

太陽熱 集熱器開發에 關한 研究 Development of a Solar Collector

— 拋物反射曲面으로된 二次元 集光式 太陽熱 集熱器의 性能分析 — Performance of Cylindrical Parabolic Concentrating Solar Collector

宋 鉉 甲* 延 光 錫* 趙 誠 瓚*

Song, Hyun Kap · Yon, Kwang Seok · Cho, Sung Chan

Summary

It is desirable to collect the solar thermal energy at relatively high temperature in order to minimize the size of thermal storage system and to enlarge the scope of solar thermal energy utilization.

So far the concentrating solar collector has been developed to collect solar thermal energy at relatively high temperature, but it has some difficulties in maintaining the volumetric body of solar collector for long term utilization.

On the other hand, the flat-plate solar collector has been developed to collect the solar thermal energy at low temperature, and it has advantages in maintaining the system for long term utilization, since its thickness is thin and not volumetric.

In this study, to develop a solar collector that has both advantages of collecting solar thermal energy at high temperature and fixing conveniently the collector system for long term period, a cylindrical parabolic concentrating solar collector was designed, which has two rows of parabolic reflectors and thin thickness such as the flat-plate solar collector, maintaining the optical form of concentrating solar collector.

The characteristics of the concentrating parabolic solar collector newly designed was analysed and the results are summarized as follows;

1. The temperature of the air enclosed in solar collector was all the same as 50°C in both cases of the open and closed loop, and when the heat transfer fluid was not circulated in tubular absorber, the maximum surface temperature of the absorber was $118 - 120^{\circ}\text{C}$, this results suggested that the heat transfer fluid could be heated up to 118°C .
2. In case of longitudinal installation of the solar collector, the temperature difference of heat transfer fluid between inlet and outlet was $4^{\circ} - 6^{\circ}\text{C}$ at the flow rate of $110 - 130 \text{ l/hr}$, and the collected solar energy per unit area of collector was $300 - 465 \text{ W/m}^2$.
3. The collected solar energy per unit area for 7 hours was 1960 Kcal/m^2 for the open loop and 220 Kcal/m^2 for the closed loop. Therefore it is necessary to combine the open and closed loop of solar collectors to improve the thermal efficiency of solar collector.
4. The thermal efficiency of the solar collector (C.P.C.S.C.) was proportional to the density of solar radiation, indicating the maximum thermal efficiency $\eta_{\text{max}}=58\%$ with longitudinal installation and $\eta_{\text{max}}=45\%$ with lateral installation.

†本研究는 忠北大學校 學術研究財團의 研究費 支援과 新興企業社의 支援으로 遂行된 것임.

*忠北大學校 農科大學 農業機械學科

5. The thermal efficiency of the solar collector (C.P.C.S.C.) was increased in accordance with the increase of flow rate of heat transfer fluid, presenting the flow rate of 110 l/hr was the value of turning point of the increasing rate of the collector efficiency, therefore the flow rate of 110 l/hr was considered as optimum value for the test of the solar collector (C.P.C.S.C.) performance when the heat transfer fluid is a liquid.
6. In both cases of longitudinal and lateral installation of the solar collector (C.P.C.S.C.), the thermal efficiency was decreased linearly with an increase in the value of the term $(T_m - T_a)/I_c$ and the increasing rate of the thermal efficiency was not effected by the installation method of solar collector.

1. 緒 論

高價인 化石에너지의 依存度를 줄이기 위하여 代替에너지 開發이 시급한 實情에서 太陽 에너지는 그 潜在力이 대단히 큰 代替에너지源이다. 그러나 不連續인 에너지源이기 때문에 利用面에서 어려움이 있다. 이를 극복하기 위해서는 적어도 10年 以上の 氣象資料를 근거로 日照時間과 太陽強度를 分析整理하고, 이에 따라 太陽熱 集熱器와 熱貯藏 施設의 適正規模를 決定하여 不連續인 에너지源을 連續的으로 使用할 수 있도록 해야 한다.

熱은 高溫에서 低溫으로 흐르기 때문에 太陽熱을 高溫으로 貯藏해야 使用이 편리하며 貯藏施設規模가 縮小된다. 그러므로 平板型 集熱器로 低溫集熱하는 것 보다 集光型 集熱器로 高溫集熱하는 것이 經濟的이며 熱의 活用範圍도 넓어진다.

Huang⁽²⁾은 拋物反射曲面으로 된 2次元 集光式集熱器에 黑色熱媒體를 使用하여 集熱器의 熱效率를 分析하였으며, Miller⁽¹⁾은 複合反射曲面으로 된 集光式集熱器의 設置方向에 따른 太陽熱集熱時間에 關하여 研究하였다. 그 외에 많은 學者들이 여러가지 種類의 集光式集熱器에 關하여 研究한 結果, 集光式集熱器는 平板型集熱器에 比하여 高溫集熱이 可能하며 集熱效率이 높은 것으로 나타났으나, 平板型集熱器에 比하여 體積이 크기 때문에 設置利用에 不便한 점이 있는 것으로 지적되고 있다.

本研究에서는 施設農業이나 겨울철 暖房에 太陽熱을 값싸고 편리하게 利用하기 위하여 光學的으로는 集光型으로 하여 高溫集熱로 熱貯藏施設規模를 縮小할 수 있도록 하고, 外形的으로는 平板型 集熱器와 같게하여 設置利用을 편리하게 할 目的으로 拋物反射曲面을 두줄로 하여 두께가 얇은 集光式集熱器를 設計製作하였다. 새로이 製作된 集熱器의 性能特性을 實驗的으로 分析하여 設置利用이 편리하고 熱的

效率이 높은 太陽熱集熱器를 開發하는데 必要的 資料와 그 方案을 提供하려 하였다.

2. 實驗遂行地域의 太陽強度 分析

太陽의 輻射光을 熱에너지로 傳換하여 利用하기 위해서는 먼저 太陽에너지의 光學的 및 熱의 特性을 分析하고, 동시에 時刻과 季節에 따라 變化하는 太陽強度를 알아볼 必要가 있다. 여기서는 局部的이지만 集熱器의 性能試驗을 遂行한 忠北 淸州地域의 水平面 太陽強度와 集熱器의 傾斜面 太陽強度를 時間別로 分析하고, 이 地域의 長期間에 걸친 太陽強度의 變化傾向을 알기 위하여 10年間的 月平均 太陽強度와 日照時間을 分析하였으며, 國內 다른 地域과의 相對的 比較를 위하여 서울, 목포, 진주, 제주, 강릉 지역에 대한 10年間的 月平均 太陽強度와 日照時間도 함께 分析比較하였다.

가. 水平面 太陽強度 分析

大氣圈外에서 1.353 kw/m^2 의 強度를 가진 太陽輻射光은 大氣層에서 吸收, 反射되어 훨씬 弱한 強度(約 1.0 kw/m^2)로 地表面에 도달한다. 이와 같이 地表面에 도달한 太陽의 輻射光은 빗을 이루어 直進해온 直射光(direct solar radiation)과 크고 작은 장애물에 부딪쳐 反射, 屈折된 후 지표면에 도달한 散亂光(diffuse solar radiation)으로 構成된다.

이를 간단한 式으로 表示하면 다음과 같다.

$$I_H = I_{HD} + I_{HS} \dots\dots\dots (1)$$

여기서, I_H = 水平面 全太陽強度 (w/m^2)

I_{HD} = 水平面 直射 太陽強度 (w/m^2)

I_{HS} = 水平面 散亂 太陽強度 (w/m^2)

그런데 世界的으로 1~2個의 氣象觀測所를 除外하고는 모든 觀測所에서 I_{HD} 와 I_{HS} 를 分離해서 測定하지 않고 이들 두 成分이 합해진 水平面 全太陽強

度 I_H 만을 測定하여 太陽強度에 對한 氣象資料로 提供하고 있다. 그러므로 必要에 따라 I_H 로부터 I_{HD} 와 I_{HS} 成分을 分離하기 위하여 많은 學者들이 I_{HS} 成分을 算定하는 方法을 研究하였으나 그 精確도가 아직 미흡한 實情이다. 이에 대하여 Liu와 Jordan⁽⁸⁾은 統計的인 方法으로 I_{HS} 를 推定한 바 있다.

(1) 時間別 水平面 全太陽強度 :

太陽熱集熱器의 性能實驗期間인 1984年 10月 11日과 11月 2日에 淸州地域에서의 時間別 水平面 全太陽強度 I_H 와 集熱器 傾斜面 太陽強度 I_c 는 그림 1과 같다.

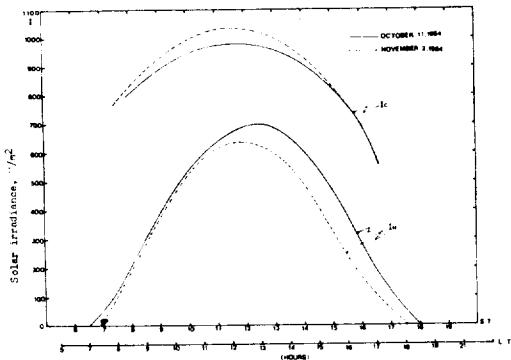


Fig. 1. Diurnal variation of solar irradiance on a horizontal surface I_H and on a tilted solar collector surface I_c at Cheongju (October 11, and November 2, 1984)

(2) 우리나라 主要地域의 10年間 月平均 水平面 全太陽強度와 日照時間

季節別 太陽熱 集熱可能量을 推算하는데 必要한 資料를 提供하기 위하여 10年間의 氣象資料를 근거로 全國 主要地域의 水平面 太陽強度와 日照時間을 分析하였다. (그림 2, 3, 4)

그림 2에서 보는 바와 같이 月別 水平面 全太陽強度 ($MJ/m^2 \cdot month$)는 全地域이 年中 5月이 가장 높았고 8月이 그 다음으로 높았으며, 더위가 심한 6月과 7月이 3月과 4月の 것보다 낮은 것은 여름철의 장마 때문인 것으로 思料된다. 가장 많은 熱에너지를 必要로 하는 10月에서 이듬해 4月에 이르는 期間의 月平均 太陽強度가 가장 낮은 현상을 보이고 있는 것은 太陽에너지의 熱의利用을 원활하게 하기 위해서는 高濃縮 長期 熱貯藏裝置를 開發해야 한다

는 必要性을 強調하는 것이라 하겠다.

10年間 月平均 日照時間을 表示한 그림 3을 보면 4月과 5月の 日照時間이 가장 길었으며 8, 9, 10月の 日照時間이 그 다음으로 길었고, 장마철인 6月과 7月の 日照時間이 연중 가장 짧은 것을 볼 수 있었다. 이는 6月과 7월에 農產物乾燥를 위하여 太陽熱을 利用할 경우에도 適當한 蒸熱裝置가 必要한을 보여주고 있다. 그림 3에서 나타내고 있는 月平均 日照時間을 근거로 그림 2에서 $MJ/m^2 \cdot month$ 단위로 表示하고 있는 月平均 太陽強度를 w/m^2 단위의 月平均 太陽強度로 換算하여(式 2) 그림 4에 表示하였다.

$$I_H (w/m^2) = (0.2778) \cdot \frac{\text{月平均 太陽強度}(MJ/m^2 \cdot month)}{\text{月平均 日照時間}(hour)} \quad (2)$$

그림 4에 表示하고 있는 月平均 太陽強度는 그 單位를 w/m^2 으로 하였기 때문에 예상할 수 있는 바와 같이 6月과 7月の 太陽強度가 가장 낮고, 봄, 가을, 겨울의 順이었다. 地域別 10年(1974~1983)間 月平均 太陽強度와 日照時間은 表 1과 같다.

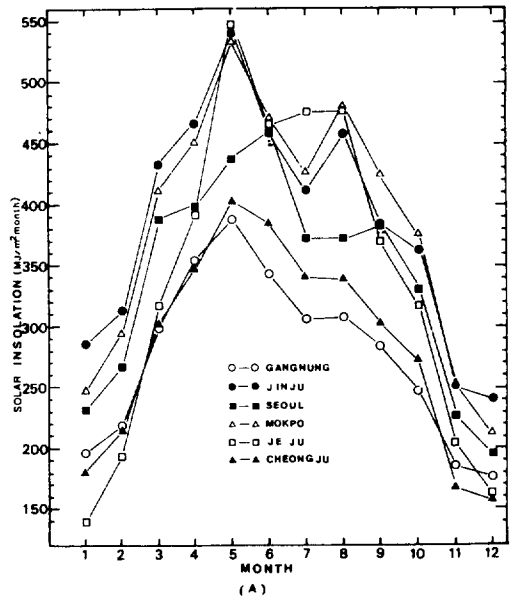


Fig. 2. Monthly average insolation on horizontal surface for 10 years ('74-'83) in selected six locations in Korea.

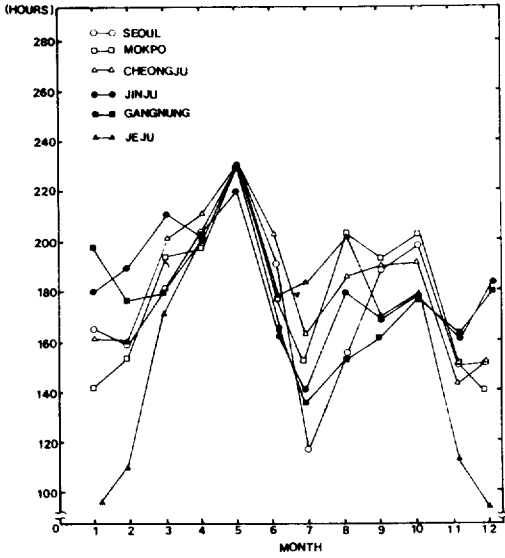


Fig. 3. Monthly average duration of sunshine for 10 years ('74 - '83) in selected six locations in Korea.

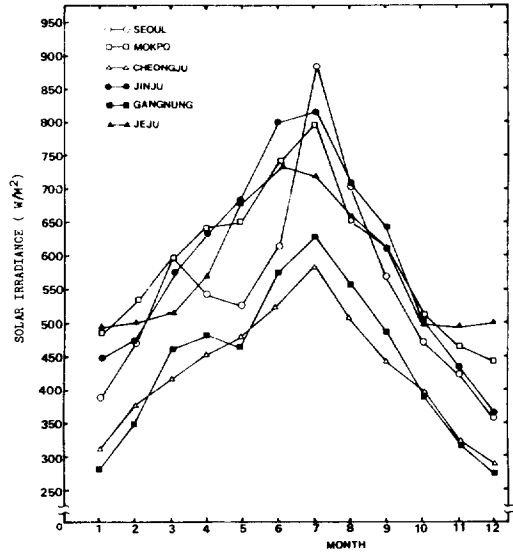


Fig. 4. Monthly average solar irradiance (w/m^2) on horizontal surface for 10 years ('74 - '83) in selected six locations in Korea.

Table 1. Monthly average solar irradiance and duration of sunshine for ten years at several locations in Korea.

I_{mv} : Monthly average solar irradiance H_{mv} : Monthly average duration of sunshine

Locations	Symbol	Unit	Month											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Gangnung	I_{mv}	(MJ/m ² month)	197.8	219.2	298.8	354.9	389.2	344.7	307.7	309.7	282.6	248.5	186.5	178.1
		KW/m ²	0.281	0.348	0.461	0.483	0.467	0.577	0.629	0.559	0.487	0.388	0.318	0.275
	H_{mv} (hr)	195.5	175	179.9	204.2	231.6	165.9	135.8	154	161.1	177.8	163	179.9	
Seoul	I_{mv}	MJ/m ² month	232.4	268	388.5	399.8	438.3	461.6	372.8	373.8	385.2	331.9	227.4	195.6
		KW/m ²	0.387	0.467	0.595	0.540	0.528	0.663	0.881	0.704	0.569	0.472	0.423	0.359
	H_{mv} (hr)	166.8	159.4	181.5	205.6	230.8	193.3	117.5	147.5	188.2	195.3	149.5	151.5	
Cheongju	I_{mv}	MJ/m ² month	180.3	215.7	300.6	348.2	403	386.7	342.5	340.5	303.5	272.8	168.5	158
		KW/m ²	0.310	0.374	0.415	0.451	0.479	0.523	0.581	0.508	0.444	0.396	0.323	0.289
	H_{mv} (hr)	161.4	160.4	201.3	214.6	233.7	205.2	163.7	186.3	189.7	191.2	144.9	151.9	
Jinju	I_{mv}	MJ/m ² month	285.5	312.4	432.6	466.2	540.9	460.2	413.9	458.3	383.7	362.3	252.9	241.5
		KW/m ²	0.447	0.471	0.571	0.631	0.684	0.797	0.814	0.708	0.641	0.501	0.435	0.363
	H_{mv} (hr)	177.6	184.2	210.5	205.3	219.7	160.4	141.3	179.7	166.3	201	161.4	184.8	
Mokpo	I_{mv}	MJ/m ² month	248.7	295.9	411.8	451.8	534.7	472.3	437.1	481.2	426.7	376.3	253	222.4
		KW/m ²	0.482	0.531	0.595	0.640	0.650	0.742	0.793	0.650	0.612	0.513	0.464	0.443
	H_{mv} (hr)	143.2	154.8	192.2	196.1	228.5	176.8	153.1	205.6	193.7	203.9	151.6	139.5	
Jeju	I_{mv}	MJ/m ² month	140	195.5	317.3	392.9	549.1	467.9	477.7	478.7	371.1	319	205.1	163.3
		KW/m ²	0.492	0.501	0.515	0.570	0.677	0.733	0.717	0.657	0.612	0.499	0.496	0.502
	H_{mv} (hr)	79	108.5	171.2	191.6	225.2	177.4	185.1	202.3	168.3	177.7	114.8	90.3	

나. 集熱器 傾斜面의 太陽強度

파이라노미터(pyranometer)를 直接 集熱器傾斜面에 附着하여 集熱器의 傾斜面入射 太陽強度를 測定하는 것이 集熱器의 性能分析을 위해서는 편리하지만, 그렇지 못한 경우에는 水平面을 基準으로 한 直射光과 散亂光의 成分을 區分하여 다음과 같이 集熱器 傾斜面에 대한 太陽強度 I_c 를 算定할 수 있다.

$$I_c = F_D \cdot I_{HD} + F_s \cdot I_{HS} \dots\dots\dots (3)$$

여기서, I_c = 集熱器 傾斜面에 대한 全太陽強度
 F_D = 水平面 直射太陽強度를 傾斜面強度로 傳換시키는 方向係數
 F_s = 水平面 散亂太陽強度를 傾斜面強度로 傳換시키는 方向係數

(3)式에서 F_D 와 F_s 는 方向係數이며 다음과 같이 表示된다.

$$F = \frac{\cos i}{\sin h} \dots\dots\dots (4)$$

$$F_s = \frac{1 + \cos \beta}{2} \dots\dots\dots (5)$$

集熱器를 正南向으로 設置할 경우, 傾斜面의 方位角, $Az = 0$ 이 되므로 天體方程式으로부터 다음 式을 얻는다.

$$\cos i = \sin(\phi - \beta) \sin D + \cos(\phi - \beta) \cos D \cos AH \dots\dots\dots (6)$$

水平面에 대한 太陽高度角 h 는 (6)式으로부터 $\beta = 0$ 으로 하므로써 얻어진다.

$$\sin h = \sin \phi \cdot \sin D + \cos \phi \cdot \cos D \cdot \cos AH \dots\dots\dots (7)$$

여기서, i = 傾斜面에 대한 法線과 太陽入射光이 이루는 角 (degree)

- h = 水平面에 對한 太陽高度角 (degree)
- β = 集熱器 傾斜角 (degree)
- ϕ = 現位置의 緯度 (degree)
- D = 赤道面에 對한 太陽傾斜角 (degree)
- AH = 時間角 (午前: 負角, 午後: 正角) (degree)

方向係數 F_D 와 F_s 를 各各 구해서 (3)式에 代入하므로써 I_c 의 精確한 값을 얻을 수 있으나 $I_{HS} \ll I_{HD}$ 이며, I_{HS} 와 I_{HD} 成分으로 分離測定된 氣象資料를 얻기가 힘들기 때문에 水平面 全太陽強度 I_H 를 기준으로 다음과 같이 集熱器 傾斜面의 太陽強度 I_c 를 구하여 太陽熱 集熱器의 性能分析에 利用할 수 있다.

$$I_c = F_D I_H \dots\dots\dots (8)$$

3. 拋物反射曲面으로 된 2次元 集光式 集熱器의 合理的 構成

集光式 集熱器의 性能에 미치는 構造의 要因은 集光比 (幾何學的 集光比, $C_g = \frac{Lw}{\pi d}$ 와 에너지密度 集光比, $C_E = \frac{I_a}{I_c}$), 口徑比 $D = \frac{Lw}{f}$, 許容偏角 δr , 림각 (rim angle) θ_{max} 과 熱媒體 循環파이프의 直徑 d 等이다. 여기서, I_a = 吸熱體에서의 平均入射光密度, Lw = 開口幅 (aperture width) 이다.

이들 要因을 充分히 고려하여 다음과 같은 순서로 集熱器의 合理的인 構造를 決定한다.

- ① 反射曲面의 拋物線式 誘導
- ② 最適口徑比 D 를 決定
- ③ 焦點距離 (focal length) f 와 熱媒體 循環파이프의 直徑 d 決定
- ④ 림각 θ_{max} 와 焦點에서 集熱器 덮개까지의 거리 C 決定

가. 反射曲面의 拋物線式 誘導

拋物線의 幾何學的 特性에 의하여, $(f+y)^2 = x^2 + (f-y)^2$ (그림 5 참고)

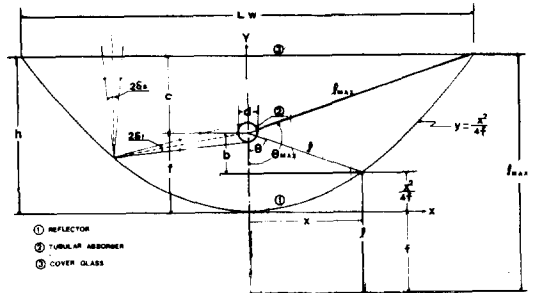


Fig. 5. Cross section of cylindrical parabolic concentrating solar collector (C.P.C.S.C)

그러므로 集熱器 反射曲面을 決定하는 拋物線의 式은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$y = \frac{x^2}{4f} \dots\dots\dots (9)$$

나. 最適口徑比, D

口徑比는 拋物曲面의 開口幅 Lw 와 초점거리 f 의 비로서 $D = \frac{Lw}{f}$ 이며, 最適口徑比는 幾何學的 集光比 C_g 가 最大일 때 形成된다. 幾何學的 最大集光比는 $C_{g \max} = \frac{Lw}{\pi d_{\min}}$ 이고, 許容偏角 $2 \delta r$ 에 의하여 $d \geq 2 \rho \sin \delta r$ (그림 5 참고)이므로 결국 拋物曲面上 任意點에서 초점까지의 거리 ρ 이 最小일때 最適口徑比가 형성된다. 그런데 그림 5에서 보는 바와 같

이 ℓ 의 값은 $0 \leq x \leq \frac{Lw}{2}$ 일 때 $\ell = f + \frac{x^2}{4f}$ 의 관계를 가지고 변하므로 그림 6에 표시한 ℓ 의 平均值 ℓ_{av} 가 最小인 경우에 最適口徑比 D 가 이루어지는 것으로 보아야 한다.

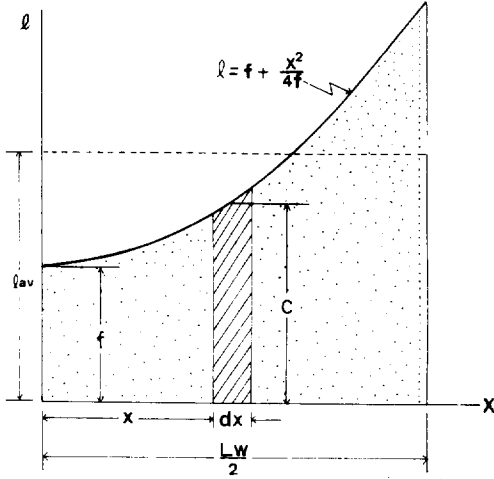


Fig. 6. Parabolic curve of reflector of C.P.C.S.C

그림 6에 表示된 平均거리 ℓ_{av} 를 구하고, ℓ_{av} 가 최소일 때의 最適口徑比 D 를 구하면 다음과 같다.

$$\ell_{av} = \frac{2}{Lw} \int_0^{Lw/2} \ell dx = \frac{2}{Lw} \int_0^{Lw/2} (f + \frac{x^2}{4f}) dx = Lw \left(\frac{1}{D} + \frac{D}{48} \right) \dots\dots\dots (10)$$

$$\frac{d\ell_{av}}{dD} = 0 \text{ 으로 하면}$$

$$\frac{d}{dD} (\ell_{av}) = Lw \left(-\frac{1}{D^2} + \frac{1}{48} \right) = 0 \text{ 이므로 最適口徑比 } D = 4\sqrt{3} \text{ 이다.}$$

다. 焦點距離 f 와 受熱파이프直徑 d_{min}

(1) 拋物反射曲面의 焦點距離 f 는 $D = \frac{Lw}{f}$ 로 정의된 最適口徑比와 外的 條件에 의하여 주어지는 Lw 가 已知일 때 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$f = \frac{Lw}{D} \dots\dots\dots (11)$$

(2) 最適口徑比에 의하여 구해진 초점거리 f 로 受熱파이프의 最小直徑 d_{min} 을 구하면 다음과 같다. 許容偏角 $2\delta r$ 에 의하여 受熱파이프의 直徑 $d = 2\ell \sin \delta r$ 이 되고, 拋物線特性에 의하여 $\ell = f + \frac{x^2}{4f}$ 이므로 $d = 2(f + \frac{x^2}{4f}) \sin \delta r$ 이 되며, $x = \frac{Lw}{2}$ 일 때 受熱파이프의 最小直徑은 다음 식으로 표시된다.(그림 5

참고)

$$d_{min} = 2(f + \frac{Lw^2}{16f}) \sin \delta r \dots\dots\dots (12)$$

라. 拋物反射曲面의 焦點에서 集熱器 덮개까지의 거리, C

反射曲面을 이루고 있는 拋物線의 限界點은 그림 5에서 보는 바와 같이 傾각 θ_{max} 와 ℓ_{max} 에 의하여 決定되며, 集熱器의 덮개 位置는 Y 軸 左右의 兩限界點을 連結하므로써 定해진다. 초점에서 집열기 덮개까지의 最短距離 C 는 左右 兩限界點으로 주어지는 反射曲面의 開口幅 Lw 와 초점거리 f , 그리고 最適口徑比 D 의 상호관계에 의하여 결정된다. 이들 間의 關係를 식으로 표시하면 다음과 같다.

$$\text{그림 5에서 } \cos \theta = \frac{b}{\ell} = \frac{f - \frac{x^2}{4f}}{f + \frac{x^2}{4f}} \text{ 이며, } x = \frac{Lw}{2} \text{ 일}$$

때, $\cos \theta_{max} = \frac{16-D^2}{16+D^2}$ 이 되므로 傾각 θ_{max} 은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\theta_{max} = \cos^{-1} \left(\frac{16-D^2}{16+D^2} \right) \dots\dots\dots (13)$$

拋物線特性에 의하여 $\ell_{max} = f + \frac{Lw^2}{16f}$ 이 되며, 直角 3角形의 特性에 의하여, $\ell_{max}^2 = C^2 + (\frac{Lw}{2})^2$ 이 되므로 초점에서 덮개까지의 最短距離 C 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$C = \frac{D}{16} Lw - f \dots\dots\dots (14)$$

(13)과 (14) 식에 의하여 拋物反射曲面의 수높이 h 는 다음과 같다.

$$h = \frac{D}{16} Lw \dots\dots\dots (15)$$

마. 反射曲面의 開口幅 Lw 와 f, C, h, d_{min} 과의 關係

拋物反射曲面으로 된 2次元 集光式 集熱器의 斷面要素를 쉽게 決定할 수 있도록 하기 위하여 앞에서 유도한 (11), (12), (13), (14), (15)式에 幾何學的 集光比 C_g 가 最大가 되는 條件에서 구해지는 最適口徑比 $D = 4\sqrt{3}$ 을 代入하면 그림 7과 같은 斷面要素設計을 위한 그래프를 얻는다.

그림 7에 表示한 點線과 같이 Lw 가 주어지면 초점거리 f , 초점과 덮개간의 最短거리 C , 집열기 수높이 h , 그리고 受熱파이프 最小直徑 d_{min} 을 쉽게 決定할 수 있다. 그림 7에 의하여 결정된 d_{min} 은 反射曲面이 理想的이며 太陽光이 集熱面에 直角으로 入射하는 경우의 값이므로 入射光의 許容偏角과 反射曲面의 照度 및 屈曲에 의한 實際의 條件을 감안하여 實際 設計上의 直徑 d_r 는 最小直徑 d_{min} 의 2~4

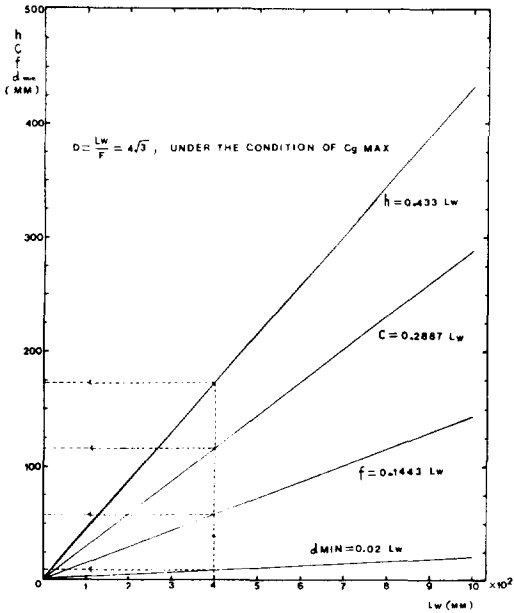


Fig. 7. Relationship between the Aperture Width L_w and f, c, h, d_{min} to design the elements of cross section of solar collector (C.P.C.S.C)

배로 함이 타당한 것으로 확인되었다(4).

4. 實驗裝置 및 方法

가. 2次元 集光式集熱器 製作

하나의 集熱器內에 두 줄의 拋物反射曲面을 넣어 熱媒體의 集熱器內 체류시간을 길게 하므로서 集熱器의 熱的特性을 提高하러 하였으며 동시에 拋物反射曲面의 開口幅 L_w 가 集熱器幅의 1/2이 되므로 이 拋物反射曲面의 높이는 開口幅 L_w 가 集熱器幅과 같은 경우의 것보다 훨씬 감소된다. 이에 따라 集熱器 두께를 얇게 할 수 있었으므로 光學的으로는 集光型이며 外形的으로는 平板型인 集熱器를 製作할 수 있었다. 또한 이 集熱器의 상세한 斷面要素 決定을 위해서는 拋物反射曲面으로 된 2次元 集光式 集熱器의 斷面要素를 合理的으로 構成하는데 基準이 될 수 있도록 作成된 그림 7을 使用하였다. 集熱器의 상세한 명칭과 치수는 表2와 같으며 그 外形은 그림 8과 같다.

나. 實驗裝置

本研究에서 考案製作된 太陽熱 集熱器의 熱的性能을 實驗的으로 分析하고, 集熱器의 名部位 溫度變化

Table 2. Dimensions of two row cylindrical parabolic concentrating solar collector constructed for this study

Items	Symbol	Dimensions	Unit
Geometric concentration ratio	C_R	10.6	non
Diameter of circulating pipe	d_o	12.0	mm
Aperture area	A_c	1.8×0.84 = 1.512	m^2
Gross depth of solar collector	h_g	0.18	m
Gross length of solar collector	L_c	1.88	m
Gross width of solar collector	W_c	0.96	m
Gross solar collector area	A_g	1.88×0.96 = 1.805	m^2
Total length of heat transfer fluid pipe	L_p	3.6	m
Inside diameter of circulating pipe	d_i	10.0	mm
Top width of parabolic reflector	L_w	0.4	m
Shape factor	L_p/L_w	9.0	non
Focus length	f	57.7	mm
Minimum Distance from cover glass to focus center	C	115.5	mm
Depth of parabolic reflector	h	173.2	mm
Thickness of cover glass	D_c	3	mm
Depth of insulation ; Urethane	D_s	5	mm
Thickness of parabolic reflector ; polished stainless	D_m	0.6	mm

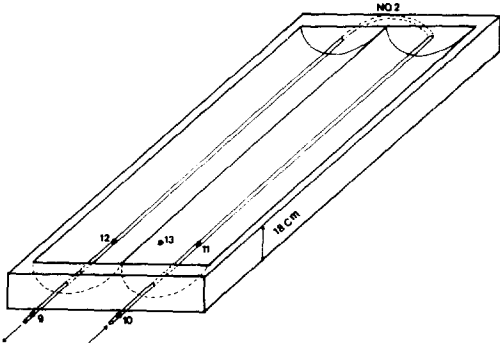


Fig. 8. Configuration of a two row solar collector (C.P.C.S.C)

를 實測하기 위한 實驗裝置를 그림 9(a)와 같이 構成하였고 그림 9(b)와 같이 設置하였다.

다. 實驗方法

光學的으로는 集光式이며 外形으로는 平板型이 되도록 製作한 太陽熱集熱器의 性能特性을 實驗하기 위하여 水平과 垂直面上에서 角移動을 자유로이 할 수

있도록 裝置하여 太陽直射光이 集熱面에 垂直으로 入射하도록 集熱器의 水平角 AH와 垂直角 β 를 調節하였다.

本實驗은 熱에너지 需要가 增加하는 時期인 9月 29日에서 11月 3日(1984年)에 걸쳐 施行하였다. 太陽熱 集熱器의 性能特性을 實驗的으로 分析하기 위하여 拋物反射曲面이 地表水平面을 基準으로 縱方向과 橫方向이 되도록 設置方向에 變化를 주었고, 熱媒體 循環은 開放系와 閉鎖系로 하였으며 測定時間 間격은 15分으로 하였다. 實驗變數要因의 組合은 表 3과 같이 하였으며 自然現象의 복잡한 要因들 間의 交互作用에 의한 誤差를 줄이기 위하여 25日間 反復하여 實驗하였다.

5. 實驗結果 및 考察

實驗方法에서 提示한 바와 같이,

① 集熱器가 太陽輻射光을 直角으로 받도록 水平과 垂直角을 3分 間隔으로 人爲的 調節(full tracking)을 하였다.

- ① Solar Collector (C. P. C. S. C)
- ② Digital indicator of temperature
- ③ Pyranometer
- ④ Flow Meter (float type)
- ⑤ Reservoir of heat transfer fluid
- ⑥ Three way valve
- ⑦ Collector tilt angle measuring apparatus
- ⑧ Circulating pump
- ⑨ Supply pipe of water
- ⑩ Circulating pipe line of h. t. f.
- ⑪ Measuring point of temperature
- ⑫ Electric heater

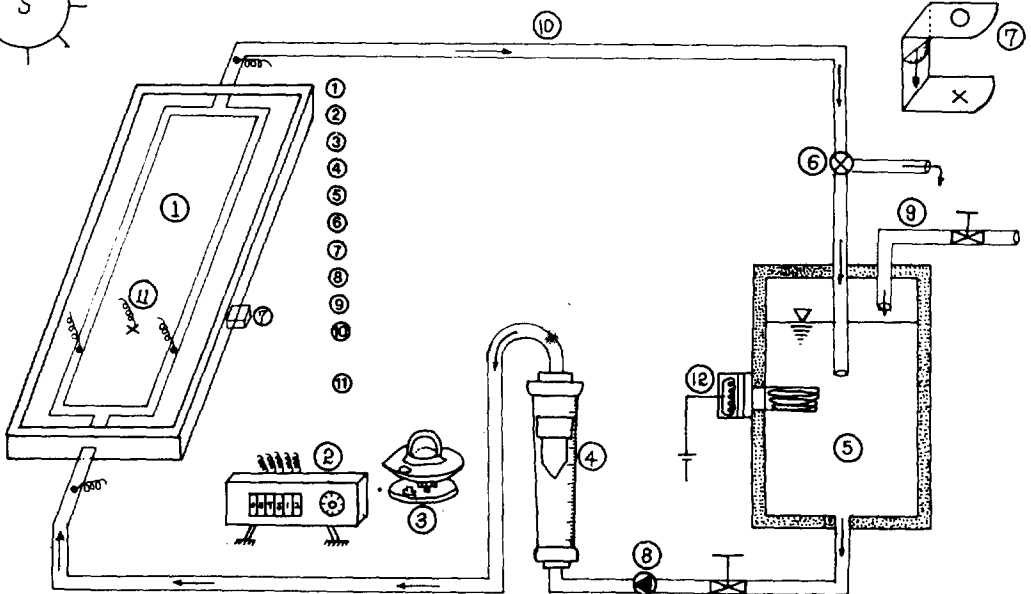
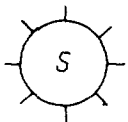
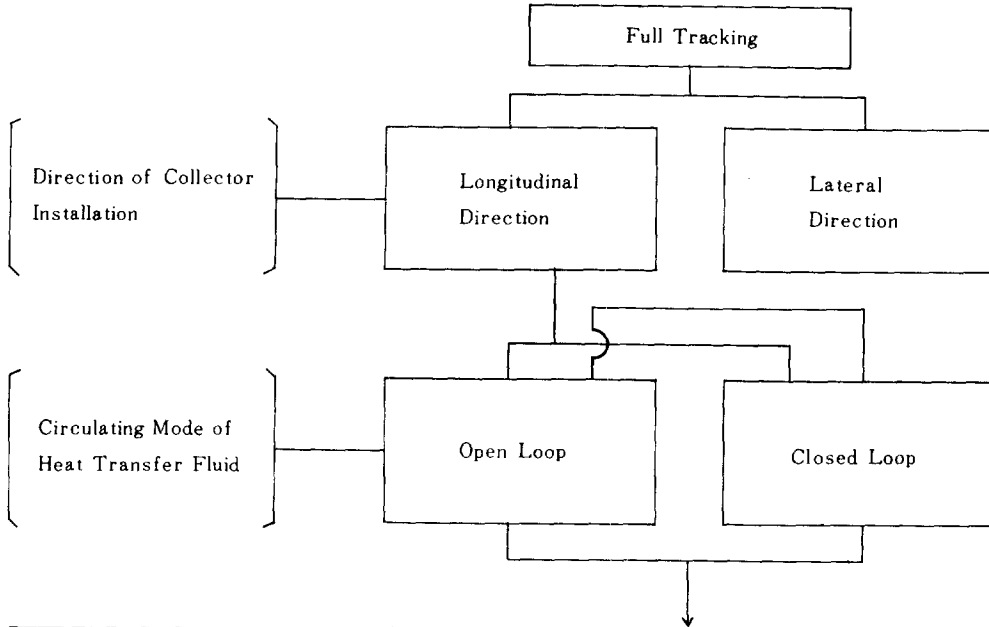


Fig. 9(a) Experimental apparatus for the solar collector performance test.

Table 3. Combination of Experimental Variables



Items of Measurement	Symbols	Variable Range	Unit	Measuring Apparatus	Others	
Incident Solar Radiation on the Solar Collector Surface	I_c	600-1000	W/m ²	Pyranometer	Computed with Horizontal Insolation	
Control of Collector Angle	Vertical	B	43-73	Degree	Newly Composed Tilt Angle Measuring Apparatus	Based on the Principle of Direct Solar Beam and Gravitational Force
	Horizontal	AH	-45 ~ +60	Degree	Angle Measuring Apparatus	
Flow Rate of Heat Transfer Fluid	\dot{M}	50 70 80 90 110 130	L/h	Flow Meter (Float Type)	Measuring Range ; (30-150 L/h) Accuracy ; 0.5L/h	
Inlet Temperature of Heat Transfer Fluid	T_i	18-24	°C	Copper-Constantan Thermocouple	Measuring Range (0-200°C)	
Outlet Temperature of Transfer Fluid	T_o	33-80	°C	Copper-Constantan Thermocouple	"	
Ambient Temperature	T_a	12-25	°C	Thermometer	Under Shade near Solar Collector	

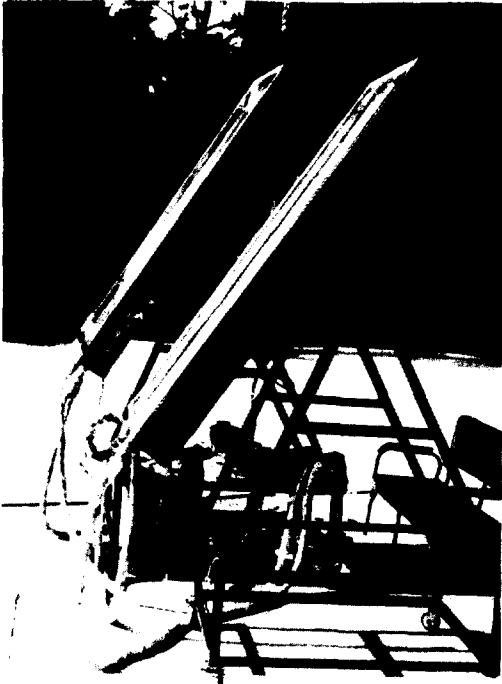


Fig. 9(b) Outlook of experimental equipment.

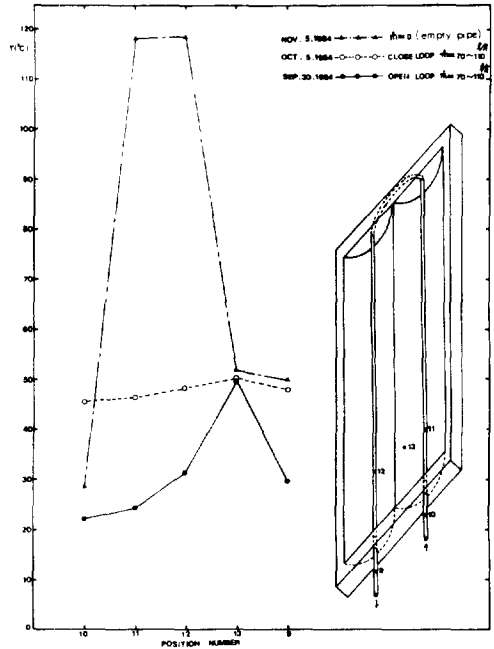
- ② 集熱器 設置方向을 橫과 縱으로 하였으며,
 - ③ 熱媒體 循環을 開放系와 閉鎖系로 하고 熱媒體 流量을 變化시켜,
- 拋物反射曲面이 두줄로 된 2次元 集光式 太陽熱 集熱器의 熱的性能 特性을 實驗分析한 結果는 다음과 같다.

가. 集熱器 主要部分의 溫度分布

集熱器 主要部分의 溫度分布는 太陽輻射光을 可用 熱에너지로 轉換시키는 集熱過程에서의 熱효를 特性을 나타내는 重要한 要因이다. 受熱파이프의 表面溫도와 集熱器內的 空氣溫度를 熱媒體의 循環方法에 따라 入口와 出口溫度를 基準으로 測定分析한 結果는 그림 10과 같다.

熱媒體의 質量流量이 $\dot{m}=70\sim 110\text{ l/hr}$ 이며 入口溫度 $T_i=21^\circ\text{C}$ 이고 出口溫度 $T_o=33^\circ\text{C}$ 인 開放循環系의 경우에는 集熱器內部的 空氣溫度(測點 13)가 50°C 로서 다른 온도측정지점에 비해 가장 높았으며, 受熱파이프 表面溫도와 熱媒體의 溫度差는 $1.5\sim 2.0^\circ\text{C}$ 이었다. 熱媒體의 質量流量이 $\dot{m}=70\sim 110\text{ l/hr}$ 이며 入口溫度 $T_i=21\sim 60^\circ\text{C}$, 出口溫度 $T_o=29\sim 61^\circ\text{C}$ 인 閉鎖循環系의 경우에도 集熱器內的 空氣溫度는 가장

높았으나 다른 部分과의 溫度差는 開放循環系의 경우보다 적었다.(그림 10 참고)



9:outlet temperature of H.T.F
10:inlet temperature of H.T.F
11:surface temperature of circulating pipe(inlet)
12:surface temperature of circulating pipe(outlet)
13:air temperature enclosed in the collector

Fig. 10. Temperature variation at the important parts of solar collector.

集熱器 傾斜面의 太陽強度가 $I_c=800\sim 950\text{ w/m}^2$ 인 상태에서 受熱파이프 內的 熱媒體인 물을 完全除去한 경우 受熱파이프의 表面溫度는 118°C 이었다. 이와 같은 현상은 熱媒體를 118°C 까지 加熱할 수 있는 잠재력을 가지고 있음을 보여준 것으로 판단되었다.

나. 太陽強度에 따른 熱媒體의 出口溫도와 集熱量

太陽強度의 時間的變化를 전체로 集熱器를 縱方向과 橫方向으로 設置하고, 熱媒體의 質量流量 \dot{m} 을 $110\sim 130\text{ l/hr}$ 로 했을 때 熱媒體의 出口溫도와 單位時間當 集熱量 \dot{Q} 를 測定分析한 結果는 그림 11과 같다.

集熱器 傾斜面에 垂直한 太陽強度 I_c 는 기상관측소에서 測定한 水平面 太陽強度 I_h 를 基準으로 앞에서 정리한,

$$I_c = \frac{\cos i}{\sin h} \cdot I_h \dots\dots\dots (8)$$

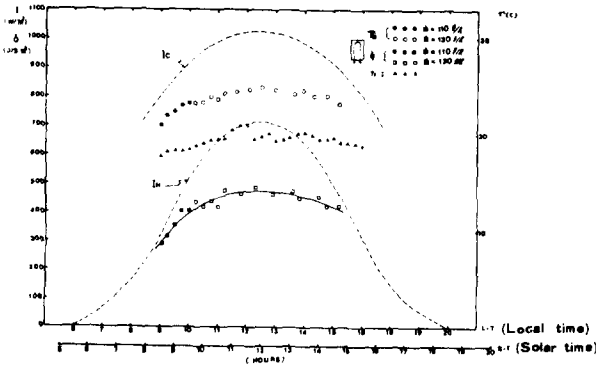


Fig. 11. Variation of T_i , T_o , \dot{Q} depending on solar insolation.

式으로 計算하였으며 單位時間當 集熱量은,

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_o - T_i) \text{ (J/sec} \cdot \text{m}^2\text{)} \text{로 計算 하였다.}$$

여기서 \dot{m} 은 0.02020~0.02388 kg/sec·m², C_p 는 4,179 J/kg·°C로 하였다.

集熱器를 縱方向으로 設置하고 熱媒體(물)의 質量流量 \dot{m} 을 0.02020 kg/sec·m² (110ℓ/hr), 0.02388 (130ℓ/hr)로 한 경우, 太陽強度 I_c 가 800w/m²에서 1,010 w/m²로 增加함에 따라 熱媒體의 出入口 溫度差 ΔT 는 4~6°C 이었고, 單位時間當 集熱量은 450w/m² (J/sec·m²) 이었다(그림 11 참고). 集熱器를 橫方向으로 設置하고 熱媒體의 質量流量 \dot{m} 을 0.00919 kg/sec·m² (50ℓ/hr)와 0.01286 kg/sec·m² (70ℓ/hr)로 한 경우, 太陽強度 I_c 가 825w/m²에서 980w/m²로 增加함에 따라 出入口 溫度差 ΔT 는 6°C~10°C 이었고, 單位時間當 集熱量 \dot{Q} 은 300~390w/m² (J/sec·m²) 이었다(그림 12 참고).

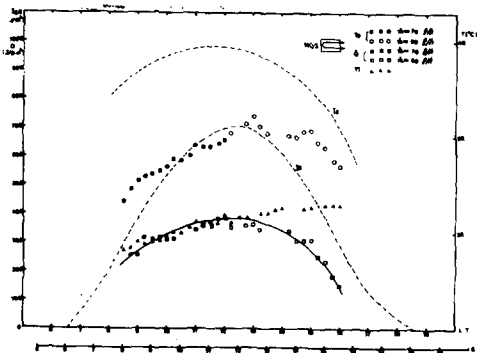


Fig. 12. In case of lateral installation of solar collector, variation of T_i , T_o , and \dot{Q} depending on solar insolation.

다. 開放循環系와 閉鎖循環系에서 入出口 溫度變化와 累積集熱量

方向과 太陽強度가 時間에 따라 變化하는 太陽輻射光을 가장 많이 받도록 集熱器의 水平垂直角을 調節(full tracking)하고, 內的으로는 熱媒體 循環을 開放系와 閉鎖系로 하여 熱媒體의 溫度上昇과 累積集熱량을 實驗分析한 結果는 그림 13과 같다.

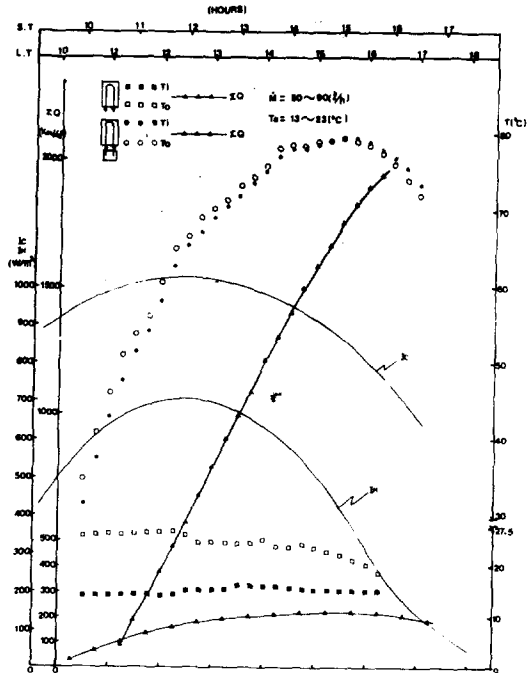


Fig. 13. Variation of heat transfer fluid temperature and accumulated heat in accordance with solar insolation in case of open and closed loop.

開放循環系의 경우, 熱媒體의 質量流量 \dot{m} 을 50ℓ/hr~90ℓ/hr로 할 때 20°C의 물을 24~28°C까지 加熱할 수 있었다. 이때 集熱器 單位面積當 累積集熱量 \dot{Q} 은 15分 間격으로 測定한 入出口 溫度差에 依하여 다음 式으로 計算하였다.

$$\dot{Q} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\dot{m}_i \cdot C_p}{A_c} \right) (T_{i,i} - T_{o,i}) \cdot \Delta t \dots \dots \dots (16)$$

여기서, A_c = 集熱器面積 (m²), Δt = 測定時間間격 (hr)
 $T_{i,i}$, $T_{o,i}$ = 測定時點에서의 入出口 溫度 (K) 이다.

單位面積當 累積集熱量 \dot{Q} 은 太陽強度 變化에 따라 거의 直線的으로 增加하였으며 太陽時間 10시 45

분부터 16시까지 5시간 동안 1,960 kcal/m²의 熱量을 얻을 수 있었다(그림 13 참고).

이와는 달리 閉鎖循環系의 경우에는 熱媒體溫度를 79.4℃까지 加熱할 수 있었으나 累積集熱量은 그增加率이 開放系의 경우보다 훨씬 낮았으며 太陽時間 10시부터 17시까지 7시간 동안 200kcal/m²의 熱量을 얻을 수 있었으며 15시 15분부터는 集熱率이 감소하기 시작하였다.

라. 太陽強度와 集熱器效率과의 關係

太陽強度가 集熱器 效率에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 拋物反射曲面으로 된 2次元 集光式 集熱器의 熱效率에 대한 理論式과 實驗에 의한 計算式을 살펴보면 다음과 같다.

(1) 理論式

$$\eta_{th} = \rho \tau \alpha \gamma_{int} - \sum_{i=1}^n \frac{K_{pi} A_i}{A_c} \cdot \frac{T_m - T_a^{(4)}}{I_c} \dots\dots\dots (17)$$

여기서, η_{th} = 拋物反射曲面으로 된 2次元 集光式 太陽熱集熱器의 理論熱效率

- τ = 카머그라스의 光透過率 (87%)
- ρ = 拋物反射曲面의 光反射率 (90%)
- α = 受熱파이프의 熱吸收率 (95%)
- γ_{int} = 受熱파이프에 의한 反射光 遮斷率 (97~98%)

단; () 속의 값은 본 연구에서 사용한 集熱器材料의 光的 및 熱的 特性值임.

- A_c = 太陽熱集熱器의 集熱面積 (m²)
- $\sum_{i=1}^n \frac{K_{pi} A_i}{A_c}$ = 拋物反射曲面으로 된 2次元 集光式 太陽熱集熱器의 熱損失係數⁽⁴⁾ (w/°C · m²)
- I_c = 集熱器 傾斜面에서의 太陽強度 (w/m²)
- $T_m = \frac{T_i + T_o}{2}$, 熱媒體의 出入口의 平均溫度 (°K)
- T_a = 大氣溫度 (°K)

(2) 集熱器 熱效率에 關한 實驗式

$$\eta_{exp} = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_c I_c} \dots\dots\dots (18)$$

여기서, η_{exp} = 拋物反射曲面으로 된 2次元 集光式 太陽熱集熱器의 實驗的 熱效率

實驗을 精密하게 할 경우 $\eta_{th} = \eta_{exp}$ 이 되므로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\rho \tau \alpha \gamma_{int} - \sum_{i=1}^n \frac{K_{pi} A_i}{A_c} \cdot \frac{T_m - T_a}{I_c} = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_c I_c} \dots\dots\dots (19)$$

(19) 式으로부터 集熱器의 全熱損失係數 $\sum_{i=1}^n \frac{K_{pi} A_i}{A_c}$

는 다음과 같이 定理된다.

$$\sum_{i=1}^n \frac{K_{pi} A_i}{A_c} = \left(\rho \tau \alpha \gamma_{int} \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_c I_c} \right) \left(\frac{I_c}{T_m - T_a} \right) \dots\dots\dots (20)$$

(20) 式中 \dot{m} , T_i , T_o , T_a , I_c 는 간단한 실험에 의하여 實測되며, ρ , α , τ , γ_{int} 는 光學的 特性과 集熱器 構成材料에 의하여 결정되는 係數이므로 集熱器 全熱損失係數 $\sum_{i=1}^n \frac{K_{pi} A_i}{A_c}$ 는 (20) 式에 의하여 구해진다. 그러므로 使用에 必要한 熱媒體의 流量 \dot{m} 과 入出口 溫度範圍 T_i 와 T_o 가 決定되면 (17) 式에 의한 集熱器效率 η_{th} 는 太陽強度 I_c 만의 함수로서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\eta_{th} = f(I_c) \dots\dots\dots (21)$$

實驗分析 結果에 의하여 얻어진 그림 14는 (17) 式 또는 (21) 式의 關係를 잘 說明해 주고 있다. 그림 14에서 보는 바와 같이 集熱器를 橫方向으로 設置한 경우의 效率이 縱方向으로 設置한 경우보다 5~14% 적었다. 이와 같은 현상은 拋物曲面의 反射特性에 의하여 拋物反射曲面을 縱으로 設置할 경우에 反射光의 集光率이 커서 受熱파이프에 의한 光遮斷率 γ_{int}

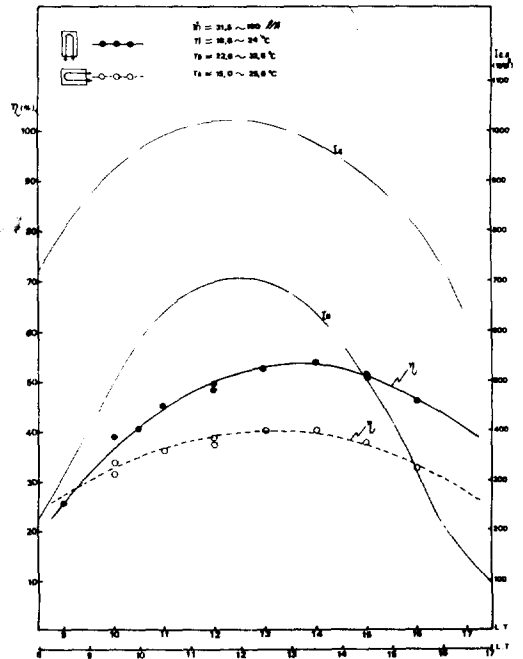


Fig. 14. Effect of solar insolation on the thermal efficiency of solar collector.

가 橫方向으로 設置한 경우보다 크기 때문인 것으로 思料된다.

以上과 같은 結果로 미루어 보아 2次元 集光式集熱器는 橫方向보다는 縱方向으로 設置하는 것이 바람직한 것으로 判斷된다.

다. 熱媒體의 流量變化에 따른 集熱器의 熱效率變化

太陽熱集熱器의 熱吸收 構造를 살펴보면 낮은 溫度의 熱媒體가 受熱파이프內를 흐르면서 太陽熱에 의하여 뜨거워진 熱媒體가 集열기 入口에서 出口에 接近함에 따라 受熱파이프와 熱媒體 사이의 溫度勾配가 점진적으로 감소되므로 吸收熱량이 적어진다. 熱媒體의 流量을 增加시키면 流量이 적을 때 보다 受熱파이프와 熱媒體間의 溫度勾配가 크기 때문에 熱媒體에 의한 吸收熱량이 커진다. 그림 15는 熱媒體의 流量變化에 따른 集熱器의 熱效率 變化를 圖示하고 있으며 熱媒體의 流量이 增加함에 따라 集熱器의 效率이 反S字形으로 增加함을 볼 수 있다.

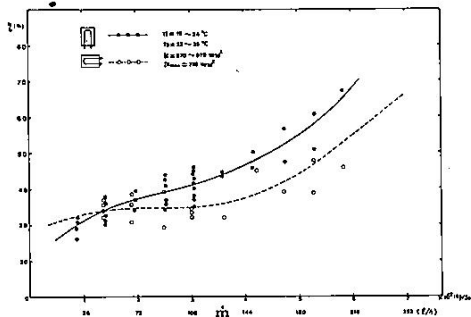


Fig. 15. Effect of the flow rate of heat transfer fluid on the efficiency of solar collector.

集熱器를 縱方向으로 設置한 경우 熱媒體流量 m 이 0.01kg/sec 에서 0.025 kg/sec 로 增加할 때 集熱器效率 η 는 30%에서 40%로 增加하였으나 m 이 0.025 kg/sec 에서 0.06 kg/sec 로 增加하는 경우에는 集熱器效率 η 이 40%에서 67%로 增加하였으며 熱媒體의 流量이 적을 때보다 그 增加율이 컸다.

集熱器를 橫方向으로 設置한 경우, m 이 0.01 kg/sec에서 0.025 kg/sec로 增加할 때, 集熱器效率 η 는

35%로 거의 增加하지 않았으나 m 이 0.025 kg/sec에서 0.06 kg/sec 로 增加함에 따라 η 는 35%에서 55%까지 높은 增加率을 보였다.

지금까지의 結果로 보아 熱媒體의 流量 $m=72.8 \text{ } \mu\text{/hr}\cdot\text{m}^2$ (0.025 kg/sec $\cdot\text{m}^2$)는 集열기 효율변화의 極점이 되고 있음을 알 수 있었다. 그러므로 集열기의 효율을 시험할 때 熱媒體流量을 72.8 $\mu\text{/hr}\cdot\text{m}^2$ 로 하면 효율을 과소 또는 과대평가도 하지 않는 적당한 流量이 되는 것으로 판단되었다.

또한 集熱器의 設置方向에 따라 集熱器 效率의 差異가 있었으며 橫方向으로 設置한 경우보다 縱方向으로 設置한 경우의 效率이 3~10% 더 크게 나타났다.

바. 集光式 集熱器의 設置方向이 集熱效率에 미치는 영향

拋物反射曲面으로 된 1次元 集光式 太陽熱 集熱器가 太陽을 따라 움직이도록 水平, 垂直角을 調節하는 경우 實驗期間인 10月中의 集熱器 傾斜角인 垂直角變位는 太陽時間 12시를 中心으로 午前 9시에서 12시까지 65°에서 45°이었고, 午後인 12시에서 16시까지 45°에서 75°이었으며, 太陽時間角에 따른 集熱器의 水平角變位는 正南向을 기준으로 +45°(午前)에서 -60°(午後)로 7시간 동안 105°의 角移動이 있었다. 앞에서 설명한 바와 같이 集熱器의 反射曲面 및 受熱파이프가 縱方向이 되도록 한 경우를 “集熱器의 縱方向 設置”라 하였으며, 反射曲面 및 受熱파이프가 橫方向이 되도록 한 경우를 “集熱器의 橫方向設置”라 하였다.

拋物反射曲面에 의한 反射光特性에서 보면 反射曲面을 橫으로 자르는 垂直平面에 平行한 入射光은 그 反射光이 集열기 受熱파이프에 垂直한 方向으로 入射하는 時候에 充分한 크기의 直徑을 가진 受熱파이프에 의하여 차단되지만, 反射曲面을 縱으로 자르는 垂直平面에 平行한 太陽入射光은 反射曲面의 接線에 垂直을 이루지 않으면 反射光은 集열기 受熱파이프와 같은 方向인 縱方向으로 直進하기 때문에 受熱파이프에 의하여 차단되지 않는다. 다시 말해서 集열기 受熱파이프에 의한 光遮斷率을 크게 하려는 觀點에서 反射曲面을 橫으로 자르는 垂直平面에 平行한 入射光의 偏角은 그 허용 범위가 크지만, 反射曲面을 縱으로 자르는 垂直平面에 平行한 入射光의 偏角은 그 허용 범위가 작다. 그런데 水平角變位는 105°로 垂直角變

位 30°보다 3배나 되므로 水平面에서의 調節角誤差가 垂直角上的 調節角誤差보다 클 것으로 判斷된다. 따라서 集熱器를 橫方向으로 設置할 경우에는 縱方向으로 設置할 경우보다 受熱파이프에 의한 反射光遮斷率이 적어질 것으로 思料된다.

그림 16에서 보는 바와 같이 集熱器를 橫方向으로 設置하는 경우의 熱效率 η 가 縱方向으로 設置하는 경우의 熱效率보다 10~13%정도 적게 나타난 것은 위에서 說明한 理由때문인 것으로 判斷된다. 縱橫 두가지 設置方法에서 모두 $\frac{T_m - T_a}{T_c}$ 항이 增加함에 따라 效率 η 는 直線的으로 감소했으며 그 감소율이 두 경우 거의 같았다. 이와 같은 현상은 (17)식과 잘 부합하고 있음을 보여주고 있으며, 縱, 橫 두가지 設置方法에서 集熱器의 效率減少率이 같다는 사실은 (17)式中 全熱損失係數 $\sum_{i=1}^n \frac{K_{pi} A_i}{A_c}$ 는 동일 集熱器에서 그 設置方法에는 영향을 받지 않는다는 것을 보여주고 있다. 이는 熱傳達 理論에 잘 부합하는 結果이었다.

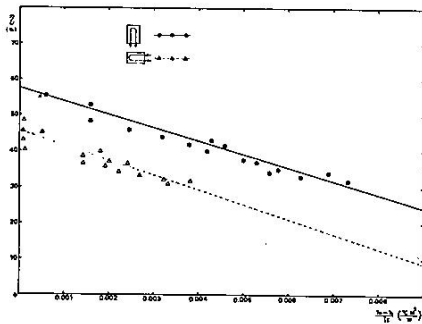


Fig. 16. Thermal efficiency curves of solar collector (C.P.C.S.C) in case of longitudinal and lateral installation using water as the transfer fluid.

6. 結 論

熱은 高溫에서 低溫으로 흐르기 때문에 熱을 高溫으로 集熱貯藏해야 使用이 편리하며 貯藏施設規模가 縮小된다. 그러므로 平板型 集熱器로 低溫集熱하는 것보다 集光型 集熱器로 高溫集熱하는 것이 바람직하다. 그러나 集光型 集熱器는 體積이 크기 때문에 設置利用이 不便하다. 이와 같은 점을 고려하여 光學的으로는 集光型을 維持하면서 外型的으로는 平板

型이 되도록 拋物反射曲面을 두줄로 하여 2次元 集光型 太陽熱 集熱器를 製作하고 그 集熱特性을 實驗分析한 結果 다음과 같다.

가. 開放系와 閉鎖系에서 모두 集熱器內 空氣溫度는 50°C로 같았으며, 熱媒體를 循環시키지 않았을 때의 파이프 表面 最大溫度가 118°C~120°C인 것으로 미루어 보아 熱媒體의 最大加熱溫度 T_{max} 은 118°C에 이를 것으로 判斷되었다.

나. 集熱器를 縱方向으로 設置하고 開放系에서 熱媒體流量을 110~130ℓ/hr·1.512m²으로 할 경우 入口 溫度差는 $\Delta T=4\sim6$ C였고, 單位面積當 集熱量 \dot{Q} 는 300~465J/m²·sec였다.

다. 開放循環系에서는 低溫(27°C)으로 比較的 많은 熱量(1960 kcal/m²)을 얻을 수 있었으나, 閉鎖循環系에서는 高溫(79°C)으로 比較的 적은 熱量(200 kcal/m²)을 얻을 수 있었다. 그러므로 여러개의 太陽熱 集熱器를 組合하여 使用할 경우 開放系와 閉鎖系의 적당한 組合이 必要한 것으로 判斷되었다.

라. 太陽熱 集熱器의 熱效率는 太陽強度가 增加함에 따라 增加하였으며, 集熱器를 縱方向으로 設置한 경우의 最大 熱效率 η_{max} 은 57.5% 橫方向으로 設置한 경우의 最大效率 45% 보다 12.5% 더 높은 傾向을 보였다.

마. 熱媒體의 流量이 增加함에 따라 集熱器의 效率는 增加하였으며, 流量變化에 따른 太陽熱集熱器 效率變化曲線의 變曲點의 熱媒體(물) 流量 \dot{m} 은 0.0202 kg/sec·m² (110ℓ/hr·1.512m²)이었다. 그러므로 이 流量 \dot{m} 은 集熱器效率를 過少 또는 過大評價도 하지 않는 集熱器 效率試驗의 基準流量이 됨을 알 수 있었다.

바. 縱, 橫 두가지 設置方向에서 모두 $\frac{T_m - T_a}{T_c}$ 항이 增加함에 따라 集熱器效率 η 는 直線的으로 減少하였으며, 그 減少率은 設置方向에 영향을 받지 않았다.

參 考 文 獻

1. Clayton W. Miller. 1978. Collection Time for Trough-Type Concentrators Having Arbitrary Orientation. Solar Energy Vol. 20, pp. 399-404.
2. Huang B.J. T.Y. Wung and S. Nieh. 1979. Thermal Analysis of Black Liquid Cylindrical Parabolic Collector. Solar Energy, vol. 22, pp. 221-224.

3. Peter J. Lunde, 1980. Solar Thermal Engineering. pp, 213-239.
4. Song, H.K. 1982. Constitution du Capteur Solaire Cylindro-parabolique. These de Docteur, ENSAM, pp, 59-125.
5. Vivier L. 1978. Constitution et mode de Fonctionnement D'un Chauffeeau Solaire, pp, 34-54.
6. _____. 1977. Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collector, ASHRAE Standard.
7. 魏龍浩, 譯編, 1976, 太陽에너지의 基礎와 應用
8. Liu. B.Y.H. and R.C. Jordan, 1960. The Interrelation Ship and Characteristics Distribution of Direct and Diffuse and Total Solar Radiation, Solar Energy, IV(3): 1-19.
9. Christian Perrin de Brichambaut et Guy Lamboley, 1974. Le Rayonnement Solaire au Sol et ses Mesures, Européennes Thermique & Industrie pp. 1-71.
10. 韓忠洙, 1984. 韓國 主要地域의 太陽強度調査 分析 忠北大學校大學院 農工科農業機械專攻 碩士論文, pp. 10~11.