^{-8} (308^2 + 287^2) (308 + 287)}{\frac{1}{0,80} + 1 - 1}$$

$$U_{t,\text{homogen}} = \left( \frac{1}{2,65 + 6,40} + \frac{1}{118,75} + \frac{1}{13,3 + 4,78} \right)^{-1} = 5,74 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Kontroll:

$$T_1 = 70 - \frac{5,74(70-20)}{2,65+6,40} = 38^\circ \quad (\neq 45^\circ)$$

$$T_2 = 70 - 5,74(70-20) \left( \frac{1}{2,65+6,40} + \frac{1}{118,75} \right) = 36^\circ$$

Iterering:

ny ansättning

$$T_p = 70^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 38^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 36^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{omg}} = 20^\circ\text{C}$$

$$V = 2 \text{ m/s}$$

P - 1

$$h_{p-1} = (1-0,0018(54-10))1,14 \frac{32^{0,310}}{2,5^{0,070}} = 2,88 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$h_{r,p-1} = \frac{5,67 \cdot 10^8 (343^2 + 311^2) (343+311)}{\frac{1}{0,97} + \frac{1}{0,80} - 1} = 6,21 \text{ W/m}^2\text{C}$$

1 - 2

$$h_{1-2} = 118,75 \text{ W/m}^2\text{C}$$

2 - omg

$$h_{2-\text{omg}} = 13,3 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$h_{r,2-\text{omg}} = \frac{5,67 \cdot 10^8 (309^2 + 287^2) (309+287)}{\frac{1}{0,80} + 1 - 1} = 4,81 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$U_{\text{homogen}} = \left( \frac{1}{2,88+6,21} + \frac{1}{118,75} + \frac{1}{13,3+4,81} \right)^{-1} = 5,76 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Kontroll:

$$T_1 = 70 - 5,76 \frac{70-20}{2,88+6,21} = 38,3^\circ\text{C} = 38^\circ, \text{ stämmer}$$

$$T_2 = \text{p.s.s. } 35,8^\circ = 36^\circ, \text{ stämmer även det}$$

Täckskivans mått:

luftspaltsbredd: 14,9 mm

stödlsttjocklek: 1,1 mm

$$A_{\text{konvektion}} = \frac{14,9}{14,9+1,1} = \frac{14,9}{16} \quad (\text{m}^2/\text{m}^2)$$

$$A_{\text{homogen}} = \frac{1,1}{16} \quad (\text{m}^2/\text{m}^2)$$

Instrålningen I blir nu

$$I = \frac{(U_t A_{\text{konvektion}} + U_t \text{ homogen } A_{\text{homogen}} + U_b A) (T_p - T_{\text{omg}})}{(\tau \alpha) d}$$

$$= \frac{(3,351 \frac{14,9}{16} + 5,76 \frac{1,1}{16} + 0,35 \cdot 1) (70 - 20)}{0,704} = \underline{275 \text{ W/m}^2}$$

På samma sätt fås vid en andra förlustberäkning där  $T_p = 130^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{omg}} = 20^\circ\text{C}$ ,  $v = 2 \text{ m/s}$ :

$$I = \underline{634 \text{ W/m}^2}$$

Förluster vid egen konvektion i kanter erhålls genom sambandet

$$p = \alpha \cdot A \cdot \Delta T$$

$\alpha$  fås ur tabell "värmeövergångskoefficient vid egen konvektion, vertikala ytor", referens (2)

A är delareorna hos kant och sidolister

$\Delta T$  är temperaturdifferensen luften i solfångaren  
- kant eller sidoytan. De olika delytornas  
temperatur fås från mätning.

Beräkningsresultat:

$T_p - T_{\text{omg}}$	Kantförlust	Sidoförlust	Summa
$50^\circ$	11,80	2,55	<u>14 W/m<sup>2</sup></u>
$110^\circ$	52,09	13,76	<u>66 W/m<sup>2</sup></u>

Förluster genom ledning från spröjsprofil via gumminock till omgivning

$$\left. \begin{array}{l} T_p = 130^\circ\text{C} \\ T_{\text{yta}} = 60^\circ\text{C} \\ T_{\text{omg}} = 23^\circ\text{C} \\ v = 2 \text{ m/s} \end{array} \right\} = \Delta T = 37^\circ\text{C}$$

$$p = k \cdot A \cdot \Delta T$$

Gumminockens bredd = 0,05 m  
Gumminockens längd = 1,90 m  
Antal gumminockar = 8 st  
Solfångaryta = 15,6 m<sup>2</sup>

$$k, \text{ påtvingad konvektion} = 5,7 + 3,8 \sqrt{v} = 5,7 + 3,8 \sqrt{2} = 13,3 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$A = \frac{0,05 \cdot 1,90 \cdot 8}{15,6} \text{ m}^2/\text{m}^2 \text{ solfångaryta}$$

$$p = 13,3 \frac{0,05 \cdot 1,90 \cdot 8}{15,6} \cdot 37 = 24 \text{ W/m}^2$$

Förluster genom ledning i takskraven som håller spröjsprofil och absorberplatta an mot isolering och bakstycke.

takskrav:	$\lambda$ = 84 W/m°C	$T^P$ = 130°C	
	längd = 0,12 m	$T^{\text{skalle}}$ = 110°C	
	diameter = 0,004 m	$T^{\text{omg}}$ = 23°C	
	antal = 6 x 8	Solfångaryta = 15,6 m <sup>2</sup>	

$$p = k \cdot A \cdot \Delta T = \frac{\lambda}{d} \frac{d^2}{4} \frac{6 \cdot 8}{15,6} (110-23) = \frac{84}{0,12} \frac{0,004^2}{4} \frac{6 \cdot 8}{15,6}$$

$$87 = 2,4 \text{ W/m}^2$$

$$P_{\text{spröjs, skruv}} = \underline{26 \text{ W/m}^2}$$

Vid  $\Delta T = 50^\circ$  antas p vara  $P_{\text{spröjs, skruv-}50^\circ} = \frac{50}{110}$

$$P_{\text{spröjs, skruv-}110^\circ} = \underline{12 \text{ W/m}^2}$$

#### Förluster från luftläckage

Den kvarvarande skillnaden mellan korrigerade kurvan och mätkurvan antas vara luftgenomströmningen genom solfångaren, som observerades vid mätningarna. Ur figur 13:

$$\underline{\Delta T = 50^\circ \text{C}}: \quad P_{\text{mät}} - P_{\text{korr}} = 356 - (275 + 14 + 12) = \underline{55 \text{ W/m}^2}$$

$$P_{\text{läckage}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad \dot{m} = \varphi \cdot A \cdot v$$

A = Springor och ventilationshål 0,0014 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup> solfångaryta

$$v = \frac{p}{c_p \cdot \varphi \cdot A \cdot \Delta T} = \frac{55}{1000 \cdot 1,2 \cdot 0,0014 \cdot 50} = 0,65 \text{ m/s}$$

$$\underline{\Delta T = 110^\circ \text{C}}: \quad P_{\text{mät}} - P_{\text{korr}} = 1015 - (634 + 66 + 26) = \underline{289 \text{ W/m}^2}$$

$$v = \frac{289}{1000 \cdot 1,2 \cdot 0,0014 \cdot 110} = 1,6 \text{ m/s}$$

∴ lufthastigheterna är rimliga.















**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
810925-1 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Bengt Dahlgren AB, Stockholm.**

**R110: 1984**

**ISBN 91-540-4185-6**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6704110**

**Abonnemangsgrupp:  
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:  
Svensk Byggtjänst, Box 7853  
103 99 Stockholm**

**Cirka pris: 30 kr exkl moms**