

液体式 太陽熱暖房系統에 關한 研究

南 平 祐*

A Study on the Liquid Type Solar Heating System

Pyong Woo Nam

Abstract

The three years Performance of a liquid type solar heating system has been determined for a system which has been determined for a system which has been operating continuously since 1976 in Seoul with no serious maintenance. A flat plate collector is used to transform incident solar radiation into thermal energy. This energy is stored in the form of sensible energy and used as needed to supply the space heating loads. An electric auxiliary heaters are provided to supply energy for space heating load when the energy in the storage tank is depleted. The ratio of useful collected solar heat divided by the total solar radiation on the collector was obtained about 84 per cent. It is also obtained the relation between ratio of solar collector area to the heating area and the ratio of useful collected solar energy to the heating load for the useful design data.

A comparison between the measured and simulated results with the solar space heating system is described. Hour by hour simulation is made on unsteady state basis using the system parameters and meteorological data at the experiment site. The result of comparison turned out satisfactory for the solar heating system, though the simulation was formed somewhat higher than by experimental.

1. 序 論

韓國은 三面이 바다로 둘러 있고 廣大한 아세아大陸의 境界에 接해 있기 때문에 季節風氣候에 속해 있다. 여름에는 對流가 바다에서 陸地로 흐름에 따라 흐리고 비가 오는 날이 많아져서 濕한 大氣로 덮혀 있게 된다.

* 正會員, 漢陽大學校 工科大學

그러나 찬 겨울철에는 大氣가 쌀쌀해져서 一般的으로 乾燥한 對流가 韓半島를 흐르게 된다. 氣象資料의 分析⁽¹⁾에 의하면 暖房이 要求되는 우리나라의 겨울철은 비교적 맑은 날씨와 높은 日射量을 보여주고 있다. 이것은 太陽에너지의 利用條件이 良好함을 말한다.

油類波動以來 世界의 여러나라와 더불어 우리나라에서도 代替에너지開發의 見地에서 太陽熱暖房에 關心이 높아졌으며 이 分野의 研究와 示

範이 活發해지고 있다. 普通의 물 또는 不凍液等 液體를 傳熱媒體로 使用한 刮目할만한 太陽熱暖房의 實驗의 研究⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾가 遂行되었으며 한편 空氣를 使用한 太陽熱暖房實驗⁽⁵⁾⁽⁶⁾도 併行되었다. 그리고 政府가 主導한 太陽熱暖房 示範住宅도 建造되어 實際經驗이 蓄積 되어가고 있다. 이러한 研究의 共通的 結論은 液體를 使用하던 空氣를 使用하던 冬季間의 太陽熱暖房은 氣象條件이나 技術面에서 可能性이 肯定的이며 다만 經濟面에서 보다 向上을 必要로 함을 示唆하고 있다.

太陽熱暖房系統의 性能은 設計構造特性和 地域的 氣象因子에 크게 影響을 받는다. 따라서 系統의 設計는 地域的 氣象條件에 따른 비교적 長期의 實驗結果가 考慮되어야 할 것이다. 지금까지의 몇가지 實驗結果가 實際設計에 有効하게 使用되고 있기는 하나 아직도 經驗的 設計資料가 不足하며 合理的 設計節次가 樹立되어 있지 않다.

太陽熱暖房系統의 實驗의 研究는 오래전부터 있었다. 太陽熱暖房系統의 設計概念의 共通事項은 集熱部分, 蓄熱部分 및 給熱部分으로 構成되어 있으며 設計에서의 問題點은 經濟性を 考慮한 適切한 集熱器와 蓄熱器의 크기의 決定이다. 太陽熱暖房系統 設計의 嚆矢인 美國 MIT의 太陽의 집⁽⁷⁾은 平板式 集熱器를 使用하여 위의 基本的 3要素外에 補助暖房裝置를 併設하고 있는 것으로 集熱面積은 暖房面積의 44%이며 이것은 暖房負荷의 57%를 太陽熱로 充當하고 있다.

油類波動後 보다 發展된 技術을 考慮하여 建造된 소위 太陽의 집들은 美國의 "CSU 太陽의 집"⁽⁸⁾ 西獨의 BBC 太陽의 집⁽⁹⁾ 그리고 日本의 Kusaka의 집⁽¹⁰⁾ 등을 들 수 있다.

CSU 太陽의 집은 Colorado 州立大學에서 設計資料를 얻기 위하여 建築한 太陽熱暖冷房 實驗住宅으로서 平板式 集熱器의 面積은 暖冷房面積의 4분의 3인 71.3 m²이고 물을 使用한 蓄熱器는 4,200 l, 그리고 3ton 容量의 吸收式 冷凍機를 附設하여 冷房도 可能토록 한 것이

다. 太陽熱은 暖冷房負荷의 約 75%程度를 供給해 준다고 報告되어 있다. BBC 太陽의 집은 住居面積이 170 m²로서 平板式 集熱器의 面積이 71.5 m²이고 蓄熱器의 容量은 減熱式의 8 m³ 容量과 파라핀왁스를 使用한 潛熱式의 2 m³ 容量의 것을 使用하고 冷房을 위한 吸收式 冷凍機를 附設하고 있다. Kusaka의 집의 住居面積은 65.7 m²이고도 平板式의 集熱器의 面積은 42 m²로서 暖房負荷의 80%, 冷房負荷의 42%를 依存하도록 設計되고 있다.

韓國의 車等⁽²⁾의 平板式 集熱器를 使用한 太陽熱暖房의 實驗結果는 集熱面積을 集熱面積과 同一하게 取하였을 때 冬季間의 暖房負荷의 約 85%를 太陽熱에 의하여 充當하고 있음을 보여주고 있다.

最近 地域的 太陽熱暖房의 經驗的 資料를 土台로 暖房系統을 모멘化하여 設計節次를 電算化하려는 努力이 있다. Oonk 等⁽¹¹⁾ 및 Klein 等⁽¹²⁾ 이것은 代表的 太陽熱暖房系統의 모멘을 설정하여 動的熱學動에 對한 數學的 表現과 그 解를 얻기 위한 電算프로그램을 作成하여 이것에 實際經驗에서 얻은 系統性能에 관한 資料를 人力으로 하여 必要한 設計資料를 얻도록 試圖하고 있다

여기서는 한 代表的 液體式 太陽熱暖房系統을 3年間 運營한 結果를 綜合하여 우리나라에서의 地域的 性能資料를 얻고 한편 數學的 모멘에 의한 시뮬레이션에 의하여 實驗結果를 比較檢討하고자 한 것이다.

2. 太陽熱暖房의 實驗

2-1 實驗裝置

여기서 實驗한 太陽熱暖房系統은 液體를 傳達媒體로 使用하였으며 基本的 構成은 集熱, 蓄熱 및 給熱의 3部分으로 되어 있다.

集熱系統과 蓄熱裝置는 熱交換器를 두고 熱移動이 이루어지며 電熱器를 補助暖房의 熱源으로 使用하였다.

集熱器는 알루미늄 물본드의 集熱패널을 使用하고 그 裏面은 岩綿으로 熱絕緣하였으며 이들을 나무상자안에 收容하고 太陽光線이 入射

하는 前面에 3mm 두께의 보통 유리板을 2겹 덮은 것이다.
 Fig. 1은 集熱패널의 圖面이고 Table 1은 集熱器의 示方이다.

實驗은 이 集熱器를 Fig. 2와 같이 8個를 連結하여 既存建物の 水平에 對하여 50° 傾斜지게 設置하였는데 Fig. 3은 그 設置한 實例이다.

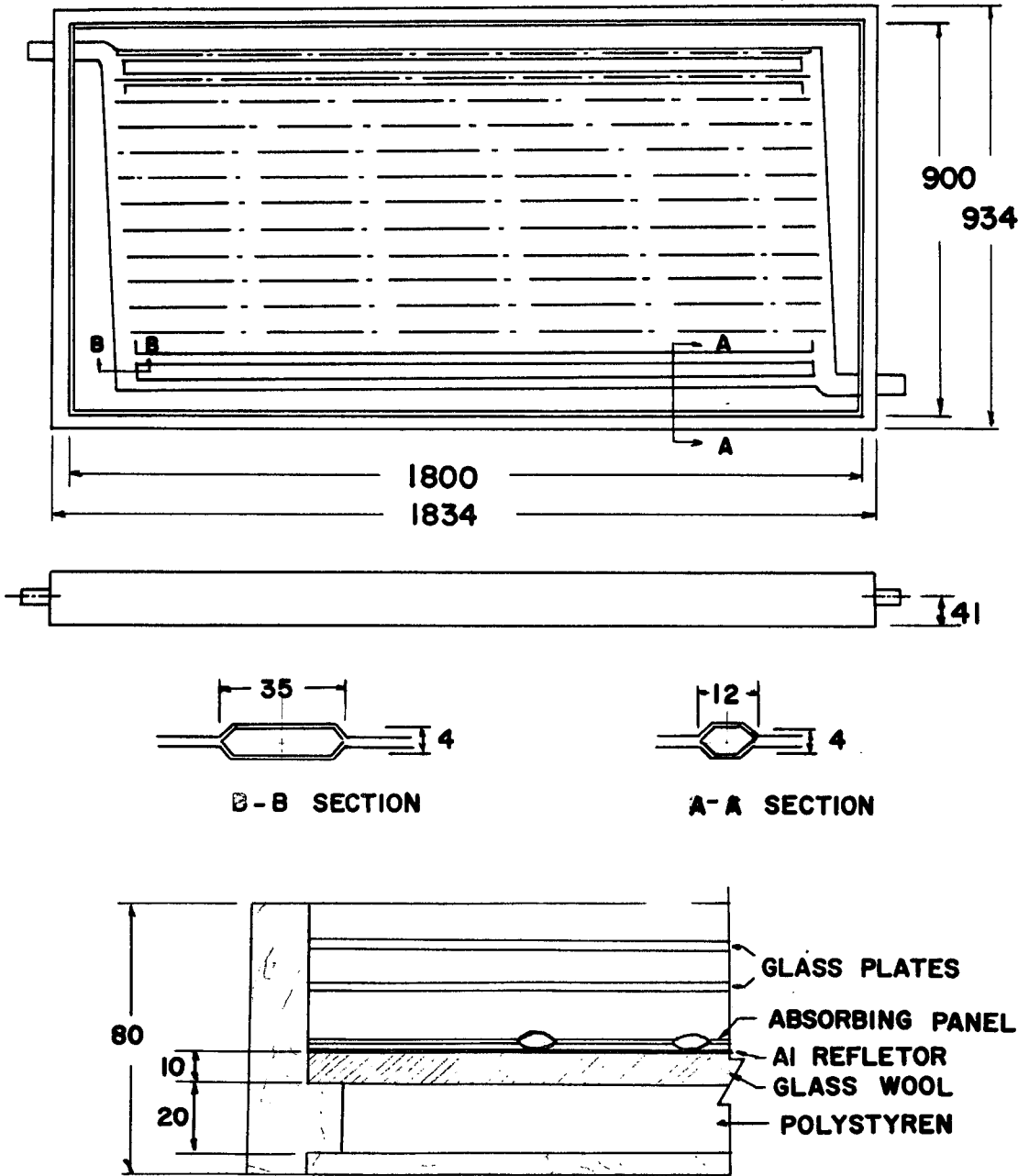


Fig. 1. Solar Collector

1. Specification of a Solar Collector

Material of Panel	Aluminium	Material of Frame	Wood
Manufacturing Process of Panel	Roll Bond	Material of Insulation	Rockwool
Solar Incidence Area, m^2	1,625		
Coating of Panel Surface	Acryl, Black	集熱器의 連結은 平行流의 4 集熱器를 1 群으로 하여 2 群을 直流로 配列하였는데 경우에 따라 切半인 1 群만 使用할 수 있고 또 1 群을 區分하여 2 個集熱器만 獨立의으로 使用할 수 있도록 밸브를 設置하였다. 따라서 各各 $13 m^2$, $6.5 m^2$ 및 $3.25 m^2$ 의 集熱面積에 대한 暖房效果를 實驗할 수 있다.	
Cross Sectional Area of a Tube, cm^2	0.5		
Number of Tubes	14		
Space between Tubes, mm	57		
Thickness of Panel, mm	1.6		
Number of Glass Cover	2		
Height between Panel and Inner Glass Plate, mm	30		
Gap between Glass Plates, mm	10		

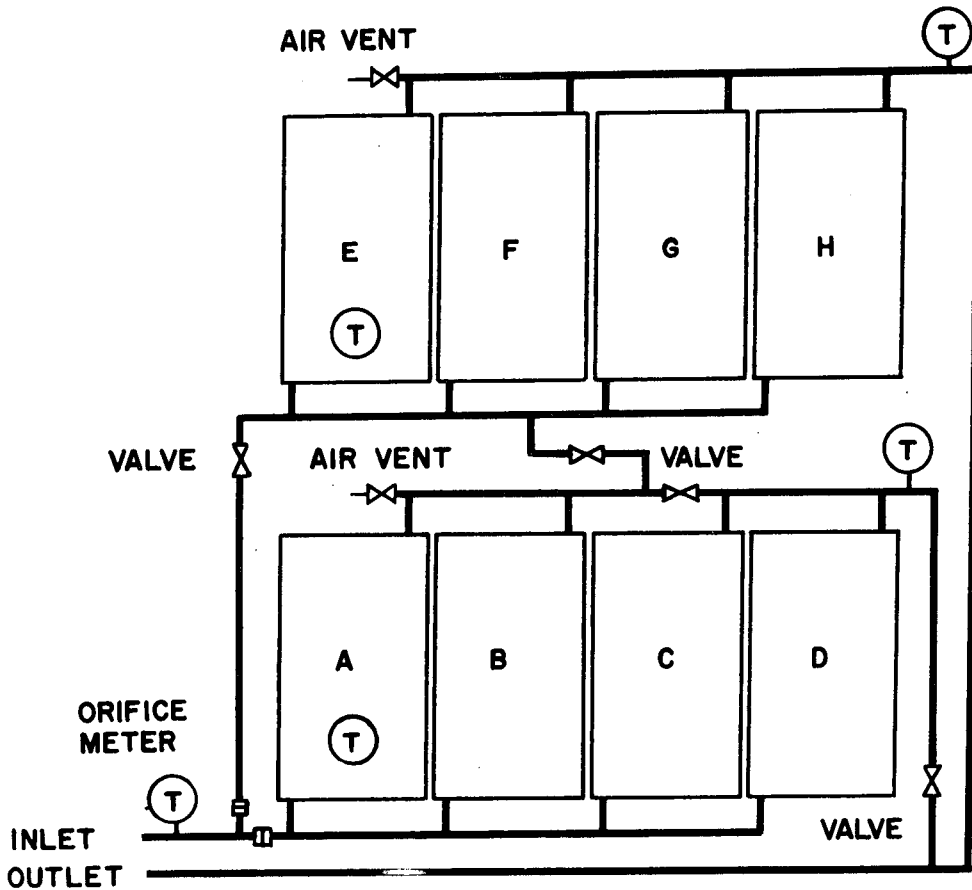


圖 2. Collector Arrangement

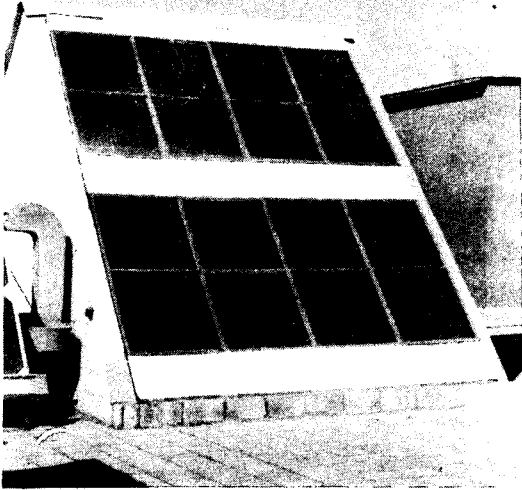


Fig. 3. Photographic View of Collector Installation

熱溫度, 暖房負荷, 集熱溫度 등의 相互關係를 切實히 組合하여 定해야 한다. 한편 建物の 條件 日氣條件에 따라서도 容量이 달라질 수 있다. 暖房을 目的으로 할 때의 蓄熱器容量의 推算은 다음식에 따른다.

$$q_c A_c = CV_s (T_2 - T_1) = f q_h \cdot A_F \Delta T$$

여기서

q_c : 集熱量, $KJ/m^2 day$

A_c : 集熱面積, m^2

T_1 : 集熱器內 集熱初溫度, $^{\circ}C$

T_2 : 蓄熱器內 集熱終溫度, $^{\circ}C$

V_s : 蓄熱器容積, m^3

C : 蓄熱器內 流體比熱, $KJ/m^3^{\circ}C$

f : 太陽熱供給率

q_h : 暖房負荷, $KJ/m^2^{\circ}C day$

A_F : 暖房面積, m^2

ΔT : 室內外 溫度差, $^{\circ}C$

위式中 $q_c A_c$ 는 集熱量이고 둘째項은 蓄熱量이며 셋째項은 暖房負荷에 該當된다. 때때로 蓄熱器內 流體의 最高溫度 T_2 를 切實히 擇하지 못하여 失敗하는 수가 있다. 여기서는 이들 $55^{\circ}C$ 程度 擇하였다. 集熱量計算에서 集熱器效率은

經驗⁽²⁾으로 부터 40% , 太陽熱供給率 f 는 0.85 建物の 熱損失率 q_h 는 $335KJ/m^2^{\circ}C day$, 室內外 平均溫度差 ΔT 를 $15^{\circ}C$, 集熱 및 暖房面積을 $13m^2$ 로 하여 1日間 蓄熱량을 假定하여 大略 $0.90m^3$ 를 蓄熱器容積으로 定하였다.

集熱系統은 開放式으로서 蓄熱器內에서 코일型 銅管의 熱交換器에 의하여 水道물의 蓄熱媒體와 連結되어 있다. 集熱器와 蓄熱器內 熱交換器間의 配管은 $25mm$ 直徑의 鋼管을 使用하였으며 $10cm$ 두께의 Polystyrene 材로 熱絕緣하였다.

集熱器頂部에서는 空氣孔을 두었다.

給熱器는 팬코일유니트(fan coil unit)를 使用하였으며 設計에서는 暖房負荷를 $335KJ/m^2^{\circ}C day$ 이고 高溫側 流體溫度를 $40^{\circ}C$, 低溫側溫度를 $30^{\circ}C$, 送風機의 流入溫度를 $15^{\circ}C$, 流出溫度를 室內溫度인 $20^{\circ}C$, 熱傳達係數를 $125KJ/hr m^2^{\circ}C$ 로 하여 對數平均溫度法에 의하여 計算하였는데 傳達表面積은 $1.0m^2$ 로 定하였다.

蓄熱器와 給熱器間의 配管은 $37mm$ 直徑의 鋼管을 使用하고 $10cm$ 두께의 Polystyrene 材로 熱絕緣하였다.

이 太陽熱暖房系統의 自動制御는 集熱器, 蓄熱器 및 室內의 센서(senser)로 부터의 溫度信號를 入力으로한 論理的指示에 의하여 1次 및 2次 回路에 각각 1台씩 設置된 펌프의 電動機 및 補助加熱器를 作動시키어 遂行하게 된다.

즉 1次펌프는 日射中 集熱板 表面溫度와 蓄熱流體溫度와의 差가 $5^{\circ}C$ 以上이 되면 항상 作動되며 흐리거나 日沒後 集熱板 表面溫度가 降下하여 蓄熱器內 流體溫度以下가 되면 停止하게 된다. 2次펌프는 蓄熱器內 流體溫度와 室溫의 差가 $5^{\circ}C$ 以上이면 恒常 作動되며 室溫以下로 降下하면 停止하게 된다. 2次펌프停止中, 即 太陽熱暖房이 中斷되는 경우에는 補助熱源인 室內電熱器가 作動하여 暖房負荷를 補充하며 電熱器는 設定室溫($20^{\circ}C$)을 維持하도록 自動 斷續된다.

Fig. 4는 여기서 使用된 太陽熱暖房系統圖이고 Fig. 5는 自動制御系統圖이며, Table 2는 太

陽熱暖房系統의 主要諸元이다.

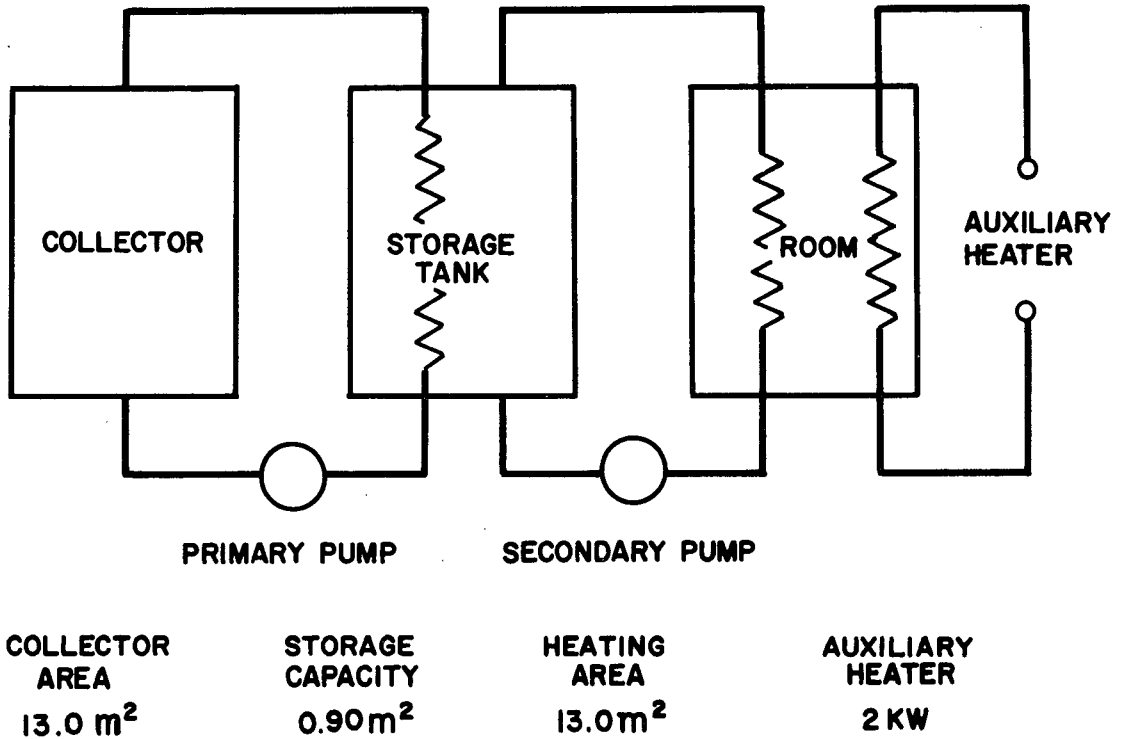


Fig. 4. Schematic Diagram of a Solar Heating System

Solar Heating System Parameters

Collector

Area	: 13 m ² (Variable to 6.5 and 3.25 m ²)
Panel	: Aluminium Roll Bond Type
No. of Glass Cover	: 2
Heat Loss Coefficient	: 16.4 KJ / m ² hr °C
Orientation	: Slope to South 50° from Horizontal
Coolant	: Ethylene Glycol 30% Water Solution
Circulation Pump	: Centrifugal, 1/2 HP
Coolant Flowrate	: 1.2 m ³ / hr
Max. Allowable Press.	: 1.25 Kg / cm ²

Storage

Tank Volume	: 900 liter (65.3 ℓ / m ² Collector area)
Specific Heat of Tank Fluid	: 4.19 KJ / Kg °C

Loss Coefficient	: 1.53 KJ / Kg m ² °C
Max. Temperature	: 100 °C
Heating Space	
Area	: 13 m ²
Heating Load	: 4,355 KJ / °C day
Temp. Setting	: 20 °C
Type of Heat Exchanger	: Fan Coil Unit
Max. Load of Heat Exchanger	: 18,206 KJ / hr
Circulation Pump	: Centrifugal, ½ HP
Liquid Flowrate	: 1.5 m ³ / hr
Auxiliary Heater	
Electric Heater	: 2 KW

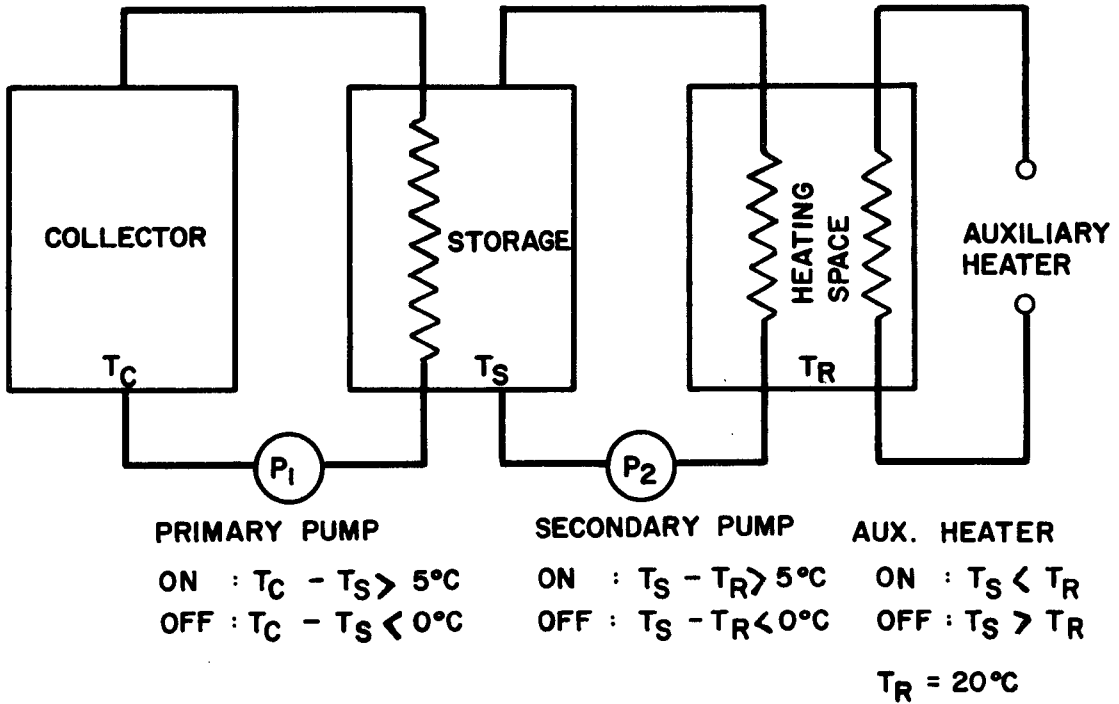


Fig. 5. Control Scheme of the Solar Heating System

2-2 實驗

1次回路인 集熱系統에는 30%의 에틸렌 글리콜(ethylene glycol) 水溶液을 充滿하였으며 蓄熱 및 給熱媒體로는 水道水 900l를 蓄熱器內에 넣어 使用 하였다. 不凍液인 에틸렌 글

리콜溶液은 -14 °C까지 結氷하지 않는다. 1次 및 2次系統에서 使用된 循環펌프는 各各 360 W容量의 直流電動機가 連結된 遠心펌프이며 그 回轉速度는 電動機用 電源의 電壓을 變化하여 調節할 수 있다. 여기서는 1次系統을 1.2 m³ / hr, 2次系統을 1.5 m³ / hr로 그 流量을 固定하여

運轉하였다.

實驗資料를 얻는데 必要한 溫度測定을 위하여 CC型 熱電對가 使用되었으며 設置個所는 集熱板表面에 2個所, 集熱器의 冷却材 流入 및 流出部에 各各 1個씩, 蓄熱器內 蓄熱用水側에 3個所, 팬코일 유닛의 流體 流入 및 流出部에 各各 1個씩 室內溫度測定用 1個, 그리고 外氣溫度測定用 1個等 合計 11個이며 이들 熱電對 誘導線은 多點(最大 12點) 記錄計(BRISTOL MODEL 12 HP 553)에 連結되어 一定時間 間隔으로 打點記錄된다. 한편 日射量을 連續적으로 測定記錄하기 위하여 Pyrheliometer (EPPLEY TYPE EKD MODEL E74052)를 集熱器傾斜角과 同一한 測定面을 갖도록 設置하여 이를 單一채널記錄計(FISHER RECORDAL)에 連結하였다.

實驗은 暖房期間(10月부터 翌年 4月까지)中 每日 日沒時까지 繼續되었다. 實驗은 76~77年 77~78年 및 78~79年의 3年에 걸친 暖房期間에 遂行되었다.

實驗期間中 에칠렌 글리콜水溶液은 交替없이 繼續 使用되었으며 自動制卸裝置는 第1年中 8回, 第2年中 3回 및 第3年中 4回의 故障과 그밖의 運轉事情으로 總 636日 期間中 合計 51日間의 連休가 있었으며 이로 因한 實驗메이더의 缺陷은 集計에서 除外되었다.

暖房負荷가 큰 12~2月間은 日出前의 蓄熱器內 流體溫度는 室溫以下이나 暖房負荷가 작은 10~11月間 및 3~4月間에는 日出前 蓄熱器內 流體溫度가 室溫以上의 경우가 있어 그때마다 더운물과 찬물을 바꾸어 넣어 集熱開始時의 蓄熱器內 流體溫度狀態를 一定하게 하도록 하였다. 蓄熱器內 流體溫度는 實驗期間中 最高 61°C를 얻고 있다.

實驗期間中 適切한 時期(1977年 11月 21~24日間 및 1978年 12月 11~14日間)에 集熱面積을 2分の1 및 4分の1로 減少시켰을 때의 暖房負荷率을 實驗적으로 調査하였다.

即 集熱器群에서 平行流로된 4個集熱器群間의 밸브를 閉鎖함으로써 集熱面積을 半으로 減

少시킬 수 있고 또 3段의 4個集熱器群 出口 헤더의 中間에 位置한 밸브를 閉鎖하여 活性集熱面積을 4分の1로 減少시킨다.

實驗期間中 集熱器特性으로서 有効透過-吸收積, 熱除去係數 및 熱損失係數가 美國 國立標準局의 資料를 參考로 하여 文獻⁽⁶⁾의 方法에 의하여 測定되었다.

2-3 實驗結果

첫해 50°傾斜面에 7個月間 入射한 太陽熱量은 $3.34 \times 10^6 \text{ KJ m}^{-2}$ 로서 中 集熱器에서 收集된 熱量은 $1.20 \times 10^6 \text{ KJ m}^{-2}$ 이며 暖房期間中 集熱器의 平均 集熱效率는 36%이다. 이 期間中 暖房負荷는 $15.08 \times 10^6 \text{ KJ}$ 이며 中 太陽熱에 의하여 $11.96 \times 10^6 \text{ KJ}$ 이 充當되어 太陽에너지의 負荷率은 約 80%이다. 이 期間中 1月の 平均 外氣溫度는 -6.7°C 로서 暖房負荷도 가장 크다. 2~3月間은 흐린날이 많아 日射條件이 좋은 편이 못된다.

1977~1978年의 7個月의 暖房期間中 總入射量은 $3.32 \times 10^6 \text{ KJ m}^{-2}$ 로서 前年에 比하여 낮은 편이다. 集熱器에서 收集된 熱量은 $1.19 \times 10^6 \text{ KJ m}^{-2}$ 로에 平均集熱效率는 37%이다. 이 期間中 暖房負荷는 $13.26 \times 10^6 \text{ KJ}$ 이며 中 太陽熱에 의하여 $11.57 \times 10^6 \text{ KJ}$ 이 供給되어 太陽에너지에 의하여 約 87%가 充當되었다. 이 期間中은 前年에 比하여 12月 및 1月の 日射條件은 좋지 못했으나 冬季間 平均 外氣溫度는 比較的 높아 暖房負荷는 작은 편이다.

1978~1979年의 7個月間 暖房期間中 總入射量은 $3.21 \times 10^6 \text{ KJ m}^{-2}$ 로서 前年에 比해 낮다. 集熱量은 $1.13 \times 10^6 \text{ KJ m}^{-2}$ 로서 亦是 前年에 比하여 낮으며 平均 集熱效率는 35%이다. 이 期間中 暖房負荷는 冬季間의 外氣溫度가 높아 比較的 적은편으로서 $12.74 \times 10^6 \text{ KJ}$ 이며 中 太陽熱에 의하여 $10.79 \times 10^6 \text{ KJ}$ 이 供給되어 約 85%를 充當하였다. 이 期間中 最低平均氣溫은 2月の 0.6°C 로서 零上을 維持하였음이 特徵이다. 總實驗期間中의 總暖房負荷 $41.08 \times$

10⁶KJ로서 그中 太陽熱에 의하여 34.32 × 10⁶ KJ가 供給되어 太陽熱의 負擔率은 83.5%를 記錄하고 있다. 卽 暖房面積과 같은 面積을 가진 集熱器를 設置하였을 때 總暖房負擔의 83.5%를 太陽熱이 充當한 셈이다. 3個年의 實驗結果가 Fig. 6, 7, 8 및 Table 3, 4, 5, 6에 日射量, 集熱量 및 暖房負擔로서 表示되어 있다.

集熱面積의 크기의 變化에 따른 太陽熱의 暖房負擔 充當率을 調査하기 위하여 2회에 걸쳐 集熱面積의 크기를 施設容量(13m²)의 2分の1 및 4分の1로 縮少 稼動시키어 이때 收集된 熱量을 土台로 暖房을 위한 供給possible한 太陽熱量을 推算한 것이 Table 7 및 8이다.

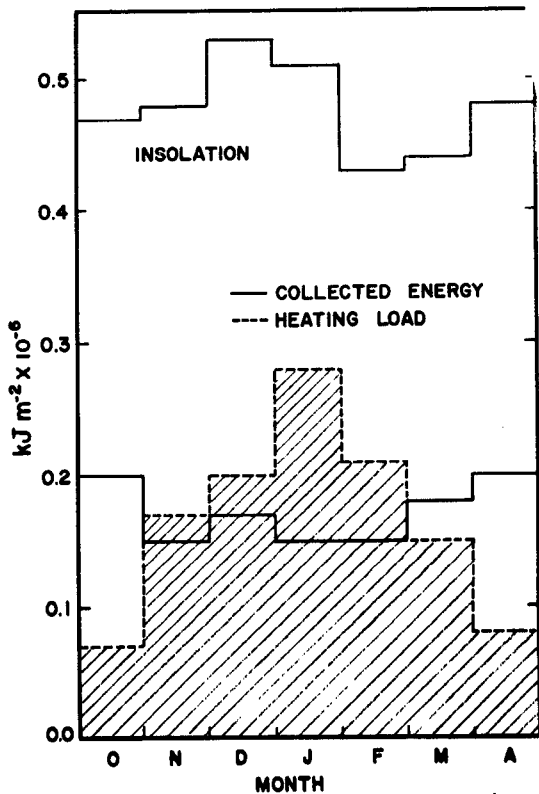


Fig. 6. Experimental Data in 1976-77

卽 2分の1, 卽 6.5 m²의 크기만을 稼動시킬 경우 暖房用으로 3個年間 供給possible한 豫測總熱量은 20.22 × 10⁶ KJ로서 이것은 總 暖房負擔

1979年 12月

荷의 49%를 차지하게 된다.

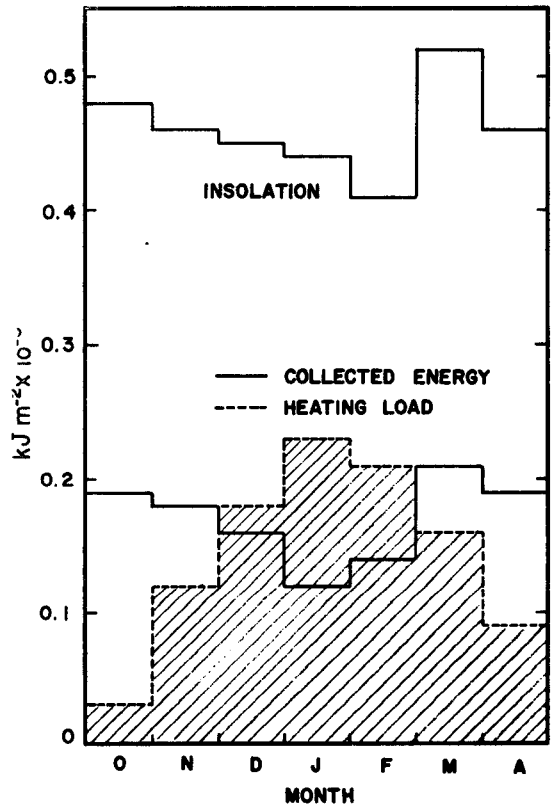


Fig. 7. Experimental Data in 1977-78

Table 3. Monthly Solar Incident on a 50 °C Surface in Seoul, KJm⁻² × 10⁻⁶

Year \ Month	10	11	12	1	2	3	4	Total
1976~77	0.47	0.48	0.53	0.51	0.43	0.44	0.48	3.34
1977~78	0.48	0.46	0.45	0.44	0.41	0.52	0.46	3.22
1978~79	0.50	0.45	0.47	0.43	0.40	0.49	0.47	3.21

Table 4. Monthly Collected Solar Energy by a 50 Tiltgd Collector in Seoul, KJm⁻² × 10⁻⁶

Year \ Month	10	11	12	1	2	3	4	Total
1976~77	0.20	0.15	0.17	0.15	0.15	0.18	0.20	1.20
1977~78	0.19	0.18	0.16	0.12	0.14	0.21	0.19	1.19
1978~79	0.21	0.14	0.15	0.13	0.14	0.16	0.20	1.13

Table 5. Monthly Heating Load for 13m² Room, KJ×10⁻⁶

Month Year	10	11	12	1	2	3	4	Total
1976~77	0.91	2.21	2.60	3.64	2.73	1.95	1.04	15.08
1977~78	0.39	1.56	2.34	2.99	2.73	2.08	1.17	13.26
1978~79	0.78	1.56	2.47	2.60	2.34	1.95	1.04	12.74

Table 6. Monthly Supplied Energy by 13m² Collector for Heating, KJ × 10⁻⁶

Month Year	10	11	12	1	2	3	4	Total
1976~77	0.91	1.95	2.21	1.95	1.95	1.95	1.04	11.96
1977~78	0.39	2.21	2.34	1.56	1.82	2.08	1.17	11.57
1978~79	0.78	1.56	1.95	1.69	1.82	1.95	1.04	10.79

Table 7. Estimated Monthly Supplied Energy by 6.5m² Collector for Heating, KJ × 10⁻⁶

Month Year	10	11	12	1	2	3	4	Total
1976~77	0.92	0.92	1.04	0.92	0.92	1.16	1.04	6.92
1977~78	0.40	1.16	1.04	0.78	0.92	1.30	1.16	6.76
1978~79	0.78	0.92	0.92	0.92	0.92	1.04	1.04	6.54

*Experimental Value

Table 8. Estimated Monthly Supplied Energy by 3.25m² Collector for Heating, KJ × 10⁻⁶

Month Year	10	11	12	1	2	3	4	Total
1976~77	0.65	0.45	0.51	0.45	0.56	0.57	0.64	3.83
1977~78	0.39	0.57	0.51	0.38	0.45	0.64	0.65	3.59
1978~79	0.65	0.45	0.44	0.44	0.45	0.52	0.65	3.60

* Experimental Value

또 4분의 1 즉 3.25 m²의 集熱面積을 사용할 경우 3 個年間 供給 가능한 豫測總熱量 11.02 × 10⁶ KJ 로서 總暖房負荷의 27%에 相當한다. 이 關係를 Fig. 9에 表示하였다. 即 縱軸에 暖房面積에 對한 集熱面積의 比를 取하고 橫軸에 暖房負荷에 對한 供給 가능한 太陽熱量의 比로 하여 相關關係를 表示하였다. 이 그림에서 보는 바와 같이 이 兩者는 線型關係는 아니며 大體로

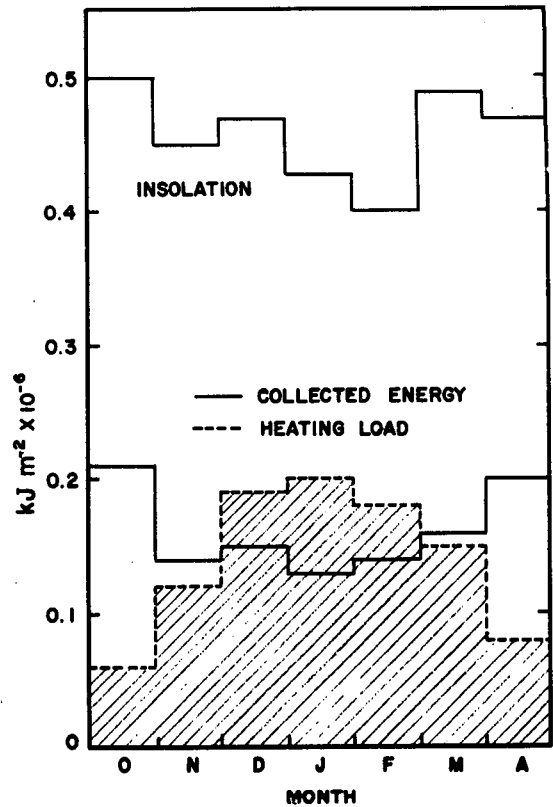


Fig. 8. Experimental Data in 1978-79

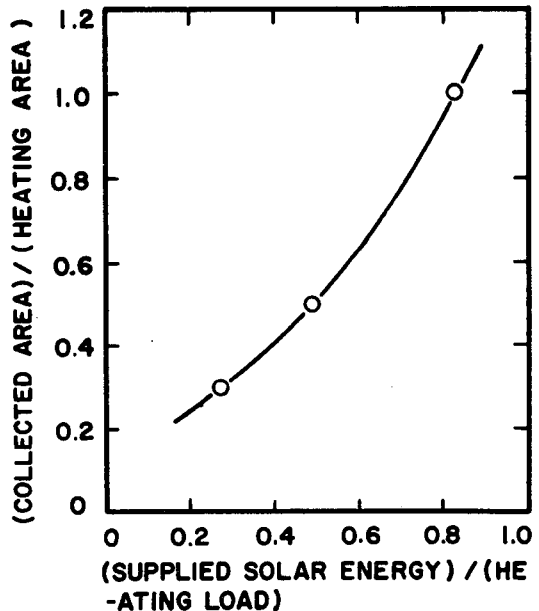


Fig. 9. Relation between Supplied Solar Energy and Required Collector Area

集熱面積이 작은 편이 暖房負荷의 充當率이 큰 傾向을 나타내 주고 있다. 이 資料는 太陽熱暖房 系統設計에서 有用하게 使用될 수 있다.

解析에서 使用될 有效透過-吸收積 $\tau\alpha$, 集熱器의 熱除去係數FR 및 集熱器의 熱損失係數 UL 는 文獻(6)에서와 같이 實驗的으로 얻어진다.

有效透過-吸收積 $\tau\alpha$ 는 다음式

$$(\tau\alpha) = - [(I_r/I) - r] / \tau \quad (1)$$

여기서 $\tau\alpha$: 有效透過-吸收積

I: 吸熱板上的 入射熱量, W/m^2

I_r : 反射熱量, W/m^2

r: 유리덮개의 反射率

τ : 유리덮개의 透過率

에서 τ 및 I_r/I 를 測定하여 얻을 수 있다. 透過率 τ 는 集熱器의 유리덮개가 있을 때와 없을 때의 入射熱량을 測定하여 그 比로부터 求한다. 集熱板의 反射率인 I_r/I 는 I 및 I_r 를 各 各 獨立的으로 Pyranometer에 의해 測定하여 얻을 수 있다. 本 集熱器에 對하여는 別途 實驗에 의하여 $\tau\alpha$ 의 값 0.75를 얻었다.

集熱系統에서 周圍의 大氣溫度 T_a 가 集熱器에 流入하는 流體溫度 T_{fi} 가 同一하다면 有用에너지 Q_u 는 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$Q_u = FRAc (\tau\alpha) I = \dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi}) \quad (2)$$

여기서 FR: 集熱器 熱除去係數

Ac: 集熱面積, m^2

\dot{m} : 集熱流體 流量, Kg/hr

C_p : 集熱流體 定壓比熱, KJ/Kg °C

T_{fi} : 集熱器 流入溫度, °C

T_{fo} : 集熱器 流出溫度, °C

이 式의 原理에 의하여 實驗的으로 集熱器 熱除去係數FR를 測定할 수 있다. 여기서 使用한 集熱器에 對하여 流量이 $1.2 m^3/hr$ 의 경우 0.87를 얻고 있다.

太陽의 入射가 없는 경우 Q_u 는 다음과 같다.

$$Q_u = -FRUL (T_{fi} - T_a) \quad (3)$$

여기서 UL: 集熱器 熱損失係數

T_a : 外氣溫氣, °C

이 成立되며 I가 零인 夜間에 蓄熱器와 連結하여 減少하는 熱량을 測定하며 集熱器 熱損失係數 UL를 測定할 수 있다. 여기서 使用된 集熱器에 對하여 이 값은 $16.4 KJ/m^2 \cdot hr \cdot ^\circ C$ 를 얻고 있다.

3. 太陽熱暖房系統의 解析

여기서는 實驗에 使用된 太陽熱暖房系統을 數學的으로 모델化하여 이로부터 計算된 數值를 實驗結果와 比較檢討하고자 한다.

數學的 모델化를 위한 太陽熱暖房系統은 다음의 構成을 갖는다.

(1) 集熱器는 2重 유리덮개를 使用한 平板式으로서 吸熱板은 普通 黑色 塗料를 칠한 알루미늄製品이며 그 안에 一定間隔으로 마련된 水路에는 液體가 上向으로 強制對流된다. 이때 流體-傳熱面間의 接觸은 良好하다고 본다. 集熱器의 3因子는 다음과 같다. $\tau\alpha$ 는 集熱器가 水平에 對하여 50° 傾斜時 獨立的 單一值를 가지며 UL는 風速을 一定으로 하여 單一值로 假定하며, FR는 流量이 一定이라고 보아 單一值를 使用한다.

(2) 蓄熱器는 잘 熱絕緣된 單一탱크內에 있는 液體의 減熱을 使用하며 그 탱크의 周圍에 對한 單一熱損失係數를 갖는다. 蓄熱液體는 잘 混合되어 있다고 본다. 그 안에 集熱系統과 連結된 코일형管의 熱交換器에 의하여 蓄熱器內 液體에 熱을 傳達한다.

(3) 暖房을 위한 給熱은 蓄熱器內 液體를 暖房空間內에 있는 熱交換器內에 強制循環시키어 이루어진다. 熱交換器外壁은 送風機에 의한 通風으로 除熱한다.

(4) 補助加熱器는 暖房空間內에 別途로 設置된 電熱器에 의한다

(5) 系統의 制卸는 Fig. 5의 論理에 따른다. 다음에 太陽熱暖房系統의 各部分에 對하여 數學的表現을 얻어 보기로 한다.

가. 集熱系統

平板式集熱器에 의하여 收集되는 有用에너지

Qu는 Hottel -Whillier 의 集熱器모델에 의하여 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$Qu = A_c FR [H_T (\tau\alpha) - U_L (T_f - T_a)] \quad (4)$$

여기서 H_T : 傾斜集熱面에 入射된 太陽熱量, KJ/m^2hr

이 모델은 集熱器의 熱容量을 無視하였는데 Klein 等 은 이것이 妥當함을 立證하고 있다.

한편 集熱器를 流入, 流出하는 流體溫度上昇으로 有用에너지를 表現하면 다음과 같다.

$$Qu = \dot{m}_c C_p (T_{f0} - T_{fi}) \quad (5)$$

한편

$$FR = \frac{\dot{m}_c C_p}{A_c U_L} \left[1 - e^{-\frac{F' U_L A_c}{\dot{m}_c C_p}} \right] \quad (6)$$

여기서 F' : 集熱器의 幾何學的 效率係數

F' 는 集熱器의 製作方式에 따른 係數로서 Bliss 의 方法에 의하여 求할 수 있다. 熱損失係數 U_L 는 製作과 運轉條件의 函數로서 因子를 考慮하면 複雜하다. Hottel 等 은 周圍溫度 및 集熱器溫度에 따른 變化를 考慮한 修正을 提示하였고 Kleine 은 이들의 函數關係로 近似的으로 表現한 바 있다. U_L 는 主로 使用溫도와 風速에 對하여 큰 影響을 받는다. 여기서 2重 유리덮개의 경우 風速 2 m/sec를 基準으로 平均 使用溫度에 對하여 實驗的으로 求한 單一 값을 使用하기로 한다.

만일 集熱器의 熱容量의 變化를 考慮한다면 다음 式이 成立된다.

$$(w_c V_c C_{pc}) \frac{dT_m}{dt} = A_c FR' [H_T (\tau\alpha) - (U_L (T_m - T_a))] - \dot{m}_c C_p (T_{f0} - T_{fi}) \quad (7)$$

여기서 T_m : 集熱器의 平均溫度

TR' : T_m 에 의해 損失을 基礎로 한

集熱器效率

w_c : 集熱器 比重量

V_c : 集熱器 容積

C_{pc} : 集熱器 比率

流體流動方向에 따른 集熱器內 流體溫度分布

는 Fig 10로 부터 다음 方程式이 誘導된다.

$$\dot{m}_c C_p \frac{dT_f}{dx} = bFR [H_T (\tau\alpha) - U_L (T_f - T_a)] \quad (8)$$

여기서 T_f : 集熱器內 任意點의 流體溫度

b : 水管間의 거리, m

x : 水平座標

式(8)의 解는 $x = L$ 일때 流體 流出溫度 T_{f0} 를 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$\frac{T_{f0} - T_a - H_T (\tau\alpha) / U_L}{T_{fi} - T_a - H_T (\tau\alpha) / U_L} = e^{-\frac{U_L b FR L}{\dot{m}_c C_p}} \quad (9)$$

配管에서의 熱損失을 考慮한다면 다음과 溫度 分布式을 表示할 수 있다. $-\left(\frac{U_L L}{\dot{m}_c C_p}\right)$

$$T_{f0} = T_a - (T_a - T_{fi}) e^{-\frac{U_L L}{\dot{m}_c C_p}} \quad (10)$$

여기서 L : 配管의 길이

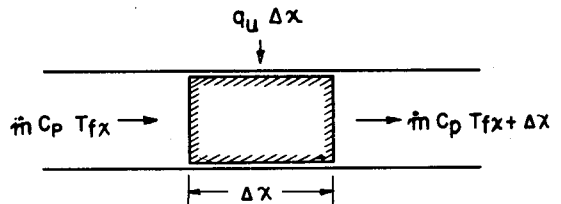


Fig. 10. Heat Balance on Fluid in Collector Channel

나. 蓄熱系統

集熱器에서 收集된 太陽熱은 蓄熱器內 流體를 加熱하여 感熱로서 貯藏하게 된다. 蓄熱器에 對한 에너지 方程式은 어떤 時間 間隔에서의 蓄熱器熱容量의 變化를 1次系統에서의 에너지 流入과 2次系統에서의 에너지 流出, 그리고 蓄熱器에서의 周圍에 대한 熱損失間의 에너지 平衡式으로 表現할 수 있다.

$$w V_s C_{ps} \frac{dT}{dt} = \dot{m}_c C_p (T_{f0} - T_{fi}) - \dot{m} L C_{ps} (T_1 - T_2) - A_s U_s (T_a' - T_s) \quad (11)$$

여기서 V_s : 蓄熱器內 流體의 容積

w : 蓄熱器內 流體 比重量

C_{ps} : 蓄熱流體溫度

$\dot{m}L$: 暖房用 熱交換器內 流體流量

- T_1 : 暖房用 熱交換器內 流體流入溫度
- T_2 : 暖房用 熱交換器內 流體流出溫度
- A_s : 蓄熱器 表面積
- U_s : 蓄熱器表面에서의 熱損失係數
- T_a : 蓄熱器 周圍溫度
- T_s : 蓄熱器表面溫度

(3) 給熱系統

蓄熱器內 流體에 貯藏된 熱은 流體를 強制循環하여 熱交換器인 팬코일유니트를 通過시켜어 暖房空間에 供給된다. 蓄熱器內 流體溫度가 室溫以下로 降下하면 2次系統의 循環펌프는 停止되고 室內의 電熱器를 利用하여 暖房負荷를 담당한다. 이때의 에너지方程式은 室內空間의 熱容量의 時間에 對한 變化를 熱交換器로부터의 給熱率 또는 補助給熱率과 各種 熱損失로 表示하여 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$(waVR Cpa) \frac{dTR}{dt} = \dot{m}_v C_{pa} (T_R - T_a) + N Q_{aux} + \sum_{i=1}^n h_i A_i \times (T_R - T_i) + \dot{m}_c C_{ps} [T_1 - T_2] \dots \dots \dots (12)$$

- 여기서 VR : 暖房空間의 容積, m^3
- C_{pa} : 空氣의 定壓比熱, $KJ / Kg ^\circ C$
- TR : 室內溫度, $^\circ C$
- mv : 室內換氣流量, KJ / hr
- Q_{aux} : 補助熱源의 發熱率, KJ / hr
- h_i : 室內構造物의 熱傳達係數
- A_i : 室內構造物의 表面積, m^2
- T_i : 室內構造物의 表面溫度, $^\circ C$
- wa : 空氣의 比重量, Kg / m^3

어떤 時間 間隔 $k, k+1$ 때 室內構造物의 表面溫度는 有限差法을 使用한 壁內의 非定常熱傳導를 包含한 室溫의 函數로서 表示할 수 있다.

$$T_i^{k+1} = U_i^{-1} [T_i^k + F_i] \dots \dots \dots (13)$$

- 여기서 U_i : 壁의 熱損失係數
- F_i : 壁溫에 對한 空氣溫度 및 熱輻射의 影響

한편 暖房用 熱交換器를 流入, 流出하는 流

體溫度는 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$T_2 = T_R - (T_R - T_1) e^{-\left(\frac{h_R A_R}{\dot{m}_i C_{ps}}\right)} \dots \dots \dots (14)$$

- 여기서 h_R : 熱交換器의 表面熱傳達係數. $KJ / m^2 hr ^\circ C$
- A_R : 熱交換器의 表面積, m^2

各系統別로 成立되는 에너지平衡式과 溫度分布方程式을 組合하고 必要한 人力과 制卸論理를 주어 聯立方程式으로 풀면 暖房에 使用되는 有用한 太陽熱量을 豫測할 수 있다. 特히 集熱系統에 對한 式(4), (5), (9) 및 (10)에 의하여 集熱系統의 性能을 計算되고 式(12) 및 (14)에 의하여 暖房負荷가 檢討된다.

여기서는 Table 9와 같은 系統의 構造, 熱特性, 運轉特性에 關한 데이터와 每時間 間隔으로 測定된 外氣溫度 및 日射條件을 供給하여 特定期間의 暖房에 使用된 太陽熱量을 計算하였다.

Fig. 11은 1979年 1月 21日부터 27日까지의 日射量 및 暖房에 使用된 太陽熱에 對한 實驗 데이터를 計算된 暖房負荷를 表示한 것이다.

Fig. 12은 數學的 시뮬레이션에서 얻은 關係式을 使用하여 같은 期間中の 太陽熱 暖房系統의 性能을 計算한 것이다. 計算은 1月 21日 0時 現在의 資料를 基礎로 1時間 間隔으로 遂行되었다. 이 計算은 電算化하면 暖房 全期間에 걸쳐 이루어질 수 있다. 大體로 測定된 값보다 計算된 값이 높다. 特히 1月 21日에 對하여는 約 14% 上廻하고 있다. 이것은 當日의 風速(4.3 m/sec)이 平常時보다 크고 氣溫($-3.8^\circ C$)도 낮아 集熱器로부터의 熱損失이 커서 實際值가 낮아진 理由때문이라고 본다. 集熱器에서의 熱損失計算은 風速과 外氣溫度的 函數關係로부터 얻어야 精密할 것이나 데이터의 供給上的 어려운 點이 있다.

Table 9. Solar Heating System Parameters and Inputs

Collector	A_c	13 m^2
-----------	-------	----------

F_R	0.87
U_L	16.4 KJ / m ² hr °C
C_{PC}	3.35 KJ / kg °C
m_C	12,00 kg / hr
$\tau\alpha$	0.75
b	0.055 m
H_T	Variable Input
T_a	Variable Input

Sotorage

V_S	0.9 m ³
C_P	4.19 KJ / kg °C
U_L	1.53 KJ / kg m ² °C
T_a	15 °C

Heat Exchanger

V_a	45.5 m ³
T_R	20 °C
m_L	1,500 kg / hr
C_{Pa}	1.0045 KJ / kg °C
m_V	12 m ³ / hr
h_i	16 KJ / m ² hr °C
A_i	51.31 m ²
T_i	15 °C
h_R	125 KJ / m ² hr °C
A_R	1.00 m ²

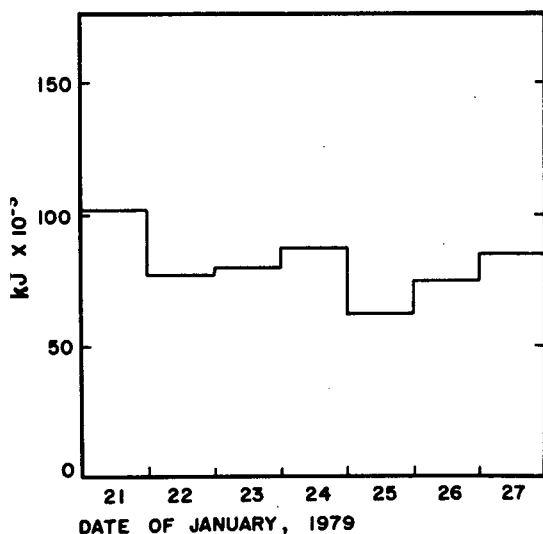


Fig. 12. Calculated Useful Collected Solar Energy

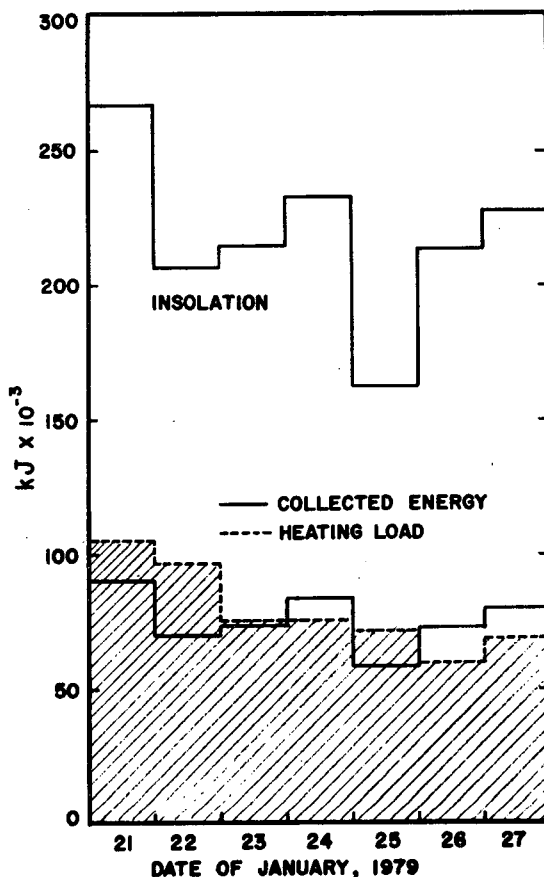


Fig. 11. Part of Experimental Data

4. 結 論

平板式 太陽熱暖房系統을 3年間 暖房期間中 運營하여 그 結果를 綜合하였다. 여기서 使用된 太陽熱暖房系統은 集熱系統, 蓄熱系統 그리고 電熱器를 使用한 補助加熱裝置로서 構成되고 傳熱 媒體로서 液體를 使用하였다. 이 實驗期間中 適合한 集熱面積 推定을 위한 實驗이 並行되고 그 結果가 얻어 졌다. 또한 使用된 太陽熱暖房 系統에 對한 數學的 解析과 이를 使用하여 計算된 暖房에 利用된 有用한 太陽熱量을 實驗에서 얻은 結果와 比較檢討하였다. 이 研究를 通하여 다음의 主要 結論을 얻었다.

(1) 3年間の 暖房期間을 通하여 90% 以上の 稼動率로 運轉되었으며 太陽熱이 暖房에 利用된 量은 集熱面積과 暖房面積이 同一한 경우 80%

以上에 達한다.

(2) 集熱面積變化에 따른 太陽熱의 暖房負荷率은 系統設計에 有用하게 利用될 수 있다.

(3) 太陽熱暖房系統의 數學的 모델에 의한 系統性能의 計算結果는 實驗結果와 10%範圍內에서 符合되고 있다.

謝 意

本 研究를 위하여 液體式 太陽熱暖房系統의 施設의 利用 및 實驗資料의 提供等 協力해 준 韓國原子力研究所 車宗熙博士와 實驗을 直接 도와준 元順淵氏에게 깊은 謝意를 表한다. 또 이 研究의 財政的 뒷받침을 해준 文敎部常局 感謝 드린다.

記 號 說 明

A_c 集熱面積, m^2
 A_F 暖房面積, m^2
 A_i 室內構造物의 表面積, m^2
 A_R 給熱器의 表面積, m^2
 A_S 蓄熱器의 表面積, m^2
 C 流體比熱, $KJ/kg \text{ } ^\circ C$
 C_S 集熱器比熱, $KJ/kg \text{ } ^\circ C$
 C_p 集熱流體比熱 $KJ/kg \text{ } ^\circ C$
 C_{pa} 空氣定壓比熱, $KJ/kg \text{ } ^\circ C$
 C_{ps} 蓄熱流體比熱, $KJ/kg \text{ } ^\circ C$
 f 太陽熱供給率
 F' 集熱器의 幾何學的 效率係數
 F_R 集熱器 熱除去係數
 h_i 熱交換器 表面熱傳達係數, $KJ/m^2hr \text{ } ^\circ C$

h_R 給熱器表面에서의 熱傳達係數, $KJ/m^2hr \text{ } ^\circ C$
 H_T 傾斜集熱器에 대한 入射量, KJ/m^2hr
 I 集熱面에 入射한 輻射量, W/m^2
 I_r 集熱面에서 反射한 輻射量, W/m^2
 L 配管의 길이, m
 m_c 集熱流體流量, kg/hr
 m_L 暖房器內流體流量, kg/hr
 m_v 室內換氣流量, kg/hr
 P_c 太陽熱收集率, KJ/m^2hr
 q_h 暖房負荷, KJ/m^2hr
 Q_{aux} 補助熱量, KJ/hr
 Q_u 有用太陽熱收集量, KJ/hr
 r 反射率
 t 時間
 T 蓄熱流體度, $^\circ C$
 T_a 周圍溫度, $^\circ C$
 T_a 蓄熱器 周圍溫度, $^\circ C$
 T_F 集熱流體溫度, $^\circ C$
 T_i 室內構造物表面溫度, $^\circ C$
 T_m 集熱器의 平均溫度, $^\circ C$
 T_R 室內溫度, $^\circ C$
 T_S 蓄熱器表面溫度, $^\circ C$
 U_L 集熱器熱損失係數, $KJ/m^2hr \text{ } ^\circ C$
 U_S 蓄熱器熱損失係數, $KJ/m^2hr \text{ } ^\circ C$
 U_{st} 室內構造物의 熱損失係數, $KJ/m^2hr \text{ } ^\circ C$
 V_C 集熱器容積, m^3
 V_R 暖房空間容積, m^3
 V_S 蓄熱器容積, m^3
 w 比重量, kg/m^3
 τ 透過率
 $\tau\alpha$ 有効透過 - 吸收積

參 考 文 獻

1. J.H. Cha and S.Y. Lee, The Feasibility for the Use of Solar Energy in Korea, J. of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 5, No. 4, pp. 281-287, 1976.
2. J.H. Cha, Experimental Study on Solar Space Heating, J. of Kor. Soc. Mech. Engrs. Vol. 15 No. 3, pp 239-302, 1975

3. S. D. Park et al., A Study on the Development and Trial Manufacturing of the Solar Flat-Plate Collector, MOST Report, R-76-10, 1976
4. J. H. Cha, Some Experimental Investigations on Solar Space Heating in Korea, Proceedings of the International Solar Energy Society Congress, New Delhi, pp. 1446-1451, 1978
5. J. H. Cha and H. Y. Song, Performance Tests on Parallel Plate Type Solar Air Heater, J. of the Society on Air-Conditioning and Refrigeration of Korea, Vol. 6, No. 4, pp. 255-261, 1977
6. P. W. Nam and J. H. Cha, Performance Tests on an Air Solar Heating System, *ibid*, Vol. 8, No. 2, pp. 81-88, 1979
7. C. D. Engebretson, Use of Solar Energy for Space Heating MIT Solar House IV, UN Conference on New Sources of Energy, Paper No. EICONF, 35/S/67, 1961
8. D. S. Ward and G. O. G. Lof, Design and Construction of a Residential Solar Heating and Cooling-System, Solar Energy, Vol. 17, pp. 13-20, 1976
9. B. Ziegenbein et al., Design, Operation and Performance of the BBC Solar House, *ibid*, pp. 1369-1373, 1978
10. Y. Matsuo et al., The Experiences on the Soka Solar House, J. of the Japan Solar Energy Society, Vol. 2, No. 1, pp. 11-16, 1976
11. R. L. Oonk, W. A. Beckman and J. A. Duffie, Modeling of the CSU Heating/Cooling System, Solar Heating / Cooling System, Solar Energy, Vol. 17, pp. 21-28, 1975
12. S. A. Klein, P. I. Cooper, T. L. Freeman, D. M. Peerman, W. A. Beckman and J. A. Duffie, A Method of Simulation of Solar Processes and its Application, Solar Energy, Vol. 17, pp. 29-37, 1975
13. J. E. Hill and T. Kusuda, Method of Testing for Rating Solar Collectors Based on Thermal Performance, NBSIR 74-635, U. S. National Bureau of Standards, 1974
14. H. C. Hottel and A. Whillier, Evaluation of Flat-plate Solar Collector Performance, Trans. Conf. Solar Energy, Vol. II. Thermal Processes, pp. 74-104, Univ. of Arizona, 1955
15. S. A. Klein, J. A. Duffie and W. A. Beckman, Transient Considerations of Flat-plate Solar Collectors, Am. Soc. Mech. Congress J. Engng Power, Vol. 96A, p. 109, 1974
16. R. W. Bliss, The Derivation of Several Plate-efficiency Factors Useful in the Design of Flat-Plate Solar Heat Collectors, Solar Energy, Vol. 3, p. 55-64, 1959
17. H. C. Hottel and B. B. Woertz, The Performance of Flat-plate Solar-Heat Collectors, Trans. Am. Soc. Mech. Eng., Vol. 64, p. 91, 1942
18. S. A. Klein, Calculation of Flat-plate Collector Loss Coefficients, Solar Energy, Vol. 17, pp. 79-80, 1975