

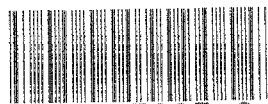
昭和51年度サンシャイン計画委託研究開発成果報告書

「太陽冷暖房および給湯システムの研究開発
(既存個人住宅用システムの研究開発)」

昭和52年5月27日

三菱電機株式会社
大成建設株式会社

NEDO 図書・資料室



010017893-8

「太陽冷暖房および給湯システムの研究開発」

(既存個人住宅用システムの研究開発)

三菱電機株式会社

大成建設株式会社

昭和52年3月334頁

研究目的

既存個人住宅の冷暖房および給湯を太陽エネルギーによって経済的に行なう革新的なシステムの実用化を図るため、各種家屋構造、設置地域などの条件を考慮して以下のような技術を開発する。

(1)太陽冷暖房および給湯システムを構成する機器を開発する

(2)上記の機器を用いて、低価格で安全から点検保守の容易なエコシステムを開発する。

太陽冷暖房および給湯システムの研究開発
(既存個人住宅用システムの研究開発)

昭和 52 年 5 月 28 日

三菱電機株式会社
大成建設株式会社

目 次

I 概 要

1 研究概要	I-1
1.1 システムの解析	I-1
1.1.1 評価方法の研究	I-1
1.1.2 建物システムの研究	I-1
1.1.3 設備システムの研究	I-1
1.2 機器・材料の研究	I-1
1.2.1 コレクタの研究	I-1
1.2.2 熱伝達蓄熱系機器の研究	I-2
1.2.3 ランキンサイクルエンジン駆動冷凍機器の研究	I-2
1.3 実験住宅の建設	I-3
1.3.1 設計管理	I-3
1.3.2 実験住宅の建設	I-3
2 研究実施責任者名	I-4

II 研究内容

1 システムの解析	1-1
1.1 概要	1-1
1.2 評価方法の研究	1-2
1.2.1 緒言	1-2
1.2.2 評価指標の研究	1-3
1.2.3 計測データ処理・制御法の研究	1-23
1.2.4 環境計測の計画	1-44
1.2.5 結言	1-54
1.3 建物システムの研究	1-55
1.3.1 緒言	1-55
1.3.2 建物の熱特性の研究	1-55
1.3.3 集熱器取付け方法の研究	1-68
1.3.4 プラグインシステムの研究	1-74
1.3.5 結言	1-95
1.4 設備システムの研究	1-96

1.4.1	緒言	1-96
1.4.2	方法論	1-96
1.4.3	経済性分析	1-99
1.4.4	一般的制御法の検討	1-118
1.4.5	結言	1-121
1.5	考察および今後の問題点	1-122
2	機器材料の開発	2-1
2.1	概要	2-1
2.2	コンタクトの研究	2-3
2.2.1	緒言	2-3
2.2.2	真空コレクタの最適構造の検討	2-3
2.2.3	真空コレクタの特性試験	2-15
2.2.4	51年度試作真空コレクタの設計	2-21
2.2.5	結言	2-31
2.3	熱伝達蓄熱系機器の研究	2-32
2.3.1	緒言	2-32
2.3.2	熱交換器の検討	2-32
2.3.3	過冷却防止方式の検討	2-37
2.3.4	構造材の耐食試験	2-42
2.3.5	中形潜熱式蓄熱槽の設計・試作	2-51
2.3.6	結言	2-84
2.4	ランキンサイクルエンジン駆動冷凍機器の研究	2-86
2.4.1	緒言	2-86
2.4.2	エキスパンダの改造及び試験	2-86
2.4.3	エキスパンダの設計・試作	2-95
2.4.4	圧縮機の設計・試作	2-105
2.4.5	単体試験結果	2-107
2.4.6	結言	2-113
2.5	考察および今後の問題点	2-114
3	実験住宅の建設	3-1
3.1	概要	3-1
3.2	実験住宅の建設（建物）	3-1
3.2.1	緒言	3-1
3.2.2	建設地の選定	3-1

3.2.3	実施設計	3-2
3.2.4	施工記録	3-2
3.2.5	結言	3-3
3.3	実験住宅の建設（設備）	3-39
3.3.1	緒言	3-39
3.3.2	熱負荷	3-39
3.3.3	熱源機器の製作	3-39
3.3.4	設備システム	3-49
3.3.5	施工	3-50
3.3.6	結言	3-52
3.4	考察および今後の問題点	3-91

Ⅲ 今後の研究開発計画

1	概要	Ⅲ-1
2	システムの解析	Ⅲ-1
2.1	実験結果の解析検討	Ⅲ-1
2.2	経済性の検討	Ⅲ-1
2.3	実用化のための技術的問題点の検討	Ⅲ-1
3	機器材料の研究	Ⅲ-1
3.1	コレクタの研究	Ⅲ-1
3.2	蓄熱機器の研究	Ⅲ-1
3.3	ランキンサイクルエンジン駆動冷凍機の研究	Ⅲ-1
4	実験住宅の建設，運転，計測	Ⅲ-2
4.1	実験住宅の設備	Ⅲ-2
4.2	実験住宅用計測制御装置と実験	Ⅲ-2
4.3	潜熱式実機蓄熱槽	Ⅲ-2

I 概 要

1. 研究概要

1.1 システムの解析

1.1.1 評価方法の研究

建設される第一次実験住宅および太陽冷暖房給湯システムの評価を行なうための評価項目を決定した。それを算出するための測定機器の仕様、数量、取付位置などの決定を行ない、測定データをミニコンで一括収集、工学値変換、異常検知、印字、テープパンチ出力、CRT出力を行なう計測、制御用オンラインプログラムを開発した。

1.1.2 建物システムの研究

第一次実験住宅プランについて、いくつかの構造材料をかえて、その熱特性を検討した。熱特性は主として断熱材の厚さ及び熱伝導率による断熱効果、蓄熱容量による蓄熱効果が関係するもので、壁体内部の断熱材の厚さ、蓄熱容量を変えたもの7種類の負荷計算を行なった。実験住宅に実施したものによる熱負荷は、夏冷房負荷14,310kcal/day冬暖房負荷36,940kcal/dayである。受放熱戸の熱効果は室内への放熱効果及び断熱雨戸による断熱効果があり、その和がエネルギーセービング量となるが、受放熱雨戸のある部屋では、夜間ほとんどの負荷をこれでまかなうことができる。

集熱器を屋根に取付ける場合、簡便性、経済性、外観性、コレクタ取付け強度上から検討した。太陽熱利用受放熱戸ユニットの実施設計、製作を行ない、熱特性の試験を行った。

単位時間の放熱量を減らし、放熱時間を長くさせるには表面熱抵抗を増加させ、内容積を大きくすることが分った。

1.1.3 設備システムの研究

第一次実験住宅に装備する個人住宅用冷暖房給湯設備として、ランキンサイクル冷凍機を用いたシステムと共に、一般的モデルを選定して各種構成機器の概略の価格分析、熱量分析および性能分析を行ないコストパフォーマンスを分析した。

また太陽冷暖房給湯の実用化を図るためにシステムの性能、価格の目標値を設定し、現状との差異をなくすための方策を検討した。

1.2 機器材料の研究開発

1.2.1 コレクタの研究

高温レベル(90℃~110℃)で高効率のコレクタを製作するために、前年度試作した円筒形真空コレクタの性能評価試験を行った。流量あるいは熱媒体を変えた試験結果の値のバラツキは

それほど大きくなく、平均的な集熱効率 ζ_c は次の実験式を得た。 $\zeta_c = 0.76 - 2.6 (t_w - t_a) / I$
ここに t_w : コレクタ平均水温 ($^{\circ}\text{C}$) , t_a : 外気温 ($^{\circ}\text{C}$)

I : コレクタ面全天日射量 ($\text{kcal} / \text{m}^2 \text{h}$)

この ζ_c の式を用い夏期ランキンサイクル運動時と冬期暖房給湯運転時の ζ_c を計算により求めると、

夏期 $\zeta_c = 0.48$ ($t_w = 95^{\circ}\text{C}$, $t_a = 30^{\circ}\text{C}$, $I = 600 \text{kcal} / \text{m}^2 \text{h}$)

冬期 $\zeta_c = 0.52$ ($t_w = 60^{\circ}\text{C}$, $t_a = 5^{\circ}\text{C}$, $I = 600 \text{kcal} / \text{m}^2 \text{h}$)

となる。以上の試験結果と最適構造の検討の結果をもとに新たな真空コレクタを試作した。

前年度試作品と比べて、選択吸収膜、反射鏡の加工方法の改善による性能向上と封着タイプにした点が相違している。真空コレクタ1本は外径70mm、長さ1,200mmである。真空コレクタ11本を1組としてユニット化したものの重量は約38kg、外形寸法1,370長×914幅×120mm高である。

1.2.2 熱伝達蓄熱系機器の研究

蓄熱効率の高い蓄熱槽の最適構造の研究を行う目的で、アンモニウムミョウバンを使用した潜熱方式の中形蓄熱槽（蓄熱容量 $1 \times 10^4 \text{kcal}$, 熱出力 $8 \times 10^3 \text{kcal} / \text{h}$ ）を試作した。蓄熱特性は88%で要請値 10^4kcal を満足させるためには、相変化領域において蓄熱材-熱媒体管内中心温度を 1.83°C にあげる必要がある。

これには入力水温を約 0.4°C 上昇させるか、ポンプ能力を大きくして流量を増やすことが考えられる。放熱特性は約75%の値となったが出力側の熱媒体（フロンR-114）の4本の流路のうち1本の流量が小かったことが原因と考えられる。過冷却防止機構については、槽上面における融液の動きを盛んにするよう結晶核生成板の構造を再検討する必要があることがわかった。

1.2.3 ランキンサイクルエンジン駆動冷凍機器の研究

前年度に開発したプロトタイプのエキスパンダを使って、エキスパンダのベーンの飛び出しタイミングの遅れを改善する実験を行った結果、ベーンの一部を切り欠くことによって問題が解決できるだけでなく、ベーンの摩耗防止の点でも有効な方法であることが分った。油分離器における圧力損失を小さくすると共に、装置全体の小型化を図るために、油分離器、潤滑油加熱装置、油溜めをすべて内蔵した。性能的には3,000rpmで出力700wt , 全断熱効率67%と最終目標に近い性能を得ただけでなく、油分離器はエキスパンダ出口での冷媒の油含有率0.01重量%を実現した。冷媒用圧縮機はローリングピストン形を採用し、外部駆動可能な形に改善設計を

行い、目標冷凍能力3,000kcal／Hr以上の能力をもつ圧縮機を試作した。

1.3 実験住宅の建設

1.3.1 設計管理

実験住宅は実験と測定結果による評価を行うためにその期間中、理想的な条件で周囲に障害物のない土地であり、比較的交通の便利な建設地として神奈川県高座郡綾瀬町小園下原717、大成建設株式会社横浜支店綾瀬機材センター内を選定した。敷地面積約330㎡、この建設地は都市計画法第8条の工業専用地域に指定されているので、住宅用として実験用供試体として確認申請を行った。

1.3.2 実験住宅の建設

前年度の基本設計に基づき、上記建設地が確定した段階で方位、敷地の形状、電力供給の状況、既設給排水設備の状況、荷重条件その他を検討して、若干の変更を加えた実施設計図書を作成して実験住宅を建設した。実験住宅用設備も前年度の基本設計に基づきランキンサイクルエンジン駆動冷凍機を用いた太陽冷暖房給湯システムのうち、冷暖房システムの実実施設計を行ない、施行及び試運転調整を行った。

2. 研究実施責任者名

全般項目 三菱電機(株)研究本部プロジェクト開発部次長

武藤 正

大成建設(株)技術本部技術研究所建築担当部長

山田 武

1. システムの解析

評価方法の研究 三菱電機(株)商品研究所リビングサイエンス1G主任研究員

笠置 紘

大成建設(株)技術本部技術研究所実験室係長

松尾 文平

建物システムの研究 大成建設(株)建築本部設計部設計課長

川元 昭吾

設備システムの研究 三菱電機(株)商品研究所リビングサイエンス1G主任研究員

笠置 紘

2. 機器材料の開発

コレクタの研究 三菱電機(株)商品研究所リビングサイエンス2G主任研究員

小林 恵治

熱伝蓄熱系機器の研究 三菱電機(株)中央研究所無機電子材料G主任研究員

甲斐潤二郎

ランキンサイクルエンジン駆動 “ “ 熱流体G研究員

冷凍機器の研究 杉原 正浩

3. 実験住宅の建設

設計管理 大成建設(株)建築本部設計部設計課長

川元 昭吾

第一次実験住宅の建設 “ “ “

川元 昭吾

三菱電機(株)冷熱事業部冷熱装置部課長

尾楠 政春

II 研 究 内 容

1. システム解析

1.1 概 要

システム解析として、50年度は、i) 総合エネルギーシステムの研究
ii) 建築システムの研究 iii) 設備システムの研究を行つたが、51年度は、ソーラハウスの建設・実験計測を行うことを考慮して、次の項目について研究を行つた。(計測は昭和52年夏から開始の予定)

- i) ソーラハウス、及びその設備システムの性能・経済性を把握する
評価指標の研究、及びそのための計測・制御用オンラインプログラムの開発(評価方法の研究)
- ii) 実験住宅の断熱材の影響や蓄熱容量による熱負荷特性の把握、及びコレクタやプラグインシステムの取付方法の研究、更にプラグインシステムの封入蓄熱材の熱特性把握(建築システムの研究)
- iii) 実験住宅に装備するランキンサイクル冷凍機システムの長期的展望にたつた上での経済性の検討やシステムの目標解析、更に目標実現のための具体的対策、手法の研究(設備システムの研究)

評価方法の研究では、ランキンサイクルシステムの評価法の提案を行うと共に、52年夏からの実験計測に備えたあらゆる準備、例えば各種センサのスペックや取付位置・方法などの検討も行つている。

1. 2 評価方法の研究

1. 2. 1 緒言

ソーラハウスは現在まで、米国をはじめとして世界各地で建設されてきている。

しかし、それらのソーラハウス、および装備している冷暖房・給湯設備について、機器性能や経済性などを示す評価の方法については、未だ十分討議されたとは言えないし、統一された方法も見い出されてはいないようである。

米国においてはNBS (*National Bureau of Standard*)がその点に関する論文を提出してきているが、日本では評価指標やその算出方法などが各社まちまちであり、国内的に統一した基準が必要となつてきている。

現在、国家プロジェクト・サンシャイン計画参画各社がソーラハウスを3棟建設中であるが、これらのグループ間にも評価方法の点に関して討議がなされている。近い将来、適切な評価方法が確立されるものと思われる。

本節では、当グループが現在まで進めてきた種々の評価指標の提案とその具体的な算出方法について述べるが、今後上記分科会の決定によつては変更もありうる。これはあくまで、実測によつてある一定期間内での機器性能やシステム性能を把握しようとするものである。

又、データ処理・制御方法として、各種センサのスペック・取付位置・数量などの検討を行つた。これと共に、一括データ収集・処理・異常検知などを瞬時に行う計測・制御システムのスペックの検討、および計測・制御用オンラインプログラムの開発などを行つた。

1. 2. 2 評価指標の研究

(1) 概要

昭和 52 年度から始まる第一次実験住宅での実験のため、「評価方法の研究」では、評価項目の決定およびそのための実験方法・測定方法・データ処理方法などについての研究を行い、また実験システムを動かすための制御方法の研究を行うことを目的とした。

太陽熱システムの評価項目として、国内外ソーラハウスや、その太陽冷暖房・給湯設備の機器性能、システム性能を把握するための指標の検討を行い、最終的にソーラハウスおよび冷暖房・給湯設備を評価するための指標は次のものとした。

- i 集熱効率
- ii 総合集熱効率
- iii システム効率
- iv 有効利用率
- v 太陽熱依存率
- vi システム成績係数
- vii 全システム成績係数
- viii 経済性評価指数 (FOM)

(2) 各種計測要素

当グループの第一次実験住宅に装備しているランキンサイクル冷凍機システムにおける冷房時・暖房時の熱の流れを図 1.1 に示す。またこの図中に示した各種計測要素及び一次評価指標の一覧表を表 1.1 に示す。

次に機器の性能評価を行うための一次評価指標、システム評価を行う二次評価指標を算出するための計測要素を掲げ、それらの計算法を示す。

a. 気象要素

(i) コレクタ面全日射量 (I_T)

日出から日没までのコレクタ面での全日射量の積分値である。

I_T は次のように計算される。

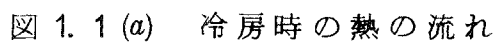


表 1. 1 熱 量 ・ 効 率 記 号 一 覧 表

No.	記 号	項 目	No.	記 号	項 目
1	I_T	コレクタ面全日射量 (Kcal)	22	q_{Ax2}	給湯用補助ヒータ入力 (Kcal)
2	I_c	同 (") <集熱時間中>	23	q_H	ランキン用補助電動機入力 (")
3	T_0	外 気 温 度 (℃)	24	q_F	ランキンポンプ入力 (")
4	q_1	集 熱 量 (Kcal)	25	q_P	コレクタポンプ入力 (")
5	q_2	高温蓄熱槽熱入力量 (")	26	q_v	その他のポンプ及び制御器 (")
6	q_3	同 熱出力量 (") <冷房用>	27	l_1	熱損失 (コレクタ) (")
7	q_4	ランキン側凝縮熱量 (")	28	l_2	" (コレクタ配管) (")
8	q_5	冷凍側凝縮熱量 (")	29	l_3	" (高温蓄熱槽) (")
9	q_6	クーリングタワー排熱量 (")	30	l_4	" (冷水配管) (")
10	q_7	熱源機冷凍出力 (") <冷房時>	31	l_5	" (低温蓄熱槽) (")
11	q_8	低温蓄熱槽熱入力量 (") <冷房時>	32	l_6	" (負荷側配管) (")
12	q_9	同 熱出力量 (") <冷房時>	33	l_8	" (温水配管) (")
13	q_{10}	高温蓄熱槽熱出力量 (") <給湯用>	34	η_o	総 合 集 熱 効 率
14	q_{11}	同 熱出力量 (") <暖房用>	35	η_c	集 熱 効 率
15	q_{12}	低温蓄熱槽熱入力量 (") <暖房用>	36	η_{cs}	コレクタ循環系集熱効率
16	q_c	冷 房 負 荷 (")	37	η_{ST1}	高 温 蓄 熱 槽 効 率
17	q_H	暖 房 負 荷 (")	38	η_{ST2}	低 温 蓄 熱 槽 効 率
18	q_w	給 湯 負 荷 (")	39	η_{STW}	貯 湯 槽 効 率
19	q_{ST1}	高温蓄熱槽蓄熱量 (")	40	COP	熱 源 機 成 績 係 数
20	q_{ST2}	低温蓄熱槽蓄熱量 (")	41	η_{l1}	熱伝達効率 (コレクタ配管)
21	q_{Ax1}	暖房用補助ヒータ入力 (")	42	η_{l2}	" (熱源機 - ST_2 間)
			43	η_{l3}	" (ST_2 - 室内空調器間)
			44	η_{l4}	" (ST_1 - ST_2 間)

$$I_T = A_c \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} q_s d\tau \quad (1.2.2-1)$$

但し, I_T : コレクタ面全日射量 (Kcal)

A_c : コレクタ面積 (m^2)

q_s : コレクタ面全日射量瞬時値 (Kcal/h)

τ_1 : 日照開始時刻

τ_2 : 日照終了時刻

τ : 時間

これは, コレクタの傾斜角 (南向, 17° 傾斜) と同じ面にすえつけられた日射計により測定する。

(ロ) 集熱時間中のコレクタ面全日射量 (I_c)

コレクタと蓄熱槽をシステムとして考えた場合, コレクタの集熱面積と蓄熱槽容量のバラツキが問題となり, 日射があつても必ずしも集熱するかどうか分からない。そこでコレクタ単体の性能を把握するために, 集熱時間中のコレクタ面全日射量を測定しておく。

日射計は(イ)の場合と同様にすえつけられ, 集熱時間か否かは集熱ポンプの ON/OFF によつて決める。

I_c は次のように計算し, ポンプ ON 時間中のコレクタ面全日射量の積分値である。

$$I_c = A_c \cdot \int_{\tau_{ON}}^{\tau_{OFF}} q_s d\tau \quad (1.2.2-2)$$

但し, I_c : 集熱時間中のコレクタ面全日射量 (Kcal)

τ_{ON} : 集熱開始時刻

τ_{OFF} : 集熱終了時刻

(ハ) 平均外気温度 (T_o)

百葉箱の中に納められた乾球温度計によつて連続的に測定されるが, 特定の時間間隔でスキャンし, その時点での温度を代表値とする。

b. 集熱要素

コレクタ単体集熱量 (q_1)

コレクタの入口から出口までの集熱量であり、配管ロスを含んでいない。

q_1 は次のように計算される。

$$q_1 = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_{B1} \cdot \gamma_B \cdot C_{PB} \cdot \Delta T_1 \, d\tau \quad (1.2.2-3)$$

但し、 q_1 : コレクタ単体集熱量 (Kcal)

V_{B1} : ブライン流量 (m^3/h)

γ_B : 同比重量 (Kg/m^3)

C_{PB} : 同比熱 ($Kcal/Kg \cdot deg$)

ΔT_1 : コレクタの出入口温度差 (deg)

c. 高温蓄熱要素

(イ) 高温蓄熱槽熱入力量 (q_2)

コレクタで集熱された太陽エネルギーは、途中の配管で熱を損失し、実際に蓄熱槽へ入る熱量 (q_2) は次のように計算される。

$$q_2 = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_{B2} \cdot \gamma_B \cdot C_{PB} \cdot \Delta T_2 \, d\tau \quad (1.2.2-4)$$

但し、 q_2 : 高温蓄熱槽熱入力量 (Kcal)

V_{B2} : ブライン流量 (m^3/h) ($V_{B2} = V_{B1}$)

ΔT_2 : 高温蓄熱槽のコレクタ配管の出入口温度差 (deg)

(ロ) 高温蓄熱槽熱出力量 (q_3, q_{11}, q_{10})

蓄熱槽に一次的に蓄えられた熱をランキンサイクル冷凍機・空気調和器・貯湯槽へ直接送るために、高温蓄熱槽から出ていく熱量であり次のように計算される。

i 冷房用 (q_3)

$$q_3 = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_{F1} \cdot \gamma_{F1} \cdot \Delta t_1 \, d\tau \quad (1.2.2-5)$$

但し, q_3 : エキスパンダ熱入力量 (Kcal)

V_{F1} : R-114 流量 (m^3/h)

γ_{F1} : R-114 比重量 (Kg/m^3)

Δi_1 : エキスパンダ出入口のエンタルピ差 (Kcal/Kg)

(温度・圧力より計算して求める。)

ii 暖房用 (q_{11})

$$q_{11} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_{W11} \cdot \gamma_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_{11} d\tau \quad (1.2.2-6)$$

但し, q_{11} : 暖房用熱出力量 (Kcal)

V_{W11} : 暖房配管の水の流量 (m^3/h)

γ_w : 同 水の比重量 (Kg/m^3)

C_{pw} : 同 水の比熱 (Kcal/Kg·deg)

ΔT_{11} : 暖房配管の高温蓄熱槽出入口温度差 (deg)

iii 給湯用 (q_{10})

$$q_{10} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_{W10} \cdot \gamma_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_{10} d\tau \quad (1.2.2-7)$$

但し, q_{10} : 給湯用熱出力量 (Kcal)

V_{W10} : 循環水流量 (m^3/h)

γ_w : 同 比重量 (Kg/m^3)

ΔT_{10} : 貯湯槽加熱配管の高温蓄熱槽出入口温度差 (deg)

(c) 高温蓄熱槽の蓄熱量 (q_{ST1})

高温蓄熱槽の最低利用温度レベルをどう考えるかによつて異つてくる。即ち各季節ごとに違うのはもちろんのこと、同季節においても、ランキンサイクル冷凍機の最低利用温度レベルと給湯用のそれとは数十度差がある。(給湯用の方が低くてよい)

最低利用温度レベルは低い方の温度とすることにするが、たとえ蓄熱量があつてもランキンサイクル冷凍機を駆動することはできないので、温度レベルに注意する必要がある。

以上より q_{ST1} は次のように計算される。

$$q_{ST1} = V_{ST1} \cdot \gamma_B \cdot C_{PB} \left(\frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 T_{ST1i} - T_{L1} \right) \quad (1.2.2-8)$$

但し, q_{ST1} : 高温蓄熱槽の蓄熱量 (Kcal)

V_{ST1} : 同 容量 (m^3)

T_{ST1i} : 同 内部温度 ($^{\circ}C$) 5点 ($i=1\sim5$)

T_{L1} : 同 の最低利用温度 ($^{\circ}C$)

d. 熱源機要素

(1) ランキンサイクル冷凍機熱入力量 (q_3)

c.(ロ).i で前述した冷房用の高温蓄熱槽熱出力量と同意とする。

(ロ) ランキンサイクル冷凍機熱出力量 (q_7)

エキスパンダや電動機により圧縮機を駆動した結果, 冷凍サイクルでどれだけの冷水を冷却できるかを示す。

q_7 は次のように計算される。

$$q_7 = \int_{T_1}^{T_2} V_{W7} \cdot \gamma_W \cdot C_{PW} \cdot \Delta T_7 \, dT \quad (1.2.2-9)$$

但し, q_7 : ランキンサイクル冷凍機熱出力量 (Kcal)

V_{W7} : 冷水流量 (m^3/h)

ΔT_7 : 冷水出入口温度差 (deg)

(ハ) ランキンサイクル冷凍機凝縮熱量 (q_4, q_5)

凝縮器はランキンサイクル側と冷凍サイクル側 2ヶ所にあり, 一台のクーリングタワーからの冷却水を分流させて冷却する。

q_4, q_5 は各々次のように計算される。

i ランキンサイクル側 (q_4)

$$q_4 = \int_{T_1}^{T_2} V_{W4} \cdot \gamma_W \cdot C_{PW} \cdot \Delta T_4 \, dT \quad (1.2.2-10)$$

但し, q_4 : ランキンサイクル凝縮熱量 (Kcal)

V_{W4} : 同 凝縮器冷却水量 (m^3/h)

ΔT_4 : 同 凝縮器冷却水出入口温度差 (deg)

ii 冷凍サイクル側 (q_5)

$$q_5 = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_{w5} \cdot r_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_5 \, d\tau \quad (1.2.2-11)$$

但し, q_5 : 冷凍サイクル凝縮熱量 (Kcal)

V_{w5} : 同 凝縮器冷却水量 (m^3/h)

ΔT_5 : 同 凝縮器冷却水出入口温度差 (deg)

(=) クーリングタワーの排熱量 (q_6)

前述の2凝縮器の凝縮熱量の和 ($q_4 + q_5$) とほぼ一致するはずであるが, 実験では直接クーリングタワーの排熱量 (q_6) を測定している。

q_6 は次のように計算される。

$$q_6 = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_{w6} \cdot r_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_6 \, d\tau \quad (1.2.2-12)$$

但し, q_6 : クーリングタワーの排熱量 (Kcal)

V_{w6} : 同 冷却水量 (m^3/h)

ΔT_6 : 同 の出入口温度差 (deg)

e. 低温蓄熱要素

(i) 低温蓄熱槽熱入力量 (q_8, q_{12})

低温蓄熱槽から出た水が熱源で加熱又は冷却された後, 最終的に低温蓄熱槽に戻ったとき, 低温蓄熱槽にどれだけの熱量が移動したかを示す。

q_8 は次のように計算される。 (q_{12} についても同様)

$$q_8 = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_{w8} \cdot r_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_8 \, d\tau \quad (1.2.2-13)$$

但し, q_8 : 低温蓄熱槽熱入力量 (Kcal)

V_{w8} : 熱源側冷温水流量 (m^3/h)

ΔT_8 : 冷温水配管の熱源側低温蓄熱槽出入口温度差 (deg)

(ii) 低温蓄熱槽熱出力量 (q_9)

低温蓄熱槽から出た水が各室の空気調和器で冷却又は加熱された後,

最終的に低温蓄熱槽に戻ったとき，低温蓄熱槽からどれだけの熱量が移動したかを示す。

q_g は次のように計算される。

$$q_g = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_{wg} \cdot r_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_g \, d\tau \quad (1.2.2-14)$$

但し， q_g : 低温蓄熱量熱出力量 (Kcal)

V_{wg} : 負荷側冷温水流量 (m^3/h)

ΔT_g : 同 の低温蓄熱槽出入口温度差 (deg)

(c) 低温蓄熱量 (q_{ST2})

各季節ごとに最低利用温度レベルを設定する。

以上より q_{ST2} は次式で計算する。

$$q_{ST2} = V_{ST2} \cdot r_w \cdot C_{pw} \cdot \left(\frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 T_{ST2i} - T_{L2} \right) \quad (1.2.2-15)$$

但し， q_{ST2} : 低温蓄熱槽蓄熱量 (Kcal)

V_{ST2} : 同 容量 (m^3) 5.5 m^3

T_{ST2i} : 同 内部温度 ($^{\circ}C$) 5 点 ($i=1\sim5$)

T_{L2} : 同 の最低利用温度 ($^{\circ}C$)

f. 負荷要素

(1) 各室冷房負荷 (q_c)

1 階 L.DK, 2 階和室, 子供室 1.2 の各 5 室の空調負荷量 q_c は次のように計算される。

$$q_{ci} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_{wLi} \cdot r_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_{Li} \, d\tau \quad (1.2.2-16)$$

但し， q_{ci} : 各室冷房負荷 (Kcal)

V_{wLi} : 各室ファンコイルへの冷水流量 (m^3/h)

ΔT_{Li} : 同 冷水出入口温度差 (deg)

(2) 各室暖房負荷 (q_H)

(1) と同様にして次のように計算される。

$$q_{Hi} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_{WLi} \cdot r_W \cdot c_{pw} \cdot \Delta T_{Li} d\tau \quad (1.2.2-17)$$

但し, q_{Hi} : 各室暖房負荷 (Kcal)

V_{WLi} : 各室ファンコイルへの温水流量 (m^3/h)

ΔT_{Li} : 同 の温水出入口水温 (deg)

(ロ) 給湯負荷 (q_w)

市水温度を基準としての給湯負荷で, q_w は次のように計算される。

$$q_w = \int_{\tau_1}^{\tau_2} V_w \cdot r_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T_w d\tau \quad (1.2.2-18)$$

但し, q_w : 給湯負荷 (Kcal)

V_w : 給湯量 (m^3/h)

ΔT_w : 給湯温度と市水温度の差 (deg)

g. 補助熱源要素

(イ) 暖房用補助ヒータ入力 (q_{AX1})

電気入力として電力計で計測し, q_{AX1} は次のように計算される。

$$q_{AX1} = 860 \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} W_{AX1} d\tau \quad (1.2.2-19)$$

但し, q_{AX1} : 暖房用補助ヒータ入力熱量 (Kcal)

W_{AX1} : 同 電力 (KW)

(ロ) 給湯用補助ヒータ入力 (q_{AX2})

電気入力として電力計で計測し, q_{AX2} は次のように計算される。

$$q_{AX2} = 860 \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} W_{AX2} d\tau \quad (1.2.2-20)$$

但し, q_{AX2} : 給湯補助ヒータ入力熱量 (Kcal)

W_{AX2} : 同 電力 (KW)

(ハ) ランキンサイクル用補助電動機入力 (q_M)

電気入力として電力計で計測し, q_M は次のように計算される。

$$q_M = 860 \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} W_M d\tau \quad (1.2.2-21)$$

但し、 q_M ：補助電動機入力熱量 (Kcal)

W_M ：同 電力 (KW)

h. 搬送用動力要素

(イ) ランキンサイクル冷媒ポンプ入力 (q_F)

電気入力として電力計で計測し、 q_F は次のように計算される。

$$q_F = 860 \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} W_F d\tau \quad (1.2.2-22)$$

但し、 q_F ：ランキンサイクル冷媒ポンプ入力熱量 (Kcal)

W_F ：同 電力 (KW)

(ロ) コレクタポンプ入力 (q_P)

電気入力として電力計で計測し、 q_P は次のように計算される。

$$q_P = 860 \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} W_P d\tau \quad (1.2.2-23)$$

但し、 q_P ：コレクタポンプ入力熱量 (Kcal)

W_P ：同 電力 (KW)

(ハ) その他のポンプ及び制御器 (q_v)

給湯槽ポンプ・冷水ポンプ・冷却水ポンプ・熱源側ポンプ・負荷側ポンプおよび電磁弁などの制御器の電気入力の合計電力を計測し、 q_v は次のように計算される。

$$q_v = 860 \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} W_v d\tau \quad (1.2.2-24)$$

但し、 q_v ：その他のポンプ及び制御器入力熱量 (Kcal)

W_v ：同 電力 (KW)

以上のような熱量関係の各種計測要素の他に、主要各部温度、ランキンサイクル回転数、フロン冷媒系の蒸発・凝縮圧力などがある。

これらの中には監視用に使われるものもあるが、次に示すものは、加工しないデータがそのまま意味をもつものとして重要と思われる。

i. コレクタ出口水温 (T_{co})

- ii 高温蓄熱槽温度（代表値）（ T_{ST1} ）
- iii 冷水（又は温水）出口温度（ T_7 又は T_{11} ）
- iv 低温蓄熱槽温度（代表値）（ T_{ST2} ）
- v 貯湯槽温度（ T_{HW} ）
- vi 外気温度（ T_o ）
- vii 各部屋温度（ T_{Ri} ）など

(3) 一次評価指標

先に述べた各種計測要素を用いて更に各構成機器の性能評価指標を掲げ計算方法を示す。（図 1.2 参照）

a. 集熱要素

(i) 集熱効率（ η_c ）

集熱効率は刻々と変化しており，ここでは15分単位，1時間単位，一日単位で計算を行う。 η_c は次のように計算される。

$$\eta_c = q_1 / I_c \quad (1.2.2-25)$$

コレクタ単体の性能を評価する指標である q_1 , I_c については，前(2)項参照のこと。

(ii) 総合集熱効率（ η_o ）

コレクタ・高温蓄熱槽および高温蓄熱槽からの熱出力パターンに依存した集熱システムとしての効率を表す。

つまり，コレクタ面積と比べてバランスの良い高温蓄熱槽の容量を決めないと，日射があるにも拘らず集熱しなくなつたり，いつまでたつても所望の温度レベルまで温度が上昇しなかつたりすることがある。これらのバランスをも含めた集熱効率である。

η_o は次のように計算される。

$$\eta_o = q_1 / I_T \quad (1.2.2-26)$$

(iii) コレクタ循環系集熱効率（ η_{cs} ）

太陽エネルギーをコレクタで集熱する際，配管をも含めたコレクタ系

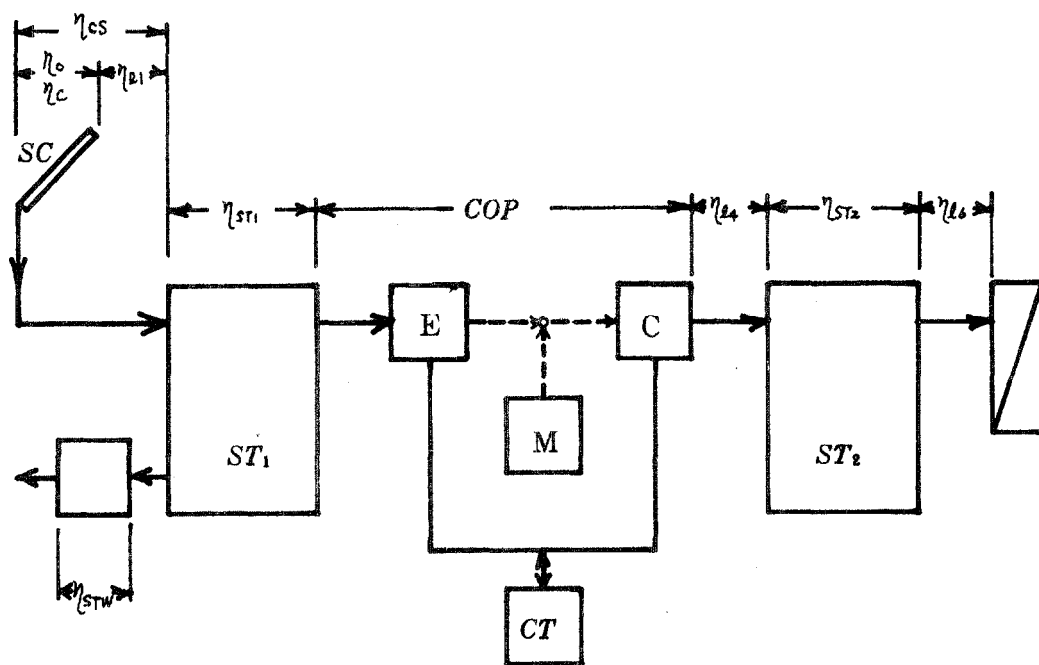


図 1. 2 (a) 一次評価指標ブロック図 (冷房時)

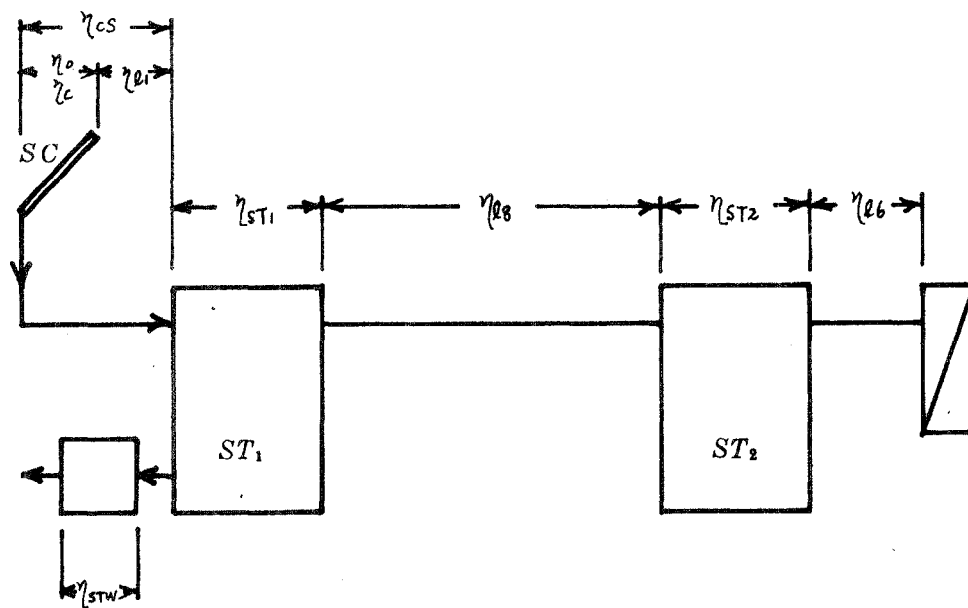


図 1. 2 (b) 一次評価指標ブロック図 (暖房時)

での集熱効率である。

これはコレクタ単体性能のみならず、配管の長さ・断熱などにより影響される。 η_{cs} は次のように計算される。

$$\eta_{cs} = q_2 / I_T \quad (1.2.2-27)$$

以上述べてきた中で、(i)(ii)(iii)に関してはパラメータを次のものとして表現する。

$$(T_c - T_o) / I_c \quad (\text{又は } I_T)$$

但し、 T_c : コレクタ出入口平均水温 (℃)

b. 蓄熱要素

(i) 高温蓄熱槽効率 (η_{ST1})

高温蓄熱槽の入力と出力の比で表されるものであり、槽からの熱損失も考慮されている。この指標は短時間では大巾に変化しているので1日以上、月単位で考えた方が良いと思われる。

η_{ST1} は次のように計算される。

i 冷房・給湯時

$$\eta_{ST1} = (q_3 + q_{10}) / (q_2 + q_{AX1}) \quad (1.2.2-28)$$

ii 暖房・給湯時

$$\eta_{ST1} = (q_{11} + q_{10}) / (q_2 + q_{AX1}) \quad (1.2.2-29)$$

(ii) 低温蓄熱槽効率 (η_{ST2})

(i)と同様にして求められる。 η_{ST2} は次のように計算される。

i 冷房・給湯時

$$\eta_{ST2} = q_9 / q_8 \quad (1.2.2-30)$$

ii 暖房・給湯時

$$\eta_{ST2} = q_9 / q_{12} \quad (1.2.2-31)$$

(iii) 貯湯槽効率 (η_{STW})

(i)と同様に求められる。 η_{STW} は次のように計算される。

$$\eta_{STW} = q_W / (q_{10} + q_{AX2}) \quad (1.2.2-32)$$

c. 熱源機成績係数 (COP)

熱源機の性能は、冷凍能力と熱源機への入力との比により表し、これを冷凍機の成績係数 (COP) という。COP は次のようにして計算される。

$$\text{COP} = q_7 / (q_3 + q_M) \quad (1.2.2-33)$$

d. 配管熱損失要素

(i) コレクタ配管熱伝達効率 (η_{11})

コレクタと高温蓄熱槽の間の距離・配管の断熱の仕方などにより影響される。コレクタ単体で集熱したものをどれくらい高温蓄熱槽へ蓄熱できたかを示すものであり、 η_{11} は次のように計算される。

$$\eta_{11} = q_2 / q_1 \quad (1.2.2-34)$$

(ii) 熱源機－低温蓄熱槽間配管熱伝達効率 (η_{14})

冷凍機と低温蓄熱槽の間に冷水を循環させ、低温蓄熱槽へ蓄冷を行う冷水配管の熱伝達効率を表す。 η_{14} は次のように計算される。

$$\eta_{14} = q_8 / q_7 \quad (1.2.2-35)$$

(iii) 低温蓄熱槽－室内空気調和器間熱伝達効率 (η_{16})

低温蓄熱槽から室内の空気調和器へ冷温水を供給する配管の熱伝達効率を表す。 η_{16} は次のように計算される。

i 冷房・給湯時

$$\eta_{16} = q_c / q_9 \quad (1.2.2-36)$$

ii 暖房・給湯時

$$\eta_{16} = q_H / q_9 \quad (1.2.2-37)$$

(iv) 高温蓄熱槽－低温蓄熱槽間配管熱伝達効率 (η_{18})

暖房時には冷凍機をバイパスし、高温蓄熱槽から直接低温蓄熱槽へ温水を供給する。その時の配管熱伝達効率 η_{18} は次のように計算する。

$$\eta_{18} = q_{12} / q_{11} \quad (1.2.2-38)$$

(4) 各種熱量要素 (システム関係)

ここではシステム全体を通しての計算されるべき熱量として、有効利用太陽エネルギー量 (S)、搬送エネルギー (q_p) について述べる。

a. 有効利用太陽エネルギー量 (S)

コレクタで集熱された太陽エネルギーが、最終的な負荷のうちどれだけ貢献したかを示す熱量である。

各季節別に計算法を示す。

(イ) 冷房・給湯時

冷房の負荷としては、熱源機への入熱量と考える。

次のように計算される。

$$S_c = (q_3 + q_w) - q_{AX2} \cdot \eta_{STW} \quad (1.2.2-39)$$

(ロ) 暖房・給湯時

暖房の負荷としては、室内の空調負荷を考える。

次のように計算される。

$$S_H = q_H - q_{AX1} \cdot q_{ST1} \cdot \eta_{L0} \cdot \eta_{ST2} \cdot \eta_{L6} \\ + q_w - q_{AX2} \cdot \eta_{STW} \quad (1.2.2-40)$$

(ハ) 給湯時

同様にして次のように計算される。

$$S_w = q_w - q_{AX2} \cdot \eta_{STW} \quad (1.2.2-41)$$

(5) 二次評価指標

ここでは、第一次実験住宅設備システムをトータルで評価するための評価指標として、次の5項目を掲げてこれについて述べる。

a. システム効率 (η_s)

コレクタ面の全日射量 (I_T) が、コレクタ・蓄熱槽などを通してどれだけ熱として負荷に利用されたかの割合を示す。

η_s は次のように計算される。

$$\eta_s = S / I_T \quad (1.2.2-42)$$

b. 有効利用率 (ν)

コレクタで集熱された太陽エネルギーが、どれだけ熱として負荷に利用されたかの割合を示す。 ν は次のように計算される。

$$\nu = S / q_1 \quad (1.2.2-43)$$

c. 太陽熱依存率 (σ)

負荷別のものと季節別のものについて述べる。

これは太陽エネルギーと補助エネルギーが合流する点での入力之比により求める。

(i) 負荷別太陽熱依存率

i 冷房負荷に対する太陽熱依存率 (σ_c)

一般的には、 σ は(1.2.2-44)式で求められる。本システムではランキンサイクルを電動機で補助するため、ブロック図(図1.3)に示す通り、太陽エネルギーと補助エネルギーが合流する点は機械的回転力となつてゐる。

このためエキスパンダの軸出力と電動機の軸出力之比により σ を求める。

$$\sigma = \frac{\text{有効利用太陽熱量 (S)}}{\text{熱負荷 (L)}} \quad (1.2.2-44)$$

よつて は次のように計算される。

$$\sigma_c = \frac{\text{エキスパンダ軸出力 (W_E)}}{\text{エキスパンダ軸出力 + 電動機軸出力 (W_M)}} \quad (1.2.2-45)$$

W_E , W_M はあらかじめ、パフォーマンスを解析しておくものとする。

ii 暖房負荷に対する太陽熱依存率 (σ_H)

太陽熱と補助ヒータの入力が合流するのは、一般的な考え方に従うと高温蓄熱槽内であるので、これへの入力之比から計算する。

$$\sigma_H = q_2 / (q_2 + q_{AX1}) \quad (1.2.2-46)$$

iii 給湯負荷に対する太陽熱依存率 (σ_w)

太陽熱と補助ヒータの入力が合流するのは貯湯槽であるので、こ

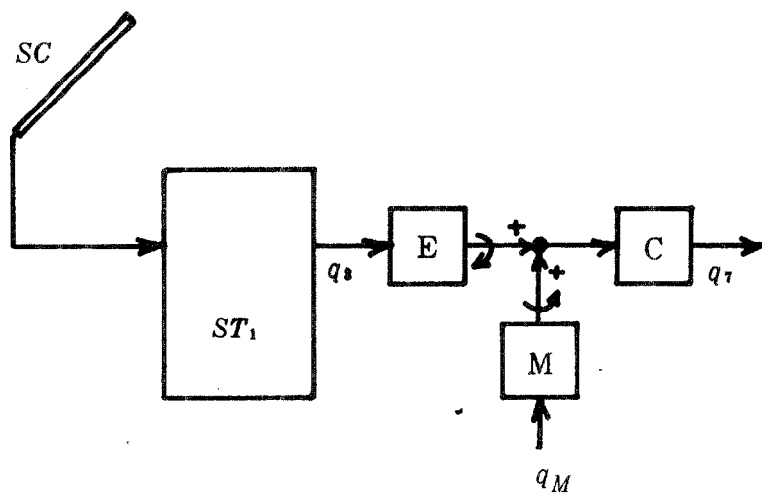


図 1.3 ブロック図 (ランキンサイクル冷凍機)

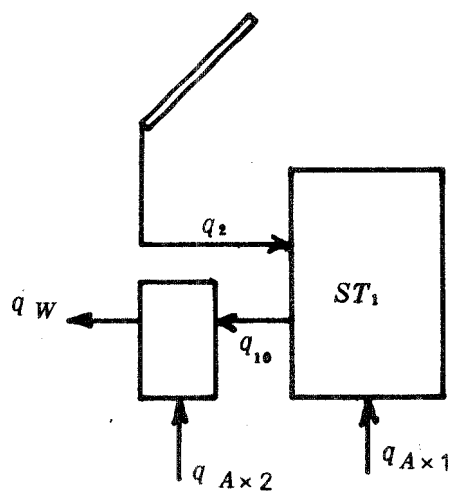


図 1.4 ブロック図 (給湯系)

れへの入力から計算する。

但し、暖房の場合は補助ヒータ q_{AX1} も入っているので、 q_{10} の太陽熱依存率を考慮する必要がある。

q_{10} の太陽熱依存率は σ_H (式 (1.2.2-46) 参照) と同じである。
(ブロック図 1.4 参照)

よつて σ_w は次のように計算される。

$$\sigma_w = \frac{q_{10} \cdot \sigma_H}{q_{10} + q_{AX2}} \quad (1.2.2-47)$$

冷房時は $\sigma_H = 1$ として求まる。

(ロ) 季節別太陽熱依存率

i 夏期、冷房・給湯時 (σ_{cw})

冷房負荷と給湯負荷の合計負荷の中の太陽エネルギー利用の割合を示すものであり、次のように計算される。

$$\sigma_{cw} = \frac{q_c \cdot \sigma_c + q_w \cdot \sigma_w}{q_c + q_w} \quad (1.2.2-48)$$

ii 冬期、暖房・給湯時 (σ_{hw})

i と同様にして計算される。

$$\sigma_{hw} = \frac{q_H \cdot \sigma_H + q_w \cdot \sigma_w}{q_H + q_w} \quad (1.2.2-49)$$

iii 中間期、給湯時 (σ'_w)

給湯の他には負荷はなく、補助熱源も q_{AX2} のみしかいない。つまり q_{10} は太陽熱依存率 100% の熱量である。

よつて式 (1.2.2-47) より、 $\sigma_H = 1$ を代入して σ'_w は次のようにして計算される。

$$\sigma'_w = \frac{q_{10}}{q_{10} + q_{AX2}} \quad (1.2.2-50)$$

iv 年間の太陽熱依存率 (σ_Y)

これは、冷暖房・給湯負荷とその太陽熱依存率から求まる。

σ_Y は次のように計算される。

$$\sigma_Y = \frac{q_c \cdot \sigma_c + q_H \cdot \sigma_H + q_w \cdot \sigma_w}{q_c + q_H + q_w} \quad (1.2.2-51)$$

d. システム成績係数 (SCOP)

実験住宅の冷暖房・給湯負荷と、それをまかなうのに必要な補助エネルギーとの比で表されるものである。SCOP は次のように計算される。

(イ) 冷房・給湯時 (SCOP_{cw})

$$SCOP_{cw} = (q_c + q_w) / (q_M + q_{AX2}) \quad (1.2.2-52)$$

(ロ) 暖房・給湯時 (SCOP_{hw})

$$SCOP_{hw} = (q_H + q_w) / (q_{AX1} + q_{AX2}) \quad (1.2.2-53)$$

(ハ) 給湯時 (SCOP_w)

$$SCOP_w = q_w / q_{AX2} \quad (1.2.2-54)$$

(ニ) 年間 (SCOP_Y)

$$SCOP_Y = (q_c + q_H + q_w) / (q_M + q_{AX1} + q_{AX2}) \quad (1.2.2-55)$$

e. 全システム成績係数 (TSCOP)

システム成績係数 (SCOP) とほぼ同様の意味をもつが、補助エネルギーの中に搬送エネルギーをも含めて考えたものである。

TSCOP は次のように計算される。

(イ) 冷房・給湯時 (TSCOP_{cw})

$$TSCOP_{cw} = (q_c + q_w) / (q_M + q_{AX1} + q_F + q_P + q_V) \quad (1.2.2-56)$$

(ロ) 暖房・給湯時 (TSCOP_{hw})

$$TSCOP_{hw} = (q_H + q_w) / (q_{AX1} + q_{AX2} + q_F + q_P + q_V) \quad (1.2.2-57)$$

(ハ) 給湯時 (TSCOP_w)

$$TSCOP_w = q_w / (q_{AX2} + q_F + q_P + q_V) \quad (1.2.2-58)$$

(ニ) 年間 (TSCOP_Y)

$$TSCOP_Y = (q_c + q_H + q_w) / (q_M + q_{AX1} + q_{AX2} + q_F + q_P + q_V) \quad (1.2.2-59)$$

1. 2. 3 計測データ処理・制御法の研究

(1) 概要

昭和52年夏期より，第一次実験住宅で実験計測するに当たり，少人数で効率よく計測・データ収集するため，またソフト的に制御法を変更するなどのフレキシビリティをもたせるために，今回はMELCOM 350-7システム（以前通産省大型プロジェクト，大深度石油掘削に使用していたもの）を工技院，製科研より借り受けた。

当該システムをそのままサンシャイン計画用に適用することはできないので，多少の改造・増設などを行うが，いずれにしても全て電気式センサを用い，コンピュータによる一括データ収集を実現した。

その結果，温度計測個所71点，流量計測個所8点，電力計測6点，圧力計測個所4点，回転数計測個所1点，合計90点をアナログ入力信号として，またポンプのON/OFF，冷凍機，ヒータのON/OFF状況など32点を接点入力信号として1分ごとに走査を行い，システムの動作状況を常時把握できるようにした。

これにより，故障や異常などに対して迅速な処置が行える。

また，接点出力信号として32点設けることにより，異常値検出・通報や各種制御法のソフトウェア的変更が可能となっている。

メモリ容量の関係から精密な計算が行えない点は，データを紙テープにパンチすることにより，オフラインで後に大型コンピュータを使つて解析することも行えるようにした。

CRTにはリクエストにより，日射量・高低温蓄熱槽水温・冷水温度などの時刻変化を表示できる。

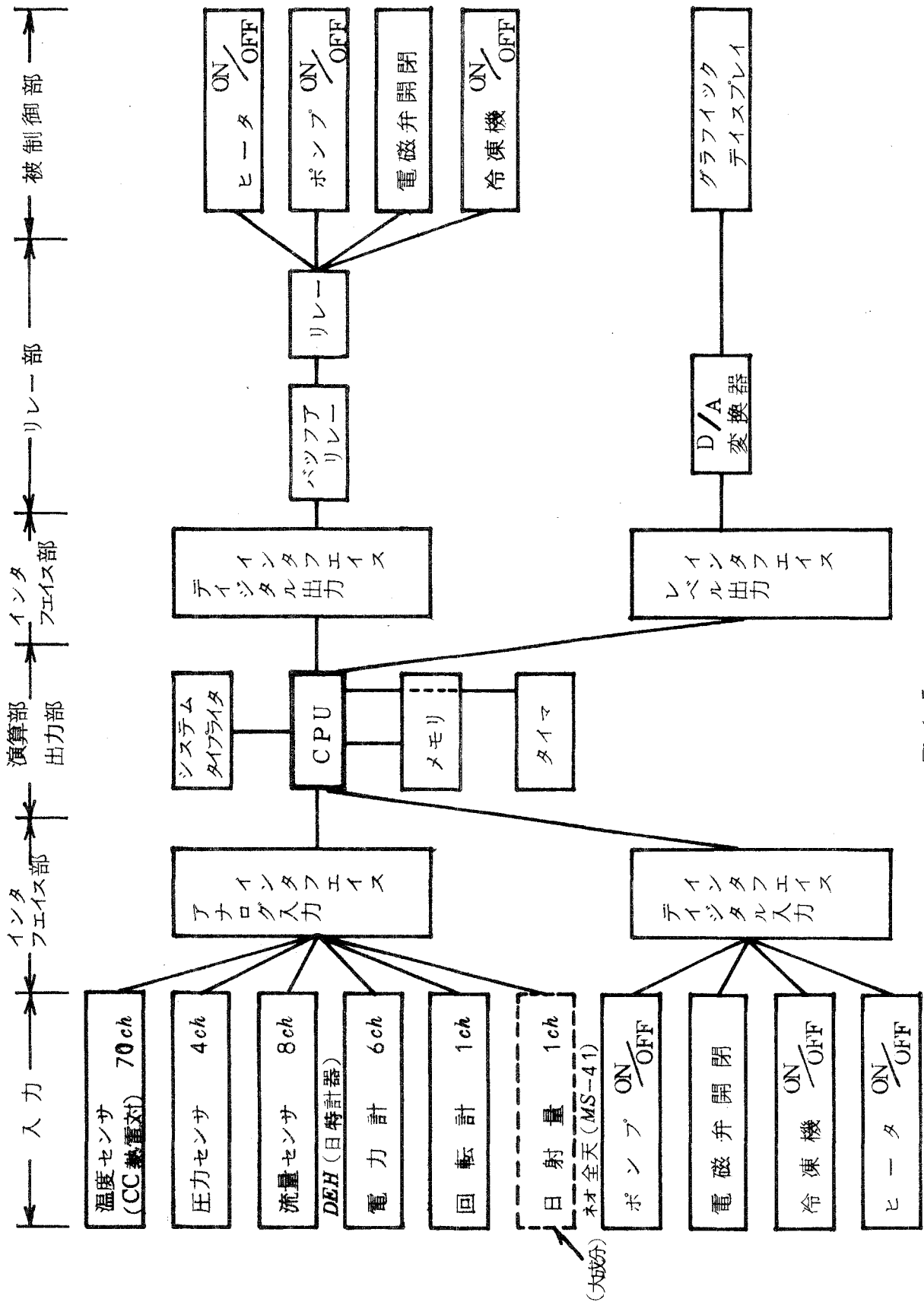


図 1.5 計測・制御処理フローチャート (三菱分)

(2) 計測・制御システム概要

a. ハードウェア

(1) 概要

ハードウェアの構成の概要図を図 1.5 に示す。

中央演算処理装置 (CPU) には、三菱電機製のミニコンピュータ M-70 であり、主メモリは 16KW のコアメモリである。

アナログ計測用のセンサ類は、おおむね 0-10mV 直流電圧出力のものを採用し、この出力をプロセス入出力インタフェースでデジタル信号に変換し、CPU にとり入れる。

工学値への変換は、熱電対起電力の冷接点補償も含めて CPU で行い、異常監視のための上下限チェックを行う。

デジタル入力信号は、ポンプの ON/OFF 状況、ランキンサイクル冷凍機の ON/OFF 状況 (クラッチ ON/OFF も含めて 3 モード)、補助ヒータの ON/OFF 状況、各室ファンコイルの ON/OFF 状況などをリレーを介して無電圧接点として取り出され、デジタル入出力インタフェースを通して CPU に取り入れられる。

これは自動運転モード (CPU では制御せず、機器単体のマイナ制御で運転される) の際の運転状況の監視の他、コンピュータ制御モードのとき、各機器を ON/OFF させる信号を出した結果、異常なく機器が ON/OFF したかどうかのチェックを行うためのものである。

コンピュータ制御モードの際、CPU から出されるデジタル出力信号はラッチング方式による信号であり、この信号がデジタル出力インタフェースを通してパツファリレーを駆動し、更にこれにより、高電圧用 (200V AC) のリレーを駆動して、各機器 (ポンプ・ヒータ・冷凍機・電磁弁) を ON/OFF する。

CRT (Cathod Ray Tube) はグラフ表示のみ可能なものであり CPU からの出力を、レベル出力インタフェース機構、D/A 変換器を通してディスプレイに表示する。

(ロ) 主要機器

昭和52年度，第一次実験住宅での運転・計測実験に使用する計測システム関係の主要機器を一覧表にした。

表1.2はセンサ関係，表1.3はシステム関係のものを示した。

6. ソフトウェア概要

オンライン用には，アセンブラ言語を用いたプログラムを数個つくる（タスクと呼ばれる）。これらはリアルタイム・モニタと呼ばれる管理プログラム（ペーシックソフトに属する）により起動される。

温度・流量・圧力・電力・回転数などのアナログ入力192点およびデジタル入力32点を1分ごとにスキャンして，A/D変換工学値変換を行つたあと，上下限値のデータチェックを行い，異常がないかを確認する。

異常値に対しては，異常信号を発しているセンサの番号を印字すると共に，アラームを発して実験者に通報する。

15分ごとには，設備システムに関するデータの印字出力を行うと共に，全データの紙テープ出力を行う。なお計測用オンラインプログラムについては次の(3)項で詳しく述べる。

オフラインでは，前述の紙テープから大容量の磁気テープにデータ転送し，大型計算機を用いてFORTRAN言語などにより処理する。

先に述べた評価指標の算出は主としてオフライン処理にて行うこととし，今後新しい評価指標が選定された場合でも，容易に変更が可能となつている。

(3) 計測・制御用オンラインプログラム

a. 概要

計測プログラムは，MELCOM 350-7 制御用計算機を使用して実行する。プログラムは，350-7のモニタ下に16個のタスクで構成され当面は9個のタスクによつて処理を行う。16個のタスクのうち，インプットタスク・アウトプットタスクは，それぞれクロツクルーチンによ

表 1.2 (a) 計測システム主要機器一覧表 (センサ関係)

S 52.4.4 現在

品番	項目	機器名	用途	仕様	台数	計
1	温度	CC 熱電対 R T D	温度全般 室温計測	-20~120℃ 冷接点補償	70 1	71
2	流量	電磁流量計	コレクタ 冷水 負荷側 貯湯槽循環 冷却水(No1) 給水 冷却水(No2) R-114	6~60 l/MIN 高温型 2~20 l/MIN 高温型 7~70 l/MIN 標準型 2~20 l/MIN 標準型 0.6~6 l/MIN フロソ用	1 2 1 1 3	8
3	圧力	圧力伝送器	高压用 センサ/サイクル 冷凍 " 低压用 センサ/サイクル 冷凍 "	0~30 Kg/cm^{abs} 0~15 Kg/cm^{abs}	2 2	4

表 1.2 (b) 計測システム主要機器一覧表 (センサ関係)

品番	項 目	機 器 名	用 途	仕 様	台 数	計
4	電 力	電 力 計 (積 算)	貯湯槽ヒータ 蓄熱槽ヒータ ランキン補助モータ 同 冷媒ポンプ コレクタポンプ 〔負荷側ポンプ〕 熱源側ポンプ 〔冷却水ポンプ〕 貯湯槽ポンプ 〔そ の 他〕	0~3 KW 0~12 KW 0~750 W 0~750 W 0~150 W 〔 0~150 W 0~150 W 0~150 W 0~30 W 0~100 W 〕 0.58 KW	1 1 1 1 1 1	6
5	回 転 数	回 転 計 (含 変換器)	エキスパンダ	0~5000 rpm	1	1
合計						90

表 1.3 計測システム主要機器一覧表（システム関係）

品番	項 目	機 器 名	用 途	仕 様	台 数	計
1	中央処理装置 (C3701)	M-70	データ収集 演算	演算レジスタ数 4 演算速度 加減算 $0.8\mu\text{sec}$ 乗除算 $5.6\sim 6.7\mu\text{sec}$ 割込制御 外部 16レベル	1	1
2	主記憶装置	コアメモリ	同 上	容 量 $16\text{KW}(4\text{KW}\times 4)$ サイクルタイム $0.8\mu\text{sec}$	4	4
3	システムタイブ ライタ(M-271)		マンマシン インタフェイス	テ ー プ パ ン チ 20字/sec 印 字 20字/sec	1	1
4	アナログ入力 インタフェイス		A/D 変換	点 数 192点(16点 $\times$ 12) 入力レンジ 0 $\sim$ 5V	12	12
5	デジタル入力 インタフェイス			点 数 32点(1ユニット) 信号種類 無電圧接点	1	1
6	デジタル出力 インタフェイス			点 数 32点(16点 $\times$ 2) 接点出力 自己保持型	2	2
7	レベル出力 インタフェイス			点 数 64点(32点 $\times$ 2)	2	2

り， 1 分周期， 1 5 分周期で起動され実行する。出力は紙テープと印字用紙へ行う。

b. プログラム動作関係

実行プログラムの制御はモニタが行う。タスクにはモニタ下のクロックルーチンにより，周期的に起動されるインプットタスクとアウトプットタスクがあり，その他に，オペレータのリクエストが出された時点で起動するCRT出力タスクと印字タスクがある。インプットタスクは最も高い優先度を持ち，1分周期で起動すると他のいかなるタスクも実行を一時中断し，インプットタスクの終了をまつて再開される。モニタ下のタスクの関係を図1.6に示す。

c. インプットタスクとアウトプットタスク

インプットタスクでは，1分ごとに192点のアナログデータと32点のデジタルデータが入力される。データが入力されるとすぐにアナログデータを工学値に変換し，計測されたデータの上下限チェックを行い異常があればアラームを出す。また積算する必要があるデータは積算をする。以上のような処理が計測点191点について終了すると，インプットタスクは制御タスクを起動し終了する。

アウトプットタスクは15分ごとに起動され，起動した時刻が出力要求時間内であれば，起動時点での191個の工学値データと加工データ45点とを紙テープに出力し，その一部を印字用紙に出力する。

アウトプットタスクは実行終了までに約7分かかり，その間に1分周期のインプットタスクが起動されれば実行は一部中断し，インプットタスク終了後再開される。

インプットタスクとアウトプットタスクのブロックチャートを図1.7に示す。

d. 計測データ

計測データは，アナログデータ192点（うち1点は冷接点補償用），デジタルデータ32点で，それぞれの詳細を入力リスト表1.4(a)～(g)

に示し、その計測位置を図 1.8 に示す。

e. 出力

プリンタで出力されるデータは、計測データのうちに、太陽熱利用システムにおける種々の機器の状態を検出しているデータについて行う。またインプットタスクで行う上下限チェックにより、異常時検出時点でのアラーム出力もプリンタで行う。

更にオペレータのリクエストにより信号番号を指定して、任意のデータを出力することもできる。

図 1.9 に印字用紙上にデータが出力されるイメージを示す。

その他、制御項目のリストを表 1.5 に示す。

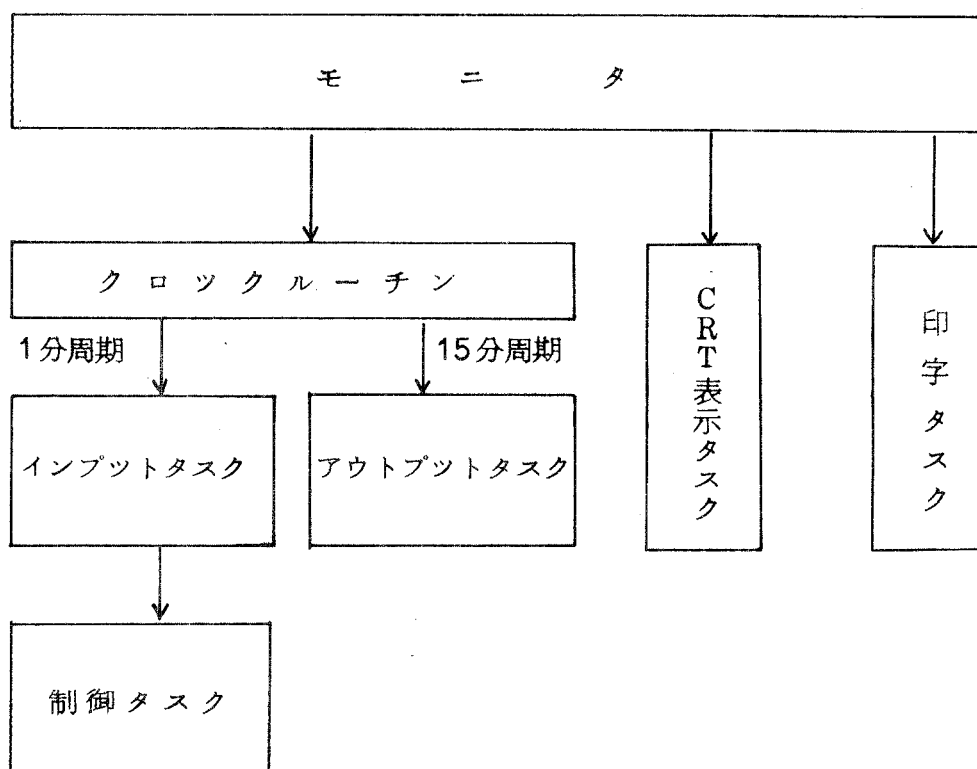


図 1.6 タスク関係図

タスクレベル（タスクの起動要求がかかったとき，実行される優先度）は，左が一番高く右側へ順次低くなる。C R T 表示タスク・印字タスクは，実際には，1分周期と15分周期のあいまに実行することになる。

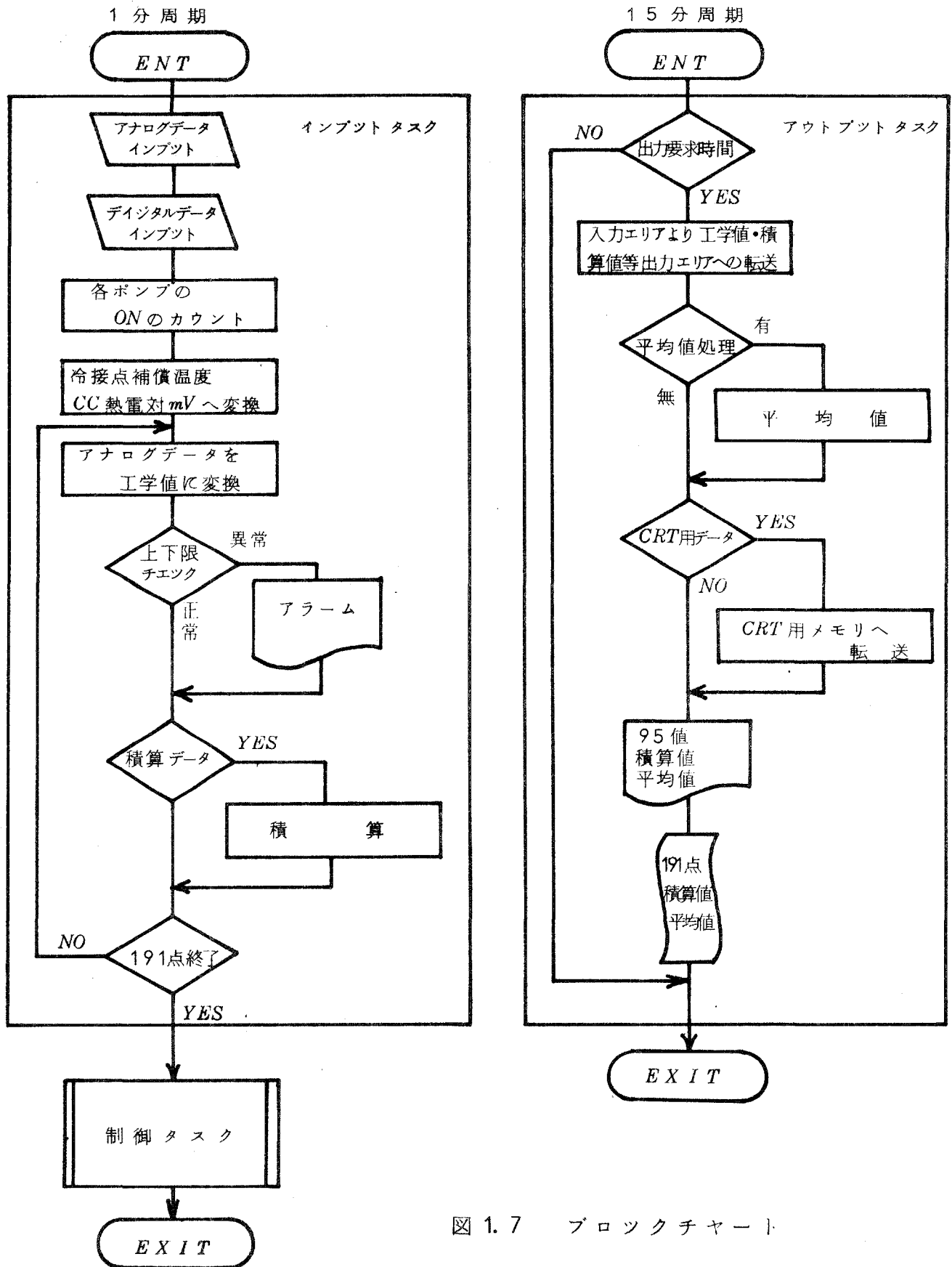


図 1.7 ブロックチャート

表 1.4 (a) ア ナ ロ グ デ ー タ 1

信号 番号	ル-番号 00	項 目	スキャン 周期	単 位	入 力 レ ン ジ	電 流 圧	工 学 レ ン ジ	工 学 式	リミット 下限 上限	15分間 積 算	15分間 平 均	備 考
T ₀	0	冷接点補償室温	1分	℃	RTD	mV		一次近似	-20 50			
T ₁	1	コレクタ入口水温			CC熱電対			二次近似	-20 110		○	コレクタポンプONのときの平均
T ₂	2	コレクタ出口水温									○	コレクタポンプON/OFF制御
T ₃	3	コレクタ No.1										
T ₄	4	" No.2										
T ₅	5	" No.3										
T ₆	6	" No.4										
T ₇	7	" No.5										
T ₈	8	" No.6										
T ₉	9	" No.7										
T ₁₀	A	" No.8										
T ₁₁	B	" No.9										
T ₁₂	C	高温蓄熱槽内水温 No.1										
T ₁₃	D	" No.2										
T ₁₄	E	" No.3										
T ₁₅	F	" No.4						二次近似	-20 110			

表 1.4 (b) ア ナ ロ グ デ ー タ 2

信号 番号	リレー番号 0 1	項 目	スキャン 周期	単位	入 力 レ ン ジ	電 圧 mV	工 学 レ ン ジ	工 学 式	リミットチェック 下限 上限	15分間 積算	15分間 平均	備 考
T ₁₆	0	高温蓄熱槽内水温 No.5	1分	℃	CC熱電対	mV		二次近似	-20 110			
T ₁₇	1	高温蓄熱槽外 コレクタ側入口水温									○	コレクタポンプONのときのみの平均
T ₁₈	2	" コレクタ側出口水温									○	コレクタポンプ ON/OFF
T ₁₉	3	" 貯湯槽側入口水温									○	貯湯槽ポンプONのときのみの平均
T ₂₀	4	" 貯湯槽側出口水温									○	"
T ₂₁	5	" 断熱材外側水温										
T ₂₂	6	" ランキン側入口水温										
T ₂₃	7	" ランキン側出口水温										
T ₂₄	8	" ST ₂ 側入口水温									○	冷水ポンプONのときのみの平均
T ₂₅	9	" ST ₂ 側出口水温									○	"
T ₂₆	A	貯湯槽内水温 No.1										貯湯槽ヒータ ポンプの ON/OFF
T ₂₇	B	" No.2										
T ₂₈	C	" No.3										
T ₂₉	D	貯湯槽外給湯入口水温									○	
T ₃₀	E	" 給湯出口水温									○	
T ₃₁	F	エキスパンダ入口	1分	℃	CC熱電対	mV		二次近似	-20 110			

表 1.4 (c) ア ナ ロ グ デ ー タ 3

信号 番号	測 番号	項 目	スキャン 周期	単位	入 力 レ ン ジ	電 流 圧	工 学 レ ン ジ	工 学 式	リミット 下限 上限	15分間 積算	15分間 平均	備 考
T ₃₂	0	エキスパンダ出口	1分	℃	CC熱電対	mV		二次近似	-20 110			
T ₃₃	1	ランキンサイクル 凝縮器冷媒側入口										
T ₃₄	2	" 再生熱交換器 No.1										
T ₃₅	3	" "										
T ₃₆	4	" "										
T ₃₇	5	" "										
T ₃₈	6	" 油分離器 No.1										
T ₃₉	7	" "										
T ₄₀	8	" "										
T ₄₁	9	" 冷水入口水温									○	冷水ポンプONのときのみの平均
T ₄₂	A	" 冷水出口水温										CRT 用メモリへ転送
T ₄₃	B	" 冷凍サイクル蒸発器入口										
T ₄₄	C	" 冷凍サイクル蒸発器出口									○	冷水ポンプONのときのみの平均
T ₄₅	D	" 冷凍サイクル凝縮器入口										
T ₄₆	E	" 冷凍サイクル凝縮器出口										
T ₄₇	F	クーリングタワー 入口水温	1分	℃	CC熱電対	mV		二次近似	-20 110		○	冷却水ポンプONのときのみの平均

表 1.4 (d) ア ナ ロ グ デ ー タ 4

信号 番号	ル 番 号 03	項 目	ス キ ャ ン 周 期	単 位	入 力 レ ン ジ	電 流 増 幅	工 学 レ ン ジ	工 学 式	リミットチェック 下限	リミットチェック 上限	15分間 積算	15分間 平均	備 考
T48	0	クーリングタワー 出口水温	1分	℃	CC熱電対	mV		二次近似	-20	110		○	冷却水ポンプONのときのみの平均
T49	1	冷却水入口水温										○	"
T50	2	冷却水出口水温 №1										○	"
T51	3	" №2										○	"
T52	4	低温蓄熱槽内水温 №1											} 冷凍機, 蓄熱槽ヒータ, 冷却水 ポンプの ON/OFF CRT 用メモリへ転送
T53	5	" №2											
T54	6	" №3											
T55	7	" №4											
T56	8	" №5											
T57	9	低温蓄熱槽外 側 面											
T58	A	" 空調器入口水温										○	空調器ポンプONのときのみの平均
T59	B	" 底 面											
T60	C	" 熱源側入口水温										○	冷却水ポンプONのときのみの平均
T61	D	" 空調器出口水温										○	空調器ポンプONのときのみの平均
T62	E	" 熱源側出口水温										○	冷却水ポンプONのときのみの平均
T63	F	ファンコイル出口 (1F・DK)	1分	℃	CC熱電対	mV		二次近似	-20	110		○	1F・DKの電磁弁開のときのみの平均

表 1.4 (e) ア ナ ロ グ デ ー タ 5

信号 番号	リレー 番号	項 目	スキャン 周期	単 位	入 力 レ ン ジ	電 圧	工 学 レ ン ジ	工 学 式	リミット 下 限	リミット 上 限	15分間 積 算	15分間 平 均	備 考
T64	0	ファンコイル出口水温 (1 F・L)	1	℃		mV		二次近似	-20	110		○	電磁弁開のときのみの平均
T65	1	" (2 F・和室)										○	"
T66	2	" (子供部屋 1)										○	"
T67	3	" (子供部屋 2)										○	"
T68	4	コレクタ出入口温度差											
T69	5	冷水出入口温度差		℃		mV		二次近似	-20	110			
T70	6	予 備											
R1	7	回 転 数		r p m	0~10	mV	0~5000	一次近似	0	5000			
W1	8	電力 貯湯槽ヒータ		KW					0	4.0			
W2	9	" 蓄熱槽ヒータ							0	15.0			
W3	A	" 電 動 機							0	1.2			
W4	B	" コレクタポンプ							0	0.3			
W5	C	" ランキン冷媒ポンプ							0	1.2			
W6	D	" その他のポンプ		KW					0	1.0			
A1	E	圧力 ランキンサイクルNo.1		Kg/cm ² G			0~30		0	30			
A2	F	" " No.2	1	Kg/cm ² G	0~10	mV	0~15	一次近似	0	15			

表 1.4 (f) アナログデータータ6

[illegible]

表 1. 4 (g) デイジタルデータ

信号 番号	ビット 番号	項 目	信号 番号	ビット 番号	項 目
P ₁	0	コレクタポンプ			予 備
P ₂	1	貯湯槽ポンプ			
P ₃	2	冷温水ポンプ			
P ₄	3	空調器ポンプ			
P ₅	4	冷媒ポンプ			
P ₆	5	冷却水ポンプ			
SW	6	電磁弁 夏・冬			
M ₁	7	" 1F・DK			
M ₂	8	" 1F・L			
M ₃	9	" 2F・和室			
M ₄	A	" 2F・子供室 No1			
M ₅	B	" 2F・子供室 No2			
H ₁	C	ヒータ蓄熱槽			
H ₂	D	" 貯湯槽			
SM	E	ランキン補助電動機			
	F	予 備			予 備

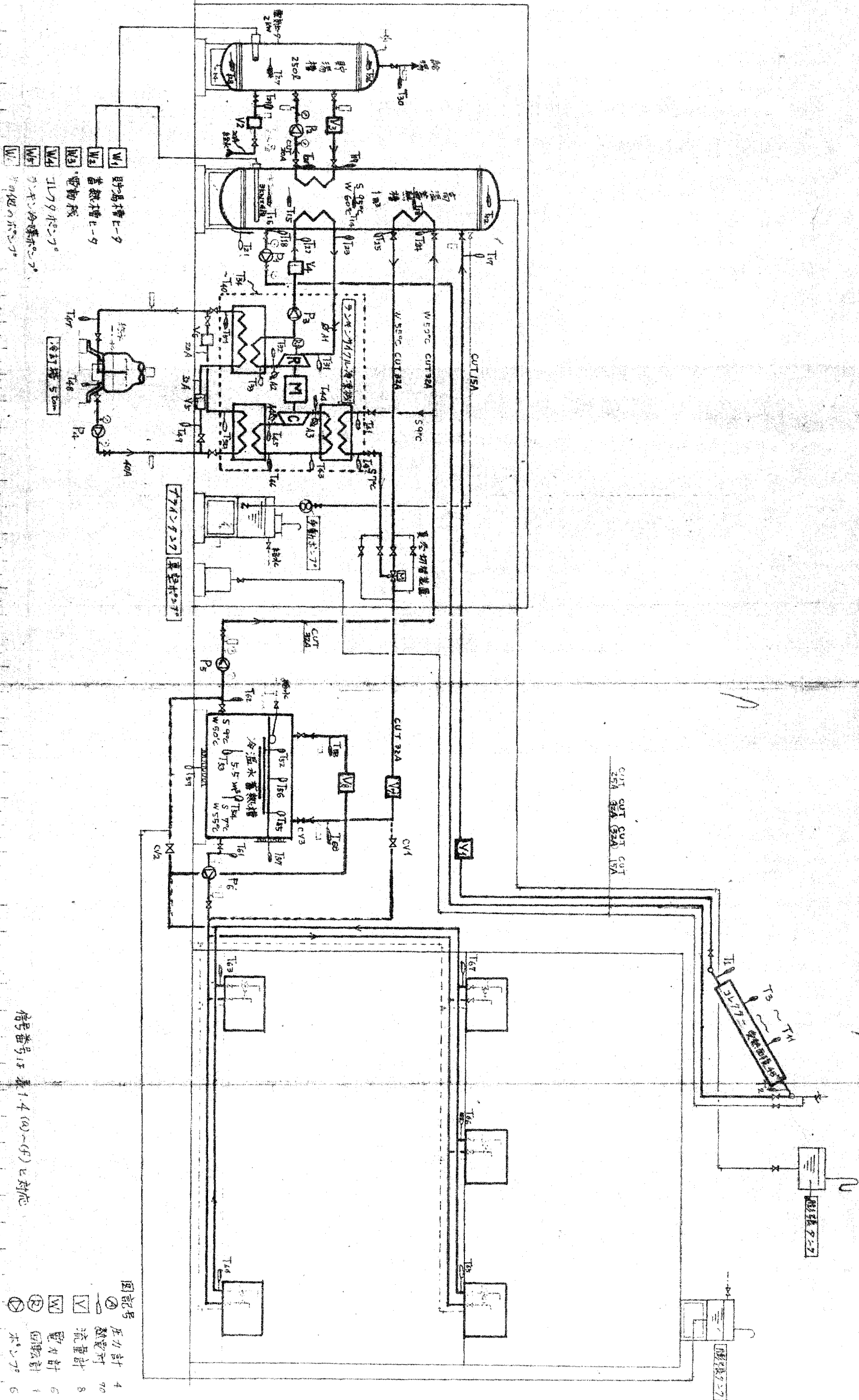


圖 1.8
計劃位置

[illegible]

信号番号15 表1.4 (a)~(f) に対応

図記号

①	—	▽	□	⊙
電力計	電圧計	電流量計	電圧計	電圧計

範疇系統圖

R22596

時 分 ~~データ~~ 工学値 ← アラーム
 上下限チェックで異常が発見されるとすぐに赤字で出力される

{	月 日 時 分
	T ₁ T ₂ — — — — — — — —
	—
	—
	15分周期にリレー% 001~059 と日射, 各室温, 積算値, 平均値計 140 点出力される —
	—
	—

— — — — — アラーム

D/I

{	月 日 時 分
	— — — — —
	— — — — —
	— — — — —



リクエストによる出力
 T 1—xxx V 5—xxx

図 1.9 アウトプットフォーム

表 1.5 制御項目リスト

信号 番号	ビット 番号	項 目	信号 番号	ビット 番号	項 目
OP ₀	0	コレクタポンプ			予 備
OP ₁	1	貯湯槽ポンプ			
OP ₂	2	冷温水ポンプ			
OP ₃	3	空調器ポンプ			
OP ₄	4	冷凍機			
OP ₅	5	予 備			
OSW	6	電磁弁 夏 冬			
OM ₁	7	" 1F DK			
OM ₂	8	" 1F L			
OM ₃	9	" 2F 和室			
OM ₄	A	" 2F 子供室 1			
OM ₅	B	" 2F 子供室 2			
OH ₁	C	ヒータ 蓄熱槽			
OH ₂	D	" 貯湯槽			
OC	E	クラツチ			
	F	予 備			予 備

1.2.4 環境計測の計画

太陽設備システム、および実験住宅における性能、効果等に関する評価として大別して下記の二つがある。

- i) 住宅環境の評価指標として熱環境、空気清浄度、室内気流分布、音・振動、照度、色彩等の諸環境。
- ii) 太陽システムの省エネルギー効果。

上記の項目に対して、各々の測定項目、場所を決定し計測方法を定めることが必要である。即ち、実験住宅における室内環境の快適性の評価と冬期に実験を計画している受放熱戸ユニットの性能を検討するために下記のような気象、室内環境等の計測を行なう。

(1) 計測対象と項目

計測対象、項目、センサ等の概要は表 1.06 に示すように大別すると室外の気象関係と室内の温、湿度、熱、気流等となるが、冬期には更に受放熱戸ユニット関係の温度、熱流等が加わる。

(2) センサの位置

建物の配置と気象関係の機器のセンサの位置を図 1.10 に示し、室内環境計測のセンサの位置は 1 階は図 1.11、2 階は図 1.12 に示す。また図 1.13 は受放熱戸ユニット計測のセンサの位置を示す。

(3) 計測とデータの処理、解析

各計測項目の中、空気清浄度、室内気流分布、騒音、照度を除き、他の総ての項目のセンサからの出力は図 1.14 に示す構成のデータ集録システムに接続し計測、集録する。しかし日射量はペンレコーダで並列に連続記録をとり、風向、風速は指示計で並列に指示する。集録システムに接続するセンサとその記号の一覧は表 1.07～表 1.08 に示す。

実験中の計測の時間間隔は日射量は 1 分、他は 15 分間隔とし、日射量および熱流量は瞬時値のほかに積算値も求める。集録システムに接続しない機器の計測は必要に応じてその都度計測する。

集録システムで計測したデータは工学値に変換して 15 分毎に紙テープ

にパンチ出力し、また必要に応じてプリント出力する。

紙テープデータは技研に送り別の処理装置で編集し、磁気テープに変換、集録した後、本社電子計算センタで必要な処理、解析を行なう。これと同時に三菱電機用の磁気テープデータを出力し、三菱電機に送付する。このときのデータの流れは図1.15のようになる。

表1.06 環境計測項目とセンサ

対 象	項 目	セ ン サ 等	
気 象	日 射 量	コレクタ平行面 全天 および 水平面 全天 の 2 面 ネオ全天MS-41	
	風 向	VF016	
	風 速	AF750S	
百 葉 箱	気 温	自記温湿度計および CCサーモカプル	
	湿 度	自記温湿度計および エース湿度計	
外 壁	温 度	CCシートカプル	
室	温 度	CCサーモカプル	
	表面温度	CCシートカプル	
	輻射温度	グローブ型 CCサーモカプル	
	湿 度	エース湿度計	
内	換 気	酸素モニター OM-300	集録システムに 接続せず 必要に応じて計 測
	騒 音	普通騒音計 82-1002	
	照 度	照 度 計 3281	
受放熱戸 ユニット	温 度	表面温度 CCシートカプル 内部温度 CCサーモカプル	
	熱 流	熱流素子 CN-91 T10	

表1.07-(1) センサー一覧表(その一)

場所・室		項目	記号	工学単位	位置・型	No.
気象・外部環境	屋根上	日射量	S 1	Kcal/m ² ・min	コレクタ面全天ネオMS-41レコーダとパラ	1
		"	S 2	"	水平面全天 " "	2
		風向	WT 1	度	VF016 メータとパラ	3
		風速	2	m/sec	AF 750S "	4
	百葉箱	温度	TT 1	°C	CCサーモカプル	5
		湿度	HT 1	%	エース	6
	外壁面	温度	TT25	°C	CCシートカプル	7
		"	26	"	"	8
		"	27	"	"	9
室内環境	1階洋居間	温度	TT 2	°C	地中 (-50 cm) CCサーモカプル	1
		"	3	"	床下 "	2
		"	4	"	天井下 20 cm "	3
		"	5	"	床上 120 "	4
		"	6	"	" 20 "	5
		"	7	"	天井裏 "	6
		表面温度	28	"	東側壁面 CCシートカプル	7
		"	29	"	南 "	8
		"	30	"	西 "	9
		"	31	"	北 "	10
		"	32	"	床 "	11
		"	33	"	天井 "	12
		輻射温度	21	"	床上 120 cm グローブ型CCサーモカプル	13
		湿度	HT 2	%	" " エース	14
	1階ダイニングキッチン	温度	TT 8	°C	天井下 20 cm CCサーモカプル	1
		"	9	"	床上 120 "	2
		"	10	"	" 20 "	3
		表面温度	34	"	東側壁面 CCシートカプル	4
		"	35	"	南 "	5
		"	36	"	西 "	6
		"	37	"	北 "	7
		"	38	"	床 "	8
		"	39	"	天井 "	9
		輻射温度	22	"	床上 120cm グローブ型CCサーモカプル	10
		湿度	HT 3	%	" エース	11

表1.07-(2) センサー一覧表(その二)

場 所 ・ 室		項 目	記 号	工学単位	位 置 ・ 型	№
室 内 環 境	2 階 和 室	温 度	TT11	℃	天井下 20cm CCサーモカプル	1
		"	12	"	床上 120 "	2
		"	13	"	" 20 "	3
		"	14	"	天井裏	4
		表面温度	40	"	東側壁面 CCシートカプル	5
		"	41	"	南 "	6
		"	42	"	西 "	7
		"	43	"	北 "	8
		"	44	"	床 "	9
		"	45	"	天井	10
		輻射温度	23	"	床上 120cm グローブ型	11
		湿 度	HT 4	%	" " エース	12
	2階子供室 A	温 度	TT15	℃	天井下 20cm CCサーモカプル	1
		"	16	"	床上 120 "	2
		"	17	"	" 20 "	3
		表面温度	46	"	東側壁面 CCシートカプル	4
		"	47	"	南 "	5
		"	48	"	西 "	6
		"	49	"	北 "	7
		"	50	"	天井	8
		"	51	"	床	9
		輻射温度	24	"	床上 120cm グローブ型 CCサーモカプル	10
		湿 度	HT 5	%	" " エース	11
	2 階 子供室 B	温 度	TT18	℃	天井下 20cm	1
		"	19	"	床上 120 "	2
		"	20	"	" 20 "	3
		表面温度	52	"	東側壁面	4
		"	53	"	南 "	5
		"	54	"	西 "	6
		"	55	"	北 "	7
		"	56	"	床	8
		"	57	"	天井	9

表1.08 センサー一覧表(その三)

場 所 ・ 室	項 目	記 号	工学単位	位 置 ・ 型	No.
1階 受放熱戸 ユニット	表面温度	PT13	℃	ガラス中央表 CCシートカプル	1
	"	14	"	" " 裏 "	2
	"	1	"	パネル 表上 "	3
	"	2	"	" " 下 "	4
	"	3	"	" 裏上 "	5
	"	4	"	" " 下 "	6
	"	17	"	断熱材 表上 "	7
	"	18	"	" " 下 "	8
	"	19	"	" 裏上 "	9
	"	20	"	" " 下 "	10
	"	25	"	壁 表上 "	11
	"	26	"	" " 下 "	12
	"	27	"	" 裏上 "	13
	"	28	"	" " 下 "	14
	内部温度	9	"	蓄熱材 上 CCサーモカプル	15
	"	10	"	" 下	16
	表面熱流	QT 1	Kcal/m ² ・min	パネル中央表	17
	"	2	"	" " 裏	18
2階 受放熱戸 ユニット	表面温度	PT15	℃	ガラス中央表	1
	"	16	"	" " 裏	2
	"	5	"	パネル 表上	3
	"	6	"	" " 下	4
	"	7	"	" 裏上	5
	"	8	"	" " 下	6
	"	21	"	断熱材 表上	7
	"	22	"	" " 下	8
	"	23	"	" 裏上	9
	"	24	"	" " 下	10
	"	29	"	壁 表上	11
	"	30	"	" " 下	12
	"	31	"	" 裏上	13
	"	32	"	" " 下	14
	内部温度	11	"	蓄熱材 上	15
	"	12	"	" 下	16
	表面熱流	QT 3	Kcal/m ² ・min	パネル中央表	17
	"	4	"	" " 裏	18

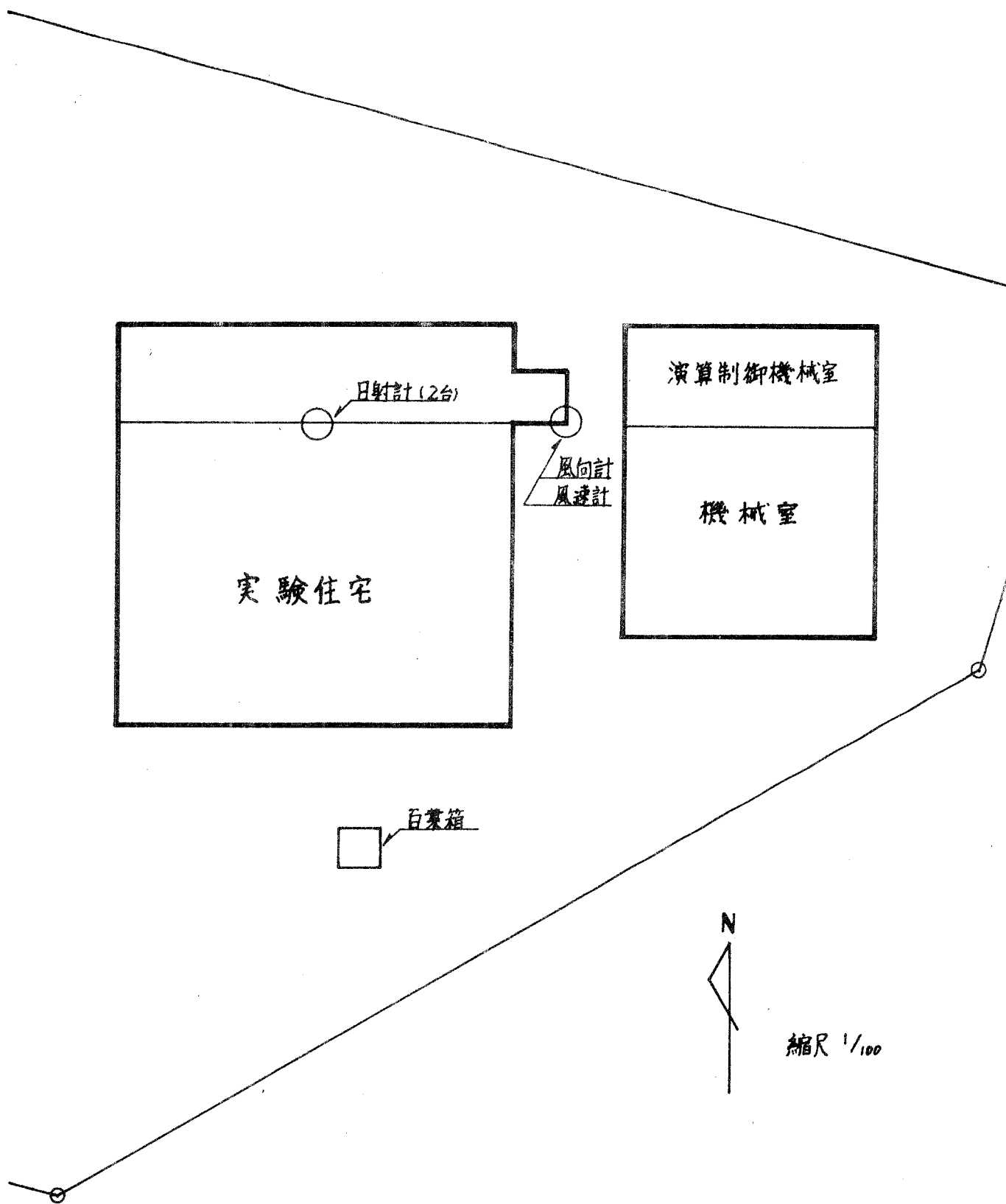
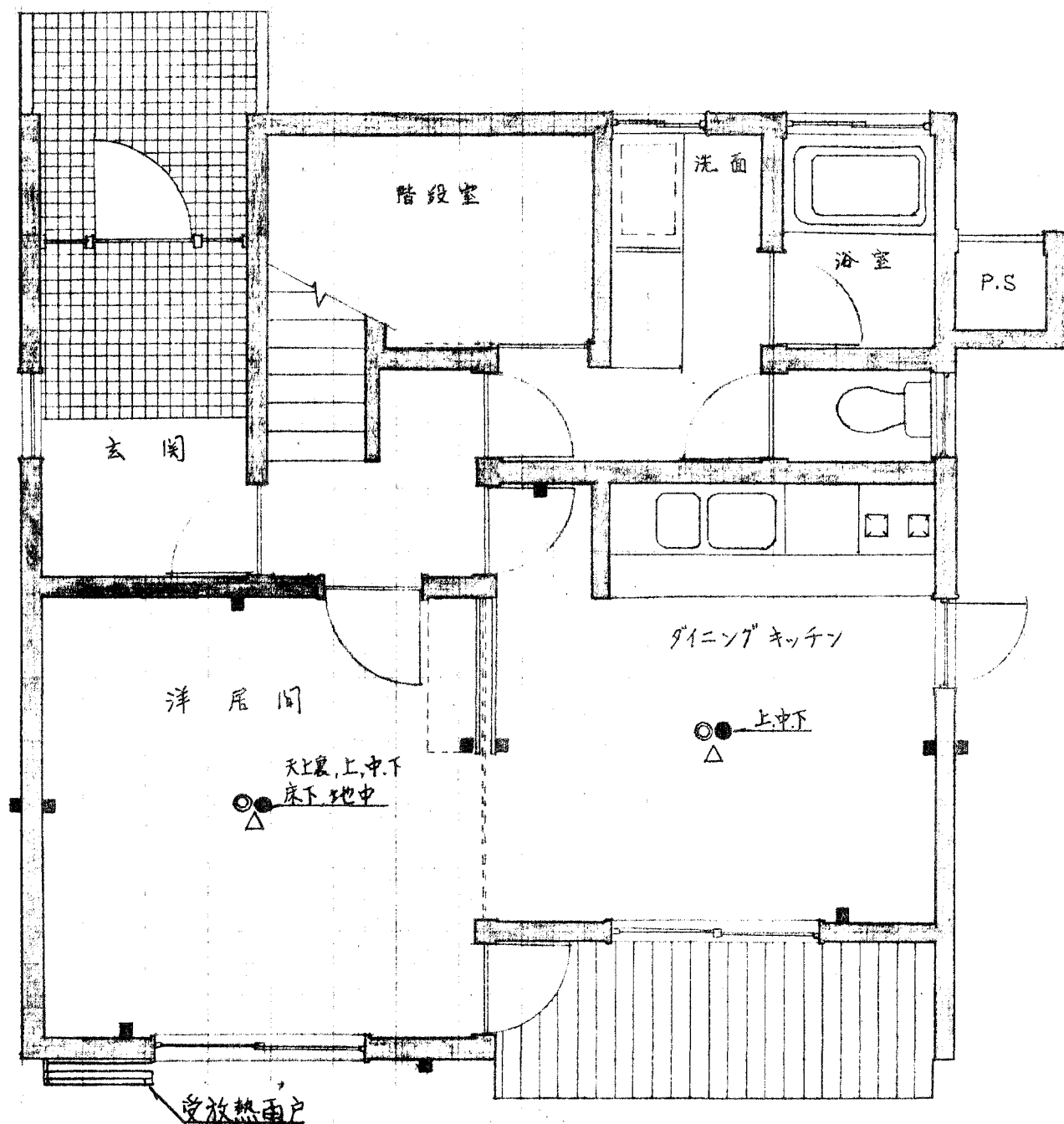


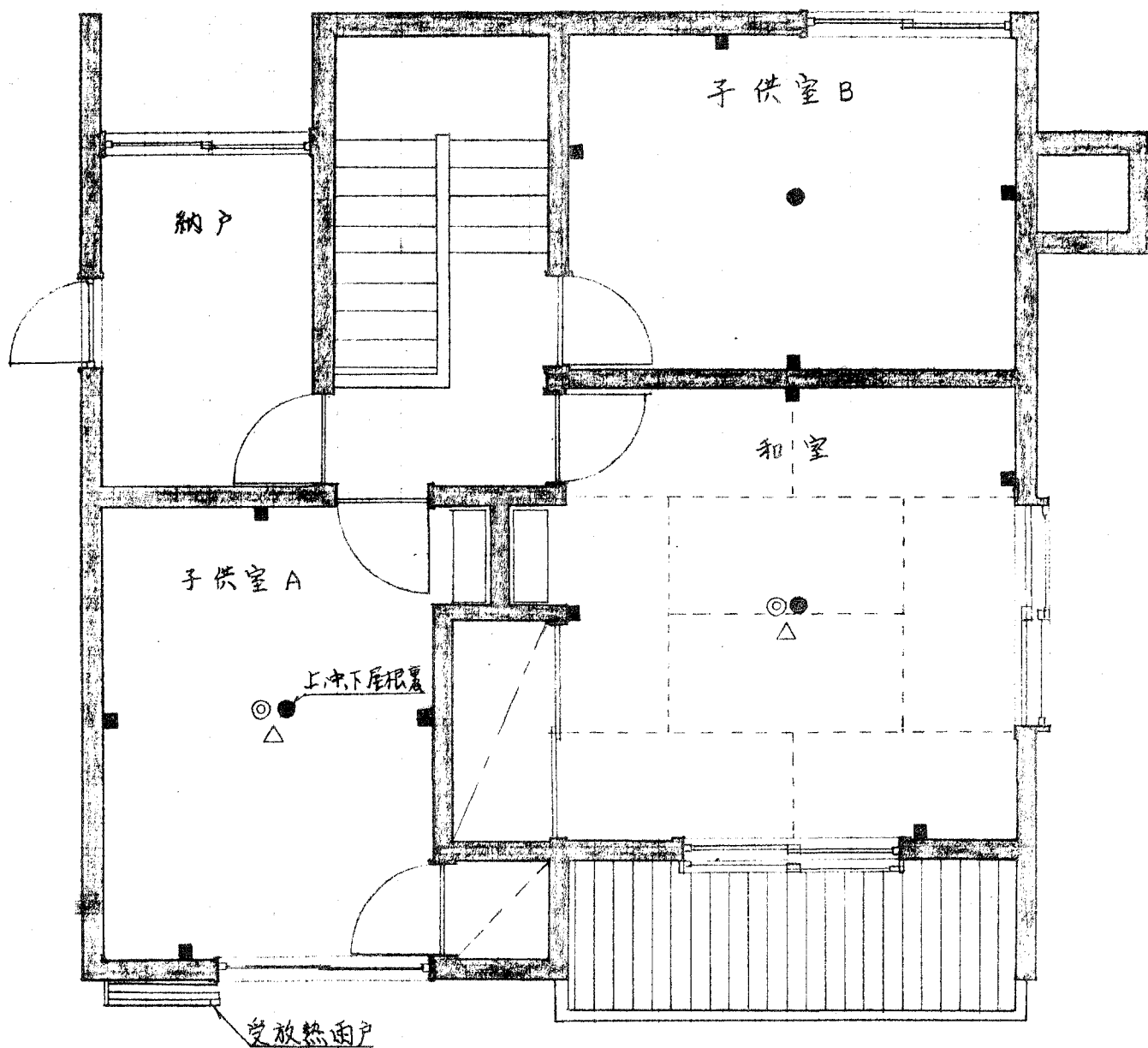
図 1.10 建物の配置と気象関係センサ位置



1 階

●	室内温度
■	表面温度
◎	輻射温度
△	湿度

図 1.11 室内環境計測センサ位置



●	室内温度
■	表面温度
◎	輻射温度
△	湿度

2 階

図 1.12 室内環境計測センサ位置

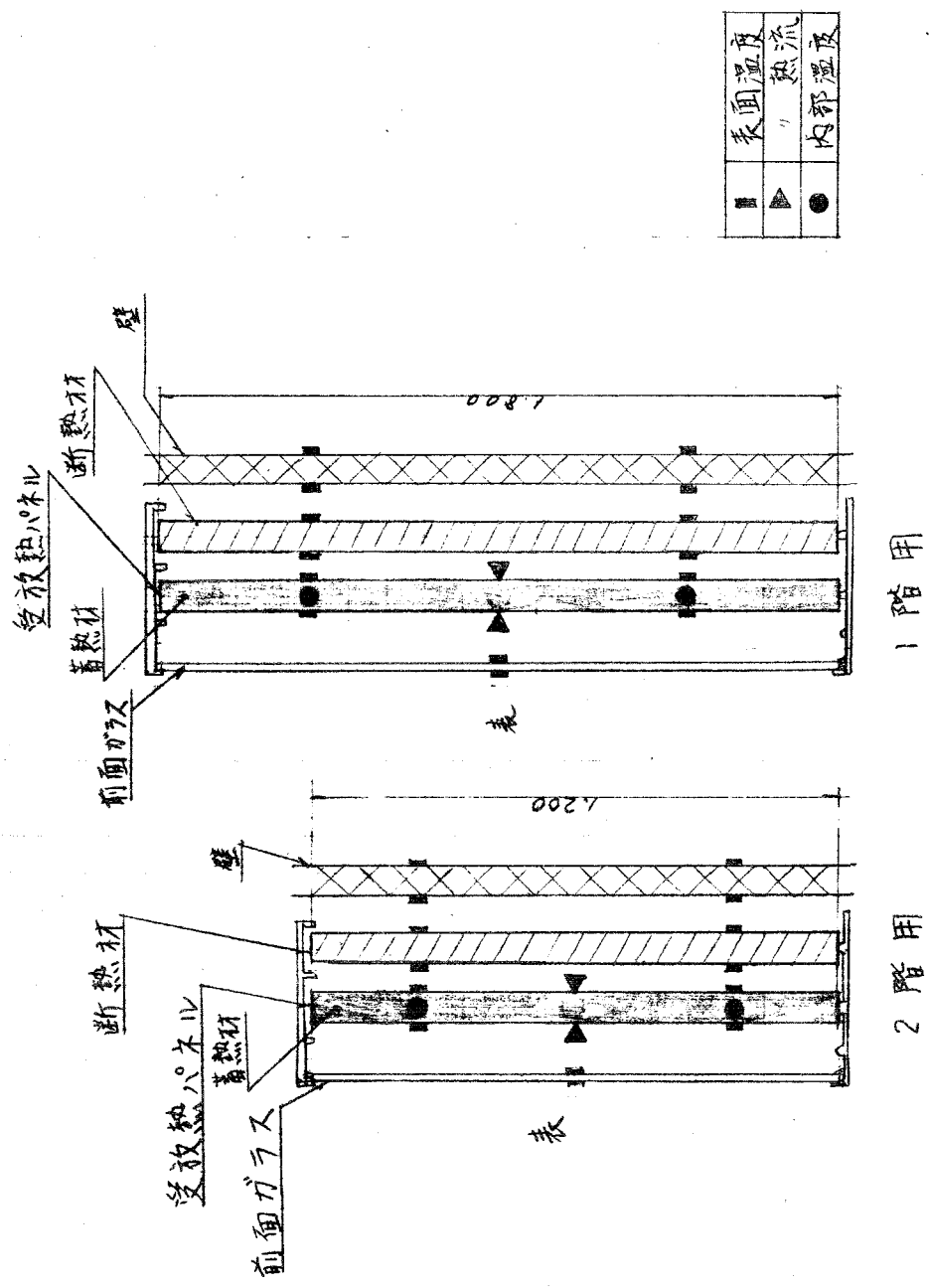


図 1.13 受放熱戸ユニット計測センサー位置

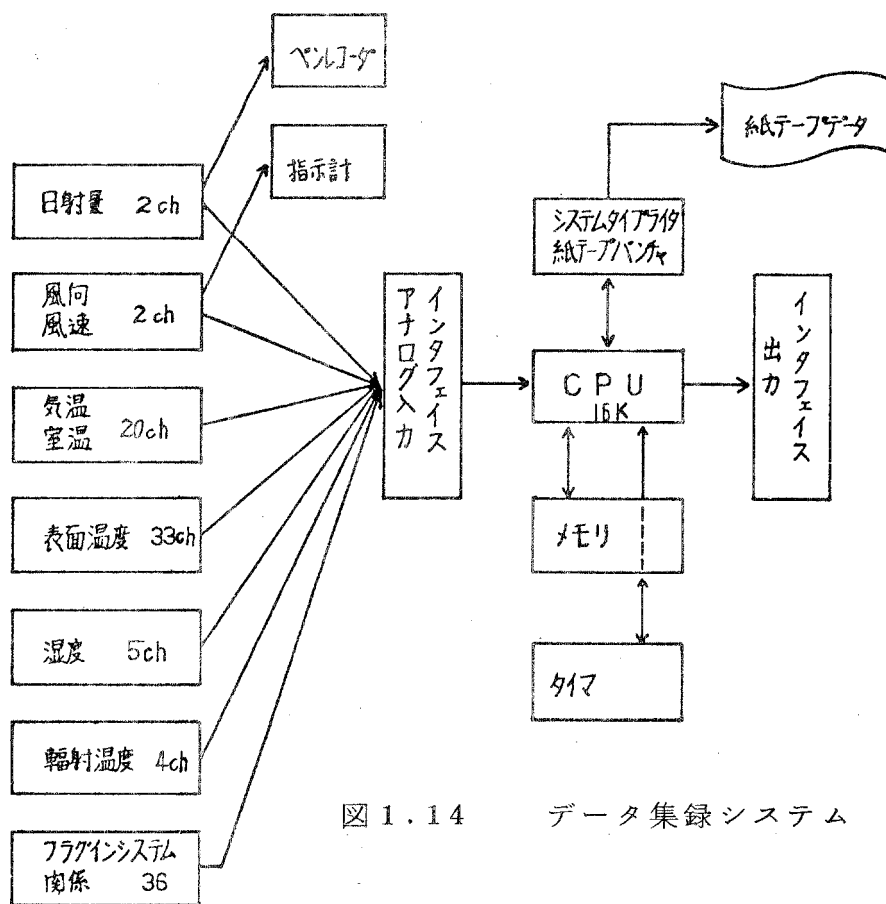


図 1.14 データ集録システム

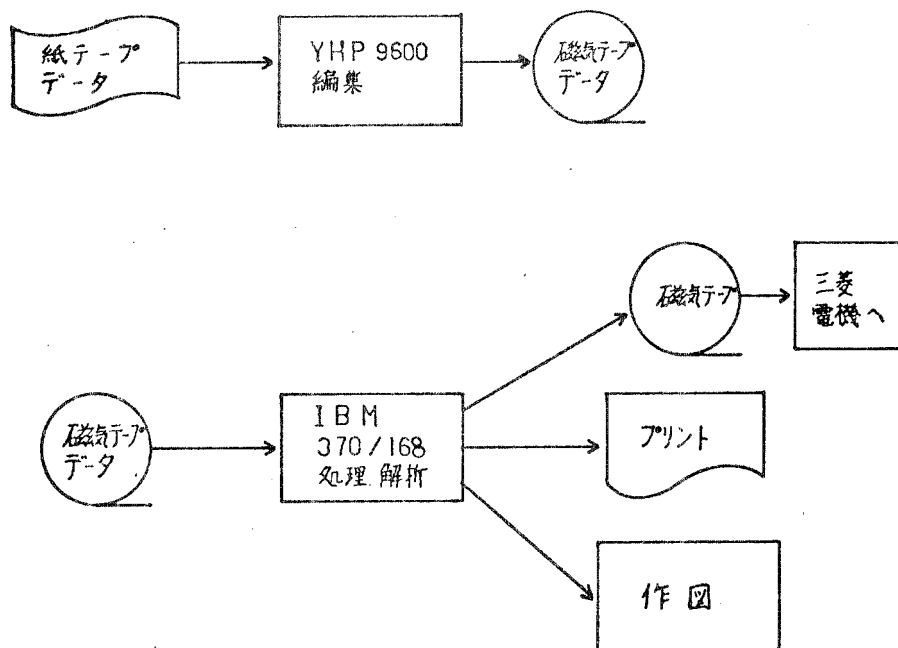


図 1.15 計測データの流れ

1. 2. 5 結 言

昭和 5 1 年度の「評価方法の研究」として，ソーラハウスおよび太陽冷暖房システムの評価を行うための評価項目の決定，さらにそれを算出するための測定機器のスペック・数量・取付位置などの決定を行い，測定データをミニコンで一括収集，工学値変換・異常検知・印字・テープパンチ出力・C R T 出力を行う計測，制御システムの設計とこのためのオンラインプログラムを開発した。

これにより，昭和 5 2 年度に行う実験のための第一段階が完了したことになるので，この実験用の計測・制御システムを用いて，システム機器の性能・問題点把握とソーラハウスの評価を行つていく予定である。

1.3 建物システムの研究

1.3.1 緒 言

システム解析としての建物システムの研究に於て、51年度は下記の項目の研究を行った。

1. 建物の熱特性の研究
2. 集熱器取付け配置方法の研究
3. プラグインシステムの研究

即ち、エコシステムの年次的な研究段階として昨年度は

1. 実験住宅の熱負荷、および特性の研究
2. 実験住宅の通気量、および特性の研究
3. 給湯負荷特性の研究

以上の項目であった。が、これを引継ぎ上記項目を選定研究したわけである。

エコシステムの具体的な実現として、プラグインシステムの中の受放熱・断熱雨戸、その封入剤として用いる蓄熱材の特性研究、それから太陽システムとして最も主要な機器の一つであるコレクターの取付法の研究等、本年度に建設した実験住宅に対して適用する研究を行った。

1.3.2 建物の熱特性の研究

住宅の熱特性はその種類、構造、材料によって異なるため、既存住宅として今回の実験住宅のプランを例にとり、いくつかの構造材料をかえて、その熱特性の検討を行なった。熱特性に関係するものとしては断熱材の厚さ及び熱伝導率による断熱効果、蓄熱容量による蓄熱効果が主要因となるため、表面仕上げ及び内面仕上げは変えずに、壁体内部の仕様として断熱材の厚さを変えたもの、蓄熱容量を変えたものについて以下の7種類の負荷計算を行なった。壁体の構造仕様については表1.09に示す。

CASE	1	断熱材なし
CASE	2	断熱材 25 % (ホームマット)
CASE	3	断熱材 50 %

CASE	4	断熱材 100 %
CASE	5	断熱材 50 %、床断熱なし
CASE	6	コンクリート厚 50 %
CASE	7	気泡コンクリート厚 50 %

負荷計算法はレスポンスファクター法によるプログラム（49年度封印資料）を使用し、気象データは「空気調和・衛生工学会・空調設備基準委員会・第2小委員会標準気象データ分科会」の平均年を使用した。生活条件は51年度と同じもの（表1.10）を使用した。冬の暖房負荷の算出は窓は終日閉めきりとし、夏の非冷房時の昼間は実生活に即して十分外気による換気があるものとし、冷房時の窓はカーテンによって直射日光をさえぎっているものとした。負荷計算結果を図1.16に示す。値は11日間の平均（冬、1月15日～1月25日、夏、8月10日～8月20日）である。図から、冬期においては断熱材の厚さによる顕著な影響が見られるが、夏期においては外気温と室温との差が小さいことと、蓄熱の影響も考えられるため大きな差は見られない。コンクリート系の蓄熱容量のあるものは、他に比較して、その値が大きめであり、蓄熱容量が負荷として不利に働いているが、これは冷暖房運転時間によるためであり、全ての場合について不利ということではないと考えられる。参考として冬期と夏期の代表日の居間における室温変化を図1.17に示す。

今回の実験住宅の構造仕様はCASE 4の場合であり、その負荷変動は図1.18に示す通りである。表1.11は負荷の一番大きい日と予想される日について、逐次積分法によって、1日の室別負荷変動を表わしたものである。

受放熱雨戸による冬期のエネルギーセービングについては、CASE 4の断熱材 100 %について居間及び子供室（南向）について求めた。受放熱戸の熱効果は室内への放熱効果及び断熱雨戸による断熱効果があり、その和が受放熱雨戸のエネルギーセービング量となる。計算は「状態変化を含む非定常熱伝導プログラム（社内電算プログラム一覧表参照）により、計算条件は昭和50年度成果報告書に従った（表1.12）。計算モデルを図1.19、結果を図1.20に示す。図は受放熱雨戸の効果が大きいと思われる午後日射の多い日、及び小さいと

思われる午後日射の少ない日であり、いずれも図1.09における平均負荷に近い日である。結果から午後日射の多い日の方がエネルギーセービングの量が少なくでているが、これは午後日射の多い日は、日没後の負荷が蓄熱により少なく、又受放熱戸による放熱が室温を所定温度以上に上げることになり、従って、この分の放熱量はエネルギーセービング量に含まれていないためである。1月19日及び1月25日、いずれも受放熱雨戸のある部屋では、そのほとんどの負荷を受放熱雨戸でまかなうことができる。

表 1.09-(1) 構造仕様

1. 外壁

5. 床 (1) 食堂

9. 天井 (1) 居間

NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	9	1250×2032	0.14
3	断熱材	—	—	6.0
4	下地合板	9	2410×204	0.12
5	モルタル	26	2300×2420	1.3
6	外装面仕上	—	—	20.0

NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	6	1000×2032	0.14
3	下地合板	15	204	0.13
4	断熱材	—	—	10.0

NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	9	312	0.14
3	断熱材	—	—	6.0
4	下地合板	15	204	0.13
5	モルタル	15	330	0.14
6	外装面仕上	—	—	8.0

2. 屋根 (1) 南子供室 (A)

6. 床 (2) 居間

10. 天井 (2) 居間

NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	9	312	0.14
3	断熱材	—	—	8.0
4	下地合板	20	800×640	0.18
5	断熱材	15	204	0.12
6	外装面仕上	—	—	20.0

NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	4	1000×2032	0.11
3	下地合板	15	204	0.13
4	断熱材	—	—	10

NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	9	312	0.14
3	断熱材	—	—	8.0
4	下地合板	15	330	0.13
5	断熱材	—	—	8.0

3. 屋根 (2) 北子供室 (B)

7. 床 子供室 (A)(B)

11. 天井 (3) 食堂

NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	9	312	0.14
3	断熱材	—	—	8.0
4	下地合板	20	480	0.18
5	断熱材	15	204	0.12
6	外装面仕上	—	—	20.0

NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	15	204	0.13
3	下地合板	—	—	6.0
4	断熱材	9	312	0.14
5	断熱材	—	—	8.0

NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	9	312	0.14
3	断熱材	—	—	6.0
4	下地合板	15	204	0.13
5	断熱材	60	140	0.13
6	外装面仕上	—	—	8.0

4. 屋根 (3) 和室

8. 床 和室

12. 間仕切 (1)

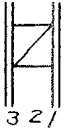
NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	12	204	0.11
3	断熱材	—	—	8.0
4	下地合板	20	480	0.18
5	断熱材	15	204	0.12
6	外装面仕上	—	—	20.0

NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	60	2000×2032	0.09
3	断熱材	15	204	0.13
4	断熱材	—	—	6.0
5	断熱材	9	312	0.14
6	外装面仕上	—	—	8.0

NO.	材料名	厚さ	数量	伝達率
1	内装面仕上	—	—	8.0
2	断熱材	9	312	0.14
3	断熱材	—	—	6.0
4	下地合板	15	330	0.13
5	断熱材	—	—	8.0

表 1.09-(2) 構 造 仕 様

13. 間仕切 (2)	15. 窓 ガラス
-------------	-----------



NO.	材 料 名	厚 さ	熱 容 量	伝 達 率
-	表面熱伝達率	-	-	8.0
1	P.Bクロス貼	9	3/2	0.14
2	空 気 層	-	-	8.0
3	P.Bクロス貼	9	3/2	0.14
-	表面熱伝達率	-	-	8.0

夏 並通 3mm 板ガラス カーテン有り
冬 並通 3mm 板ガラス K=5.5

14. 間仕切 (3)	16. ドア
-------------	--------



NO.	材 料 名	厚 さ	熱 容 量	伝 達 率
-	表面熱伝達率	-	-	8.0
1	P.Bクロス貼	9	3/2	0.14
2	断 熱 材	-	-	6.0
3	空 気 層	-	-	8.0
4	P.Bクロス貼	9	3/2	0.14
-	表面熱伝達率	-	-	8.0

フラッシュドア K=2.0
外壁ドア K=2.6

壁充填材熱特性

	熱 容 量 Kcal/m ³ .°C	熱伝達率 Kcal/m ² .h.°C
ホ-ムマ-ツト	32	0.034
コンクリ-ト	460	1.4
気泡コンクリ-ト	284	0.4

表 1.10 生 活 条 件

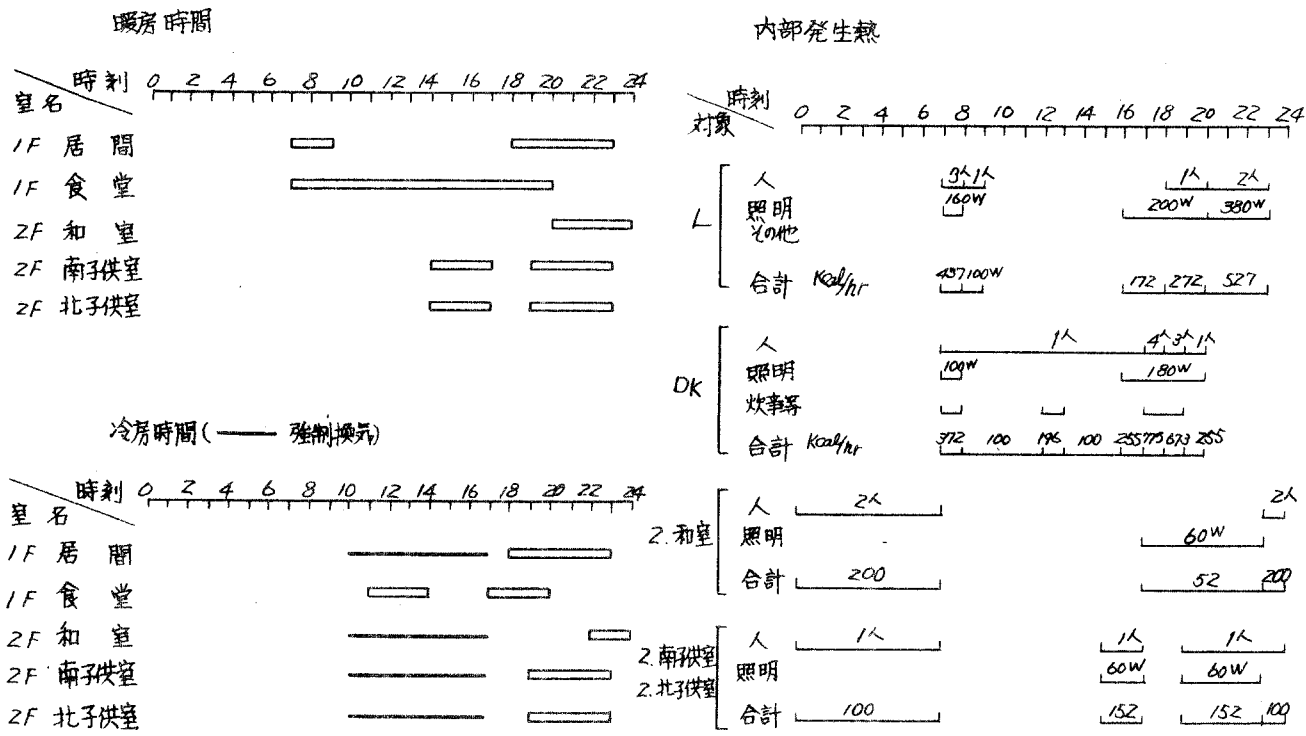


表 1.11-(1) 暖 房 負 荷

単位 Kcal/Hr

室 名 時 刻	L	D・K・	2 F S 子 供 室	2 F 和 室	2 F U 子 供 室	合 計
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8	2.660	2.070				4.730
9	1.120	1.310				2.430
10		610				610
11		550				550
12		710				710
13		680				680
14		850				850
15		860	2.180		2.080	5.120
16		880	1.230		1.240	3.350
17		740	650		640	2.030
18		140				140
19	1.650	180				1.830
20	1.110	560	1.210		1.130	4.010
21	460		570	2.250	570	3.850
22	430		430	1.590	430	2.880
23	440		400	1.070	400	2.310
24				860		860
合 計 Kcal / day	7.870	10.140	6.670	5.770	6.490	36.940

表 1.11-(2) 冷 房 負 荷

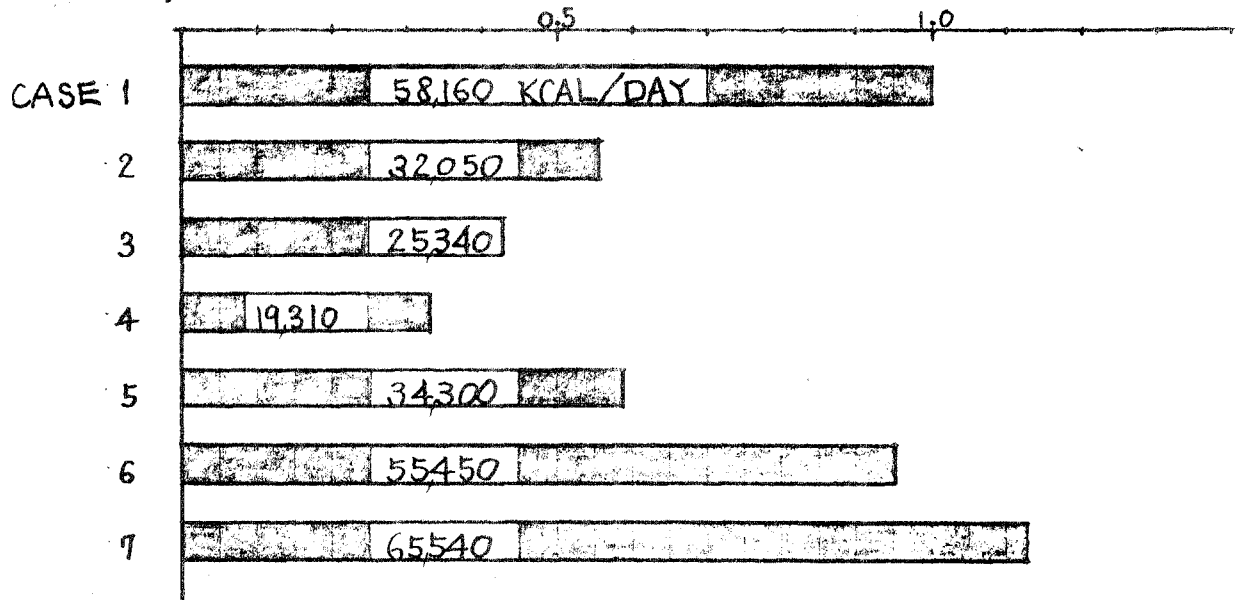
単位 Kcal/Hr

室 名 時 刻	L	D・K・	2 F S 子 供 室	2 F 和 室	2 F U 子 供 室	合 計
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12		1,550				1,550
13		1,290				1,290
14		860				860
15						
16						
17						
18		1,590				1,590
19	870	1,070				1,940
20	580	390	1,100		740	2,810
21	640		390		330	1,360
22	590		250		240	1,080
23	570		210	500	210	1,490
24				340		340
合 計 Kcal/day	3,250	6,750	1,950	840	1,520	14,310

表 1.12 受放熱雨戸計算条件

パラフィン	熱伝導率 (固相)	0.202	Kcal/m・h・°C
	" (液相)	0.112	"
	単位体積重量	635.0	kg/m ³
	比 熱 (固、液)	0.8	Kcal/kg・°C
	融 解 潜 熱	23.6	Kcal/kg
	融 解 点	45.0	°C
断 熱 材	熱 伝 導 率	0.034	Kcal/m・h・°C
	単位体積重量	25.0	kg/m ³
	比 熱	0.2	Kcal/kg・°C
蓄熱パネル	太陽熱吸収率	0.8	
室内境界層	熱伝導率	6.0	Kcal/m ² ・h・°C
外気	"	20.0	"
空気層	熱貫流率	5.0	"

冬期



夏期

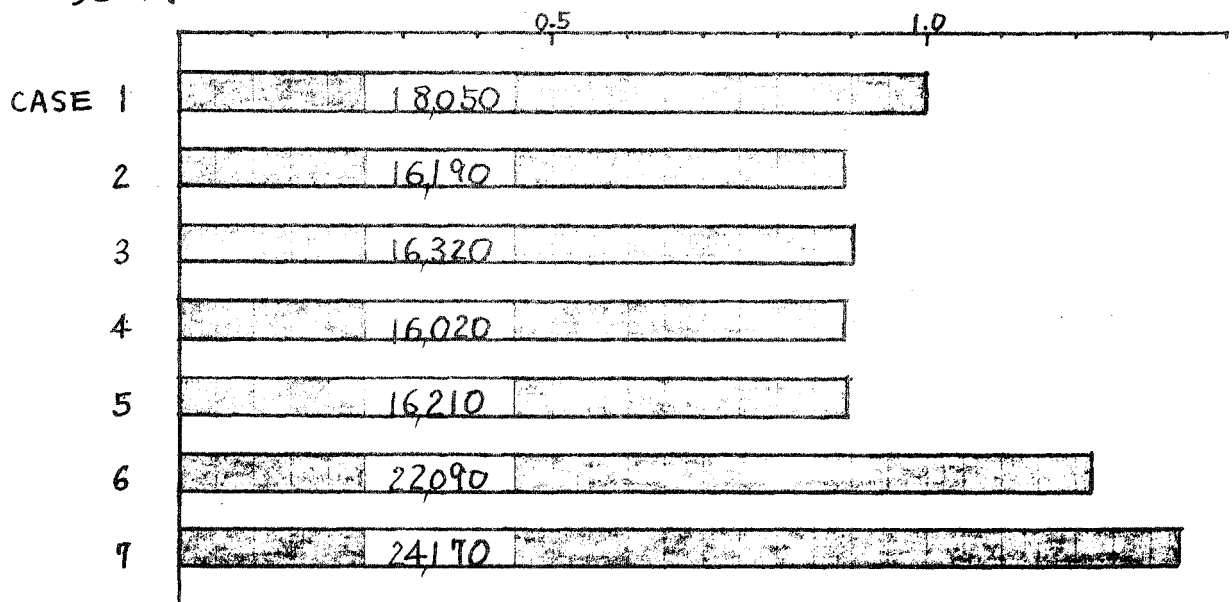
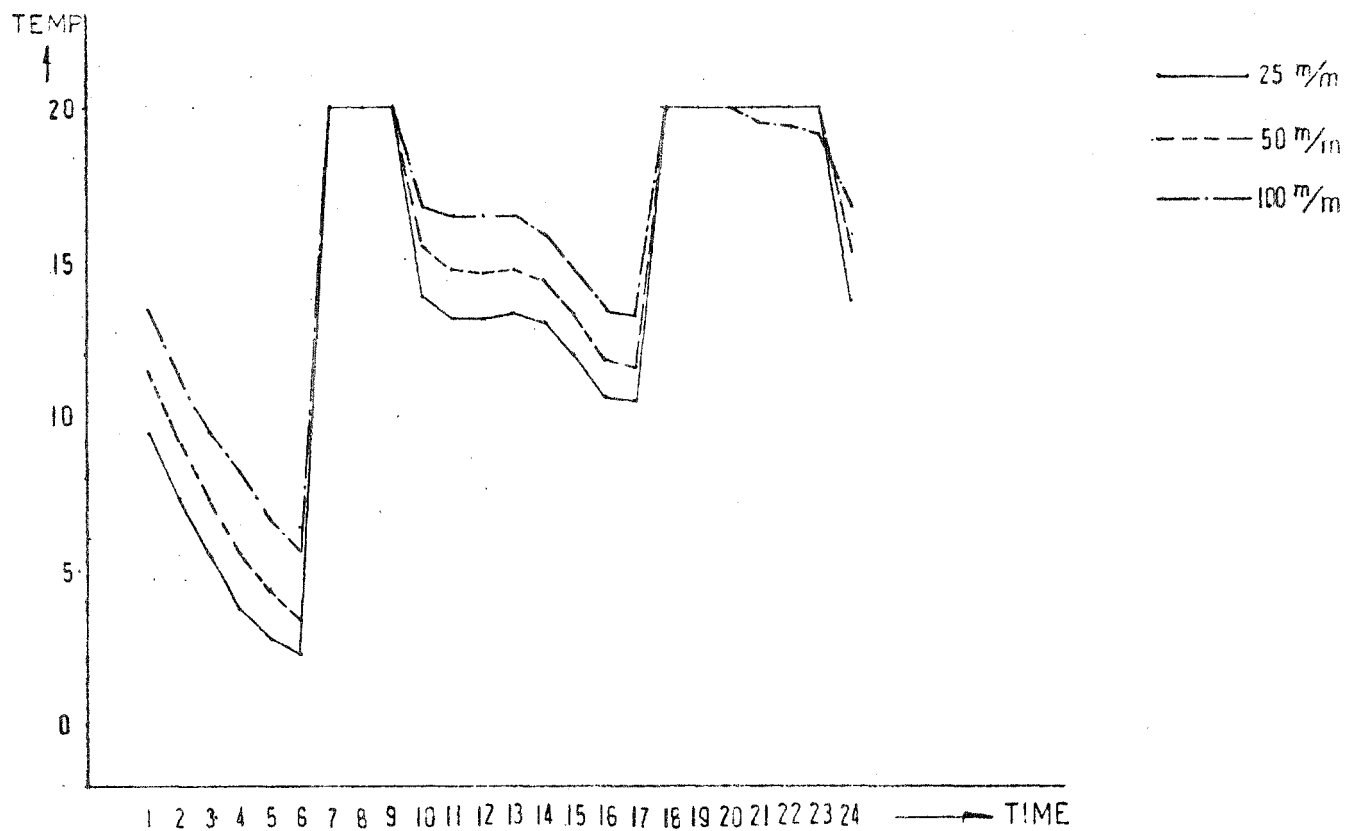


図 1.16 ケース別日平均負荷

冬期(1月18日)



夏期(8月17日)

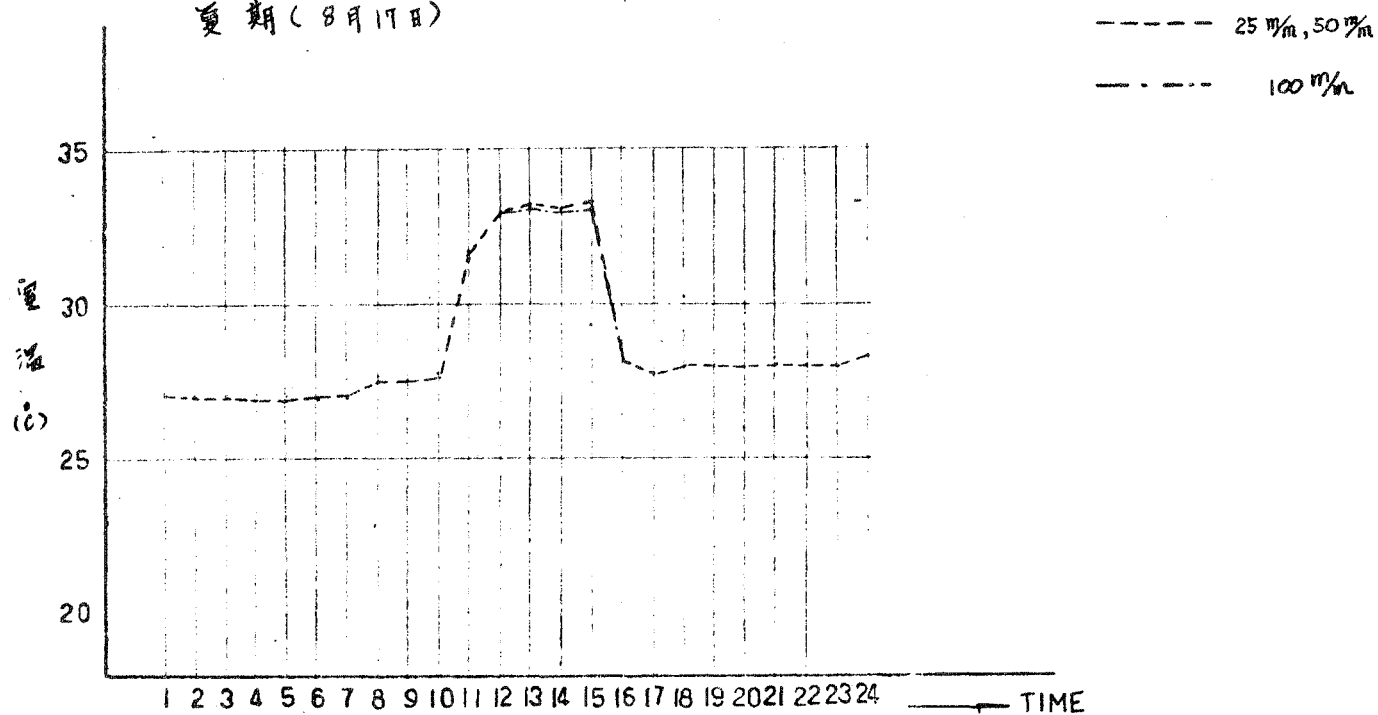


図 1.17 居間における室温変動

図1.18-(2) 実験住宅負荷変動(夏期)

断熱材 100 m²/m 夏期 11日間 $\frac{176.209}{8/10 \sim 8/20} = 16019 \text{ Kcal/day}$

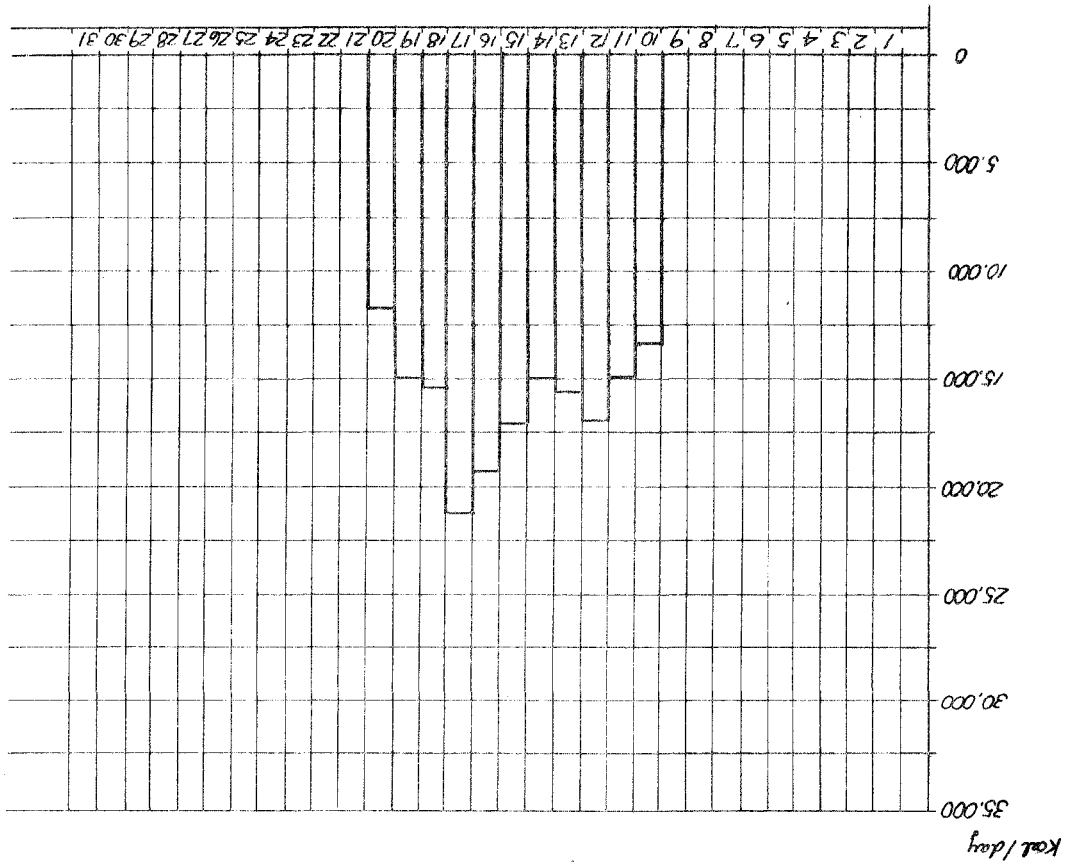
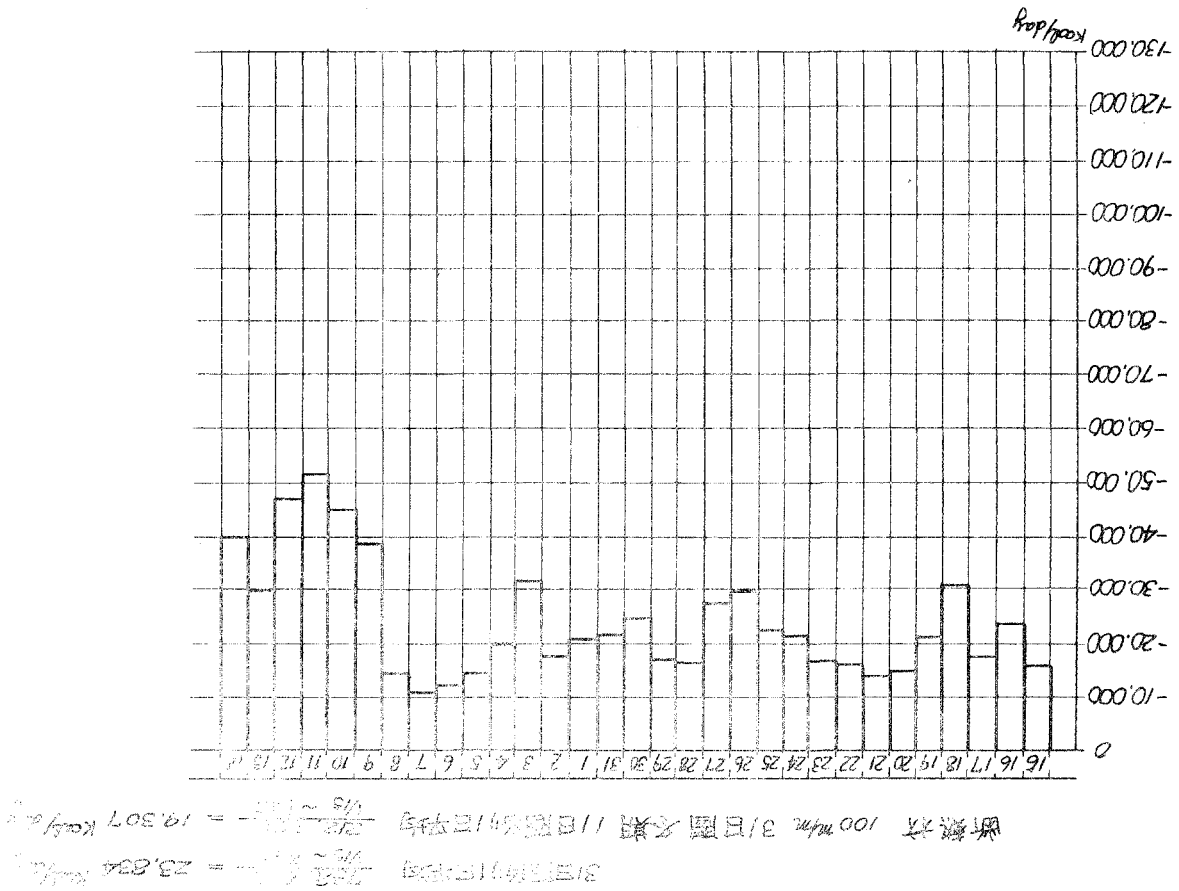
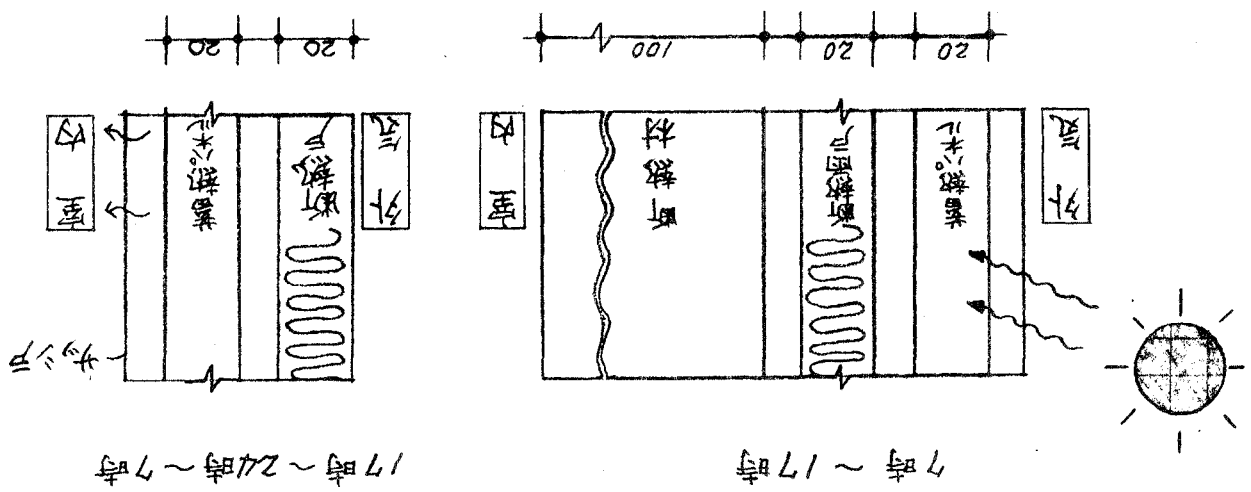


図1.18-(1) 実験住宅負荷変動(冬期)

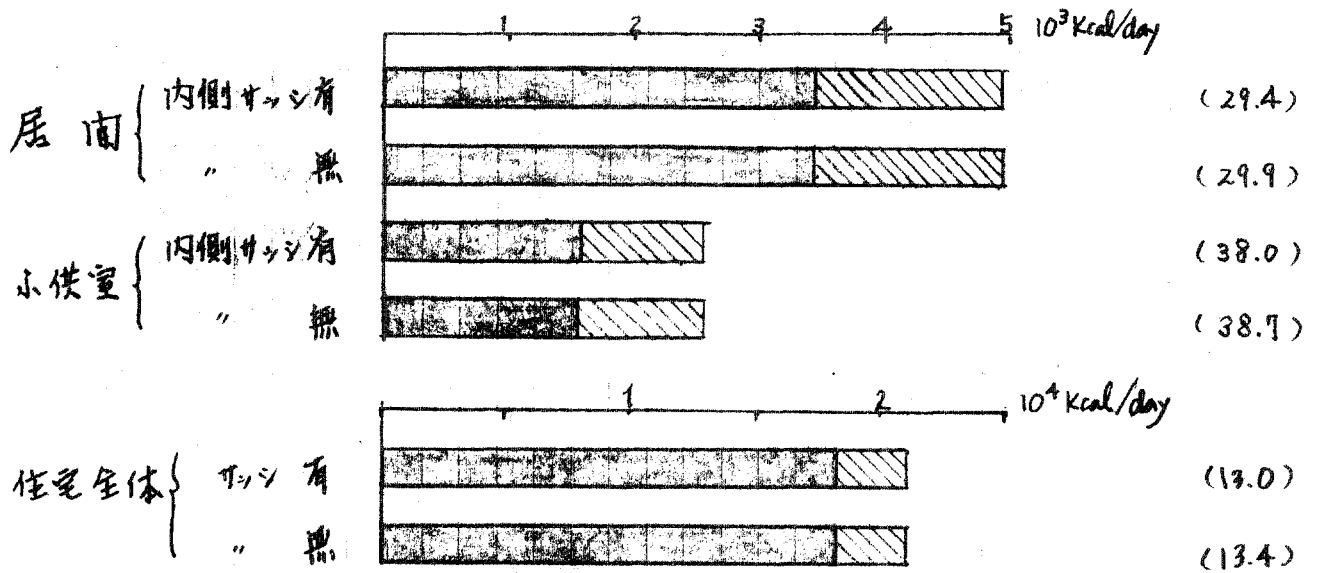


断熱材 100 m²/m 冬期 31日間 冬期 11日間 冬期 11日間 平均 $\frac{23.834}{1/15 \sim 1/25} = 19307 \text{ Kcal/day}$

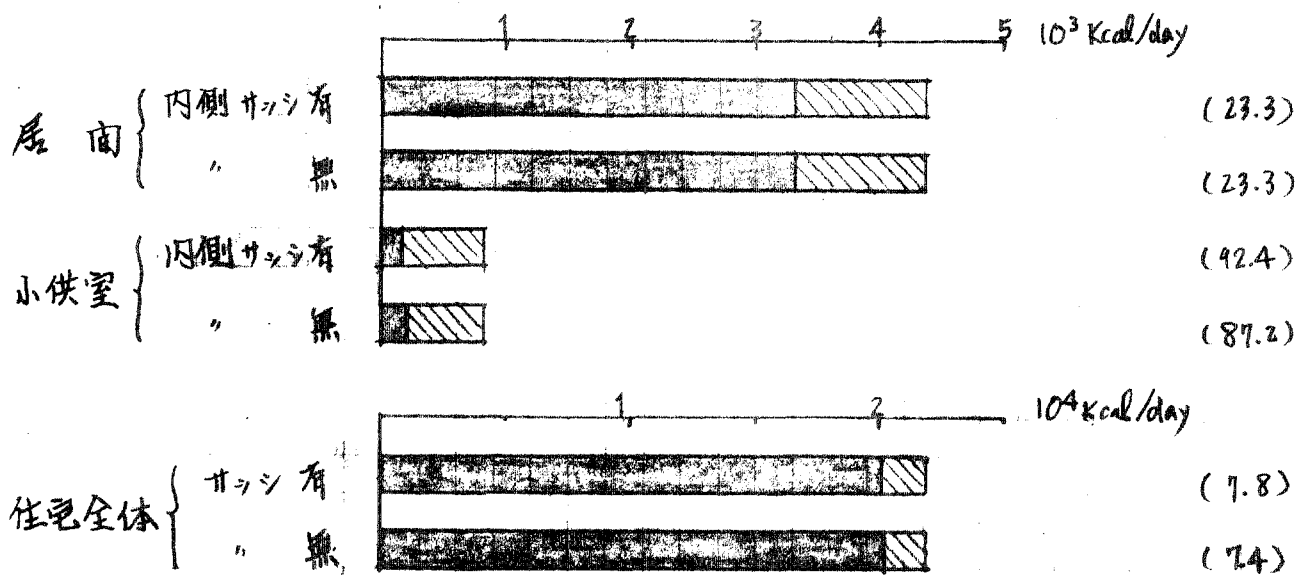
図 1.19 受放熱雨戸モデル



1月19日



1月25日



受放熱雨戸による負荷軽減量 ()内はその比率, %

図 1.20 受放熱雨戸による効果

1.3.3 集熱器取付け方法の研究

i) 緒 言

既存型住宅に集熱器を取付ける場合、取付け部位としては屋根、外壁、ベランダ等が考えられる。一般に建設される一戸建住宅の60%程度は大体、東西方向に棟が通り、屋根の片面はほぼ南面している。また集熱器の必要面積、集熱効率等を考えた場合、現在では南面する屋根面が集熱器の設置場所として最適であるから、ここでは屋根に限定して集熱器の取付け方法を考えることにした。

ii) 取付け方法に影響を与える因子

住宅の屋根に集熱器を取付ける方法は、まず考えられる最大風速に対し、取付け強度が十分であることが必要である。その他、施工が容易で着脱可能なこと、屋根自体の強度、防水性能等に悪影響を与えないこと、屋根自体に損傷を与えないこと、安価なこと、等の諸要因を十分考慮しなければならない。

iii) 屋根構法の選択

一般住宅の屋根としては、日本瓦葺、着色石綿セメント板（コロニアル）葺、長尺鉄板瓦棒葺等がある。しかし、日本瓦、着色石綿セメント板等は屋根葺材の材質、構法から考えて、集熱器を取付ける場合、取付け強度を確保する点から考えて、大なり小なり屋根葺材自体に損傷を与える可能性が大きく、特殊な取付け構法、取付け金具等を考案する必要があると思われる。

しかし長尺鉄板瓦棒葺の場合、瓦棒自体を締付けるような金具があれば集熱器の取付け方法によって屋根に損傷を与える可能性は非常に軽減されることが考えられる。

長尺鉄板瓦棒葺の場合、取付け金具として、多雪地帯で用いられている屋根の滑雪防止用金具がある。これを改良することによって集熱器が屋根鉄板を損傷することなく容易に取付け得るので、屋根構法としては長尺鉄板瓦棒葺を選んだ。

IV) 風 圧

実験住宅の屋根形状から考えて、図 1.21 に示すように、軒先部分に大きな風圧が加わり、それは集熱器に吸引力として働く。風力係数として建設省告示 109 号第 3 項に規定する軒先風力係数 1.5 を採用し、風荷重を算定し、この風荷重に対して取付け金具の耐力を確認することにした。

現在までの気象庁の記録によると、横浜地区の最大瞬間風速は 48.7 m/sec であり、最大風速を 50 m/sec として風圧計算を行なった。

風荷重は(1)式

$$p = c \cdot q \quad \dots\dots\dots(1)$$

により算出される。

(1)式において速度圧

q は、(2)式

$$q = \frac{1}{30} V^2 \sqrt{h} \quad \dots\dots\dots(2)$$

により算出される。

(2)式に $V = 50 \text{ m/sec}$ 、

$h = 7.5 \text{ m}$ を代入すると、

$$q = 138 \text{ Kg/m}^2, \quad \therefore p = 207 \text{ Kg/m}^2$$

すなわち、集熱器には軒先部分に 207 Kg/m^2 の吸引力が働くことになる。

V) 取付け金具の必要強度

集熱器 1 ユニットの寸法は、巾 1.065 m 、長さ 3.35 m であり、自重は 35 Kg/m^2 である。

集熱器 1 ユニットに加わる風荷重を p' とすれば、

$$p' = A \cdot (p - w) \quad \dots\dots(3)$$

$$= 614 \text{ Kg}$$

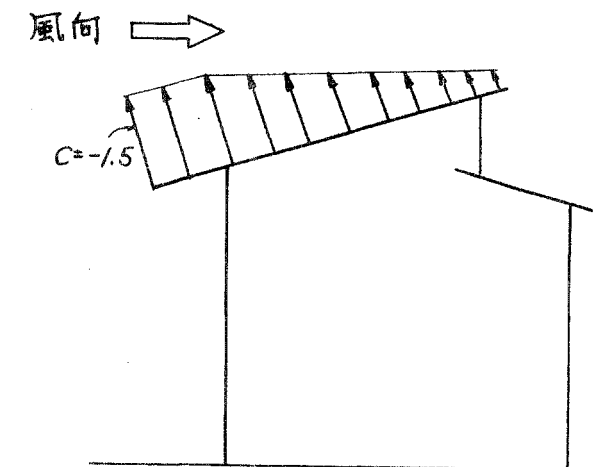


図 1.21 屋根の風圧分布

p ; 風荷重	Kg/m^2
c ; 風力係数	
q ; 速度圧	Kg/m^2
V ; 設計用風速	m/sec
h ; 地上からの高さ	m

p' ; 1 ユニット当り風荷重	Kg
A ; 1 ユニットの面積	m^2
w ; 自重	Kg/m^2

集熱器取付け金具を集熱器1ユニット当たり8個使用すると仮定すれば、
取付け金具1個当たりの必要耐力は

$$N = \frac{p' \cdot s}{n} \dots \dots \dots (4)$$

N ; 金具1個当たりの必要耐力 Kg

s ; 安全率

n ; 取付け金具の数

となり、安全率を1.5とすれば

N = 115 Kgとなる。

vi) 取付け金具の耐力試験

取付け金具の許容耐力を確認するため、図1.22 に示すような引張強度試験を行なった。

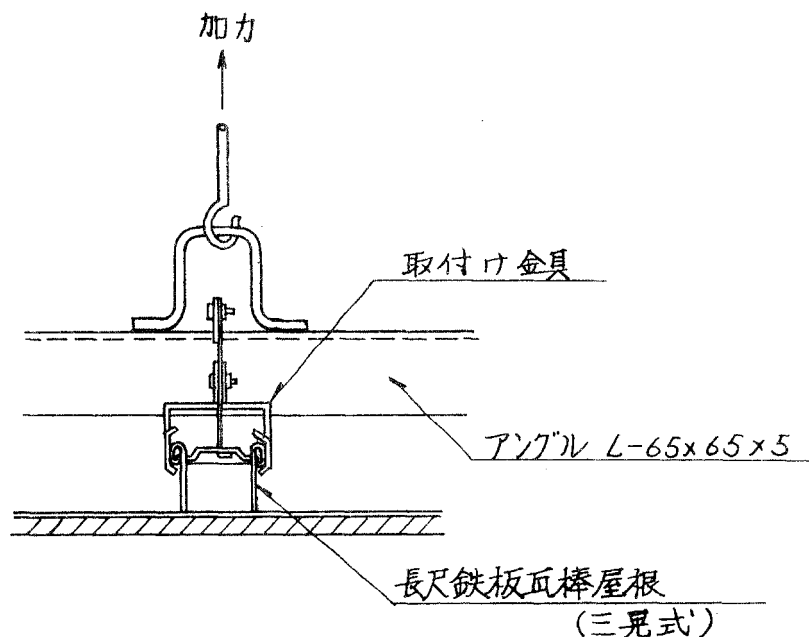


図1.22 取付け金具の引張強度試験

その結果、図1.23に示すように、取付け金具は極限耐力で200 Kg以上の引張強度を有し、破壊性状は主に屋根葺材の強度に左右されることが明らかとなった。したがって、取付け金具自体は、115 Kgの必要耐力を十分満足するものと思われる。

vii) 集熱器の取付け方法と順序

集熱器の取付けは、屋根に集熱器取付け用の架台を据付けた後、集熱器

をその架台に取付ける。取付け順序を図 1.24 に示す。

まず金具①を長尺鉄板瓦棒の所定の位置に取付ける。次に等辺山形鋼（アングル）L－65×65×5②を取付け金具①にはさみ込み、それに軽量溝形鋼〔－100×50×2.3③）をボルト締めし、架台は完成する。

集熱器④を軽量溝形鋼③間に落とし込んだ後、集熱器枠④を軽量溝形鋼③に盲リベット（ポップリベット）⑤止めし、集熱器の取付けは完了する。

集熱器の吊上げは、地上よりナイロン製吊帯（スリング）で油圧クレーンにより行なったが、当初懸念されていたような吊上げによる集熱器の変形、ガラスの破損等は全く問題とらなかった。

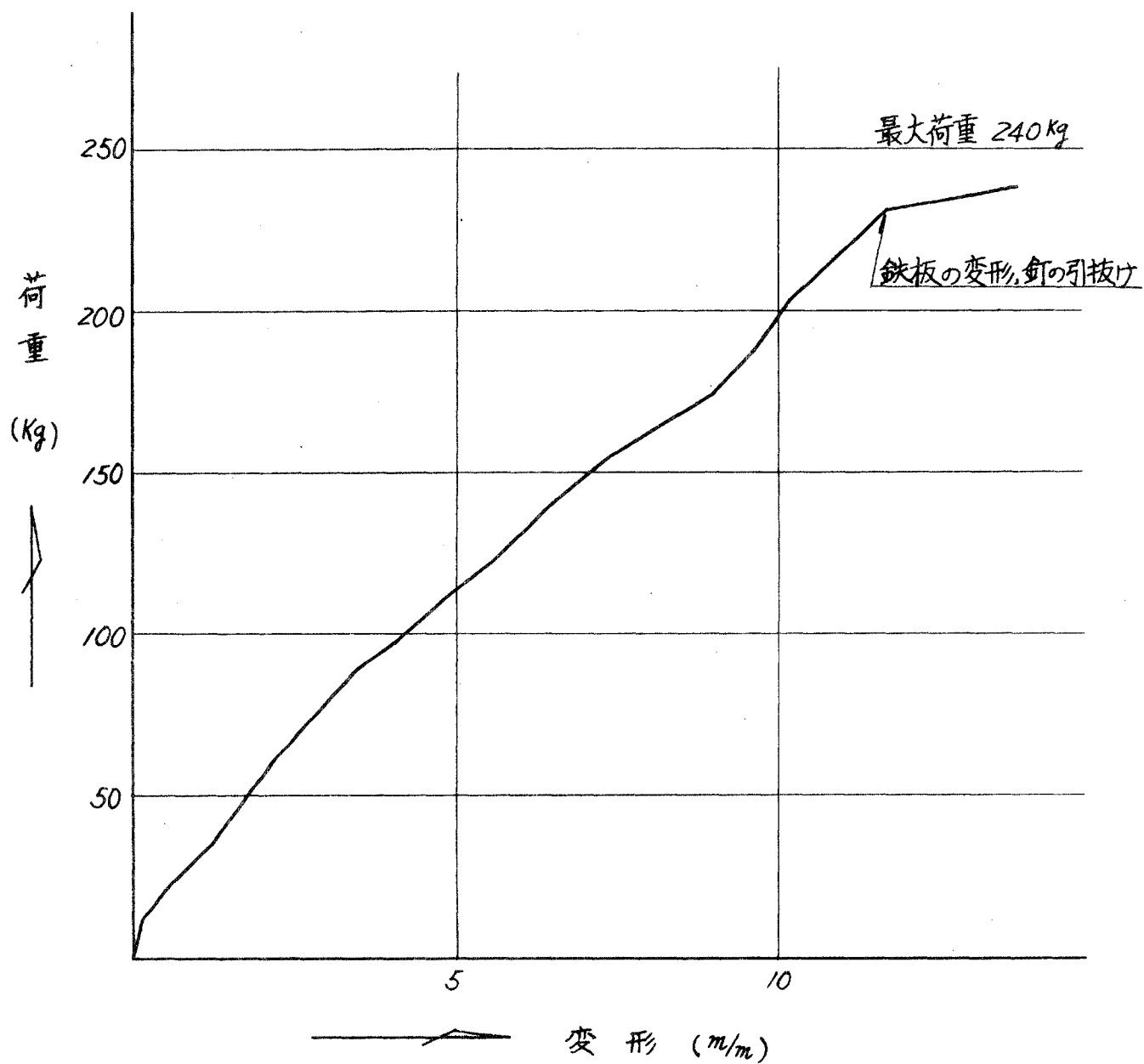


図 1.23 取付金具の引張強度試験

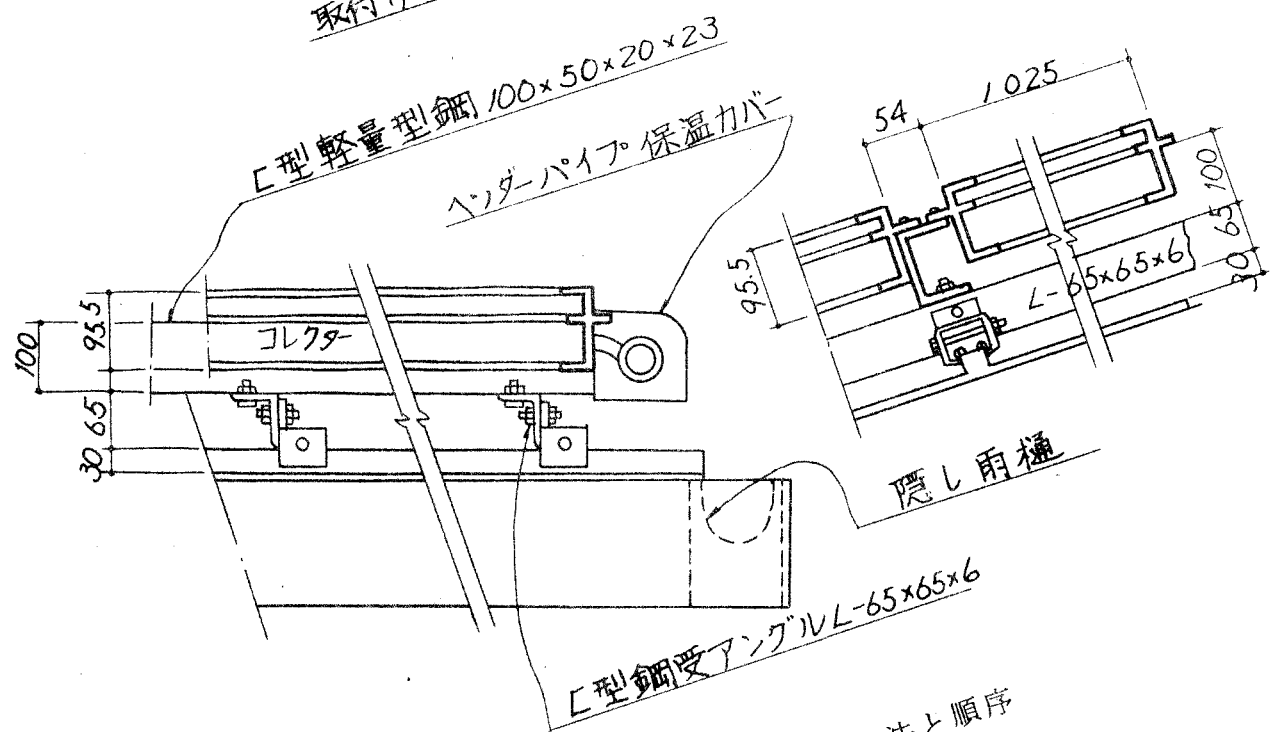
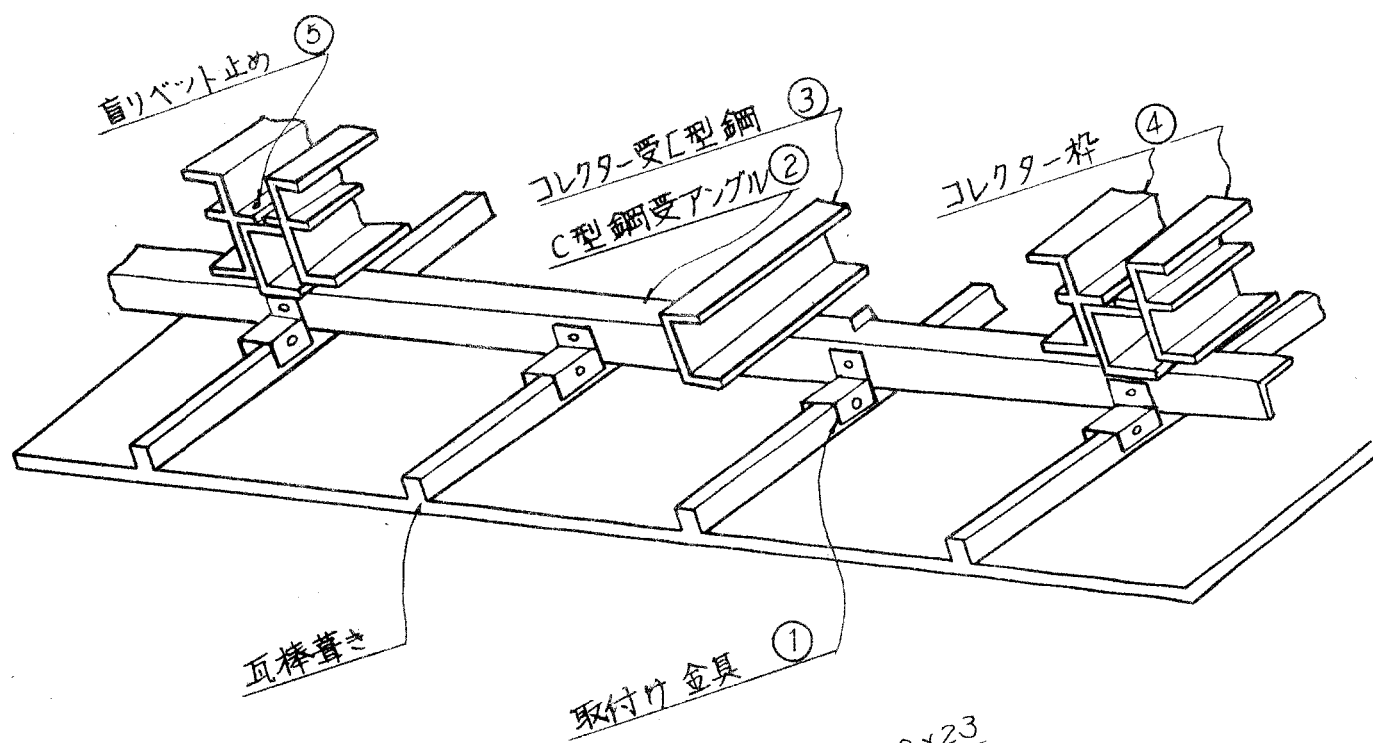


図 1.24 集熱器の取付け方法と順序

1.3.4 プラグインシステムの研究

(1) 太陽熱利用受放熱戸ユニットの実施設計・製作

50年度にプラグインシステムの中の太陽熱利用受放熱戸ユニットの概念設計を行った。本年度は、この受放熱戸ユニットの実施設計及び製作、実験住宅への取付方法の検討、更にそれに必要な装置の設計製作を実施した。

実施設計上の大きな特長は、蓄熱材容器である受放熱戸の形状である。昨年度の報告書では、その材質についてはアルミ、形状については板として実験用に製作したもので、20 mm、40 mmの二種類の厚さの1 m × 1 mの平板型容器であった。

実験時にも確認されたことであるが、このような形状の容器は、構造的に弱く薄肉のアルミでは溶接が出来ないという製作上の問題等があった。

そこで、本年度の実施設計段階で検討の結果、蓄熱材容器として25 mm、30 mmのアルミパイプを平板状に並べて固定したものを使用することとした。受放熱戸ユニットの納り図を図1.25に示す。それらを構成する戸袋を図1.26に、受放熱戸を図1.27、断熱戸を図1.28に示す。これらで示したユニットは実験住宅の1階居間部分、2階和室部分に取り付けられる。

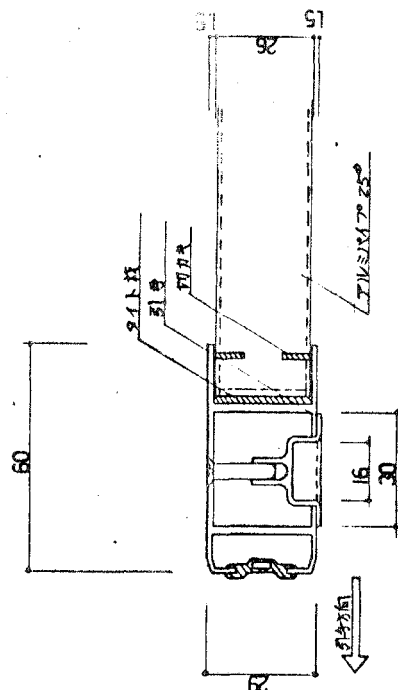
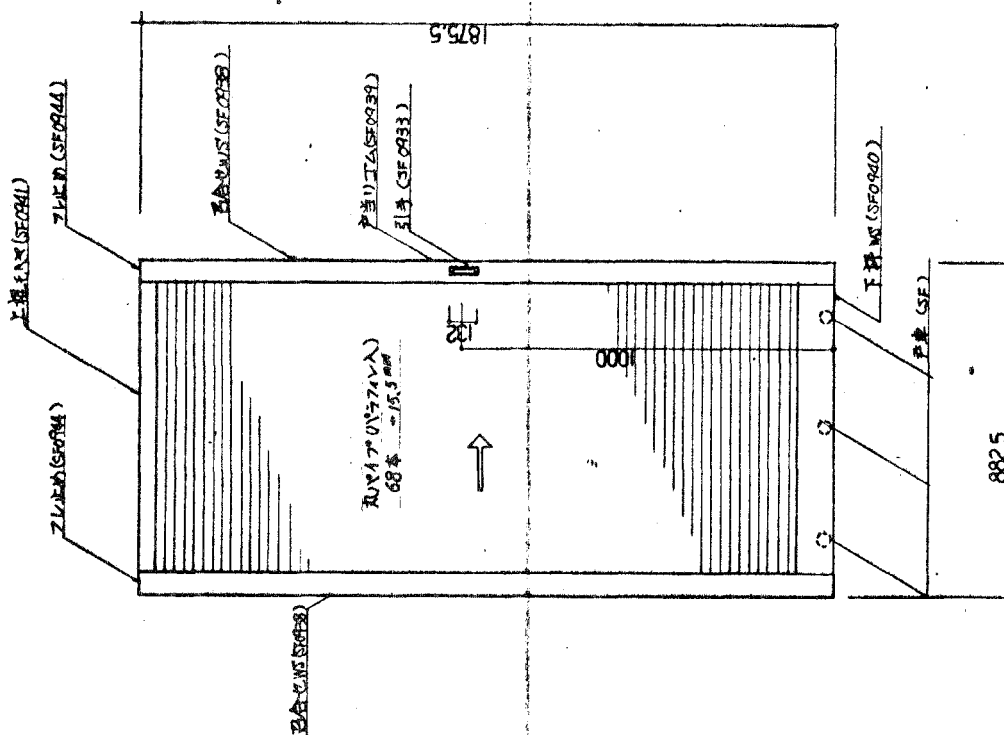
(2) 受放熱戸の熱特性実験

アルミパイプを使用した受放熱戸の熱特性確認のために25 mm径のアルミパイプにパラフィンワックスを充てんし、加熱後、一定室温下に放置し、パイプ表面及び内部の温度降下を観察した。その結果、アルミパイプ容器では、単位時間の放熱量がかなり大きいことがわかった。これは同一寸法の容器でも表面積が大きいためである。その比較を以下に示す。

表1.13 容器形状の比較

容器形状	表面積	内容積	表面積/内容積
平板 1700 × 765 × 25	1.300 m ²	0.0285 m ³	45.6 m ² /m ³
パイプ	4.086 m ²	0.0198 m ³	206.4 m ² /m ³

単位時間の放熱量を減らし、放熱時間を長くさせるには、表面熱抵抗を増加させる、内容積を大きくする方法がある。



リキルルルルルルルルル

圖 1.27 受熱放戸

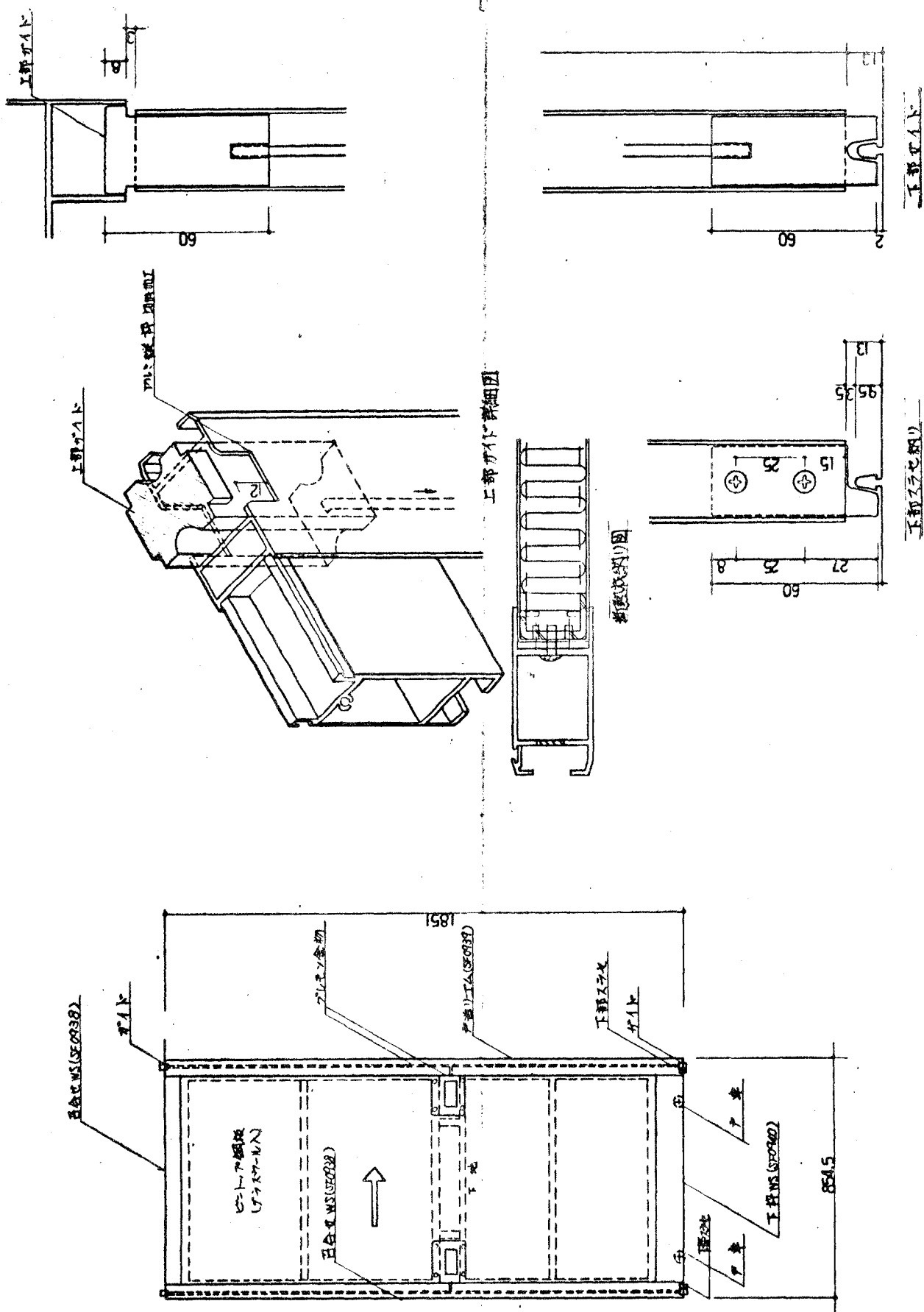


図 1.28 断 熱 戸

(3) 受放熱戸の封入蓄熱材に関する研究

50年度に実験した蓄熱材はパラフィンワックスでその受放熱実験に関しては前節の通りであるが、パラフィンは可燃性がありその防災上の問題で同じ様な蓄熱効果の有る酢酸ナトリウムに関する研究、確認実験を行った。即ち、蓄熱材として、酢酸ナトリウムとリン酸ナトリウムに対する実験から蓄熱材による水温上昇曲線、恒温恒湿槽内における蓄熱材の温度降下曲線を求める。それらから、エンタルピー図を作成し両者を比較検討した。その結果より封入蓄熱材としての良否を検討した。

使用薬品、使用機器、実験装置の概略図、実験方法を次に示す。

i) 使用薬品

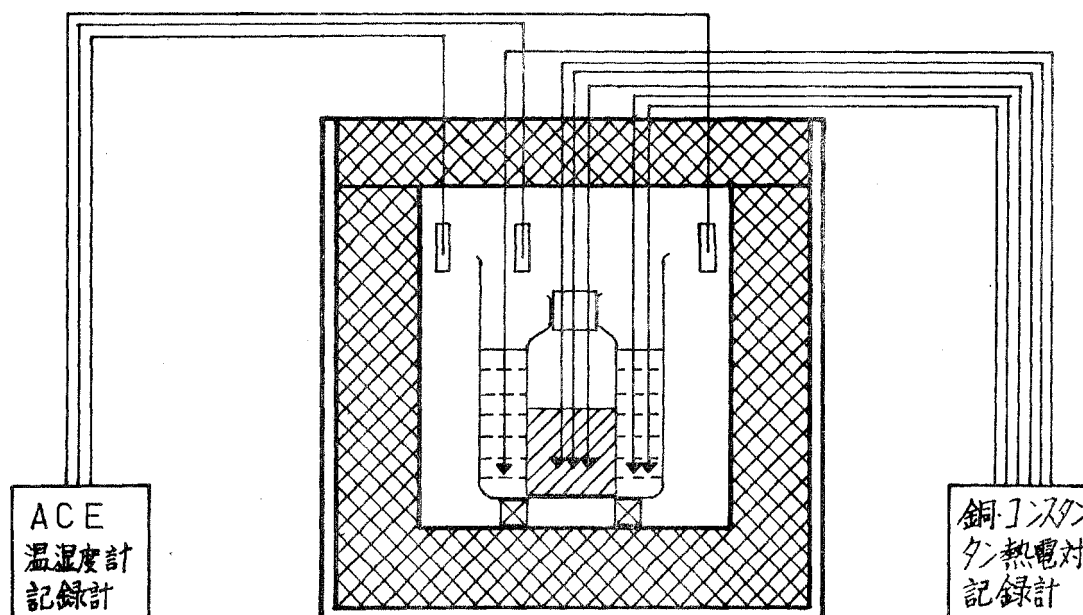
- 酢酸ナトリウム ($\text{CH}_3\text{COONa} \cdot 3\text{H}_2\text{O}$) : 関東化学製試薬 1 級
(純度 98.5 % 以上)
- 工業用酢酸ナトリウム ($\text{CH}_3\text{COONa} \cdot 3\text{H}_2\text{O}$) : 関東化学製
(純度 98.0 %)
- リン酸ナトリウム[※] ($\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$) : 関東化学製試薬 1 級
(純度 98.0 ~ 101.0 %)

※正しくはリン酸 2 ナトリウム (12 水塩) であるが、本報告書においては以下リン酸ナトリウムと呼ぶ。

ii) 実験装置の概略図

A. 蓄熱材による水温上昇測定実験

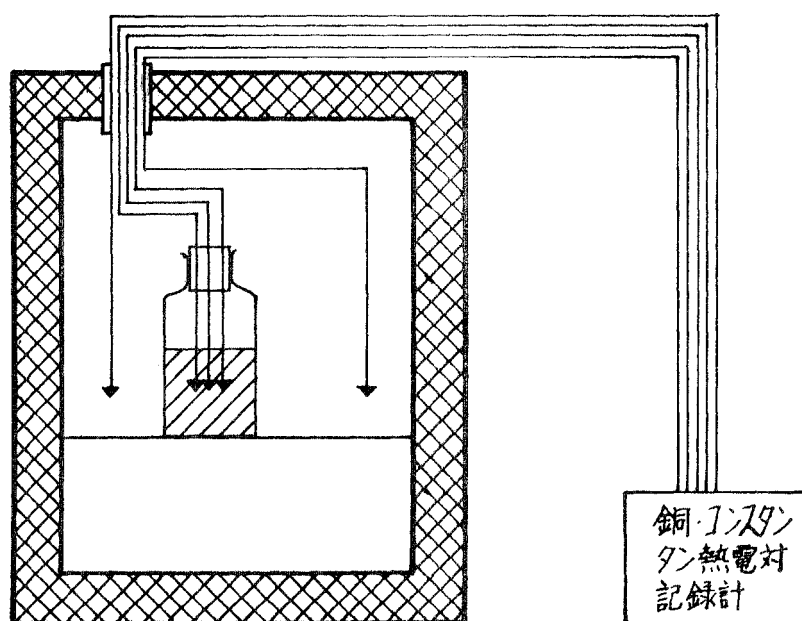
図 1.30



- ▼ 銅-コンスタンタン熱電対 (蓄熱材 3点、水 1点)
 - ⊏ ACE 温湿度計センサー (3点)
 - ⊞ 断熱材 (スタイロフォーム 100 mm 厚)
 - ⊍ 純水
 - ⊎ 試料
- 断熱箱の内容積: $W18 \times H24 \times D18 \text{ cm}$ (約 7.8 l)

B. 恒温恒湿槽内における蓄熱材の温度低下測定実験

図 1.31



- ▼ 熱電対 (蓄熱材 3点、恒温槽内 2点、室内 1点)
- ⊎ 試料
- ⊞ 恒温恒湿槽 (20℃ 50% RH)

iii) 実験方法

ii) -A の実験方法

約 500 ml のポリビンに試料（酢酸ナトリウム・リン酸ナトリウム）を 300 g 入れ、ウォーターバスにより約 80 °C に加熱する。約 80 °C に温度が上昇したら、ただちに断熱箱内の 1 l の水のはいったビーカーに入れる。そして、試料と水の温度を銅コンスタンタン熱電対により、また断熱箱内の温度と湿度を A C E 温湿度計により、試料と水の温度が平衡になるまで連続記録する。

ii) -B の実験方法

約 500 ml のポリビンに試料（酢酸ナトリウム・リン酸ナトリウム）を入れ、ウォーターバスにより約 80 °C に加熱する。約 80 °C に温度が上昇したら、ただちに恒温恒湿槽に入れ、試料の温度と恒温槽内の温度を試料と恒温恒湿槽内の温度が平衡になるまで連続記録する。

iv) 実験結果

各蓄熱材の水温上昇曲線を図 1.32-(1)～図 1.32-(3) に、その時の断熱箱内の温湿度を図 1.33-(1)～図 1.33-(3) に示した。水温上昇曲線から、各物質とも過冷却現象を示しており、凝固点は酢酸ナトリウム、工業用酢酸ナトリウムとも約 57 °C、リン酸ナトリウムは約 36 °C であることがわかった。

各蓄熱材の恒温恒湿槽内における温度降下曲線を図 1.34～図 1.36 に示した。また、図 1.34～図 1.36 から求めた各蓄熱材の 20 °C から 80 °C までのエンタルピー図を図 1.37 に示した。

v) 考察

図 1.37 のエンタルピー図から、蓄熱材は酢酸ナトリウム＜工業用酢酸ナトリウム＜リン酸ナトリウムの順に性能が良いことがわかる。しかし、リン酸ナトリウムは、図 1.36 からわかるように過冷却現象の時間が約 40 分と長く、また液体状態になったものを放置しておいた際、相分離を起こしたものも見られるなどのマイナスの面もみられた。

従って、酢酸ナトリウム、リン酸ナトリウムの構造材料に対する腐食の

実験などを行ない、総合的に判断して蓄熱材の性能比較を行なう必要があると思われる。

図 1.32-(1) 酢酸ナトリウムによる水温上昇曲線

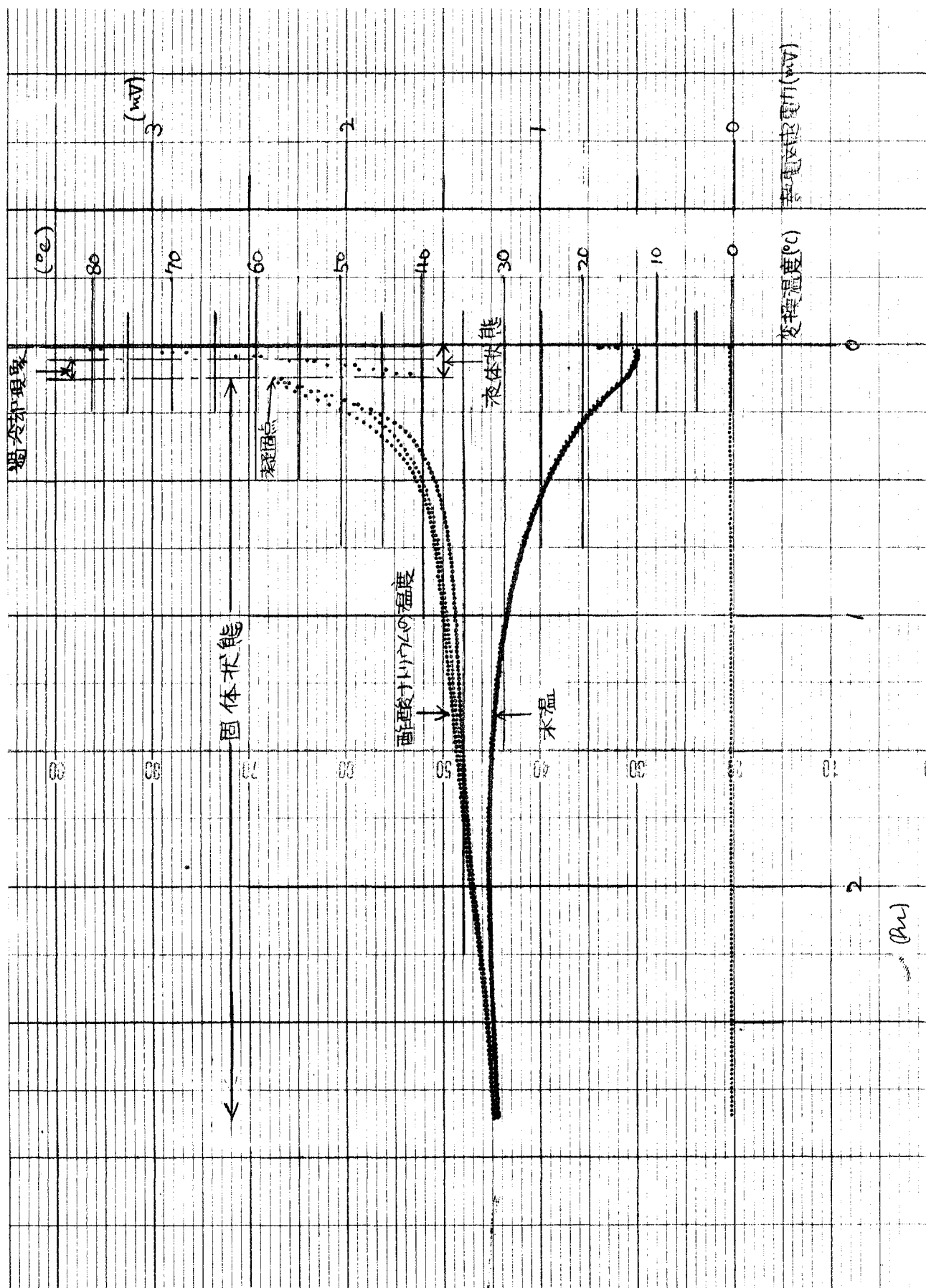


図 1.32-(2) 工業用酢酸ナトリウムによる水温上昇曲線

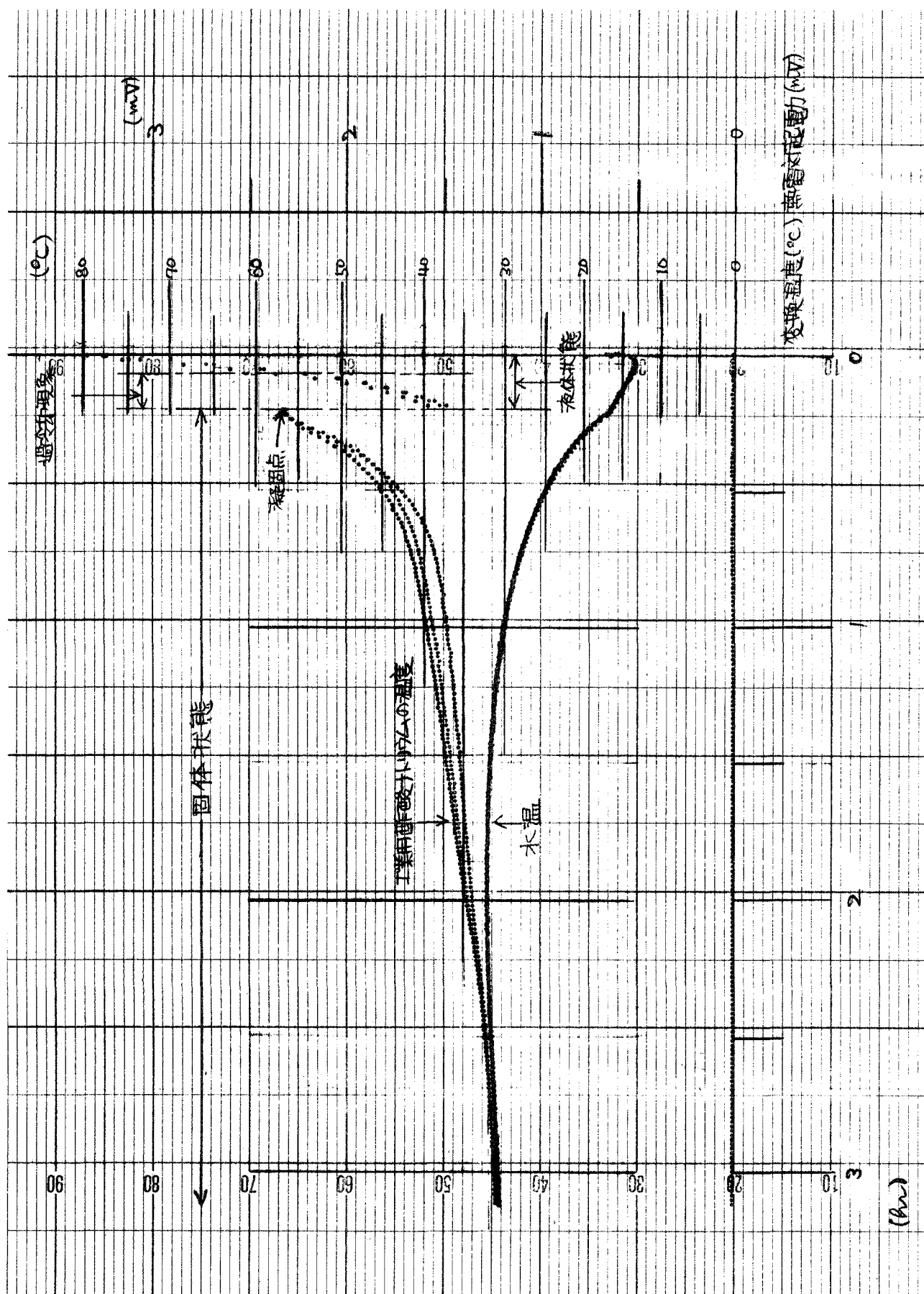


図 1.32-(3) リン酸ナトリウムによる水温上昇曲線

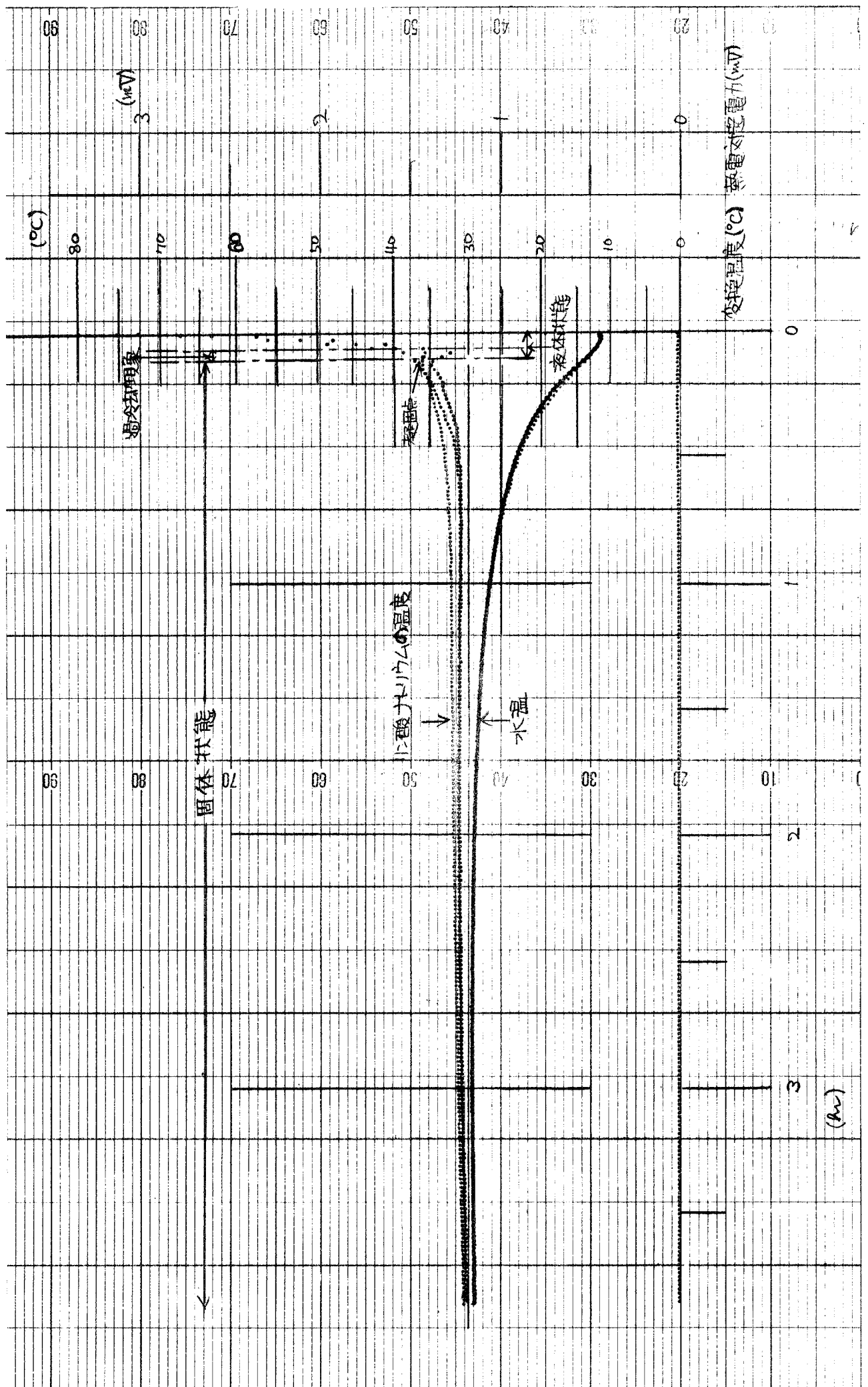


図 1.33-(1) 酢酸ナトリウム使用時の断熱箱内の温湿度

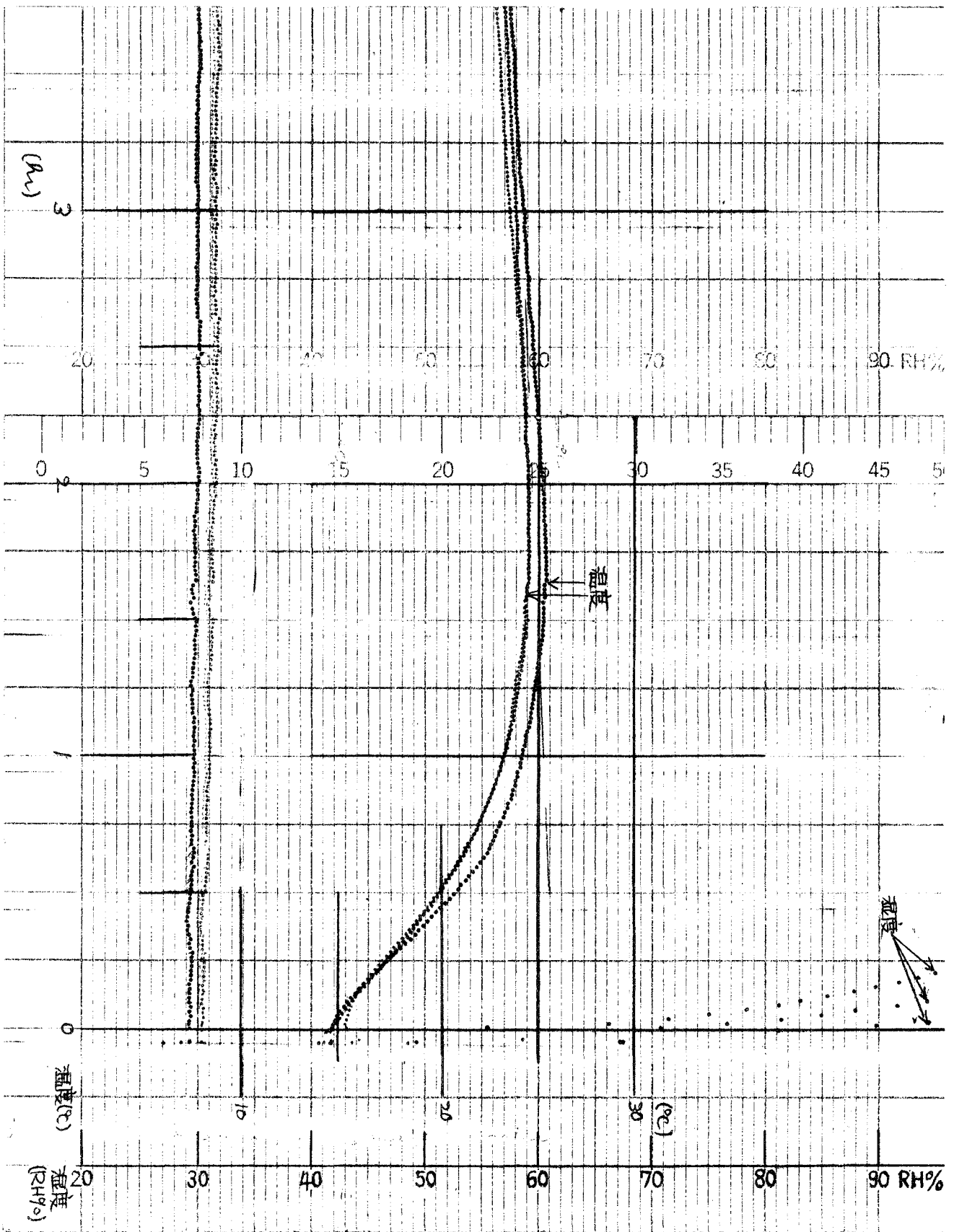


図 1.33-(2) 工業用酢酸ナトリウム使用時の断熱箱内の温湿度

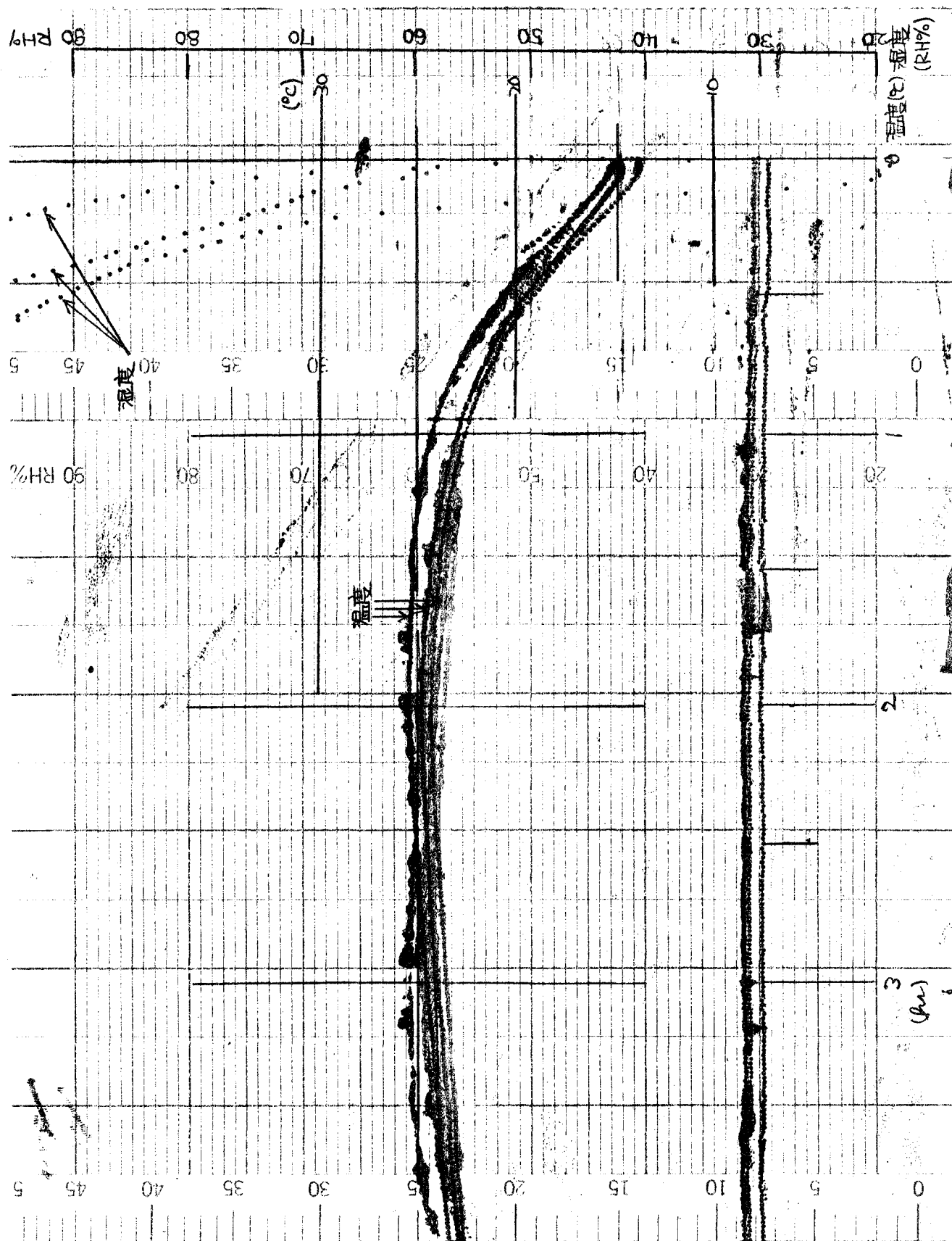


図 1.33-(3) リン酸ナトリウム使用時の断熱箱内の温湿度

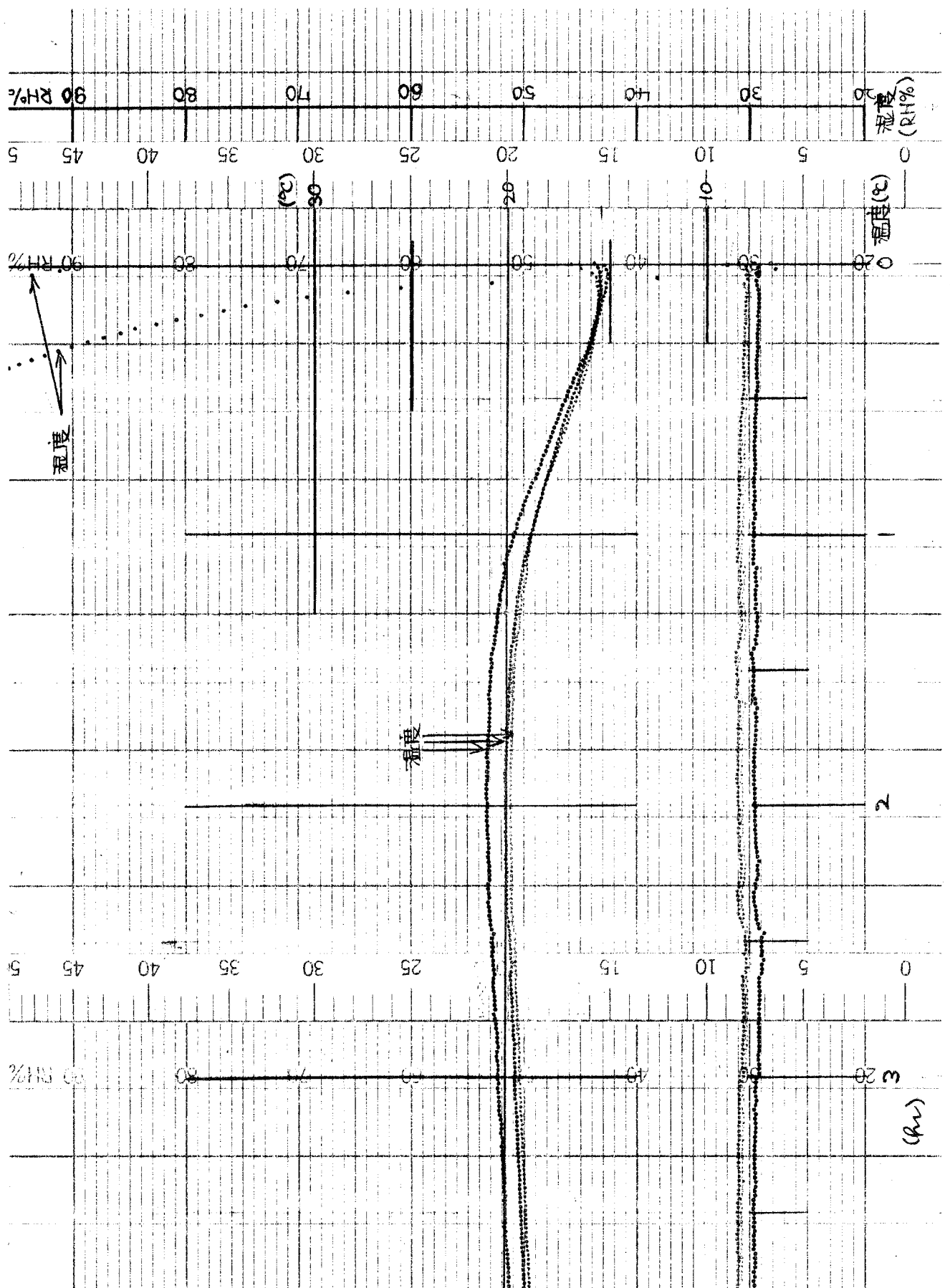


図 1.34 酢酸ナトリウムの温度降下曲線

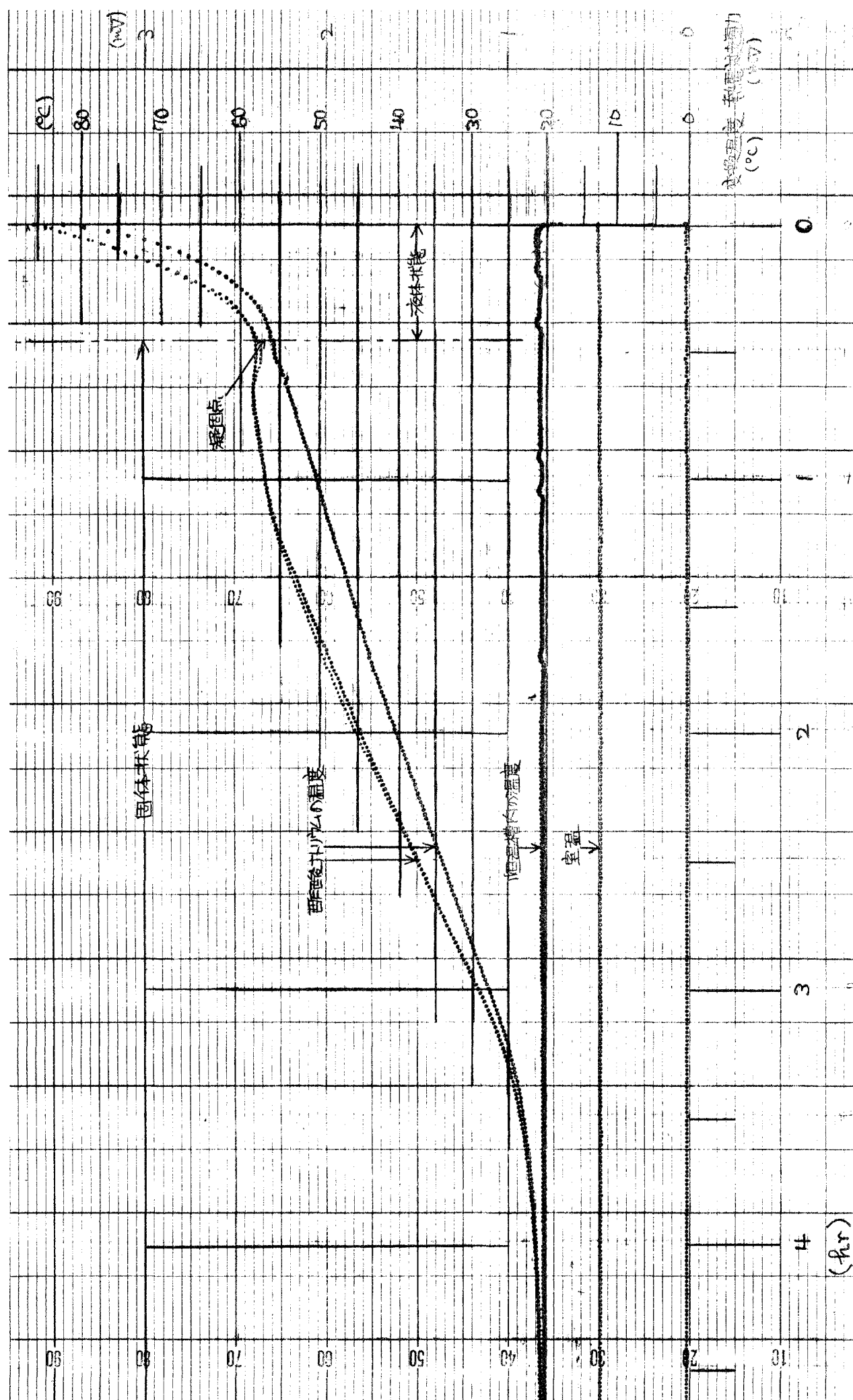


図 1.35 工業用酢酸ナトリウムの温度降下曲線

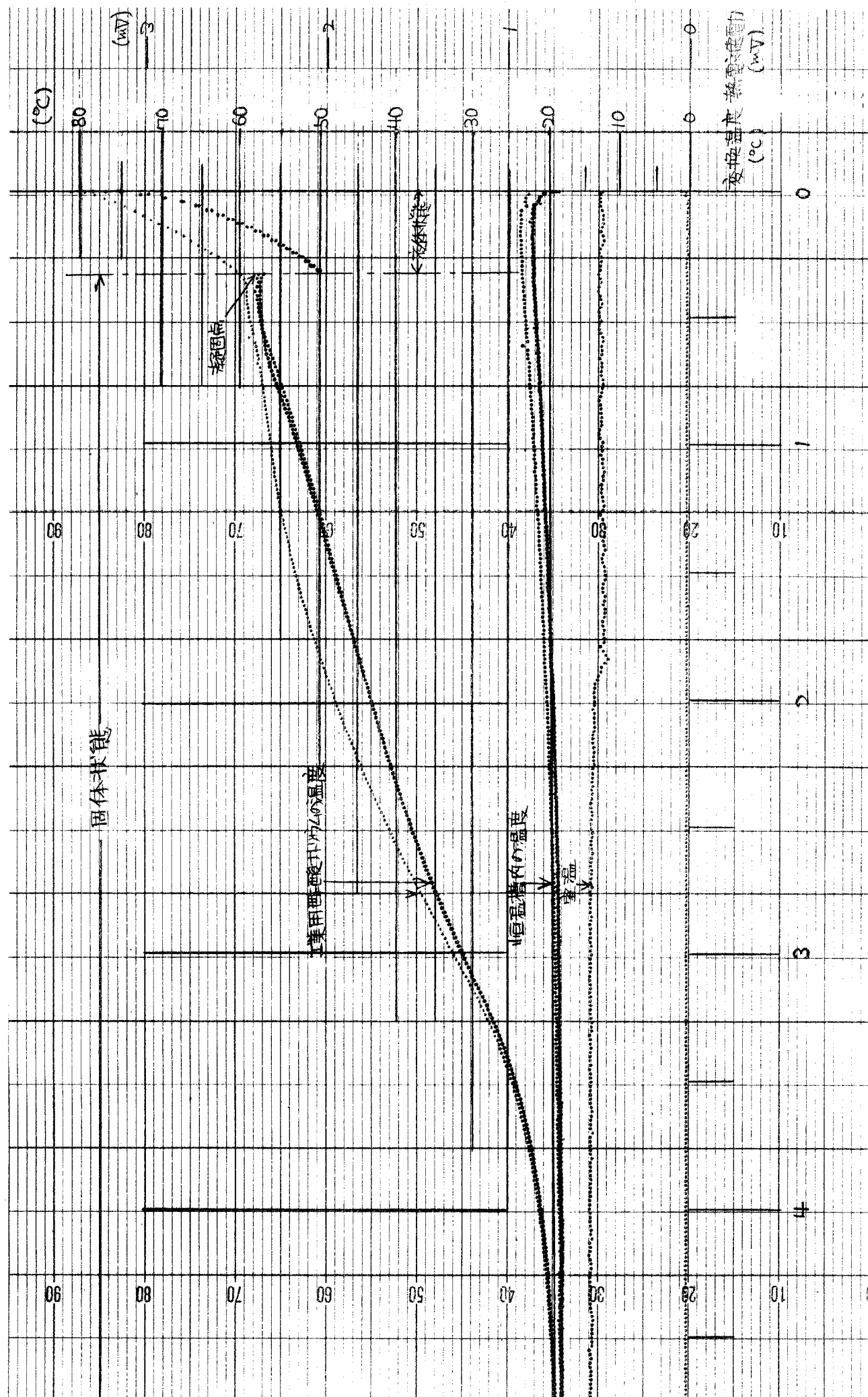


図 1.36 リン酸ナトリウムの温度降下曲線

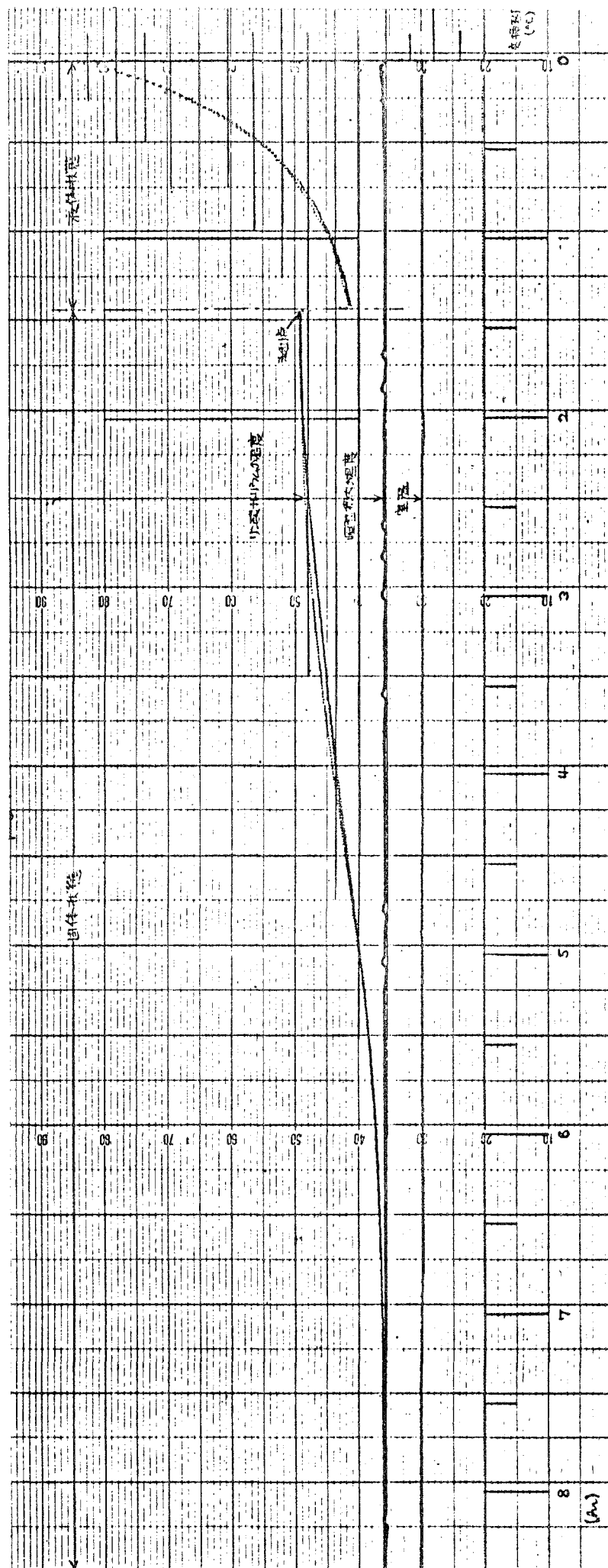


図 1.37 酢酸ナトリウム・工業用酢酸ナトリウム・リン酸ナトリウムのエンタルピー

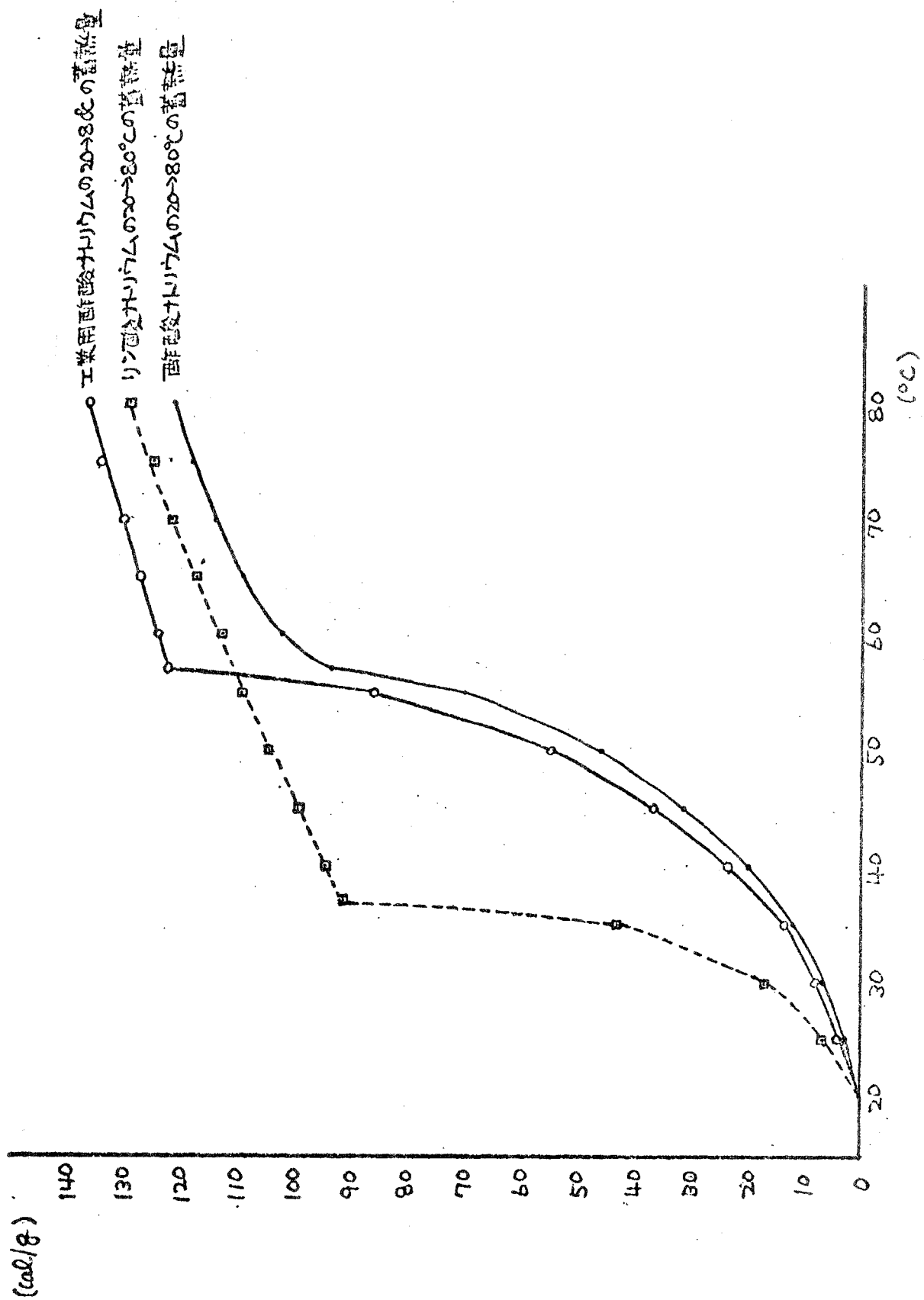
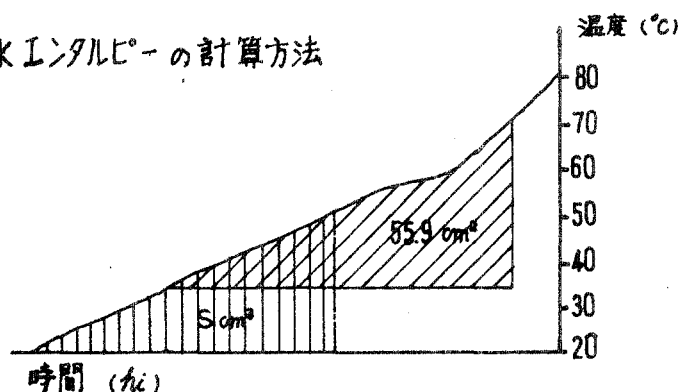


表 1.14 図 1.35 ～ 図 1.37 の各温度
におけるエンタルピー

蓄熱機 温度範囲	酢酸ナトリウム (図 1.35)			工業用酢酸ナトリウム (図 1.36)			リン酸ナトリウム (図 1.37)		
	面積 (cm^2)	蓄熱量 (kcal)	エンタルピー (cal/g)	面積 (cm^2)	蓄熱量 (kcal)	エンタルピー (cal/g)	面積 (cm^2)	蓄熱量 (kcal)	エンタルピー (cal/g)
20→25	1.8	1.0	3.3	2.4	1.4	4.6	3.0	2.1	7.1
20→30	3.8	2.1	7.0	4.3	2.4	8.1	7.8	5.5	18.3
20→35	6.6	3.7	12.2	7.3	4.2	13.9	18.4	12.9	43.0
20→37	—	—	—	—	—	—	39.0	27.4	91.3
20→40	10.6	5.9	19.7	12.3	7.0	23.5	40.2	28.2	94.1
20→45	16.8	9.4	31.4	19.2	11.0	36.6	42.4	29.8	99.3
20→50	24.6	13.7	45.8	28.8	16.4	54.7	44.8	31.4	104.7
20→55	36.4	20.4	68.0	45.1	25.8	85.8	46.6	32.7	109.0
20→57	50.0	28.0	93.3	64.3	36.7	122.3	—	—	—
20→60	54.9	30.7	102.4	65.2	37.2	124.0	48.2	33.8	112.7
20→65	58.4	32.7	109.0	66.8	38.2	127.2	50.0	35.1	117.1
20→70	61.0	34.1	113.6	68.5	39.1	130.3	52.0	36.5	121.8
20→75	63.4	35.4	118.1	70.5	40.2	134.2	53.5	37.6	125.2
20→80	65.1	36.4	122.4	71.8	41.0	136.7	55.1	38.7	129.0
比例計 算に用 いた面 積・蓄熱 量・エン タルピー	70→32.8 °C 55.9 (cm^2) 20.0 (kcal) 66.7 (cal/g) (図 1.32 からの計算値)			70→32.1 °C 58.3 (cm^2) 20.6 (kcal) 68.7 (cal/g) (図 1.33 からの計算値)			70→30.0 °C 45.2 (cm^2) 18.6 (kcal) 62.3 (cal/g) (図 1.34 からの計算値)		

※ エンタルピーの計算方法



例えば 酢酸ナトリウムの
20→50°C のエンタルピーは
面積を S とすると

$$h = \frac{S}{55.9} \times 20.0 \times \frac{1}{0.3} \text{ となる}$$

1.3.5 結 言

建物システムの研究は以上の様に、本年度は実際に建設される実験住宅に対して適用のせまったものを主点的に研究したわけであるが、これはさらに52年度の研究に引継ぎ、本年度建設した実験住宅、太陽システムの評価等に研究を発展させてゆく予定である。

猶、50年度で行った実験住宅の通気量・特性に関しては、52年度で実験測定し評価・解析を行う予定である。

1.4 設備システムの研究

1.4.1 緒言

サンシャイン計画3年目として、本年度は第一次の実験住宅に装備するランキンサイクル冷凍機を用いた太陽熱利用冷暖房・給湯システムを既設個人住宅に設置することを前提として研究を行つている。

これまでの2年間の研究から、ランキンサイクル冷凍機を用いたシステムが現有技術の積み上げということだけでは、経済的に成り立ちそうもないように思われることから(図1.40参照)、5年・10年後での実用化という長期的展望にたつた上での本システムの目標(例えば性能・経済性など)を解析し、またそれを実現するための問題点を見つけ出し、具体的対策の手法の研究を行う。

本研究の流れは、昭和49年度「各種方式の検討」、昭和50年度「設備システムの研究」から続いているものであり、システムの検討に際しては、先に開発した「システム評価プログラム」(昭和49～50年度に開発および改良)を一部用いている。

1.4.2 方法論

(1) 概要

昭和49年度「各種方式の検討」により、644種類のシステムから29種類のシステムを技術的に実現可能として選択し、経済性の検討を行つた。その結果、29種類のシステムをある程度グルーピングし、各グループから代表的4システムを次のように選択した。

- i 空気熱源ヒートポンプシステム
- ii 水 //
- iii 熱作動型(ランキンサイクル)冷凍機システム
- iv 太陽暖房・給湯システム

また、給湯のみのシステムを1種類追加することにより、合計5種類のシステムを評価の対象としてきた。

これに対して本年度からは、熱作動型、なかんずく当グループの第一次実験住宅に装備するランキンサイクル冷凍機を用いたシステムを研究対象にすると共に、一般的モデルを選定したのち、当該モデルシステムの各種構成機器の概略の価格分析・熱量分析および性能分析を行い、コストパフォーマンスを分析した。

また各機器の性能・価格の概略目標の解析により、最終的なシステム目標をある程度予測していく方法を用いることにする。

更に、具体的対策の手法研究の一端として、一般的なモデルシステムに対する制御法について検討する。

(2) ランキンサイクル冷凍機システムの設備の選定について

昭和50年度版「システム評価プログラム」によつて、可能性ありと判定されているランキンサイクル冷凍機システムについて、その代表的なシステムのシステム図を図1.38に示す。

図中には、各構成要素の概要スペックおよび価格も示してある。

また図1.39には、今回当三菱・大成グループが綾瀬町に建築中の第一次実験住宅に設備するランキンサイクル冷凍機システムを示した。

本システムについての価格は試作品であるため、参考値程度として示した。

前記2システムの大きな違いは、ランキンサイクル冷凍機の補助動力としてボイラまたはヒータなどの熱入力を利用するか(図1.38)またはエキスパンダの駆動力補助として電動機を利用するか(図1.39)の違いである。

これについては、昭和50年度の成果報告書で述べている通り、電動機補助の方が、熱入力補助よりかなり経済的に有利であることが判明している。第一次実験住宅での設備は、経済性追求の面から電動機入力を採用し、昭和52年度の実験を予定している。

しかし、ここでは熱作動型冷凍機システムを論じる際の一般的なものとして、熱入力補助の場合のシステムについても論じることとする。

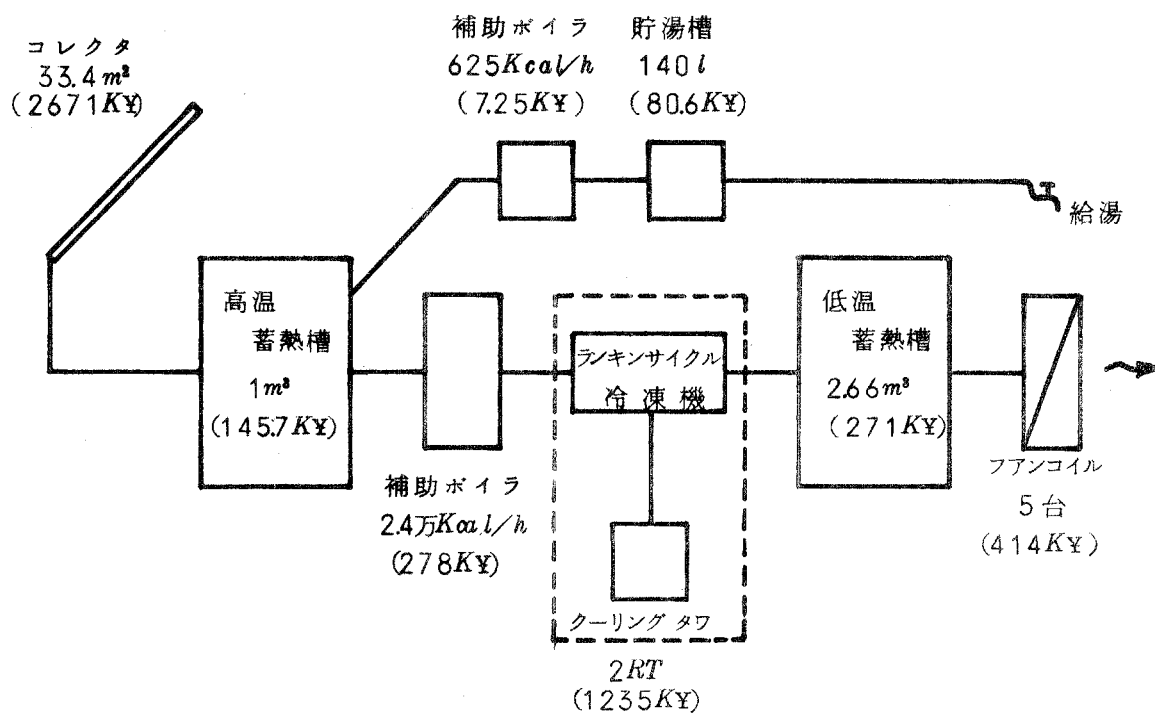


図 1. 38 熱入力補助型ランキンサイクルシステム規模及び価格

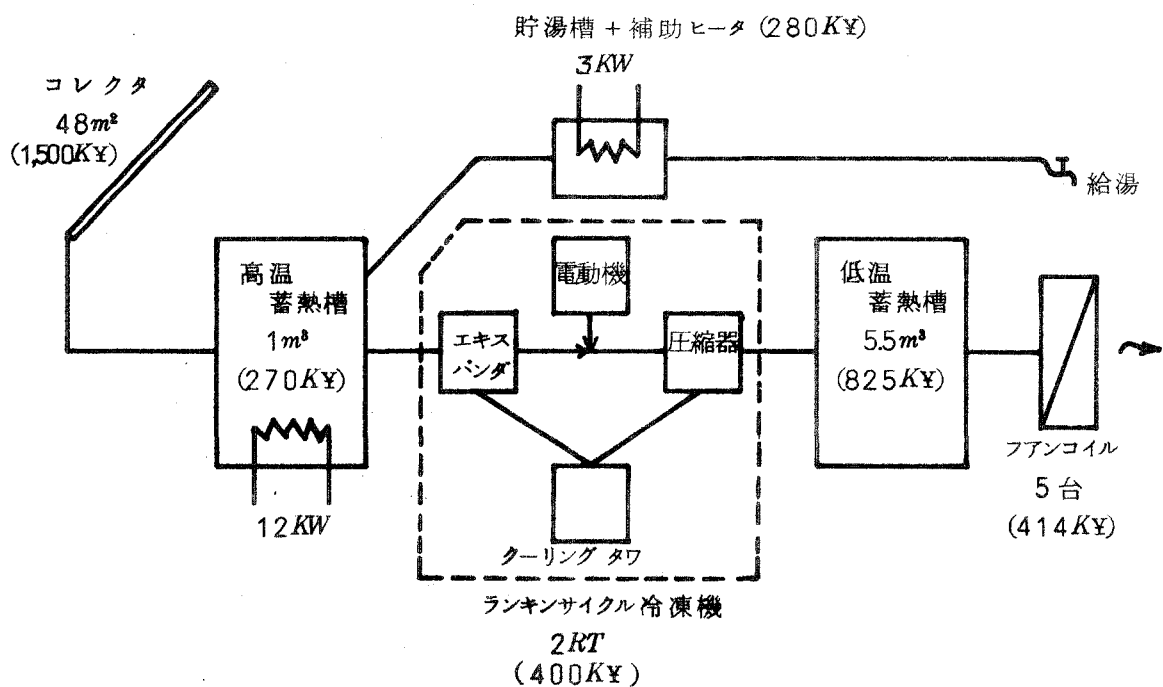


図 1. 39 電動機補助型ランキンサイクルシステム規模及び価格

1. 4. 3 経済性分析

(1) 概要

前記 2 システムについて（性能上および価格低減が成就したときも考慮しながら），設備機器単体ごとの詳細な価格分析や季節別の熱量分析を通じての熱の有効な利用法や新システム及びその制御法といったものの検討を行う。

更に，設備機器単体の性能向上の可能性などを分析することによりシステム全体の経済性の分析などを行い，システム目標に対する指針をうることにする。

またここでとりあげたシステムのような一般的システムモデルに対する制御法に関して，若干の改善案を示すこととするが，定量的な分析については今後の検討事項としたい。

(2) 熱入力補助タイプのランキンサイクルシステム

a. 価格分析

ランキンサイクル冷凍機システムについての昨年の基本的評価図表は，図 1. 40 に示す通りである。

本図に破線で示してある所が，FOM を最大とする最も経済的なポイントであると考えられるが，この状態にあるシステムの各機器ごとの予想価格を分析すると図 1. 41 のごとく示すことができる。

また比較対象とするのは，空気熱源ヒートポンプ・深夜電力温水器のシステムであるので，その価格についても並列して示した。

これから見ても分かるように，太陽冷暖房・給湯システムの価格が高い理由は主にコレクタであることが分かる。つまりコレクタが安価でかつ性能のよいものが製作されるようになれば FOM も大きく向上する。

これは図 1. 40 の第一象限で，たて軸の追加資金をコレクタ価格の低減分だけ下げることにより（A 点→B 点）推察できる。

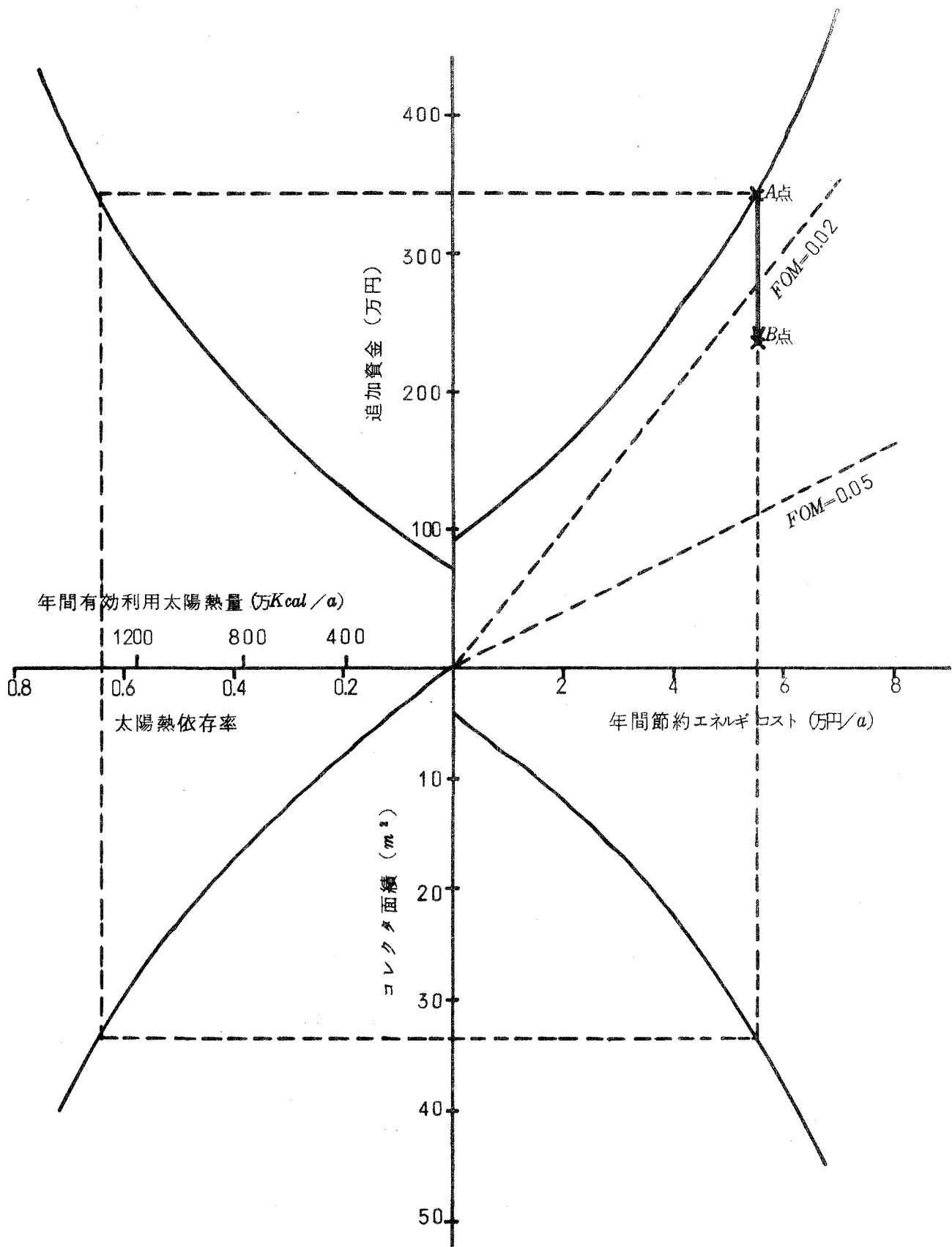


図 1. 40 ランキンサイクル冷凍機システム評価図表

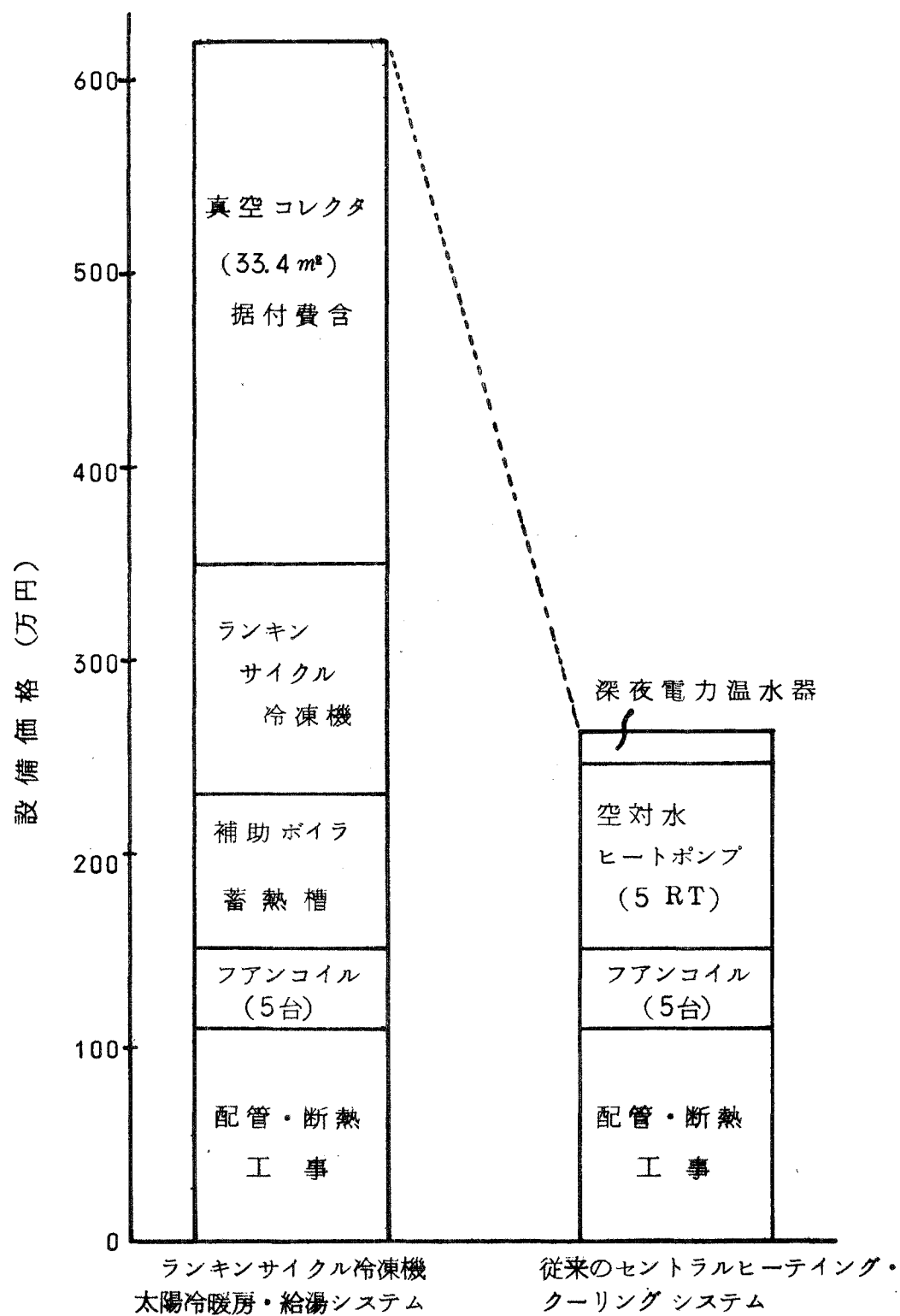


図 1. 4 1 設備価格分析

b. 熱量分析

100m² 程度のコンクリート2階建個人住宅において、ある特定の空調負荷パターンを設定したとき、各季節ごとの熱量の割合（太陽熱と補助入力）を分析すると図1.42のようになる。

冷房についてのグラフが2種類あるのは、(b)が冷房負荷そのものを□で示してあるのに対し、(a)ではその冷凍能力を発生するのに必要なランキンサイクル冷凍機への熱入力量に換算した熱負荷として示している。但しランキンサイクル冷凍機の成績係数（以後COPとよぶ）は0.3と仮定してある。（現時点ではCOP = 0.375を達成）

熱入力補助タイプのシステムでは、冷房負荷が暖房負荷より大きくなり、夏に太陽熱依存率(%)を50%くらいでも冬は85%の依存率となる。

更に、ふりそそぐ太陽エネルギーをどの程度負荷に利用しえたかをみると、図1.43に示すように、夏に比べて冬・中間期は利用の度合いが低く、設備過剰による余剰太陽熱が使用できずに廃棄されていることが分かる。今後、冬・中間期における余剰太陽熱の利用法を開発し、設備の有効利用を計ることで償却年数は大きく低減される。

c. 性能分析

代表例の価格分析・熱量分析につづいて、ここでは更に各機器単体なかんずくコレクタ集熱効率と、ランキンサイクル冷凍機のCOPの向上を考慮すると共に、量産による価格の低下を見込むことにする。

システム規模は、夏期の太陽熱依存率を50%くらいを目標として設計した。分析した要因をまとめると次の通り。

性能向上要因 ①集熱効率の向上 (0.4 → 0.7)

②ランキンサイクル冷凍機のCOP (0.3 → 0.7)

価格低減要因 ①コレクタ単価 (8万円 → 2万円)

上記2要因により、まず第一に影響をうけるのは設備価格である。これはコレクタ効率向上に伴う、集熱面積の減少及びコレクタ単価の

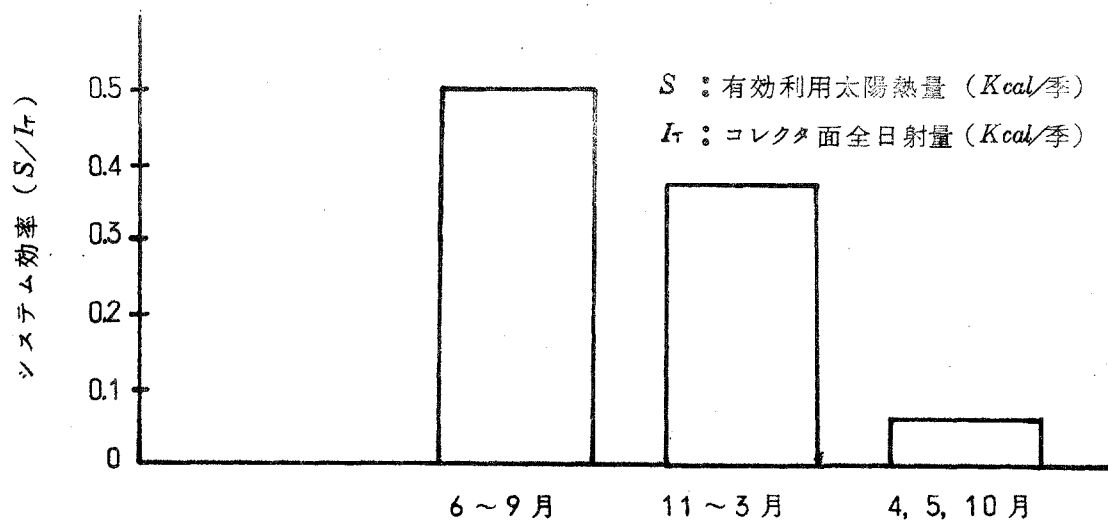


図 1.43 季節別システム効率

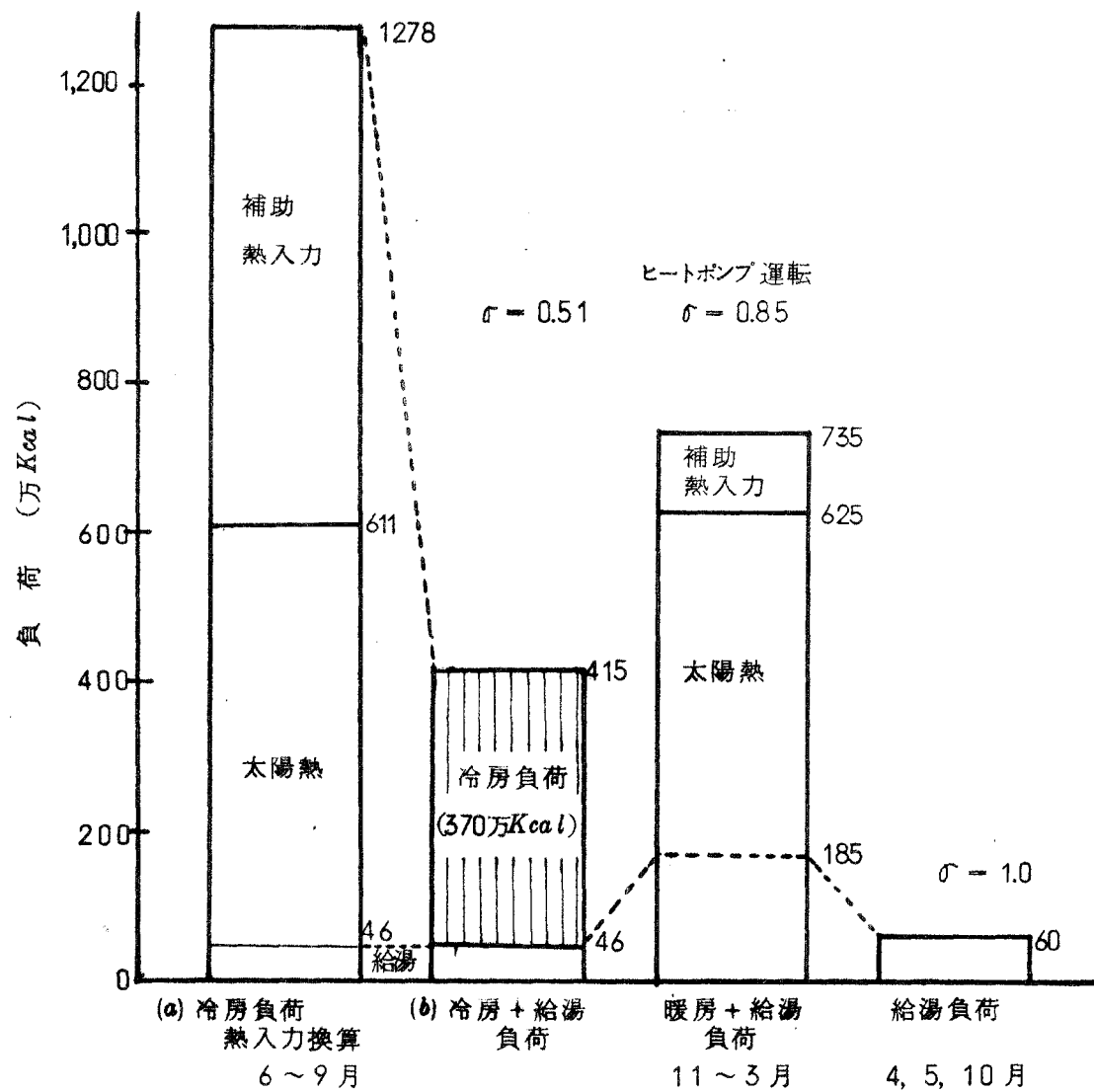


図 1.42 季節別熱量分析

低減によるコレクタ価格低減の二重効果と，ランキンサイクル冷凍機 COP 向上に伴う必要な熱入力減少による集熱面積の減少，などによる設備の縮少が主因となつている。

これらを表にしたものが表 1.15 である。これには設備の主要機器であるコレクタ (A_c)，二次蓄熱槽 (ST_2)，補助ボイラ (H_2) などの容量・価格を示すと共に，設備価格の合計，また従来システムとの価格差を示している。

d. 経済性分析

以上 a ~ c までの分析を通して，システムとしての経済性についてまとめたものを表 1.16 に示す。

対象としたシステムは，表 1.15 に掲げたシステムと対応している。

表 1.16 では，コレクタ効率およびランキンサイクル冷凍機の COP の変化ごとの熱量分析表を掲げ，季節・年の補助熱量，太陽熱による節約熱量および太陽熱依存率を示すほか，コレクタ単価の変化による FOM，償却年数などの変化を表にして掲げてある。

その中で特にシステム全体の経済性を見る上で，重視してきた FOM についての変動をグラフにしたものを図 1.44 に示す。

図 1.44 をみて分るように，ここで掲げた要因の改善のみでは $FOM > 0.05$ （償却年数 20 年以内）を目指すことに限界があるように思われる。

しかしながら，FOM を検討する際に前提としている従来システムの設定の仕方により，FOM は違つた値を示すことが分かつている。

ここでは異つたケースとして有効に利用し得た太陽エネルギー量を，直接都市ガスの価格で金額に換算する考え方をとることにする。

それにより，本システムの経済性を評価すると表 1.17 のようになる。内容は表 1.16 と同じものを表わしている。

また表 1.16 の節約エネルギーコストの項目が，表 1.17 の都市ガス換算節約コストとなり，表 1.16 ではこの値から先が変化し，FOM など

表 1.15 設備費用増加分

集熱上効昇率分	コレクタ価格 (万円/m ²)	ランキン COP		
		0.3	0.5	0.7
0 %	8	Ac = 33.4m ² (267.1万) ST ₂ = 2.7m ³ (27.1万) H ₂ = 2.40 ^{5kcal/h} (27.8万) * 357.7 (620.4万)	Ac = 20.2m ² (161.8万) ST ₂ = 2.7m ³ (27.3万) H ₂ = 1.445 ^{5kcal/h} (16.7万) * 241.4万 (504.1万)	Ac = 14.6m ² (116.7万) ST ₂ = 2.7m ³ (27.5万) H ₂ = 1.035 ^{5kcal/h} (11.9万) * 191.7万 (454.4万)
		Ac = ↑ (133.6万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 224.1万 (486.5万)	Ac = ↑ (80.9万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 160.5万 (423.2万)	Ac = ↑ (58.4万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 133.4万 (396.0万)
	4	Ac = ↑ (66.8万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 157.4万 (420.1万)	Ac = ↑ (40.5万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 120.1万 (382.8万)	Ac = ↑ (29.2万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 104.2万 (366.8万)
		Ac = ↑ (198.9万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 289.4万 (552.1万)	Ac = 15.1m ² (120.5万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 200.1万 (462.8万)	Ac = 10.9m ² (87.0万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 161.2万 (423.9万)
	2	Ac = ↑ (99.5万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 189.9万 (452.6万)	Ac = ↑ (60.3万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 139.8万 (402.5万)	Ac = ↑ (43.5万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 117.7万 (380.4万)
		Ac = ↑ (49.7万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 140.2万 (402.9万)	Ac = ↑ (30.2万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 109.8万 (372.5万)	Ac = ↑ (21.8万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 96.0万 (358.7万)
+20 %	8	Ac = 22.0m ² (176.4万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 266.9万 (529.6万)	Ac = 13.4m ² (106.9万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 186.4万 (449.1万)	Ac = 9.6m ² (77.1万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 152.0万 (414.7万)
		Ac = ↑ (88.2万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 178.7万 (441.4万)	Ac = ↑ (53.5万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 132.9万 (395.6万)	Ac = ↑ (38.6万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 113.0万 (367.2万)
	4	Ac = ↑ (44.1万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 134.6万 (397.3万)	Ac = ↑ (26.7万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 106.2万 (368.9万)	Ac = ↑ (19.3万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 94.1万 (347.9万)
		Ac = ↑ (176.4万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 266.9万 (529.6万)	Ac = 13.4m ² (106.9万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 186.4万 (449.1万)	Ac = 9.6m ² (77.1万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 152.0万 (414.7万)
	2	Ac = ↑ (88.2万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 178.7万 (441.4万)	Ac = ↑ (53.5万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 132.9万 (395.6万)	Ac = ↑ (38.6万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 113.0万 (367.2万)
		Ac = ↑ (44.1万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 134.6万 (397.3万)	Ac = ↑ (26.7万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 106.2万 (368.9万)	Ac = ↑ (19.3万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 94.1万 (347.9万)
+30 %	8	Ac = 22.0m ² (176.4万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 266.9万 (529.6万)	Ac = 13.4m ² (106.9万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 186.4万 (449.1万)	Ac = 9.6m ² (77.1万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 152.0万 (414.7万)
		Ac = ↑ (88.2万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 178.7万 (441.4万)	Ac = ↑ (53.5万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 132.9万 (395.6万)	Ac = ↑ (38.6万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 113.0万 (367.2万)
	4	Ac = ↑ (44.1万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 134.6万 (397.3万)	Ac = ↑ (26.7万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 106.2万 (368.9万)	Ac = ↑ (19.3万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 94.1万 (347.9万)
		Ac = ↑ (176.4万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 266.9万 (529.6万)	Ac = 13.4m ² (106.9万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 186.4万 (449.1万)	Ac = 9.6m ² (77.1万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 152.0万 (414.7万)
	2	Ac = ↑ (88.2万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 178.7万 (441.4万)	Ac = ↑ (53.5万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 132.9万 (395.6万)	Ac = ↑ (38.6万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 113.0万 (367.2万)
		Ac = ↑ (44.1万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 134.6万 (397.3万)	Ac = ↑ (26.7万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 106.2万 (368.9万)	Ac = ↑ (19.3万) ST ₂ = ↑ H ₂ = ↑ * 94.1万 (347.9万)

Ac : コレクタ面積
ST₂ : 蓄冷槽
H₂ : 補助ボイラ
↑ : 上欄の値と同じ

設備規模	
Ac = ()	コレクタ価格
ST ₂ = ()	蓄冷槽価格
H ₂ = ()	補助ボイラ価格
* ()	全設備価格

表 1.16 節約熱量・節約コスト・F O M (1)

単位：万 Kcal

集 熱上 効昇 率分	COP											
	0.3				0.5				0.7			
0 %	熱量	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ		
	冬	107.9	625.1	0.84	231.2	501.8	0.69	348.9	384.1	0.52		
	夏	622.2	655.8	0.51	392.1	392.9	0.50	291.4	281.7	0.49		
	中	0	59	1.0	0	59.0	1.0	0	59.0	1.0		
	計		1339.9	0.65		953.8	0.61		724.8	0.54		
	節約コスト(万円/年)		5.46			5.99			5.93			
	ϕ (%)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ (%)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ (%)	Cc(万円)	FOM	R(年)
	8	357.7	0.015	65.5	8	241.4	0.025	40.3	8	191.7	0.031	32.3
	4	224.1	0.024	41.0	4	160.5	0.037	26.8	4	133.4	0.044	22.5
	2	157.4	0.035	28.8	2	120.1	0.050	20.1	2	104.2	0.057	17.6
+20 %	熱量	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ		
	冬	110.0	623.0	0.85	237.0	496.0	0.68	326.0	407.0	0.49		
	夏	618.5	659.5	0.52	399.2	395.8	0.51	292.6	281.0	0.49		
	中	0	59.0	1.0	0	59.0	1.0	0	59.0	1.0		
	計		1341.5	0.65		950.8	0.60		747.0	0.51		
	節約コスト(万円/年)		5.46			5.97			6.01			
	ϕ (%)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ (%)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ (%)	Cc(万円)	FOM	R(年)
	8	289.4	0.019	53.0	8	200.1	0.030	33.5	8	161.2	0.037	26.8
	4	189.9	0.029	34.8	4	139.8	0.043	23.4	4	117.7	0.051	19.6
	2	140.2	0.039	25.7	2	109.8	0.054	18.4	2	96.0	0.063	16.0
+30 %	熱量	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ		
	冬	110.7	622.3	0.85	239.0	494.0	0.67	340.0	393.0	0.54		
	夏	617.3	660.7	0.52	388.4	396.6	0.51	294.7	278.9	0.49		
	中	0	59.0	1.0	0	59.0	1.0	0	59.0	1.0		
	計		1342.0	0.65		949.6	0.60		730.9	0.53		
	節約コスト(万円/年)		5.47			5.97			5.90			
	ϕ (%)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ (%)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ (%)	Cc(万円)	FOM	R(年)
	8	266.9	0.020	48.8	8	186.4	0.032	31.2	8	152.0	0.039	25.8
	4	178.7	0.031	32.7	4	132.9	0.045	22.3	4	113.0	0.052	19.2
	2	134.6	0.041	24.6	2	106.2	0.056	17.8	2	94.1	0.063	16.9

(注) Ax : 補助熱量 ϕ : コレクタ単価
 Sv : 節約熱量 Cc : 設備費上昇分
 σ : 太陽熱依存率 R : 単純償却年

夏の熱量は、熱源機熱入力換算値で示した。

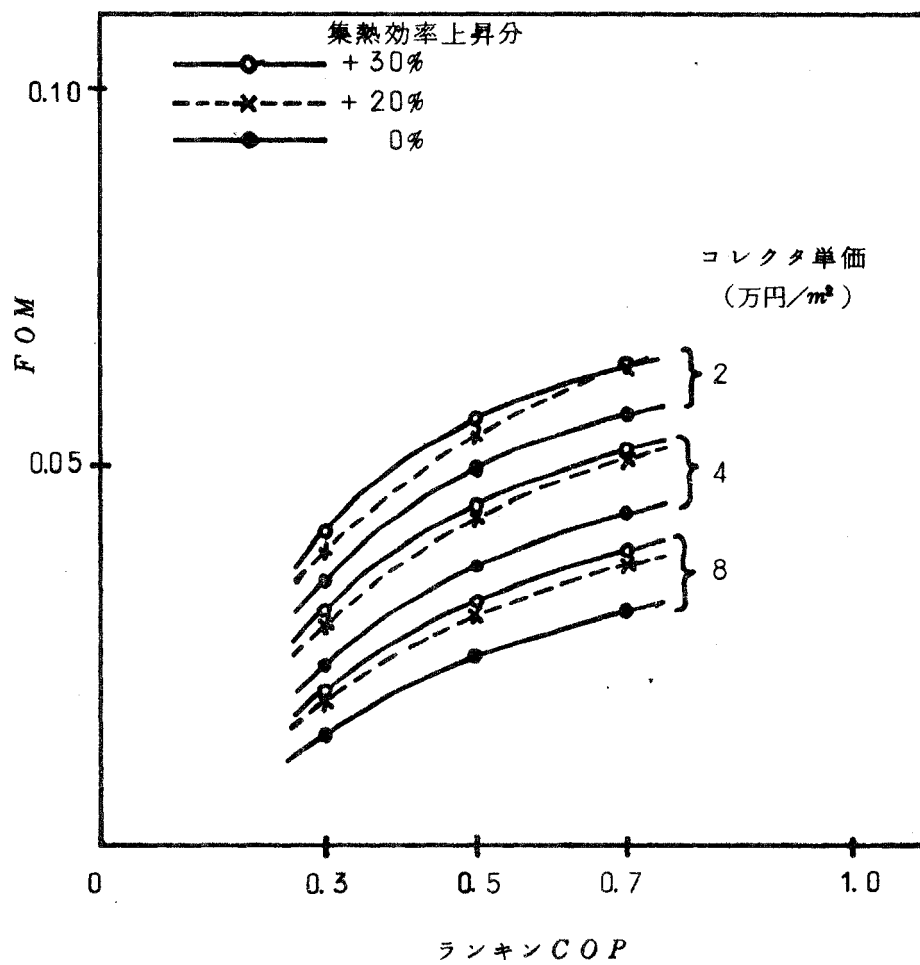


図 1.44 設備性能と F O M (1)

表 1.17 節約熱量・節約コスト・FOM(2)

単位：万 Kcal

集熱上 昇分 率	COP												
	0.3				0.5				0.7				
0 %	熱量	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ			
	冬	107.9	625.1	0.84	231.2	501.8	0.69	348.9	384.1	0.52			
	夏	622.2	655.8	0.51	392.1	392.9	0.50	291.4	281.7	0.49			
	中	0	59	1.0	0	59.0	1.0	0	59.0	1.0			
	計		1339.9	0.65		953.8	0.61		724.8	0.54			
	ガス換算節約コスト		14.07			10.01			7.61				
		ϕ ($\frac{\text{万円}}{\text{m}^2}$)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ ($\frac{\text{万円}}{\text{m}^2}$)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ ($\frac{\text{万円}}{\text{m}^2}$)	Cc(万円)	FOM	R(年)
		8	357.7	0.039	25.4	8	241.4	0.042	24.1	8	191.7	0.040	25.2
		4	224.1	0.063	15.9	4	160.5	0.062	16.0	4	133.4	0.057	17.5
		2	157.4	0.089	11.2	2	120.1	0.083	12.0	2	104.2	0.073	13.7
+20 %	熱量	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ			
	冬	110.0	623.0	0.85	237.0	496.0	0.68	326.0	407.0	0.49			
	夏	618.5	659.5	0.52	389.2	395.8	0.51	292.6	281.0	0.49			
	中	0	59.0	1.0	0	59.0	1.0	0	59.0	1.0			
	計		1341.5	0.65		950.8	0.60		747	0.51			
	ガス換算節約コスト		14.09			9.98			7.84				
		ϕ ($\frac{\text{万円}}{\text{m}^2}$)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ ($\frac{\text{万円}}{\text{m}^2}$)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ ($\frac{\text{万円}}{\text{m}^2}$)	Cc(万円)	FOM	R(年)
		8	289.4	0.049	20.5	8	200.1	0.050	20.1	8	161.2	0.049	20.6
		4	189.9	0.074	13.5	4	139.8	0.071	14.0	4	117.7	0.067	15.0
		2	140.2	0.100	9.95	2	109.8	0.091	11.0	2	96.0	0.082	12.2
+30 %	熱量	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ	Ax	Sv	σ			
	冬	110.7	622.3	0.85	239.0	494.0	0.67	340.0	393.0	0.54			
	夏	617.3	660.7	0.52	388.4	396.6	0.51	294.7	278.9	0.49			
	中	0	59.0	1.0	0	59.0	1.0	0	59.0	1.0			
	計		1342.0	0.65		949.6	0.60		730.9	0.53			
	ガス換算節約コスト		14.09			9.97			7.67				
		ϕ ($\frac{\text{万円}}{\text{m}^2}$)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ ($\frac{\text{万円}}{\text{m}^2}$)	Cc(万円)	FOM	R(年)	ϕ ($\frac{\text{万円}}{\text{m}^2}$)	Cc(万円)	FOM	R(年)
		8	266.9	0.053	18.94	8	186.4	0.053	18.7	8	152.0	0.050	19.8
		4	178.7	0.079	12.68	4	132.9	0.075	13.3	4	113.0	0.068	14.7
		2	134.6	0.105	9.55	2	106.2	0.094	10.7	2	94.1	0.082	12.3

(注) Ax : 補助熱量 ϕ : コレクタ単価
 Sv : 節約熱量 Cc : 設備費上昇分
 σ : 太陽熱依存率 R : 単純償却年

夏の熱量は、熱源機熱入力換算値で示した。

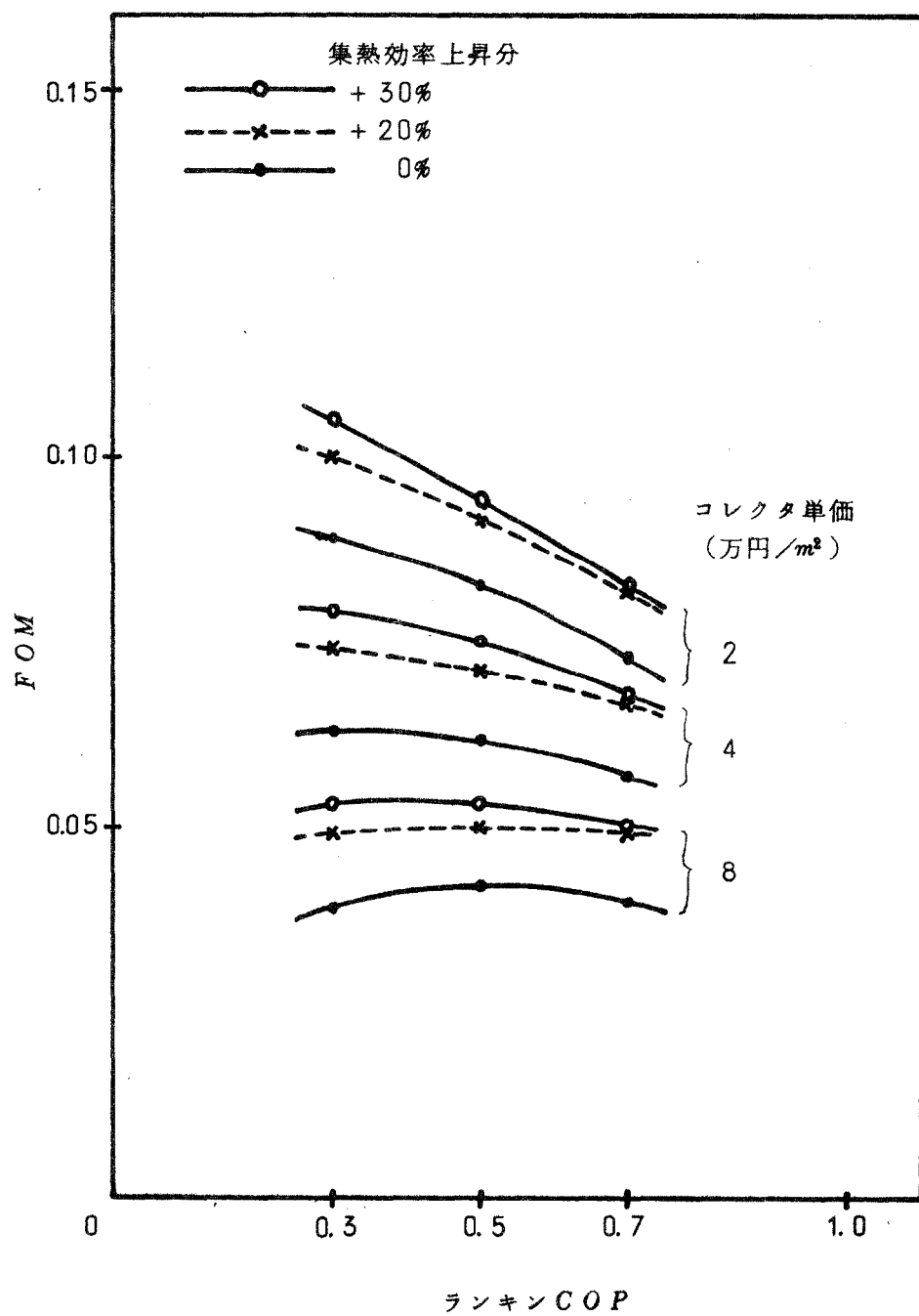


図 1.45 機器性能と FOM (2)

が変化してくることになる。この FOM の変化を図 1.45 に示す。

図 1.44 と図 1.45 に表わされた FOM の変化の傾向について、逆の傾向が現われている点に言及してみたい。

この傾向はランキンサイクル冷凍機の COP の変化に伴っておこっているもので、COP が改善されるにつれて図 1.45 ではかえって FOM が低下するという傾向がみうけられる。（特にコレクタ単価が低いほど著しい）

ここでは従来システムとして、太陽熱を利用しないガスだきの同等システム（これは冷凍機の COP が同一という意味）を仮定している。

図 1.45 のグラフは、ランキンサイクル冷凍機の COP が改善されるにつけ、冷凍機の熱入力が少なくて済むシステムに移行していくことを表わしている。

つまり、比較対象するシステムが、余り熱を必要としない高性能なものに変化していくにつれ、太陽熱を利用することによる経済的メリットは少なくなっていく傾向があることになる。（換言すると負荷の大きい方が太陽熱システムには有利であることを示す。）

しかし、コレクタの価格の全設備価格に占める割合が増加するにつれ、FOM カーブのピークは右方（COP 大の方向）へ移行している。

施工実施時期におけるコレクタのコストパフォーマンスやランキンサイクル冷凍機の COP をよく考慮した上で、最も経済的なシステムへの目標を選択するべきであろう。

一方、全く別なシステム（ここでは前述した空対水ヒートポンプシステム）などを従来型システムと仮定して比較した場合には、太陽熱システムのコレクタ・ランキンサイクル冷凍機など全ての構成機器要素が効率よくまた安価でなければ、このようなタイプの従来型システムと経済的に対抗することはできない。

この場合には、ランキンサイクルの COP の向上はそのまま FOM の向上に反映することになる。（図 1.44 参照）

太陽熱利用のシステムの経済性を論ずる場合、これら2つのうちどちらを基礎として考え、実用化なり普及なりの目標を考えていくべきかは一つの大きな問題点である。

現時点での日本における一般的な考え方からすると、ヒートポンプよりも経済性ありという目標を立てるということの方が説得性があるように思われるので、当然前者（空対水ヒートポンプを従来型とするもの）ということになるだろう。

しかし、将来のエネルギー事情、また夏の昼間におけるピーク電力カットなどのため、電気式そのものの使用が危ぶまれることを考慮した場合、その時点では、多少熱作動型空調機のCOPが悪くとしても利用されることになるし、太陽熱利用がその時点でのエネルギー供給手段ということになれば当然、後者（ガスだきの同等システムを従来型とするもの）ということになるだろう。

そのとき、冷凍機のCOPが良いものがあればそれを使うことがエネルギー消費の点からみても当然であるが、太陽熱利用システムの経済性の面からは不利ということになる。

(3) 電気入力（電動機）補助タイプのランキンサイクルシステム

a. 価格分析

(i) 熱入力補助タイプとの比較

第一次実験住宅に装備しているシステムが量産された場合の価格について、図1.46に設備価格の分析の結果を示す。

前述の熱入力補助タイプとの大きな相違は、コレクタにかかる費用である。

この理由としては、前者（熱入力補助タイプ）が真空コレクタ（単価：8万円/ m^2 ）を用いているのに対し、後者（電動機補助タイプ）は平板型コレクタ（単価：3.1万円/ m^2 ）を用いていることであり、真空コレクタの効率向上によるコレクタ面積の減少（ $48m^2 \rightarrow 33.4m^2$ ）

を考え合わせても、なお前者の方が100万円以上高くなっている。

またもう一つの主要機器であるランキンサイクル冷凍機については、現状での分析の結果、電動機補助タイプのもので40万円程度（蒸発器：5万円、熱源機：10万円、凝縮器：10万円、冷却塔：10万円、冷凍サイクル系：5万円）と見積られているので、前者と比較した場合の1/3程度の費用となつている。

蓄熱槽については、逆に後者の第一次実験住宅設備では、凍結防止剤混入溶液をコレクター蓄熱槽ループに用いたため、凍結防止剤の価格分が上昇したことと、さらに低温蓄熱槽の容量を約半日分の冷房負荷をまかなう容量（ 5.5 m^3 、利用温度差 2 deg として $16,000\text{ Kcal}$ ）としたことによる価格上昇分が68万円もある。

これらを考え合わせると、コレクタの分を除いた他の設備価格合計額は約330～350万円程度であり、ほぼ同等である。

(ロ) 従来型との比較

第一次実験住宅に装備するシステムについて、現状の機器性能を仮定した際のシステム設備価格は図1.46(a)に示すようである。設備価格は480万円くらいである。

現在、太陽熱システムでない従来型のセントラルヒーティングクーリング（空対水ヒートポンプ、深夜電力温水器）を設置したとした際の設備価格は約280万円と予想される。

そこで設備の追加額は200万円ということになる。

その主なものは、コレクタと蓄熱槽である。

6. 熱量分析

先に図1.42で示したような各季節別の熱量の分析を、第一次実験住宅での当該システムに関して行つた結果を図1.47に示す。

負荷の絶対値に関しては、給湯負荷に20%の余裕をとつてある他はいずれも前記のコンクリート住宅の空調負荷よりも大巾に減じている。

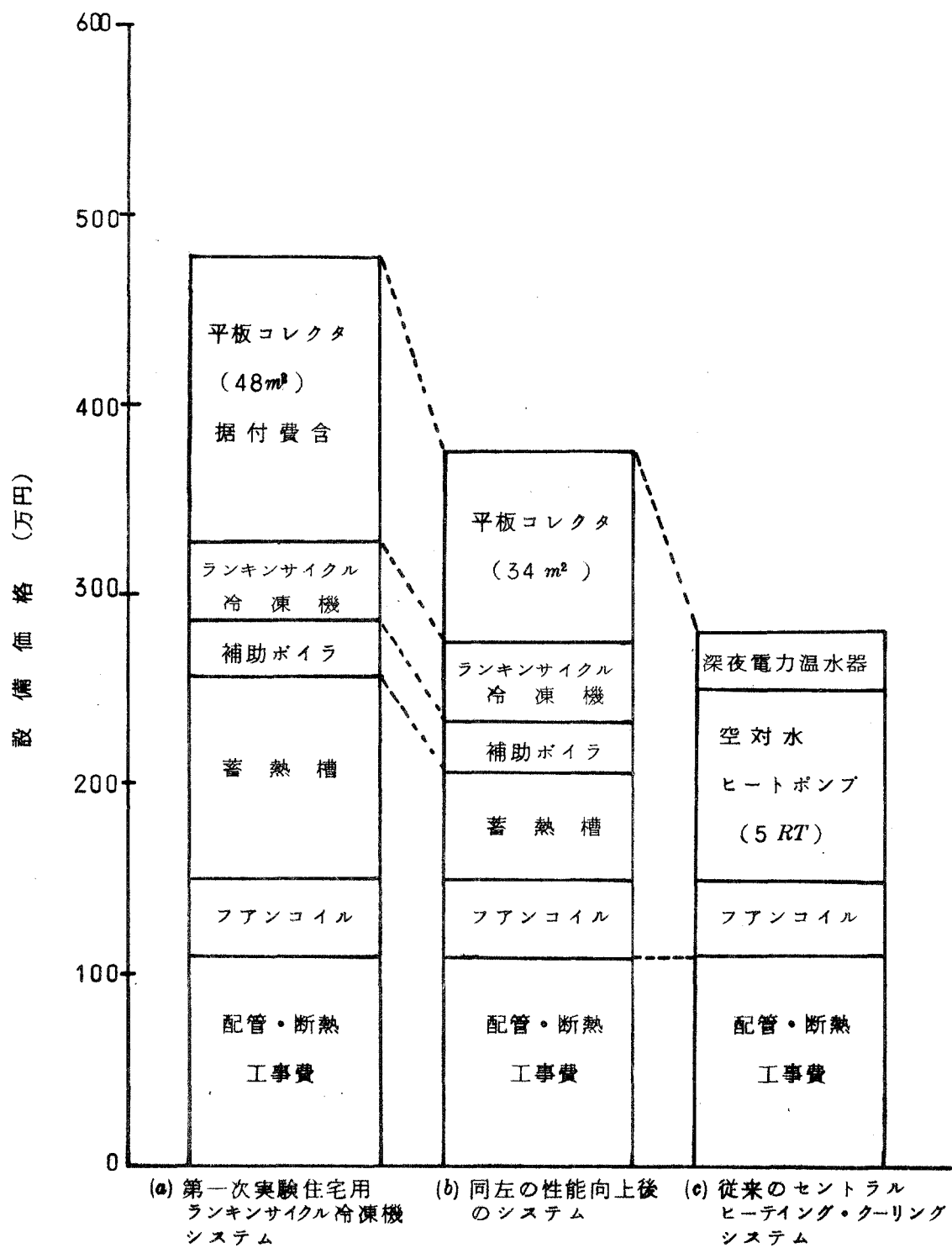


図 1.46 設備価格分析

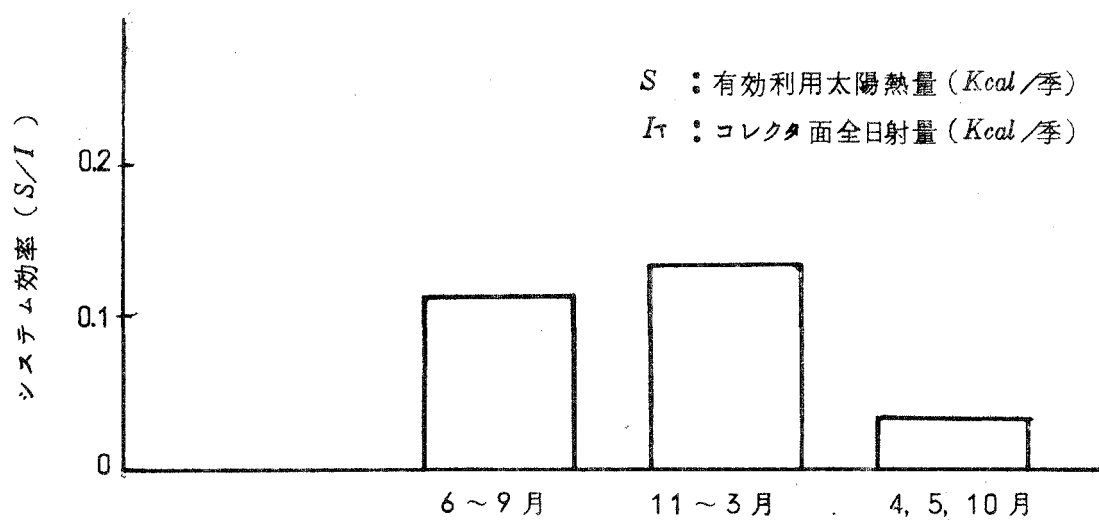


図 1. 4 8 季節別システム効率

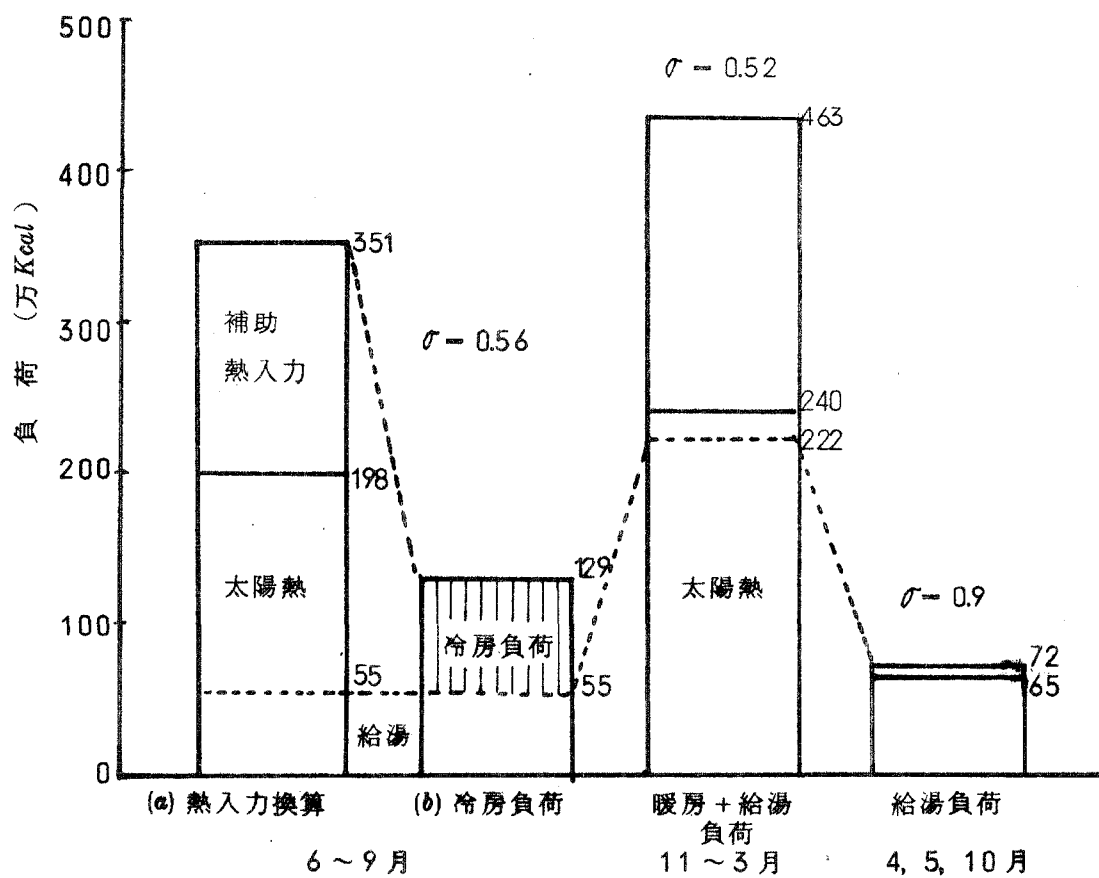


図 1. 4 7 季節別熱量分析

原因は主に、空調時間帯の設定によるものと思われる。夏冬の各々の負荷の減少率は次の通りである。

夏 冷房負荷合計 20%

冬 暖房負荷合計 37%

このアンバランスな減少比のために、熱量分析結果はかなり様相が変わってきている。

両者共、夏の冷房負荷に対する太陽熱依存率は約50%に設定しているが、冬の暖房負荷に対する太陽熱依存率は80%（前者）に対し50%と大巾に変化している。

c. 性能分析

第一次実験住宅での季節別のシステム効率を計算した結果を図1.48に示す。

図1.43に示した熱入力補助タイプのシステムと比べて、図1.48に示すシステム効率の絶対値が著しく悪くなっているが、これはコレクタの違いによるコレクタ効率の見積りの差によるものである。後者のシステムに前者のものと同一性能のコレクタ・冷凍機を用いる場合には、システムの規模が小さくてすみ、夏のシステム効率はほぼ同じ値になるはずである。（夏の太陽熱依存率は約50%であるから）

その場合を仮定してみると、図1.43のシステムでは冬期のシステム効率が20%程減少するのに対し、図1.48のシステムでは冬期の方が逆に17%程増加している。

これは、夏・冬の冷暖房負荷のバランスが後者の方が良いことと、ランキンサイクル冷凍機の補助のやり方として、電動機補助のため温度レベルを低くして集熱が可能なることによるコレクタ効率向上のためであると考えられる。

次に現在の第一次実験住宅に装備したシステムの機器単体ごとの性能が向上した際、どの程度の設備価格の減少が期待できるかを検討した。その結果を先の図1.46(b)に示した。

性能向上の期待できるとした項目は、表 1.18 に示す通りである。

この結果で特に顕著なのは、コレクタ効率向上とランキンサイクル冷凍機 COP 向上によるコレクタ面積の減少、及び低温蓄熱槽の容量減少で、これによる価格低減への貢献はかなり大きいものと期待される。

d. コストパフォーマンス分析

ここでは従来型システムとして、空対水ヒートポンプ・深夜電力温水器のシステムを考えて、経済性の検討を行う。

第一次実験住宅の設備価格と従来型システムの設備価格の差は、197.5 万円（改良型では 77 万円）となる。

いま $FOM = 0.1$ （単純償却年 10 年）を普及の目標値とすると、太陽熱システムを利用したことによる年間節約エネルギーコストは、197.5 万円（ $= 197.5 \text{ 万} \times 0.1$ ）（改良型では 7.7 万円）となる。

本太陽熱利用システムでの、このときの太陽熱依存率は 56% なので、概略の従来型システムのランニングコストは、概略計算によつて 35.2 万円（ $= 197.5 / 0.56$ ）（改良型では 13.7 万円）ということになる。

これは、現状のランニングコストがおよそ 6.5 万円／年くらいなので、改良型と比較しても電気代が約 2 倍に上昇したときである。（これは、年 15% の割で年々電気代が上昇したとき、5 年後に $FOM = 0.1$ になることを示している。）

以上を表にしたものを表 1.19 に示す。

表 1.18 改善方策の検討項目

検 討 項 目	現 状	性 能 改 善 後
コレクタの性能	$\alpha = 0.9$ $\varepsilon = 0.3$ $J = 650 \text{ Kcal/h}$ $\Delta T = 65 \text{ deg}$ で $\eta_c = 0.4$ 集熱面積 48 m^2	$\alpha = 0.9$ $\varepsilon = 0.1$ 同条件で $\eta_c = 0.47$ 集熱面積 34 m^2
ランキンサイクル 冷凍機の性能	$\text{COP} = 0.375$	$\text{COP} = 0.475$
高温蓄熱槽の 性能向上	1 m^3 (顕熱型)	0.83 m^3 (顕熱型) 又は 0.19 m^3 (潜熱型)
低温蓄熱槽の 性能向上	5.5 m^3 (顕熱型) (暖房 $\Delta T = 5 \text{ deg}$) (冷房 $\Delta T = 2 \text{ deg}$)	3 m^3 (顕熱型) ΔT の増大

表 1.19 経 済 性 の 検 討

項 目	従来型システム	現在のシステム	性能向上後の システム
設 備 価 格	2,800 K¥	4,775 K¥	3,570 K¥
従来型システムとの差額	0	1,975 K¥	770 K¥
FOM=0.1のときの 年間節約エネルギーコスト	—	197.5 K¥	77 K¥
同 $\eta = 0.56$ とした時の 従来のランニングコスト	—	352.7 K¥	137.5 K¥
現在のランニングコスト	64.8 K¥	—	—

1. 4. 4 一般的制御法の検討

現在，第一次実験住宅に装備されている配管系統について，考えられる問題点について検討を行い，具体的な改善案・制御方法について示した。

図 1.49，図 1.50 の実線が現在の配管系統を示しており，それに破線で示した新たな配管，および電磁三方弁を追加することによる改良案を示した。

暖房時，今までの配管では，早朝の起動時の負荷に対して補助熱源から直接暖房できないので，低温蓄熱槽（ ST_2 ）を，夜間，ある温度レベル（ 50°C ）に保つていなければならない，その放熱ロスはかなり量になるものとみられる。

また，日射があり，高温蓄熱槽（ ST_1 ）が高温となり，それと同時に暖房負荷が発生したとき，その高温水を直接ファンコイルへ供給した方が暖房効果は大きいにも拘らず，一端 ST_2 へ高温水をおとすため，温度レベルの低い温水をファンコイルへ供給することになる。

これらを改善するのに，新たに配管および電磁弁を設け， ST_2 を通過することなく，直接暖房可能なようにした。

条件と制御方法は次のようになる。

No.	条 件	CV1	CV2	P ₁	P ₂
1	十分な日射と共に暖房負荷がある。	AB	閉	ON	OFF
2	ST_2 に蓄熱がなく，補助入力で暖房負荷をまかなう。	AB	閉	ON	OFF

冷房時についても、暖房時と同じような考え方となる。

早朝の起動時の負荷に対しては、ランキンサイクル冷凍機を補助電動機で動かしても、冷水を直接ファンコイルへ導入できないため、低温蓄熱槽 (ST_2) を、夜間、ある温度レベル (5°C) に保っていなければならない。その放熱ロスはかなり量の量になるものとみられる。

また、日射が豊富にあり、高温蓄熱槽 (ST_1) が高温となり、冷凍機が十分駆動できる状態であると同時に、冷房負荷が発生したとき、その冷水を直接ファンコイルへ導入した方が、冷房効果は大きいにも拘らず、いつたん ST_2 へ冷水をおとすため、温度レベルの高い冷水をファンコイルへ供給することになる。

これらを改善するのに、新たに配管および電磁弁を設け、 ST_2 を通過することなく、直接冷房可能なようにした。

条件と制御方法は次のようになる

N	条 件	CV1	CV2	P_1	P_2
1	十分な日射と共に冷房負荷がある。	AB	閉	ON	OFF
2	ST_2 に蓄熱がなく、補助入力で冷房負荷をまかなう。	AB	閉	ON	OFF

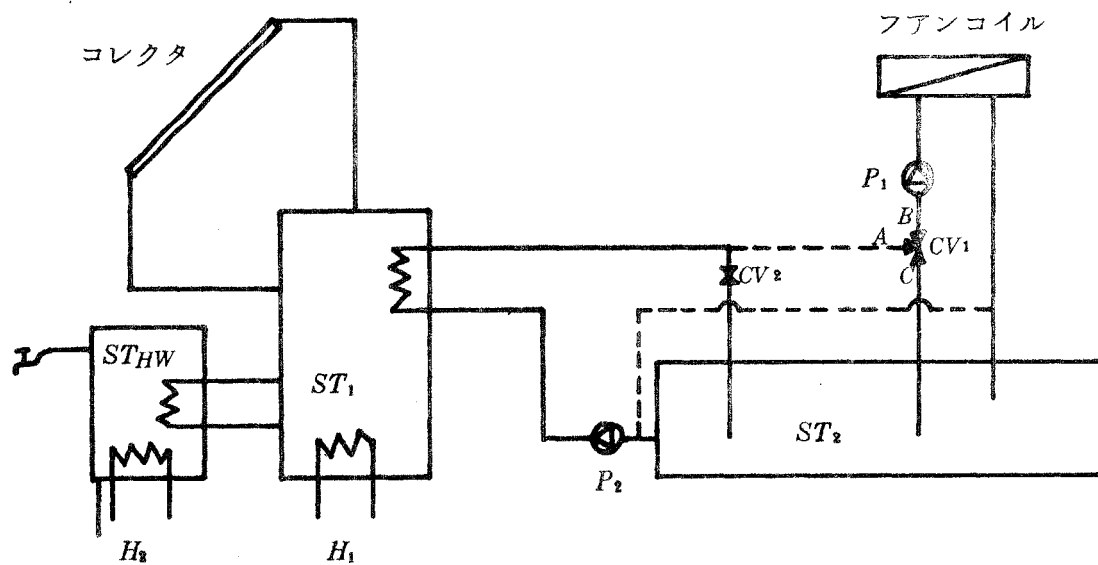


図 1. 4 9 第一次実験住宅用空調設備配管系統図 (改良案, 暖房時)

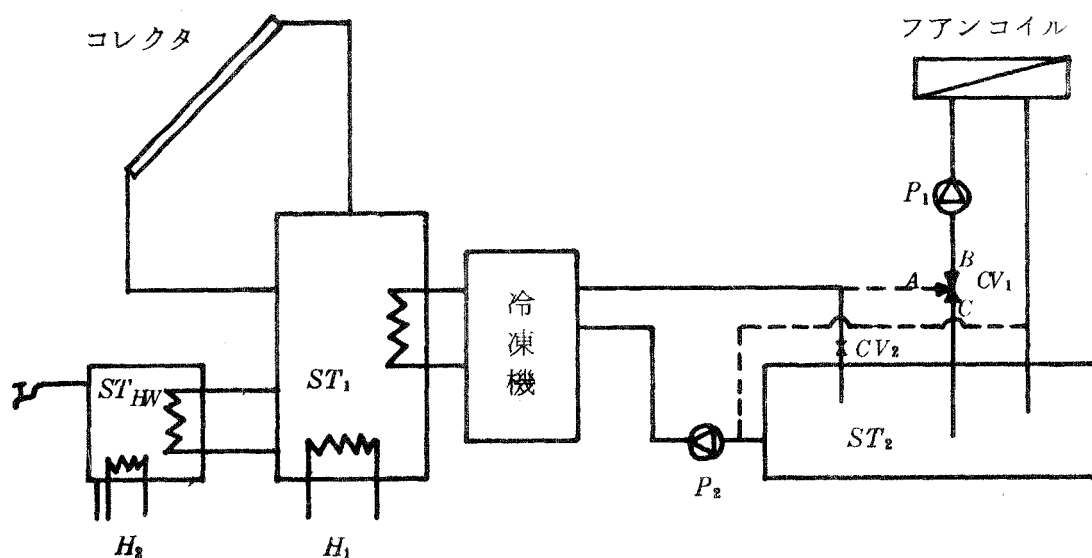


図 1. 5 0 第一次実験住宅空調設備配管系統図 (改良案, 冷房時)

1. 4. 5 結言

昭和52年度，完成予定の第一次実験住宅に装備するランキンサイクル冷凍機システムは，今までの検討結果では，経済的には他のシステムより不利と見られている。

しかし，将来のエネルギー事情にかんがみて，熱作動型冷凍機としての必要性和，中間期などの太陽熱の余剰分を電力に変換できる可能性がある点などから，第一次の実験住宅の設備として選定した。

本年度からは，当該システムを検討対象としての的をしぼり，実用化の目標・問題点などを検討するにあたり，前年度までの分析を中心として価格・熱量・性能・コストパフォーマンスを分析し，第一次実験住宅と同じ電動機補助タイプと，熱作動型として一般的な熱入力タイプのランキンサイクル冷凍機システムについて比較検討を行った。

また，第一次実験住宅の設定負荷を基とした熱量分析・経済性分析をも合わせて行った。

以上述べて来た手法により，実用化までの目標設定がある程度行い得たので，今後は，第一次の具体的な目標設定にまで研究を発展させていく予定である。

参考文献

- 1) 第2回 冷暖房研究会資料 「サブシステムの経済性」

1.5 考察および今後の問題点

評価方法の研究では、米国（NBS）での評価指標との調和を考え、理解し易いものとし、他のソーラハウスなどとの比較もできる指標について検討した。今後、サンシャイン計画参画各社間の調整を行うことにより、集約させていくことになる。

また、計測・制御システムに関しては、ミニコンの導入により、ソフト的変更による各種制御法の実験が可能となつたので、実験データ分析・性能把握のための手法の研究が必要となる。

設備システムの研究では、ランキンサイクルシステムの経済性について検討したが、本システムの実用性については、経済的ブレイクスルーがないと仲々成立し難いようである。中間期に余剰となる太陽熱の利用法の研究などを推進する必要がある。

建物システムの研究では、熱特性の構造材による効果、主に受放熱雨戸による効果のソーラハウスにおける実証実験や、コレクタと屋根との一体化の研究、及びプラグインシステムの性能把握・封入剤の選定などの問題について今後研究を発展させていく予定である。

2 機器材料の開発

2.1 概要

昭和50年度に実施の機器材料の研究開発では、真空形コレクタの開発、フロン熱伝達系の研究、潜熱形蓄熱機器の研究、ラジキンサイクルエンジンの開発を行った。そして、今後解決すべき問題点として、

1) 真空形コレクタの性能向上のために、選択吸収面の性能を吸収率0.9、放射率0.1程度まで改善し、真空度 10^{-8} Torr以上を維持するための対策。

II) 潜熱形蓄熱槽については、アルミニウム・コバルトを使用したとき、実用規模の蓄熱槽の試験によって、過冷却防止や結晶化促進機構の動作の確認と実用化のための構造検討。

III) ラジキンサイクルエンジンについては、連続運転の保証、熱入力や負荷変動に対する制御法の実用化の他、冷媒圧縮機、高性能冷媒ポンプの開発。

が残された課題であることを述べた。

今年度建設する実験住宅には、平板形コレクタ、顕熱形蓄熱槽、ラジキンサイクルエンジン駆動冷凍機を採用することになったので、真空形コレクタ、潜熱形蓄熱槽については、将来の実用化を目指して、上記問題点の解決をはかるとした。ラジキンサイクル冷凍機は、実験住宅に設置可能な実用機の開発に主体を置いて研究を進めるとした。具体的には次の通りである。

真空コレクタの性能向上と実用化のために引き続き最適構造の検討を進め、性能・価格の面から評価を加え、円筒形とした。コレクタの集熱特性のシミュレーションと50年度試験コレクタの集熱特性の比較検討の結果から、吸収率0.9、放射率0.1、反射率0.7、真空度 10^{-8} Torrの条件で真空コレクタ性能の極限値に近い値が得られる。コレクタの集熱特性向上には選択吸収特性を改善しなければならないが、真空形コレクタの場合には、更に、高い耐熱性と放出ガスが少いことが要求される。選択吸収膜としてCu基板黒Ni処理、酸化銅、二次電解法などのサンプルで加熱試験、ガス放出量試験等を行い適当なものを選定する。

以上の検討をもとに、選択吸収膜と反射鏡の性能向上と加工法の改善をはかった封着タイプの改良形真空コレクタの試作を行う。集熱管表面に施す選択吸収膜には、Cu基板黒Ni処理を採用し、吸収率0.88、放射率0.18である。ガラス管内にはクッタ膜を封入して真空度の維持をはかっている。

アルミニウム・コバルトを用いた潜熱形蓄熱器の熱交換器として、銅のプレートフィン形を採用し、熱容量700 kcalの小形槽において、蓄熱特性、熱の入出力特性試験を行って、熱交換特性の把握を行う。この槽においては、蓄熱槽内に種結晶を温存する方法により過冷却防止法を試験し、これ以外にも、振動板方式の攪拌装置の試験も試みることをする。熱交換器の材料の銅及びロウ材について、溶存酸素量を極力抑えることの実用性及び蓄熱槽容器材として、クレハロポ

リマ被覆鉄板の耐蝕性を確認する。

上記の結果に基づき、中形蓄熱槽の設計試作を行う。攪拌装置として、プロペラ、振動板の両方を備え蓄熱槽は密閉構造とし、アシモニウムコバルトの上部にアルゴン进行を封入している。入力側熱媒体として水、出力側熱媒体としてR-114を用いて熱交換試験を行い、蓄熱容量、出力特性の把握をして住宅への適用の可否を判断する。

ランキンサイクル駆動冷凍機を構成するエキスパンダ、ポンプ、冷媒圧縮機、各種熱交換器等の主要機器のうち、熱交換器類は50年度の研究所において設計法を確立している。エキスパンダは50年度に開発したプロトタイプ改造試験によって、全熱効率率65%以上を得た。この結果をもとに、熱入力8000 kcal/h、出力700 W、3000 rpm、蒸発温度90℃、凝縮温度38℃の条件でエキスパンダを設計する。構造は実用性を考えて、油分離機構、潤滑油の精製機構をシェルに内蔵した低圧シェルタイプとしている。

冷媒圧縮機については、蒸発温度5℃、凝縮温度38℃、冷凍能力3000 kcal/hの条件を満たすように、三菱製ローリックピストン形ロータリ圧縮機を外部動力で駆動可能なように改造する。このために、軸シールの潤滑方法、取り付け方法、油の分離方法を特に検討する。以上により、実験住宅用に実用可能な形に冷凍機をまとめることが可能となる。

2.2 コレクタの研究

2.2.1 緒 言

太陽熱を利用するシステムにおいて、太陽エネルギーの取入口であるコレクタは、システム全体の運転効率や経済性に最も大きな影響を与える部分であり、集熱効率・寿命・価格のバランスした、つまりコストパフォーマンスの高いコレクタの実用化が望まれている。

太陽熱利用の冷暖房給湯システムにおいて、比較的高い集熱温度が要求される夏期冷房運転時でも、それほど集熱効率の低下がない真空断熱を応用したコレクタに着目し、前年度は基礎的な検討と円筒形の真空コレクタの試作を行なった。本年度は真空コレクタの性能をさらに高め、実用化に近づけていくために引き続き最適構造の検討を行ない、前年度試作コレクタの試験結果をもとに、新たな円筒形真空コレクタの設計・製作を行なった。

2.2.2. 真空コレクタの最適構造の検討

コレクタの最適構造を検討するには数々の要因があるが、特に省エネルギーを目的とする太陽熱利用システムでは、最終的にコストパフォーマンスの高い機器の設計・製造が必要である。

最適構造の検討要因には、

- i) 性能 集熱効率と寿命（省エネルギー量）…… コレクタの構造・構成材料，コレクタ設置方法，システム運転条件等の関数
- ii) 価格 （設備投資額）…… コレクタの構造・構成材料，工事性等の関数

などがあり、真空コレクタは真空断熱により集熱効率の集熱温度に対する依存性が小さくなり、平板コレクタより高い集熱効率が期待できるが、反面、真空度の維持が真空コレクタの寿命を決定する。安価な材料を用いて量産性があり、しかも高真空を長い間保つことができるコレクタの設計が要求される。

前年度は円筒形真空コレクタの受熱と熱損失の熱収支を式化し、シミュ

レーションプログラムを作成，基本的な構造と仕様を求めたが，本年度は引き続き集熱効率を上げるための構造検討と，選択吸収膜および熱媒体について検討した。

(1) 構造の検討

真空断熱を利用したコレクタの構造には，平板コレクタの内部をそのまま真空にする方法や，真空引きされた複層の透明カバーを集熱板の上方へ配置する方法等いろいろ考えられるが，いずれも量産性や耐圧・性能の点で問題があるため，基本的構造は前年度同様，集熱部が真空ガラス管内に置かれた円筒形真空コレクタとした。

ガラス管の寸法は，ガラス管と集熱管との寸法の比が相対的に一定であれば性能も変わらないため，コレクタの重量や製造上の面から決定される。真空コレクタの全重量の内ガラス管の占める割合は大きいが，図2.1のガラスの厚さと重量との関係のグラフに示した様に，ガラス管は肉厚を平板ガラスより薄くできるため，その厚さを 2 m/m 以下にとれば平板二枚ガラスのコレクタより軽量化することが可能となる。管径は前年度試作では 60^ϕ に，今年度試作では 70^ϕ とした。

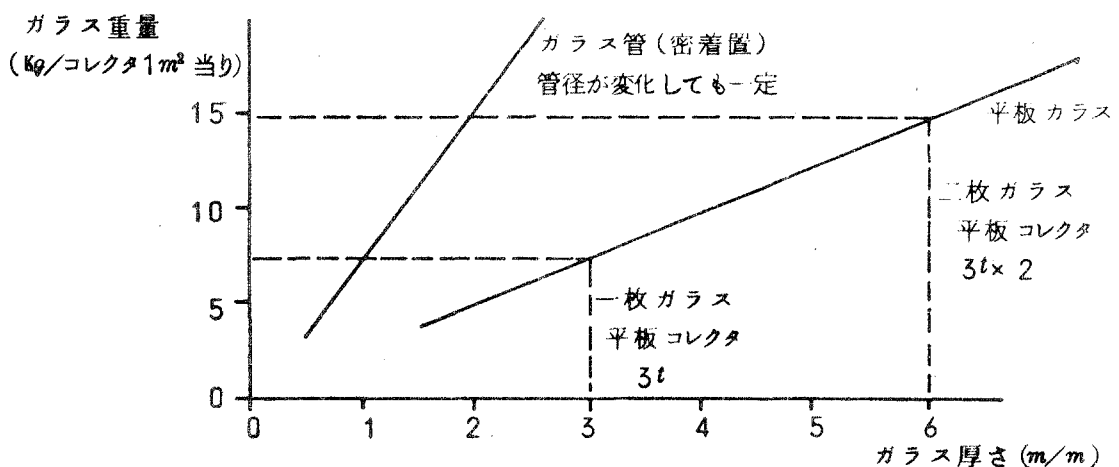


図 2.1 ガラス厚さと重量との関係

集熱管をガラス製とした場合、そのまま外管であるガラス管と溶着でき、加工が容易になり、結果的にコストの引き下げが可能となるが、熱媒体に液体を使用した場合の強度的信頼性が低く、液漏れの対策を構じる必要があり、ガラス管用選択吸収膜の開発と共に今後の検討課題である。なお、集熱管を金属より熱伝導の悪いガラス製としてもシミュレーション結果では、集熱効率はほとんど変化しなかつた。

集熱管が金属性の場合、ガラス管とは封着合金を介して接合されるが、集熱管がガラス管の両端を貫通するタイプでは熱媒体の流路抵抗が少なく、空気抜きも容易であるが、封着個所が2カ所となり、集熱管とガラス管との熱膨脹差を吸収する可撓継手がある。反対に一端で封着され熱媒体がUターンするタイプでは、熱媒体の空気抜きのため設置向きが限定されるが、封着個所が減り可撓継手もいなくなる。試作コレクタではいずれもUターンタイプを採用した。

ガラス管内に反射鏡を設け光を集光させ、集熱管の表面積を小さくすることで集熱効率を上げることができる（集光形）。反射鏡をもたないタイプ（非集光形、集熱板の巾≧ガラス管内径）に比べ、特に冷房運転等の集熱温度レベルの高い時に効率がよい。しかし温度レベルが低い場合は、全熱損失の内の放熱損失の割合が低下し、受熱損失の大きさに集熱効率が左右されるため、反射鏡の反射率が1.0以下である集光形に比べ、直接集熱板に光を受ける非集光形の方が効率が高い。反射鏡の反射率を上げることが集光形の集熱効率をさらに向上させることにつながる。なお、集光形とした場合の集熱管は、前年度報告書にも示した様にガラス管円筒断面の垂直中心線上、中心より下側半分をカバーする様に設置すれば、最少の寸法で最大の集光ができる。

円筒形真空コレクタを実際に建物等へ設置する場合、小規模ならば複数本のコレクタをケーシング内に納め、集合管で各コレクタの熱媒体回路を連結し、平板コレクタと同様の外観形状にすることも可能であるし、大規模の場合はケーシングを省き、集合管部のみ建物に設け、現場組立

することもできる。

コレクタの並べ方で設置面積当りの集熱効率・価格が変わるが、集光形ではコレクタの間隔をあけて設置しても何ら効率向上はないので、できるかぎり密に並べた方がよい。非集光形でも密に並べた時が設置面積当り最大の集熱量が得られるが、隙間をあけて配置し、下方へ反射板を設けコレクタの上下両面より光を受ける様にするすると、設置面積当りの集熱量は減少するが、この減少割合よりコレクタの本数が減つたことによる価格低下の割合の方が大きく、コストパフォーマンスは向上する。たとえばコレクタの間隔を管径の2倍にとり、密着時に比べ本数を50%に減らしても（コレクタ価格は半分になるが反射板のコストが加わる）反射板の反射率が0.8、反射板からの反射光の内50%がコレクタの下面に当たるとすれば、コレクタの受熱量は30%減でしかない。しかしこの場合、必要熱量を得るためのコレクタ設置面積が広くいるという欠点が生じる。

コレクタどうしの経済性を比較する場合、後述する式2.2-3で示される快晴日垂直入射での瞬時集熱効率の値からでは正確な比較は行なえず、そのコレクタがどのような運転条件で使われるかを考慮した平均集熱効率（積算集熱量）で評価しなければならない。今後コレクタの最適な試験方法・評価方法を確立し、試作コレクタのコストパフォーマンスの評価を行ない、より高性能で実用性のある真空コレクタとするための設計を進める予定である。

(2) 選択吸収膜の検討

平板コレクタでは、高性能の選択吸収膜を使つたにせよ集熱温度レベルが高い時の集熱効率が飛躍的に向上しないと同様に、真空コレクタにおいても真空断熱だけでは輻射損失が温度と共に増大し、高い集熱効率を維持することはできず、選択吸収膜または選択透過膜の使用が必要となる。ここでは性能・価格ともに実用化の段階に近づきつつある選択吸収膜について、真空コレクタに適用する場合の問題点の検討と性能試験

を行なつた結果について述べる。

a. 真空コレクタ用選択吸収膜の必要条件

選択吸収膜にはその基本的性能である太陽光の吸収率・赤外線輻射率・紫外線や熱などによる経時変化・価格などの値と共に、真空コレクタ用としては特に高い耐熱性と真空用構成材料としてのガス放出の値が重要となつてくる。

吸収率(α)と輻射率(ε)の値は、集熱効率のシミュレーションによれば最低 $\alpha = 0.9$, $\varepsilon = 0.1$ 程度が要求され、この初期特性がコレクタの耐用年数(10~15年)の間さほど低下しない事が望ましい。選択吸収膜に要求される耐熱性は各々のコレクタによつて異なるが、運転温度は夏期冷房時の100℃前後の値が最高である。

真空コレクタは、真空断熱と選択吸収膜により集熱管からの放熱損失を著しく低減しているため、何らかの事故により昼間コレクタ回路の循環ポンプの停止、あるいは熱媒体が抜けてしまつた場合、コレクタは空焼きの状態となり集熱管の温度は異常に上昇する。この温度は前年度試作の真空コレクタでは、夏期日射量が $600 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ のとき約210℃、十分に設計された $\alpha = 0.9$, $\varepsilon = 0.1$ の真空コレクタでは、480℃に達すると計算される。コレクタを空焼きしない様にシステムの制御面から安全策を設けることはもちろんだが、選択吸収膜自身にも耐熱性を持たせなければ実用的でない。また真空コレクタを製造するとき、封じ切り後の真空度低下を防ぐためコレクタ全体をベーキングし、材料表面に物理的・化学的に吸着している気体分子を脱離させる必要があるが、この温度は、たとえばソーダガラスでは普通360~430℃にも達する。ベーキングは通常短時間であるが、選択吸収膜はこれに耐えなければならない。

真空コレクタの真空断熱を保つには、集熱管とガラス管壁との距離にもよるが、最低 10^{-4} Torr 台の真空度が耐用年数の間必要であるが、真空度低下は接合部からのリークや構成材料からのガス放出によつて

低下しやすく、特に選択吸収膜からのガス放出が問題となる。真空コレクタ用選択吸収膜は封じ切りの真空管材料と同程度のガス放出量のものでなければならない。

6. 選択吸収膜の仕様

真空コレクタ用選択吸収膜サンプルの試作を昭和アルミニウム株式会社の協力を得て試作した。

仕様と製作手順は次のとおりである。

① 銅基板黒 Ni メッキ

基板 無酸素銅板 (OFCuP) 0.5 t

手順 脱脂 → キリンス処理 → 一次二次純水水洗 → 光沢 Ni メッキ処理 → 純水水洗 → 黒 Ni メッキ処理 → 一次二次純水水洗 → アルコール浸漬乾燥

初期特性 $\alpha = 0.877$ $\varepsilon = 0.057$

② 銅基板酸化銅

基板 無酸素銅板 (OFCuP) 0.5 t

手順 脱脂 → キリンス処理 → 一次二次純水水洗 → 酸化銅処理 → 一次二次純水水洗 → アルコール浸漬乾燥

初期特性 $\alpha = 0.881$ $\varepsilon = 0.150$

③ アルミニウム基板二次電解

基板 純アルミニウム板 (99.99%以上) 0.5 t

手順 脱脂 → 化学研摩 → 純水水洗 → 一次二次電解着色 → 一次二次純水水洗 → アルコール浸漬乾燥

初期特性 $\alpha = 0.920$ $\varepsilon = 0.077$

④ 銅基板黒 Ni メッキ

基板 りん脱酸銅板 (DCuPl) 0.5 t

手順 ①に同じ

初期特性 $\alpha = 0.870$ $\varepsilon = 0.075$

⑤ アルミニウム基板二次電解

基板 アルミニウム板 (A1080) 0.5 t

手順 ③に同じ

初期特性 $\alpha = 0.943$ $\varepsilon = 0.069$

各選択吸収膜は真空コレクタ用として、水洗(純水)・乾燥(加熱アルコール浸漬による瞬間乾燥)・取扱・保管に特に注意して製作した。

c. 加熱・ガス放出量測定装置

加熱試験およびガス放出量測定に用いた試験装置を図 2.2 に示す。

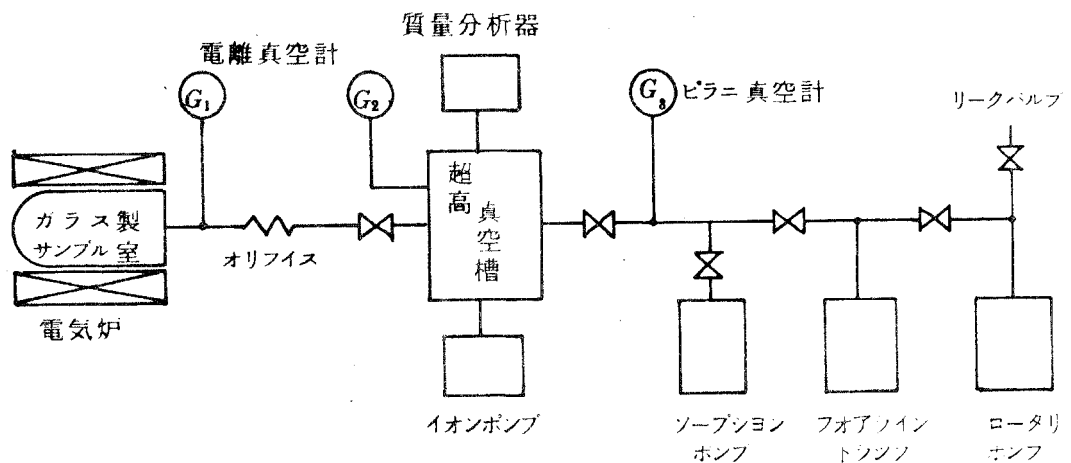


図 2.2 加熱・ガス放出量測定装置

d. 加熱試験結果

サンプル①～③を用いて真空中短時間加熱試験を行ない、表 2.1 に示す結果を得た。真空度を 10^{-5} Torr 以下にして、空焼またはベーキング時の温度を想定した加熱条件をいくつか変えて試験を行なった。各サンプル共に真空中加熱により吸収率が低下し、低下の割合は、酸化銅>黒 Ni メッキ > 二次電解の順であつた。輻射率は 400°C 1 時間加熱では各サンプル共性能の低下がみられたが、 300°C 8 時間加熱では逆にいく分向上した。

冷暖房給湯システム程度の温度レベルでは、選択吸収膜の吸収率の

影響の方が輻射率よりも集熱効率に及ぼす効果が大きく、試験結果より初期特性・真空中加熱後の特性ともに吸収率が大きく、また輻射率も0.1以下である二次電解膜が真空コレクタ用として適していると言える。しかしこの試験は短時間の試験であり、最終的な判断は長期的な加熱試験結果をまたねばならず、また二次電解処理は基板がアルミニウムに限定されるため、コレクタの構造面からも検討を加えていかなければならない。

e. ガス放出量試験結果

サンプル表面からのガス放出量は、前記図2.2に示した試験装置により、サンプル室と超高真空槽間に挿入されたオリフィス前後の真空度の差から、オリフィスに流れるガスの流量を求める流量法によつて算出した。

ガスの放出量は、式2.2-1によつて与えられる。

$$q = A/C (P_2 - P_1) \quad (2.2-1)$$

q : ガス放出量 (Torr·l/s·cm²) P_1 : サンプル室側真空度 (Torr)

A : サンプル表面積 (cm²) P_2 : 超高真空槽側真空度 (Torr)

C : オリフィスのコンダクタンス (l/s)

サンプル①・③～⑤を用いて行なつた結果を表2.2に示す。

試験結果ではいずれもベーキングした後、100℃では $10^{-11} \sim 10^{-10}$ Torr·l/s·cm²台、室温では $10^{-12} \sim 10^{-11}$ Torr·l/s·cm²台のガス放出量、計算による1年間の積算値では 10^{-8} Torr·l/cm²台で、黒Niメッキ・二次電解ともに大きな差はなかつた。なお、同一処理である①と④、③と⑤の値が相違するのは、ベーキング温度の影響と製作時のバラツキと考えられる。

黒Niメッキと二次電解膜のガス放出量は以上の様な値であつたが、封じ切りの真空コレクタを長期間高真空に保つにはいずれの膜もガス放出量が多く、他の部品からのガス放出や接合部からのリークも考え合せて、ゲッタを使用しなければならない。黒Niメッキおよび二次電

表 2.1 選択吸収膜加熱試験結果

サンプル	初期特性	加熱後の特性 α ϵ	加熱条件	加熱時真空度 Torr
① 黒Niメッキ	$\alpha = 0.877$ $\epsilon = 0.057$	0.807 0.041	300℃1h+100℃8h	$10^{-10} \sim 10^{-5}$
		0.844 0.073	400℃ 1h	$10^{-6} \sim 10^{-5}$
		0.791 0.051	300℃ 8h	$10^{-6} \sim 10^{-5}$
2 酸化銅	$\alpha = 0.881$ $\epsilon = 0.150$	0.689 0.194	400℃ 1h	$10^{-6} \sim 10^{-5}$
		0.773 0.128	300℃ 8h	$10^{-6} \sim 10^{-5}$
3 二次電解	$\alpha = 0.920$ $\epsilon = 0.077$	0.882 0.078	400℃1h+100℃8h	$10^{-10} \sim 10^{-5}$
		0.932 0.084	400℃ 1h	$10^{-6} \sim 10^{-5}$
		0.908 0.063	300℃ 8h	$10^{-6} \sim 10^{-5}$

表 2.2 選択吸収膜ガス放出試験結果

サンプル	ガス放出速度 Torr. l/S. cm 注.1			1年間(2)ガス放出量(計算値) Torr. l/cm 注.2
	ベーキング前	ベーキング後(100℃)	ベーキング後(室温)	
① 黒Niメッキ	5.8×10^{-10}	2.7×10^{-10}	7.3×10^{-11}	4.8×10^{-3}
③ 二次電解	1.3×10^{-10}	1.0×10^{-10}	1.2×10^{-11}	1.5×10^{-3}
④ 黒Niメッキ	3.6×10^{-10}	7.2×10^{-11}	7.0×10^{-12}	1.1×10^{-3}
⑤ 二次電解	4.8×10^{-10}	1.6×10^{-10}	2.0×10^{-12}	2.4×10^{-3}

注.1 ベーキング条件 ① 300℃ 2h ③ 400℃ 1h

④ 250℃ 2h ⑤ 400℃ 1h

2 計算条件 サンプル温度 100℃(3650 h/a)
室温 (5110 h/a)

解膜からの放出ガス主成分は、質量分析の結果 H_2O と CO であつた。

ゲッタは、真空管などに用いられているバリウムアルミニウム合金ゲッタ ($BaAl_4$) のチャンネルリング形のものが使用でき、ガラス管内壁に高周波加熱により蒸着生成させる。このゲッタは各種ガスに対して吸収能力が優れ、蒸発時の指向性もよく、 H_2O に対しては Ba の重量が、 CO に対しては膜の表面積が吸収能力に関係する。真空コレクタでは、真空空間の体積に比べゲッタ膜の表面積を広くとれない点が問題である（ゲッタ膜のところは非集光部となる）。

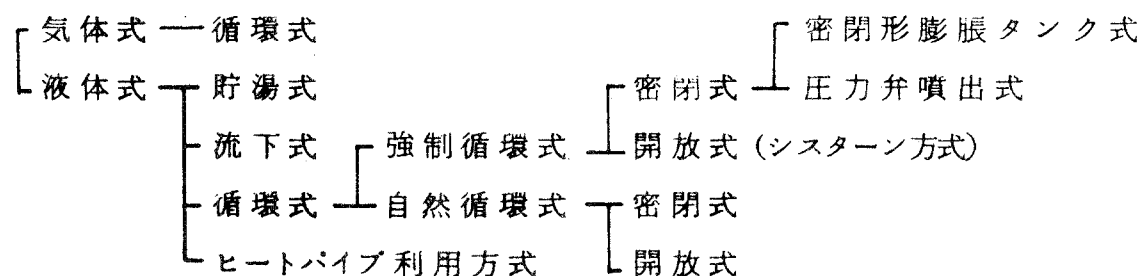
実際の真空コレクタ製作時には、選択吸収膜を処理してから組立てまでの間の汚染等、条件がさらに悪くなることが考えられるので、選択吸収膜自身をもう少し高いベーキング温度に耐えられるものにして、さらにガス放出量を減らす様にしなければならず、選択吸収特性の温度による低下と共に、選択吸収膜の耐熱性の向上は今後の大きな検討課題である。

(3) 熱媒体の検討

コレクタ回路の熱媒体には、安価で熱伝達率の大きい水が通常使用されているが、凍結防止を始めとし、沸騰防止・集熱効率向上・循環ポンプ負荷軽減・価格の低減・安全性の向上・維持管理のしやすさなどを目的として、各種の熱媒体の使用が考えられる。ここではこれら熱媒体について、その特質を検討する。

a. コレクタ回路のシステム分類

熱媒体の面からコレクタ回路のシステムを分類してみると次の様になる。



- 〔コレクタ回路の水を直接負荷として使用するタイプ
- 〔コレクタ回路の水を熱交換器を介して使用するタイプ

今までの多くの例では、冷暖房給湯システムと暖房給湯システムには液体を使用した強制循環式（熱交換器使用）が、暖房システムには同じく液体の強制循環式か気体の循環式が、給湯専用システムでは液体の貯湯式・流下式・循環式が用いられていた。各々のシステムによって熱媒体の種類が限定される。

6. 熱媒体選定にあたり検討すべき項目

熱媒体を選定するにあたり検討すべき点として、価格、入手の難易さ、毒性・発火性・爆発性などの安全性、漏れにくさおよび漏れた時の処置、補充のしやすさ、使用済みのものを廃棄する時の処理、取扱上の法律的問題、蒸発性、配管に対する腐食性・スケール生成、循環ポンプのメカニカルシールの摩耗性、異常温度上昇による熱分解や圧力上昇などがある。

熱媒体に加わる温度の範囲は、夏期・中間期・冬期それぞれの運転温度、空焼時のコレクタ最高到達温度、冬期運転停止時における最低温度で、この全範囲で熱媒体が安全でなければならない。その範囲はマイナス数十度から数百度に亘る。

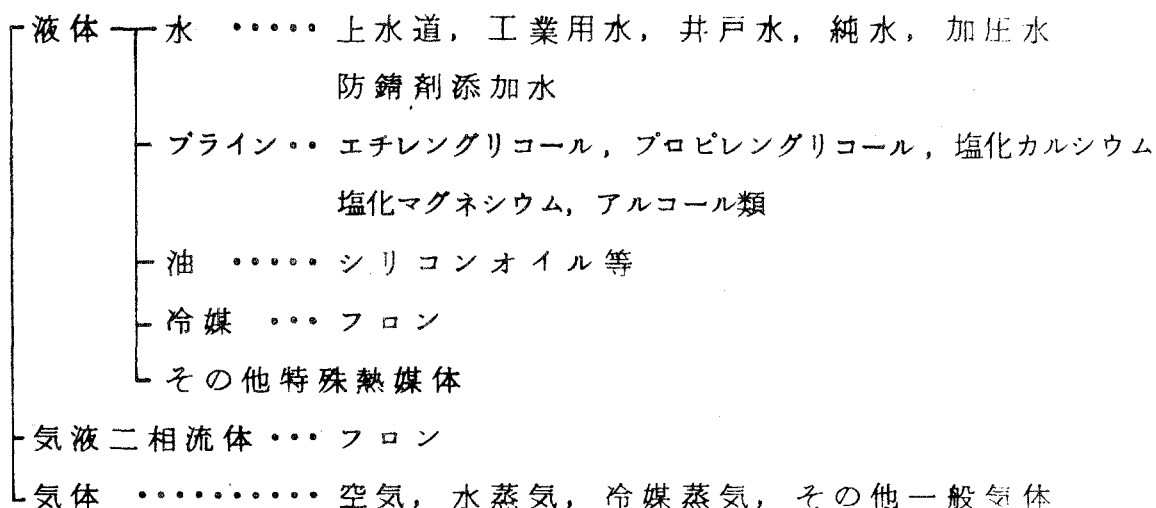
コレクタの構造自体や制御器により異常運転を防止するにしても、制御器が故障した場合、熱媒体が原因で、高い設備投資をしたコレクタが著しく性能低下をおこしたり、使いものにならなくなってしまうては困るので、熱媒体自身の性能向上が望まれる。

7. 熱媒体の種類

熱媒体が変わるとそれぞれの比熱・熱伝導率・比重量・粘性係数などにより、集熱管の管内熱伝達率が変わりポンプ動力も変化する。集熱効率向上および太陽熱システムの経済性を高めるには、熱伝達率が大きく粘性も小さい熱媒体を使用する必要があるが、一般に水以外では逆に悪くなり、凍結防止等の代償として効率・経済性を犠牲にして

いる。

コレクタ回路用熱媒体として次のものが考えられる。



気体の熱媒体の場合は大きなファン動力を必要とし、ダクト工事が必要なので既設住宅への適用はむずかしく、暖房専用システムあるいは暖房給湯システムに空気を用いたものが一部使われている程度である。

フロンを用いた気液二相流の場合は、前年度報告書で報告した様に水と同程度の集熱効率が得られ、凍結・腐食に対しても強くポンプ動力を低減することもあるので、価格さえ安くなれば大いに可能性がある。

液体の熱媒体、特に水の場合では必ず凍結防止対策が必要で、一般には凍結温度近くまで外気温が下がると、制御器の働きでコレクタ回路の水を抜いたり、循環ポンプを動作させたりしているが、水抜き後のコレクタ回路の空気抜き、ポンプ動力の消費、制御器の故障等で完全とは言えない。凍結がおこつた場合、集熱管は材質や形状により数回は耐えられる場合もあるが、必ず破裂をおこす。水に添加する凍結防止剤としては、グリコール類・塩類・アルコール類などあるが、コレクタ回路用としては、腐食性・発火性などの点で塩類・アルコール類の使用は不適で、エチレングリコール・プロピレングリコールが適

している。これらグリコール類は工業用・食品工業用などですでに実績があり、凍結防止はもとより腐食性や蒸発性・スケール生成がなく、毒性なし（プロピレングリコール）、比重による濃度管理が可能（エチレングリコール）など利点が多い。しかしコレクタ用熱媒体としては、価格が高いことと沸点がほとんど変わらないこと、比熱と熱伝導率が水より小さく粘度も高いことで、集熱効率とポンプ負荷にわずかながら悪影響を与える点で完全とはいえない。

冷暖房給湯システムのコレクタ回路用熱媒体としては、現在のところグリコールブラインが一番適していると言えるが、耐熱性に関しては、制御器の信頼性向上・圧力安全弁の設置等、システム側で補わねばならない。

2.2.3 真空コレクタの特性試験

前年度に試作した円筒形真空コレクタの集熱特性については50年度成果報告書にも一部記したが、その後さらに真空コレクタの特性をあきらかにするため引き続いて集熱効率の測定を行なったので、その結果について報告する。

(1) 50年度試作真空コレクタの仕様概要

試作真空コレクタの構造および仕様については50年度成果報告書に詳細に記してあるので、ここでは概略の仕様のみを示す。

真空コレクタ	ガラス管	硬質ガラス	$60 \times 2.4^t \times 1210 \text{ m/m}$
		内面下側	180° にアルミ真空蒸着反射鏡
集熱管	長円形断面2重管	外径	$25^H \times 8^t \text{ m/m}$
	選択吸収膜処理	酸化銅	$\alpha = 0.90 \quad \varepsilon = 0.24$
真空封止	フランジ接合	真空排気装置	接続
有効受熱面積	0.068 m^2		
真空コレクタ	外形寸法	$1520 \times 1100 \times 140^t \text{ m/m}$	
ユニット	コレクタ本数	10本並列接続	
	コレクタピッチ	100 m/m	
	コレクタ面積	1.67 m^2	
	有効受熱面積	0.68 m^2	

(2) 集熱効率試験

a. 試験装置

集熱効率の測定は屋外で快晴日正午前後に行ない、熱媒体の水またはブラインを真空コレクタユニット・冷却器・恒温槽を結ぶ閉回路内をポンプで強制循環させ、回路の途中に設けた容積型微小流量計の読みと、真空コレクタユニット出入口の差温より15分間の平均値として集熱量を求めた。試験場所は鎌倉市で、コレクタユニットは南向き傾角 40° に設置した。また真空コレクタの真空度は、油回転ポンプと油拡散ポンプで構成された真空排気装置で、常時真空引きを行ない設計真空度に保つた。

なおブラインには、東京地方における冬期凍結防止に主眼をおいてエチレングリコール ($\text{HOCH}_2\text{CH}_2\text{OH}$) の33wt%水溶液を用いた。このブラインの $0\sim 100^\circ\text{C}$ における主な性質は、比熱 $0.86\sim 0.93\text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ 、比重 $1000\sim 1052\text{ Kg/m}^3$ 、粘度 $0.4\sim 4\text{ CP}$ 、また凝固点は約 -15°C 、沸点は約 102°C である。

b. 集熱効率の算出式

試験結果の値よりコレクタの集熱効率は式2.2-2で示される。

$$\eta = Q / I \cdot A \quad (2.2-2)$$

ただし、 $Q = C \cdot m (t_o - t_i)$

η : 集熱効率 C : 熱媒体比熱 ($\text{kcal/kg}^\circ\text{C}$)

Q : 集熱量 (Kcal/h) m : 熱媒体質量流量 (kg/h)

I : コレクタ面全天日射量 ($\text{Kcal/m}^2\text{h}$) t_o : コレクタ出口温度 ($^\circ\text{C}$)

A : 有効受熱面積 (m^2) t_i : コレクタ入口温度 ($^\circ\text{C}$)

集熱効率の式は米国NBSで定義されている式2.2-3によつても表わされ、各コレクタの瞬時集熱効率を比較するのに用いられる。

$$\eta = F' \{ EE - U_L (t_o - t_a) \} / I \quad (2.2-3)$$

ただし、試作円筒形真空コレクタでは、

$$EE = Jg \cdot \alpha_c (\mu_d + \mu_i \cdot \rho)$$

F' : 熱移動効率ファクタ	τ_g : ガラス管透過率
EE : 実効透過吸収係数	α_c : 集熱管吸収率
U_L : コレクタ熱損失係数	μ_d : 集熱管直接入射率
t_w : 熱媒体平均温度 (°C)	μ_i : 集熱管間接入射率
t_a : 外気温 (°C)	ρ : 反射鏡反射率

c. 試験結果

真空コレクタ集熱効率の試験結果を図 2.3 に示した。このグラフでは横軸に $(t_w - t_a)/I$ を、縦軸に η をとり、各測定点の平均値を直線で近似した。

試験条件として、真空度を 10^{-3} Torr, 熱媒体を水とエチレングリコール水溶液とし、水の場合流量を $80 \sim 90 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$ と $270 \sim 290 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$ の 2 種類に、エチレングリコールの場合は同じく $270 \sim 300 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$ に、熱媒体のコレクタ入口温度は約 90°C , 60°C , 30°C の 3 通りに設定した。気象条件は日射量 $570 \sim 777 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$, 外気温 $16 \sim 33^\circ\text{C}$, 風速 $0.5 \sim 4 \text{ m/s}$ であつた。

流量あるいは熱媒体を変えた試験結果の値のバラツキはそれほど大きくなく、グラフの直線より円筒形真空コレクタの平均的な集熱効率は、 $\eta = 0.76 - 2.6 (t_w - t_a)/I$ の式で表わされる。なお 0.76 は直線が y 軸と交わる点で前記式 2.2 - 3 の $F' \cdot EE$ を、 2.6 は直線の傾きで $F' \cdot U_L$ を表わしている。この集熱効率の式を用い、夏期ランキンサイクル運転時の効率と冬期暖房給湯運転時の効率を計算によつて求めると、

$$\text{夏期 } \eta = 0.48 \quad (t_w: 95^\circ\text{C} \quad t_a: 30^\circ\text{C} \quad I: 600 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h})$$

$$\text{冬期 } \eta = 0.52 \quad (t_w: 60^\circ\text{C} \quad t_a: 5^\circ\text{C} \quad I: 600 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h})$$

となる。また同様に計算して夏期では日射量が $220 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$, 冬期では $190 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ から集熱運転が可能となり、さらに負荷がない時のコレクタ最高到達温度は夏期で 210°C , 冬期で 180°C となる。

(3) 考察

a. 集熱効率

集熱性能のよいコレクタとは、集熱温度と外気温との差が大きいときでも、また日射量の少ない時でも高い集熱効率を維持できるコレクタであり、従来の平板コレクタでは選択吸収膜を使用しても、集熱温度が高くなると対流・伝導損失が増大し、特に冷房運転時の効率が著しく低下するという欠点があつた。真空コレクタは真空断熱により太陽光受熱後の熱損失を減少させるもので、前記した集熱効率の式において $F' \cdot U_L$ の値が小さいのが特徴である。

試作円筒形真空コレクタの試験結果より $\eta = 0.76 - 2.6(t_w - t_a)/I$ の値が得られたが、この値はガラス管外径を有効受熱面積にとり、各コレクタの集熱管を連結する集合管部よりの熱損失を含まない値であるが、平板コレクタの性能と比較し、特に $(t_w - t_a)/I$ の値が大きいときの集熱効率が高い。この真空コレクタを用い、東京における1日の全日射量に対する平均集熱効率を計算で求めると、夏期は集熱温度 95°C で快晴日 ($5400 \text{ Kcal/m}^2 \text{ d}$) 0.42 、同じく晴天日 ($4270 \text{ Kcal/m}^2 \text{ d}$) 0.34 、冬期は集熱温度 60°C で晴天日 ($3500 \text{ Kcal/m}^2 \text{ d}$) 0.39 となる。

なお、コレクタの性能は気象条件・運転条件により変化するものであるが、運転条件の熱媒体種類（水とエチレングリコール水溶液）とその流量による集熱効率への影響は、今回行なつた試験条件の範囲内では、集熱管の管内熱伝達率の変化の影響が他の要因に比べ小さく、差としてあらわれなかつた。

今後この形状の真空コレクタの集熱効率を向上させるには、選択吸収膜およびガラス管面反射鏡の性能を長期的寿命はもとより初期特性においてもさらに高める必要がある。

b. 集熱効率のシミュレーション

円筒形真空コレクタの性能向上を計るためシミュレーションにより解析を行なつた。シミュレーションによる集熱効率の計算結果($\eta_1 \sim \eta_4$)

を図 2.4 に示したが、シミュレーション条件としては次の値を用いた。

真空コレクタの形状・寸法 — 試作コレクタと同一

真空度 ————— 10^{-3} Torr

気象条件 ————— 日射量 $400 \sim 600 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ 風速 1 m/s
外気温 $5^\circ\text{C}, 30^\circ\text{C}$

運転条件 ————— 熱媒体・・・水 コレクタ入口水温 $30^\circ\text{C}, 60^\circ\text{C}, 90^\circ\text{C}$
流量 6 Kg/h ・本 管内熱伝達率 $500 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

集熱効率 η は試作コレクタとほぼ同一仕様の条件での値であるが、実測値に比べ $F' \cdot EE$ が若干低下し、 $F' \cdot U_L$ は向上している。両者の値が相違する原因としては、実測値の測定誤差とシミュレーションインプットデータの精度不足もあるが、コレクタ1本当りで計算しているシミュレーションとケーシング内に複数本設置された状態での実測値との違い（実測値の場合、隣のコレクタからのガラス管表面反射光の入射、ケーシング内面からの反射光の入射などで $F' \cdot EE$ の値が大きくなる傾向がある）、直接熱伝導による熱損失（シミュレーションではガラス管内で集熱管を支えるサポートやコレクタ端部にあるフランジからの熱損失を考慮していないため、実測値より $F' \cdot U_L$ が大きくなる傾向がある）などが考えられる。

シミュレーションにおいて真空度を変化させた場合、 1×10^{-4} Torrでは2%程度の集熱効率向上しかみられないが、 1×10^{-2} Torrでは数%から20%程度低下するため、真空コレクタでは最低限 10^{-3} Torr台の真空度の維持が要求される。また試作コレクタの選択吸収膜は、輻射率0.24程度のものしか製作できなかつたが、これを0.1（ただし吸収率0.9）まで向上させることにより、 η に示した様に熱損失の低減がはかれ、同様に反射鏡の反射率を試作の0.8から0.9に向上させることにより η に示した様に相対的に受熱損失が低下する。 η は選択吸収膜の吸収率0.9、輻射率0.1、反射鏡反射率0.9、真空度 10^{-3} Torrのコレクタを示すもので、 $F' \cdot U_L$ は0.71となり真空コレクタの理論的限界性

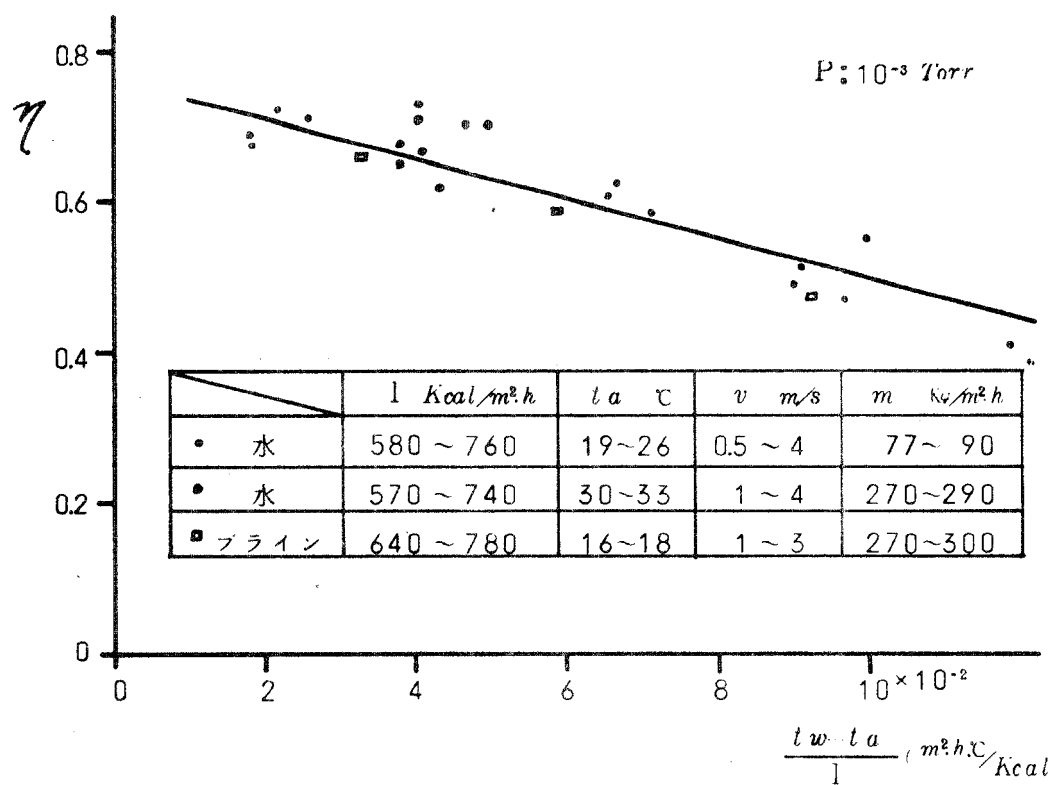


図 2.3 真空コレクタ集熱効率試験結果

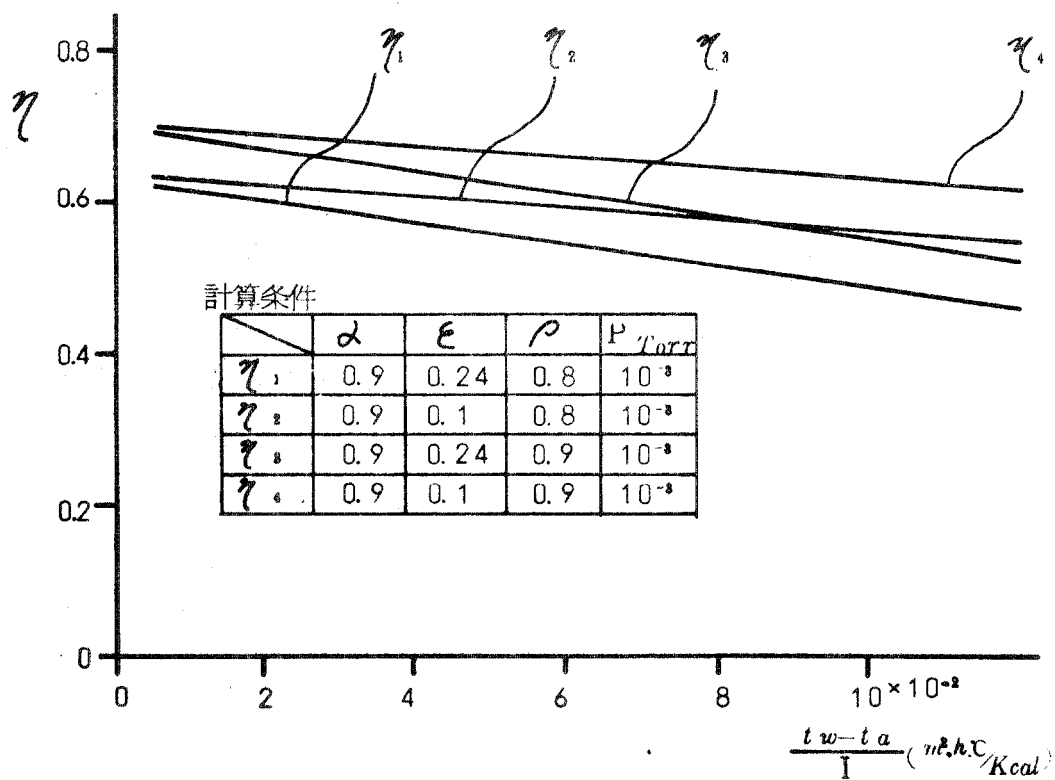


図 2.4 真空コレクタ集熱効率シミュレーション結果

能にほぼ到達する。

試作円筒形真空コレクタの特性試験によつて、従来の平板コレクタを上回る集熱効率を得ることができたが、シミュレーション結果でもあきらかな様に、選択吸収膜と反射鏡の特性をさらに向上させることにより、より高性能のコレクタとなる可能性を真空コレクタは有している。将来真空コレクタが平板コレクタと同程度の価格まで引き下げられないかぎり、コストパフォーマンスで優位に立つためには一層の性能向上が要求される。また太陽熱の使用目的に応じてコレクタを選定すべきで、真空コレクタは集熱温度が高い時、日射量が少ない時、あるいは外気温が低い時に特に平板コレクタと際立つた性能を発揮するので、たとえば太陽熱冷房を中心としたシステム等に使用価値がみいだせる。

試作真空コレクタの性能は以上の様であつたが、今後の目標性能としては、 $F' \cdot EE = 0.75 \sim 0.80$, $F' \cdot UL = 1.0 \sim 1.5$ をめざす。

2.2.4 51年度試作真空コレクタの設計

前年度試作の円筒形真空コレクタの試験結果および最適構造の検討の結果をもとに設計を行ない、新たな真空コレクタを試作した。前年度コレクタと相違する主な点は、選択吸収膜と反射鏡の加工方法の改善および性能向上と、封着タイプにした点である。

(1) 封着タイプ円筒形真空コレクタの基本形状

基本的形状は前年度のコレクタとほぼ同じであり、円筒形ガラス管を用いた高真空による断熱を特徴としたコレクタで、ガラス管内面下半分に反射鏡を設け、この反射鏡からの反射光が集まる位置に集熱管を配置した構造である。熱媒体として強制循環の液体を設定し、集熱管は小径の金属管で、流路はガラス管内でヘアーピン状に成形され、ガラス管とは一端で封着接合されている（コレクタの温度変化でおこる各材料の熱膨脹による歪は、封着合金と集熱管一端支持法の採用で

解決している)。集熱管からの伝導・対流・輻射損失を一層低減化するため、集熱管は受熱時の光学的損失がおこらない形状と寸法の範囲内で最大限表面積が小さくなる様設計されている。またコレクタの経時変化による真空度低下を防ぐため、ガラス管の一端にゲッタ膜を設けている。

真空コレクタは、熱媒体の集合管部以外は特に断熱材を必要としないため、全体を収納するケーシングを特に必要としないが、試験時の取扱が悪いので複数本をほぼ密着配列してケーシング内に収納し、各コレクタの集熱管を集合管で並列接続したコレクタユニットとして製作した。

(2) 試作真空コレクタの仕様

51年度に試作した円筒形真空コレクタおよびコレクタユニットの仕様を表2.3に、真空コレクタの組立構造図を図2.5に、コレクタユニットの組立構造図を図2.6に、コレクタの集熱効率試験およびランニングテスト用装置の組立構造図を図2.7に示した。

a. 真空コレクタ

真空コレクタの外殻をなすガラス管には、強度と加工性を考慮してパイレックスガラスを使用した。ガラス管の寸法は直接には性能に影響を及ぼさないため、加工性と取扱・市販材料の定尺を考慮して外径70mm長さ1.2mとした。なお将来真空コレクタを量産化するに当つては、価格上パイレックスガラスの使用は困難なため、普通ガラスを用いることになる。

ガラスの透過率は式2.2-4で示され、

$$\tau_g = (1 - RE)^2 e^{-kt} \quad (2.2-4)$$

τ_g : 透過率 k : 吸収係数 (mm⁻¹)

RE : 反射率 t : 厚さ (mm)

パイレックスガラスの吸収係数を0.0067、管平均の反射率を0.07、屈折率を考慮した見掛け上の厚さを2.64mmとすると、平均透過率は

0.85 と計算される。しかし今回試作のコレクタユニットの様に，ガラス管が密に配置される場合は見掛上の透過率は向上し，垂直入射の場合最大 0.93 となる。

集熱管は主に耐食性を考慮して，コレクタ用材料の中では最も腐食に強い銅管を用いた。集熱管の表面積とガラス管の投影面積とはほぼ等しく，この様に表面積を小さく設計することで，集熱管からの熱損失を防止した。しかも集熱管の形状・寸法を前記図 2.5 に示したものにすることで，ガラス管面にある反射鏡に入射した全天日射を余すことなく受熱する。ガラス管内に入射した太陽光の内，集熱管表面に到達する光の割合は，反射鏡反射率が 0.9 の場合垂直入射で約 0.92，30°入射で 0.87 となる。

集熱管表面に施す選択吸収膜には，銅基板のものとして黒 Niメッキ処理を採用した。選択吸収特性は目標値の $\alpha = 0.9$ ， $\varepsilon = 0.1$ には達せず約 $\alpha = 0.88$ ， $\varepsilon = 0.13$ の初期特性であつた。

ガラス管と集熱管とは，ガラス管の一端でステンレス製の鏡板を介してコパール封着合金により接合されている。ガラス管と集熱管とは，夏期集熱運転時に熱膨脹により長手方向に約 2 mm/m の長さの差を生じるが，一端支持のため十分この差は吸収される。

ガラス管内面に施された反射鏡は，アルミニウムの真空蒸着膜である。蒸発源を線状に管内に張り渡し蒸着条件を限定し，ガラス管の洗浄を十分行なうことで，今回の様な細長い管内でも均一で高反射率を有する反射鏡が得られる様になつた。太陽光の平均反射率は約 0.85 である。

真空コレクタの真空度維持のため，十分な前処理とベーキング（最大 250°C ）およびゲッタを使用した。ゲッタはバリウム・アルミニウム合金のもので， 10^{-5} Torr 台に排気し高周波加熱器でフラッシュさせてガラス管面にゲッタ膜を生成した。

真空コレクタの 1 本当りの重量は約 2.3 kg，有効受熱面積は約 0.

0.8 m² である。

6. 真空コレクタユニット

真空コレクタ 11 本を 1 組としてユニット化した。各コレクタは互いに接触しない程度のピッチ 73 mm/m で一列に並べ、各コレクタの集熱管を一对の集合管にフレアレス継手で並列に接続、グラスウールによつて断熱した。

真空コレクタユニットの重量は約 38 kg、有効受熱面積は約 0.88 m² であつた。

(3) 今後の試験予定

今回の試作は「コレクタの研究」として、集熱効率を中心とするコレクタの各種性能の解析を行なうために 2 台、「実験住宅用設備機器の製作」としてランニングテストを行なうために 1 台、計 3 台の真空コレクタユニットを製作した。

試作した真空コレクタの写真を図 2.8 ～ 図 2.10 に、真空コレクタユニットの写真を図 2.11 に示した。

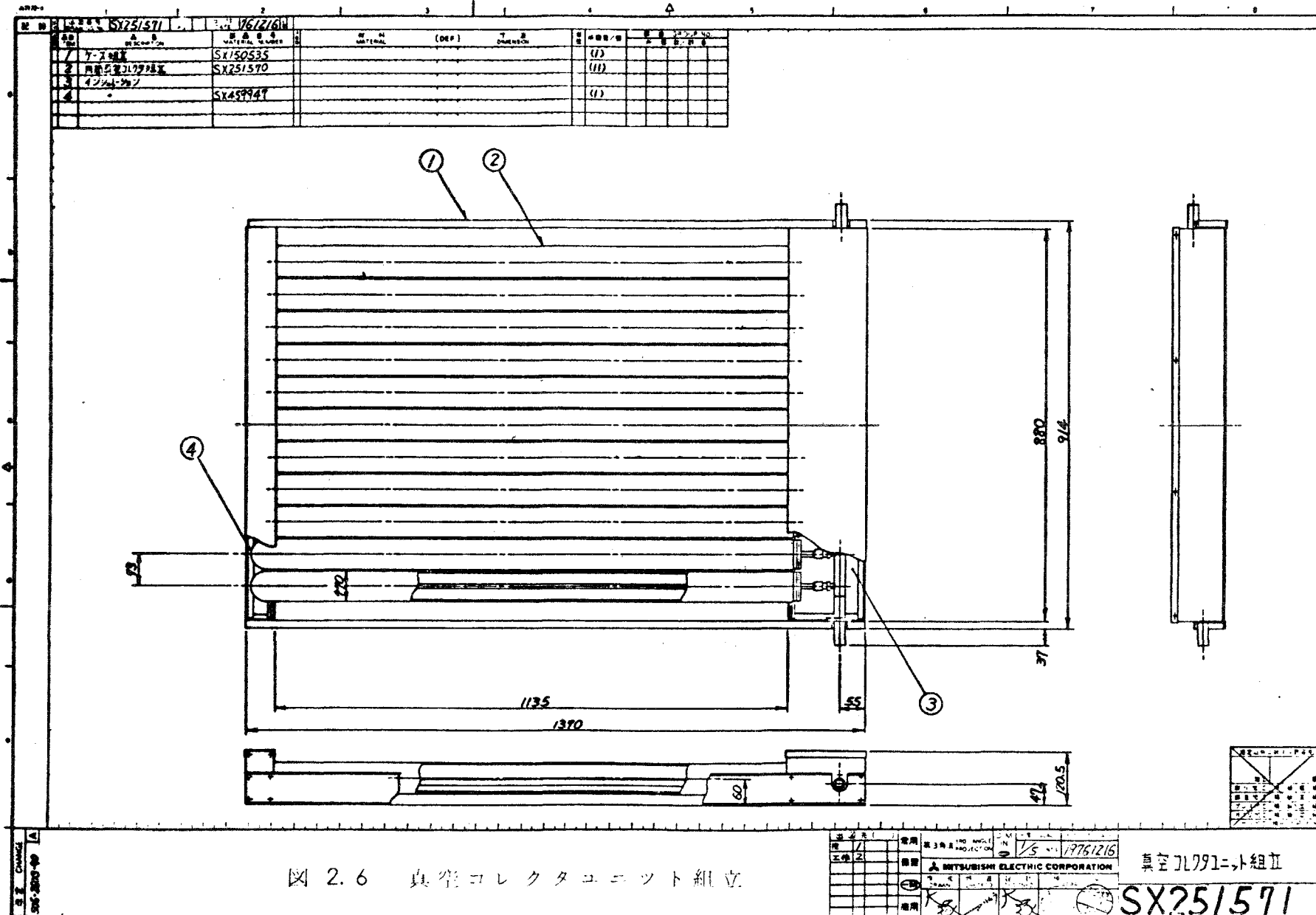
今年度試作した真空コレクタの性能を把握するため、来年度は集熱効率の試験、経時変化を試べるためのランニングテスト等を行ない、平板コレクタとの性能の差異あるいは構造上や材質上などの問題点を明らかにして、今後の実用化タイプの真空コレクタの設計に反映させていく予定である。

表 2.3 試作封着タイプ円筒形真空コレクタおよびコレクタユニットの仕様

真空コレクタ	仕 様	真空コレクタユニット	仕 様
外形寸法 (m/m)	70 ^φ × 1270	外形寸法 (m/m)	1370 × 914 × 120 ^l
重 量 (Kg)	2.3	重 量 (Kg)	38.3
水 容 量 (cc)	150	水 容 量 (cc)	2430
有効受熱面積 (m ²)	0.08	ユニット面積 (m ²)	1.25
ガラス管 (m/m)	パイレックス 70 ^φ × 24 ^l × 1220	受熱部面積 (m ²)	1.0
集 熱 管 (m/m)	DCuTI 12 ^φ × 1 ^l ヘアーピン形状 断面長円形 (15 ^H × 68 ^l)	有効受熱面積 (m ²)	0.88
集熱管表面処理	選択吸収膜 黒Niメッキ処理 $\alpha = 0.88$ $\epsilon = 0.13$	コレクタ本数	11本 並列接続
ガラス管内反射鏡	Al真空蒸着膜 ガラス管内下側180° $\rho = 0.85$	コレクタピッチ (m/m)	73
集熱管サポート	インコネル板 0.5 ^l	集 合 管 (m/m)	DCuTI 254 ^φ × 12 ^l フレアレス継手接続
ゲ ッ タ	Ba 50mg × 2	集合管部断熱	グラスウール
真 空 度 (Torr)	10 ⁻⁵	ケーシング	銅 板 N8メラミン焼付
ガラス管外径 / 集熱管周囲長	0.93		

69954

05/25/70



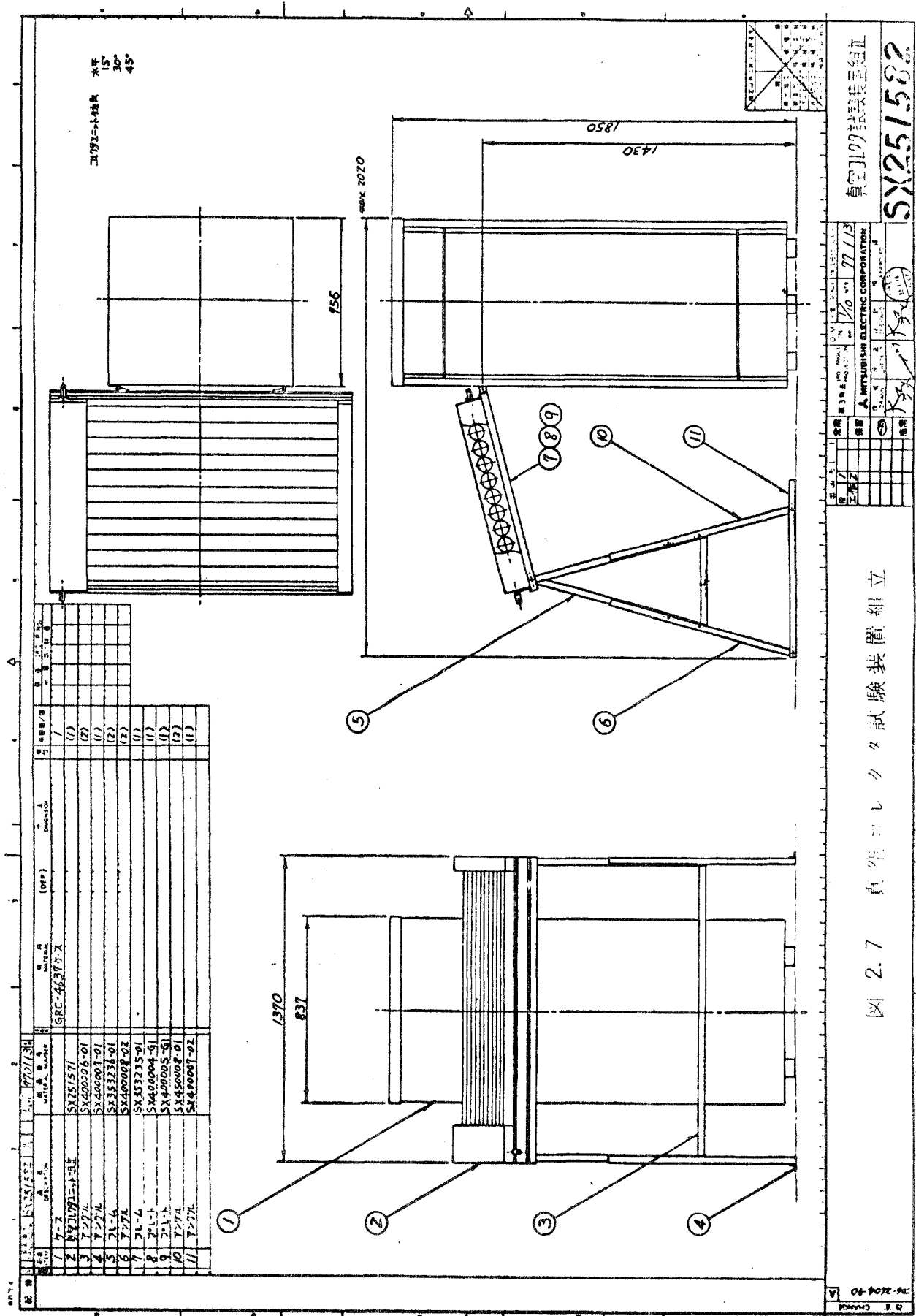


図 2.7 真空コレクタ試験装置組立

真空コレクタ試験装置組立
SX251582

図番	1/1
図名	真空コレクタ試験装置組立
図尺	1/10
図日	77/1/13
図者	三菱電機株式会社
図検	
図認	

2.2.5 結言

コレクタの研究として、前年度に引き続き真空形のコレクタの研究を行なった。真空を利用したコレクタの内、集熱温度が高い時の熱損失が一番少ないコレクタとして、円筒ガラス管内に反射鏡を備えたコレクタを選定した。真空コレクタ用選択吸収膜としては、現在のところアルミニウムの二次電解膜が性能的によいが、基板がアルミニウムに限定される。熱媒体としては凍結防止上グリコールブラインを用いるとよい。円筒形真空コレクタの試験結果では、従来の平板コレクタを上回る集熱効率を得ることができ、さらに選択吸収膜と反射鏡の性能向上で、より高効率のコレクタとなることがシミュレーションによつて計算された。構造の検討結果ならびに試験結果をもとに新たに封着タイプの円筒形真空コレクタの設計・製作を行なった。

今後は、試作したコレクタの性能解析を行なうとともに、その結果を最適構造の設計に反映させ、一方コストの引き下げを計る検討を加え、より実用的な真空コレクタとなる様研究を進めていく予定である。

2・3 熱伝達蓄熱系機器の研究

2・3・1 緒 言

ランキンサイクルエンジンに熱供給を行う高温蓄熱機器の研究開発に関しては、前年度において蓄熱材の選定を行ってアンモニウムミョウバン ($\text{NH}_4\text{Al}(\text{SO}_4)_2 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$) を採用することとし、その熱化学的性質の検討と蓄熱槽への適用技術開発および水との熱交換の予備的検討を行った。

本年度は、蓄熱効率の高い蓄熱槽の最適構造の研究を行う目的で、アンモニウムミョウバンを使用した潜熱方式の中形蓄熱槽を試作し、過冷却防止方式、熱交換方式について検討した。すなわち、前年度の研究成果をふまえ、つぎの項目にそって研究をすすめることとした。

- 1) アンモニウムミョウバンの物性値に基づいて、熱交換器のタイプを検討し、熱設計を行い、熱交換の予備試験によりタイプを決定する。
- 2) 実用的な過冷却防止方式を検討する。
- 3) 蓄熱槽の構成材料の耐食試験により、使用材料と使用法を検討する。
- 4) 上記1)～3)項の結果に基づき、中形蓄熱槽(蓄熱容量 $10,000 \text{ kcal}$ 、熱入力 $10,000 \text{ kcal/hr}$ 、熱出力 $8,000 \text{ kcal/hr}$)の設計・試作を行い、過冷却防止方式、熱交換方式について検討を行う。

得られた研究開発成果について、以下の各項に報告する。

2・3・2 熱交換器の検討

50年度の熱交換器予備検討においては(蓄熱量としては、 $2 \times 10^4 \text{ kcal}$ 、熱出力 10^4 kcal/hr)、熱抵抗は蓄熱材側のみを考え、プレートフィン型熱交換器について第1次近似の計算を行い、実現の可能性を確かめるとともに熱交換器のイメージを得た。

51年度は更にこの検討を進め、ウェルフィンタイプ、プレートフィンタイプについての比較と、中形槽(蓄熱容量 $1 \times 10^4 \text{ kcal}$ 、熱出力 $8 \times 10^3 \text{ kcal/hr}$)の設計概念を確立した。以下に、管内熱抵抗(水、フロン)を考慮して熱交換器特性を計算した。

(1) 熱交換器の検討のためのベースとなる諸元

ランキンサイクルエンジン側の熱伝達；全フロン流量 300 kg/hr 強制対流蒸発熱伝達

コレクター側の熱伝達；全水流量 60 l/min 、強制対流熱伝達

蓄熱容量； $20,000 \text{ kcal}$ ($80 \sim 93^\circ\text{C}$)

熱出力； $8,000 \text{ kcal/hr}$

アンモニウムミョウバンの蓄熱能力； 70.8 kcal/l (潜熱：87%、顕熱：13%)

(2) ウェルフィン型とプレートフィン型の比較

計算の基礎となる式は以下で与えられる。

$$Q = A_i U_i \Delta T = \frac{1}{R} \Delta T \quad (2.3-1)$$

ここで $R = R_1 + R_2$ (管肉厚熱抵抗は無視する。)

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_{in} A_i}, \quad R_2 = \frac{1}{\alpha_o A_o \phi} \quad (2.3-2)$$

(2.3-1) より

$$\frac{1}{A_i U_i} = R = \frac{1}{\alpha_{in} A_i} + \frac{1}{\alpha_o A_o \phi} \quad (2.3-3)$$

ここで $H = \frac{A_o}{A_i}$ を代入

(2.3-3) より

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{1}{\alpha_o H \phi} \quad (2.3-4)$$

故に

$$U_i = \frac{\alpha_{in} \alpha_o H \phi}{\alpha_{in} + \alpha_o H \phi}$$

(2.3-1)、(2.3-5) より

$$Q = \frac{A_i \alpha_{in} \alpha_o H \phi}{\alpha_{in} + \alpha_o H \phi} \Delta T \quad (2.3-6)$$

但し Q : 熱交換量 (kcal/hr)

A : 表面積 (m^2)

R : 熱抵抗 (hr · C/kcal)

U_i : 管内面積基準総括熱伝達率 (kcal/ m^2 · hr · C)

ΔT : 蓄熱材一管内温度差 (C)

H : 内外面積比

ϕ : フィン効率

in, o : 管内、管外を示す。

水の強制対流熱伝達率は次の式で与えられる。

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4} \quad (2.3-7)$$

但し Nu : ヌセルト数

Re : レイノルズ数

Pr : プラントル数

フロンの強制対流蒸発熱伝達率は、50年度成果報告書で2.5.6.項(2) 蒸気発生器に詳しく与えられている。実際の計算にあたっては、流量、管径による補正を行った。(但し、物性値は90℃の値を用いている。)

上記計算式を用いて、ウェルフィンタイプとプレートフィンタイプを検討した結果、ウェルフィンタイプでは、コレクター側と、ランキンサイクルエンジン側のフィンチューブが独立して2系統となり、その間を埋める蓄熱材の熱伝導度が小さいので、熱出力に対する要請値 8000 kcal/hr を保持しながら、全蓄熱量を取り出すことは出来ないことが判明した。これに対して、プレートフィンタイプの場合、フィンを共通にして、上記2系統のチューブが挿入されるので、フィンピッチと、パイプピッチ、管径の選択により、全蓄熱量に対して熱出力の要請値を満足させることができる。以上の結果、プレートフィンタイプについて詳細な検討を加えた。

(3) 入出力のフィンが共通であるプレートフィン型熱交換器の検討(図2.12)。

$$V_f' = n P S \quad (2.3-8)$$

$$A_f' = 2 n S \quad (2.3-9)$$

$$\text{故に } A_f' = \frac{2V}{P} \quad (2.3-10)$$

$$A_f = \frac{2V}{P} - \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 \times \frac{L}{nP} \quad (2.3-11)$$

$$A_o = \frac{2V}{P} - \frac{\pi D^2 L}{4nP} + \pi DL \quad (2.3-12)$$

故に (2.3-5) の H は次式で与えられる。

$$H = \frac{2V}{\pi PDL} - \frac{D}{4nP} + 1 \quad (2.3-13)$$

α_o は次式で与えられる。

$$\alpha_o = \frac{2\lambda}{P} \quad (2.3-14)$$

結局 (2.3-5) は次式で与えられる。

$$U_i = \frac{2\lambda\alpha_{in} \left(\frac{2V}{\pi DPL} - \frac{D}{4nP} + 1 \right) \phi}{P\alpha_{in} + 2\lambda \left(\frac{2V}{\pi DPL} - \frac{D}{4nP} + 1 \right) \phi} \quad (2.3-15)$$

(2.3-6) 式より

$$Q = A_i U_i \Delta T = \pi DL U_i \Delta T \quad (2.3-16)$$

(2・3-15) を (2・3-16) に代入すると、

$$Q_0 = Q = \frac{2\pi DL\lambda\alpha_{in}\{T(\frac{2V}{\pi DPL} - \frac{D}{4nP} + 1)\phi}{P\alpha_{in} + 2\lambda(1 - \frac{D}{4nP})\phi + \frac{4\lambda V\phi}{\pi DPL}} \quad (2・3-17)$$

ここで Q_0 : 要請熱交換量

L : 必要熱交換器長

D : 管径

V : 熱交換器容積

A_i : ($= \pi DL$) 管内表面積

A_o : ($= A_f + \pi DL$) 管外表面積 + フィン有効表面積

A_f : フィン有効表面積

A_f' : フィンプレート n 枚の全表面積

S : フィンプレート 1 枚の全表面積

P : フィンピッチ

λ : 蓄熱材の熱伝導度

n : フィン枚数

フィン枚数 n を見積る。蓄熱容量 20000 kcal を満たすためには熱交換器容積 V は 300 ℓ を要する。熱交換器を立方体と仮定すると、 $V^{1/3} \approx 60$ cm となり、フィンプレートは 60 cm × 60 cm となる。フィンピッチ P を 5 mm と仮定すると (2・3-8) より、 $n = 170$ 枚となる。管径 D を 18 mm、 $T = 5$ C、 $\phi = 1$ 、0.5 と仮定すると (2・3-16) より L 、(2・3-13) より H 、(2・3-5) より U_i 、(2・3-6) より Q が求まる。以上の結果を表 2.4 に示す。以上の検討のもとに、実際に作製可能な熱交換器の調査を行い、中部抵抗器 (株) のプレートフィン型を採用することに決定した。

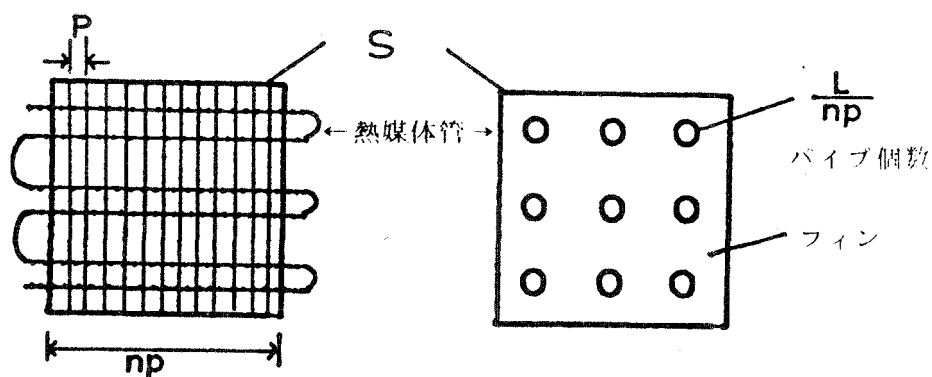


図 2・12 プレートフィン型熱交換器モデル

表 2・4 熱交換器特性

$$Q = 2 \times 10^4 \text{ Kcal}$$

$$P = 5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

4 ハラレル

$$D = 1.8 \times 10^{-2} \text{ m}$$

	出力側					
	L	パイプ数	パイプ間隔	H	U_i	Q
$\phi=1 \quad \Delta T=5$	45 _m	64	6.7 _{cm}	48	780	9870
$\phi=0.5 \Delta T=5$	50 _m			43	710	9990

	入力側				
	L	パイプ数	H	U_i	Q
$\phi=1 \quad \Delta T=5$	9 _m	11	236	3980	10130
$\phi=0.5 \Delta T=5$	9.5 _m		224	3650	9800

2・3・3 過冷却防止方式の検討

50年度の成果報告書にすでに述べた通り、アンモニウムミョウバンは過冷却現象を示し、特に蓄熱槽を密閉して動作させると55℃以下まで品出が起らず、しかもこのとき品出する物質は12水塩とは異なるものである。実際の蓄熱槽は、水分の蒸発をさけて、蓄熱材の組成を一定に保つ必要があるから、密閉槽とすることが望ましい。従って、密閉槽の中で12水塩の生成を行わしめるような過冷却防止技術の開発が必要となる。

過冷却を防止するには、確実に結晶核を供給する必要がある。このため、種々の方法を検討したが、アンモニウムミョウバンについては、種結晶の温存以外に確実な方法は見出していない。種結晶の温存による過冷却防止法については、われわれは幾つかの先行技術を持っている。本研究においては、下記の2つの先行技術を組合せて、実用的な過冷却防止方式とすることを試みた。

1) 蓄熱槽内部に設けた断熱材による種結晶温存技術(特開昭 51-7748)

2) 種結晶温存-2次種結晶分散技術(特開昭 51-97239)

この2つの技術の組合せによる過冷却防止機構を模式的に図 2.13 に示す。すなわち、通常の蓄熱槽の上部に蓄熱槽外箱に接して多孔性断熱材があり、これは蓄熱材と接触しており蓄熱材が含まれている。この部分と熱交換器との間には、プロペラがあり、外部から駆動される。この過冷却防止機構の動作を次に述べる。

今、外気温度を T_A (℃)とし、蓄熱材の温度を T (℃)、多孔性断熱材の上面の温度を T_s (℃)とする。

このような蓄熱槽が蓄熱状態にあり、蓄熱材の温度 T がその融点 T_M (℃)以上になっているとする。この時の多孔性断熱材の上面の温度 T_s を融点 T_M 以下に保つことにより、種結晶がこの附近に温存される。つぎに、放熱が行われ、 T が T_M 以下になったとすると温存されていた種結晶から結晶成長がおこり、多孔性断熱材の中で下へ向って固化が進行する。断熱材の下に融液は、種結晶の供給を受けぬ限り、過冷却して温度が低下するが、攪拌機により、多孔性断熱材からの2次種結晶がばらまかれるため、過冷却が破れ、固化しはじめる。

以上の議論が成立するためには、蓄熱材の温度 T が融点 T_M 以上になっている時、多孔性断熱材の上面の温度 T_s を T_M 以下に保つことが必要である。これは、多孔性断熱材を貫通して槽の上面へ逃げる熱ロス Q ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$)を大きくとれば必ず実現できよう。しかし、この値を槽側面からの熱ロス Q_0 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$)よりも過大にとることは、蓄熱材の熱エネルギー保持能力を減ずることになるので、実用的でない。すなわち、 $Q \geq Q_0$ とできるかどうか、この過冷却防止機構の実用性を左右することになる。以下に大ざっぱに数値的な検討を行ってみる。

今、蓄熱槽の断熱層の熱伝導率を K ($\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$)とし、その厚さを槽の側面において d (m)、上面において d_2 (m)とする。また、蓄熱材を含浸した多孔性断熱材の熱伝導率を K ($\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$)とし、その厚さを d_1 (m)とすると次式が成り立つ。

$$Q_0 = \frac{T - T_A}{d} K \quad (\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2.3-18)$$

$$Q = \frac{T - T_s}{d_1} K_1 = \frac{T_s - T_A}{d_2} K \quad (\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2.3-19)$$

また、前述の要請は、

$$Q = Q_0 \quad (2.3-20)$$

(2.3-18)、(2.3-19)、および(2.3-20)式より

$$\frac{T - T_s}{d_1} K_1 \geq \frac{T - T_A}{d} K$$

或いは

$$\frac{d_1}{K_1} \geq \frac{T - T_s}{T - T_A} \frac{d}{K} \quad (2.3-21)$$

(2.3-21)式において、 $T = 97(^{\circ}\text{C})$ 、 $T_A = 30(^{\circ}\text{C})$ 、 $T_s = 93(^{\circ}\text{C})$ とし、また断熱層としてグラスウールを用いるとして、 $K = 0.04 (\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C})$ 、 $d = 0.08 (\text{m})$ とすると、

$$\frac{d_1}{K_1} \geq \frac{4}{67} \cdot \frac{0.08}{0.04} = 0.12 \quad (2.3-22)$$

を得る。 K_1 の値をアンモニウムミョウバンの値 $0.52 \text{ kcal}/\text{m} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$ (固体)の70%程度とすると、 $d_1 \geq 0.044 (\text{m})$ となり、実用可能な値と考えられる。

この過冷却防止機構については、 $65 \text{ mm} \phi \times 150 \text{ mm}$ のガラスビーカーを用い、簡単な予備実験を行った。その装置および結果を図2.14に示す。多孔性断熱材としては、厚さ 55 mm のグラスウールを用い、ビーカー全体を昇温して、アンモニウムミョウバンを完全に融解した後、マグネティックスターラで攪拌しつつ、蓄熱材および多孔性断熱材中の数点の温度測定と、結晶生成の様子を観測を行った。図2.14に示した如く、蓄熱材の温度が 88°C になった時に過冷却が破れた。また、蓄熱状態で液温が 97.5°C のとき、多孔性断熱材の厚さ 10 mm の所で 93°C と融点以下になっていることがわかる。

つぎに、熱交換器の予備試験のための小形実験槽(2.3.2項に既出)にこの過冷却防止機構を適用し、その動作を確認した。多孔性断熱材としては、厚さ 20 mm のカオウルボード3枚を重ね、穴あき銅板で上ブタに支持するようにした。図2.15は、蓄熱状態から熱出力を取り出した時の蓄熱槽の各点温度の経時変化の例を示す。この例では、蓄熱状態において、多孔性断熱材の下面が 95°C と融点よりも 1°C 高く、 10 mm 内部では 92.5°C と固化状態にあった。この状態から熱出力をとり出すと、 $10 \sim 15$ 分程度経過した後、過冷却が破れ、温度上昇が起っていることがわかる。

以上の結果、この過冷却防止装置の動作が確認されたので、中形蓄熱槽に採用して、更に大形化した場合の問題点をさぐることにした。

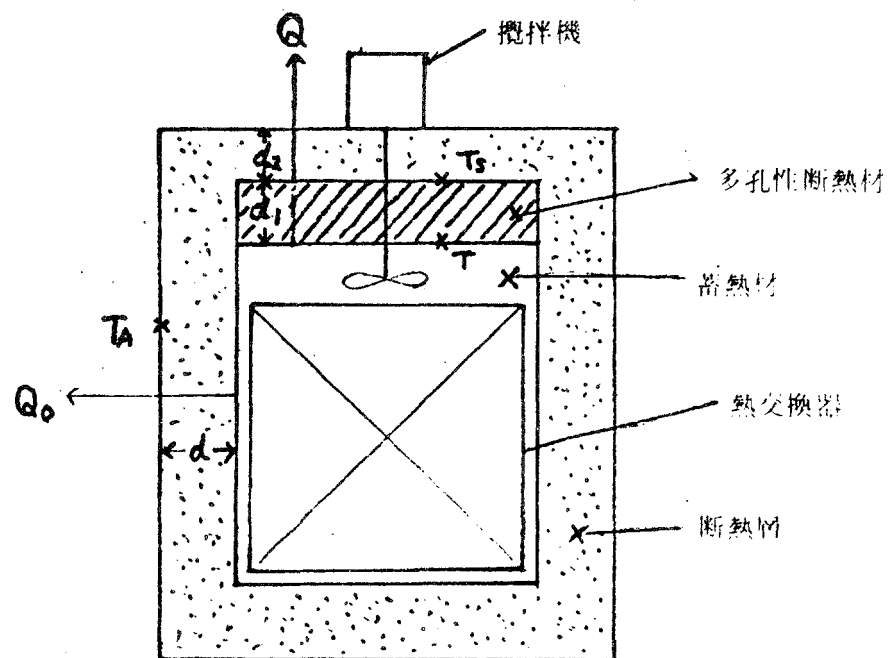


圖 2 · 13 過冷却防止機構

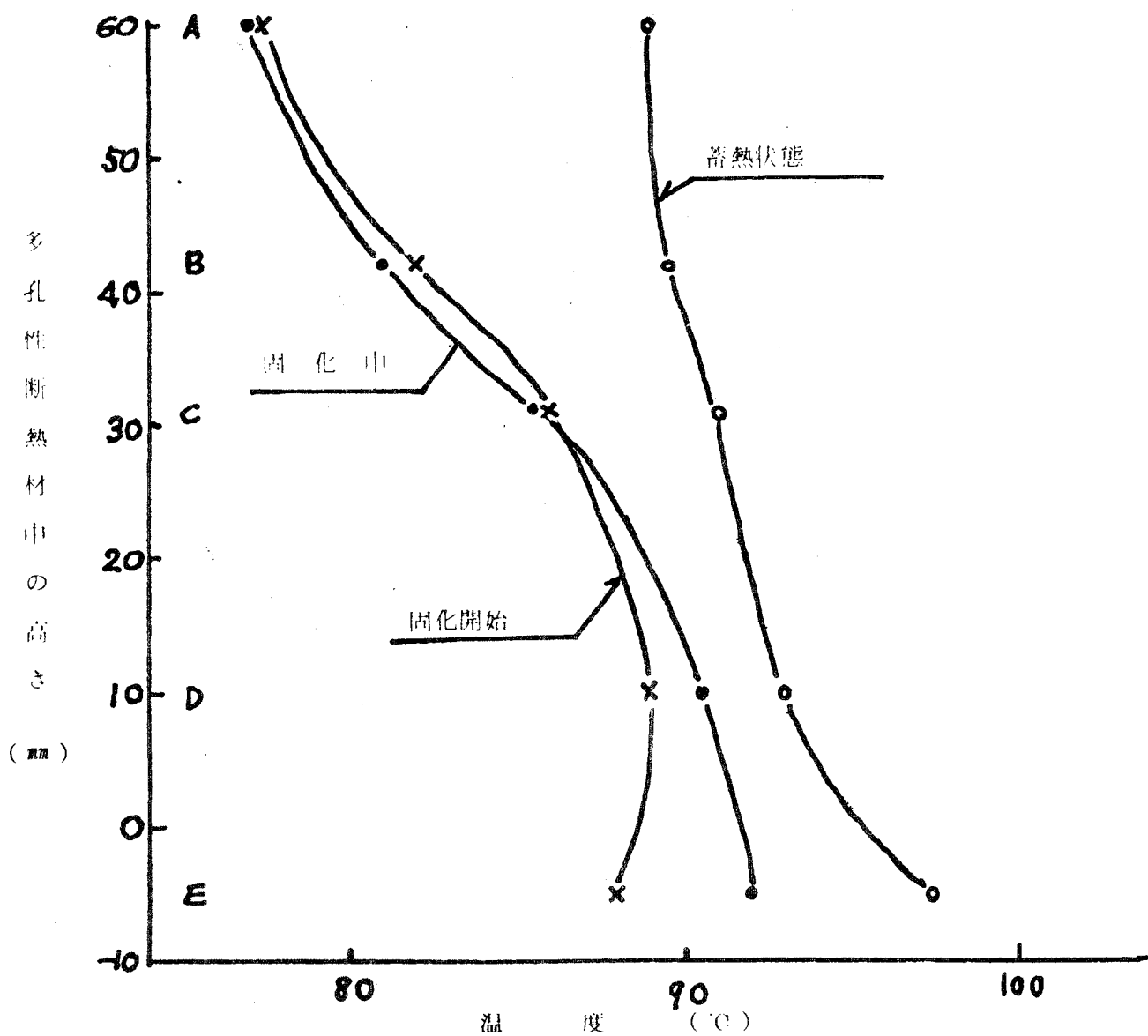
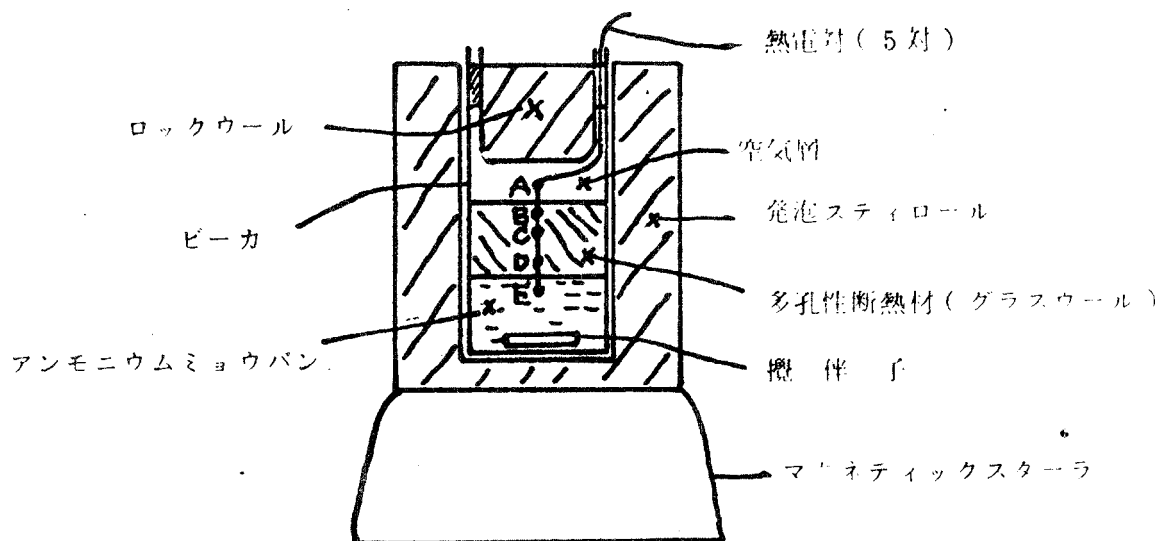


図 2・14 過冷却防止実験 (ビーカーテスト)

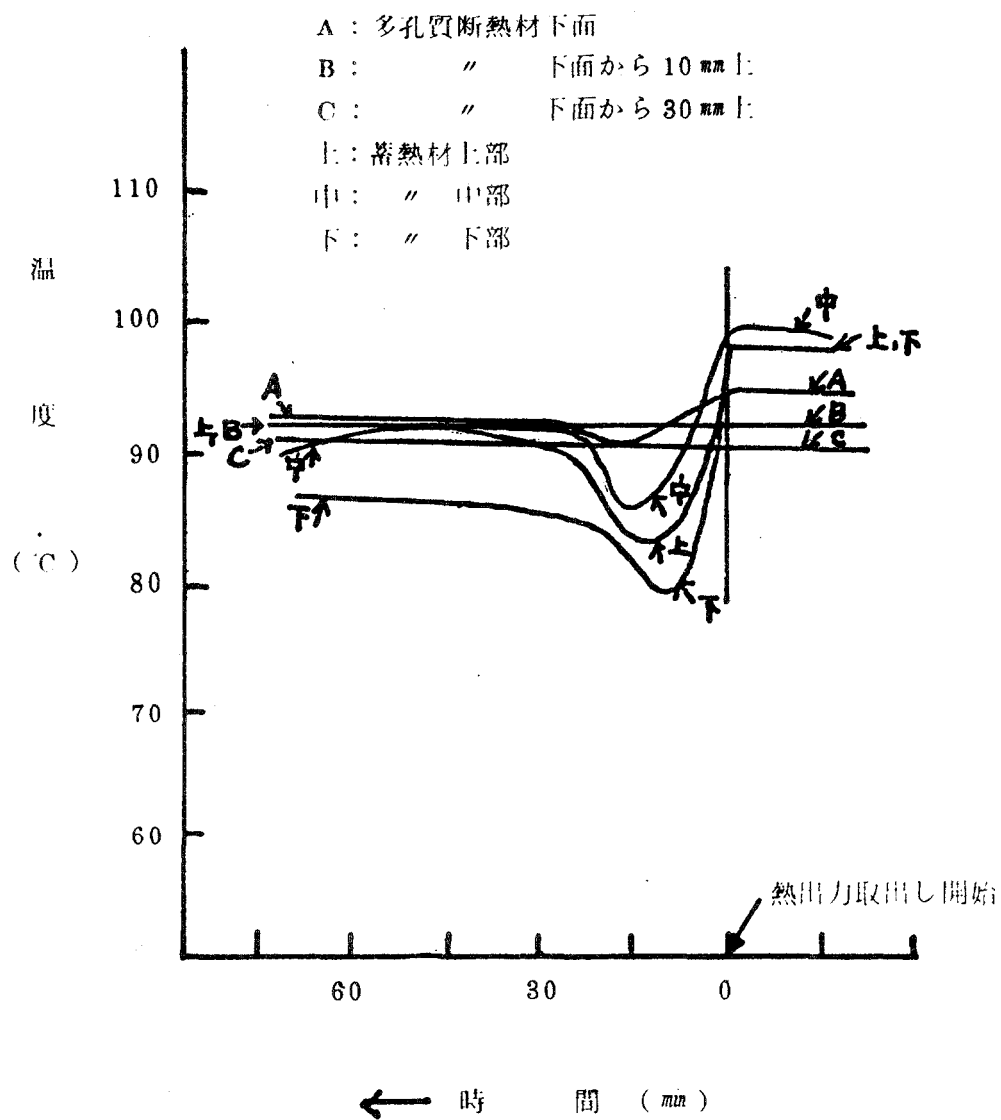


図 2・15 過冷却防止実験 (小形実験槽)

2・3・4 構造材の耐食試験

アンモニウムミョウバンの水溶液は酸性が強く、一般によく使用される構造材料の中、鉄、ステンレス鋼、アルミニウムなどは耐食性がなく、チタン、ジルコニウム、タンタル及び鉛などの特殊金属あるいは、ハステロイのような特殊耐酸合金を使用する必要がある。ただ、銅は、熱交換器材料として比較的多く使用される材料であり、かなりの耐食性が期待される。

50年度成果報告書にも述べた通り、単時間の耐食テストでは $60 \mu\text{m/year}$ という値を得、使用可能な用途をつけた。51年度は更に長期の耐食試験を行うとともに、防食法の検討を行った。

銅の腐食は酸素が存在しなければおこらないはずであり、これは銅の電極電位が水素よりも貴であることによるものである。通常酸化剤 (O_2 、 H_2O_2 、 HNO_3 など) を含まない非酸化性の酸 (塩酸、希硫酸など) では水素の発生による溶解反応が生じないため良好な耐食性を有している。非酸化性の酸に水素または酸素を通じたときの銅の腐食率を比較した一例を表 2・5 に示す。チタンも量産化される状況にあり、将来は蓄熱槽用の材料として利用することが期待される。表 2・6 に銅の JIS 規格を示す。

また熱交換器構成材料としてロウ材は欠くことのできないものであり、コストとともに絡めて耐食性あるものを選択する必要がある。表 2・7 には銀ロウと、りん銅ロウの JIS 規格を示す。

(1) 耐食試験結果

上記に述べたように銅の腐食は溶存酸素により非常に影響を受けるため、我々は脱炭銅を採用することに決定した。耐食テストは大気中と密閉容器 (窒素置換) 中で行い溶存酸素の影響を調べた。その結果を図 2・16 に示す。図 2・16 に示したように、試験サンプルは、実際に近い状態を実現する様に配慮し、2 枚の銅片を各種ロウ材で溶接したものを用いた。

図 2・16 から明らかな如く、溶存酸素をなるべく排除した状態においては銅の腐食量は、 $1/5$ 以下になることが分った。

次にロウ材の耐食性については、短期テストと長期テストをおこない、短期テストの結果、小型実験槽には BCu P-5、長期テストの結果、中形槽には、BCu P-6 を採用した。短期テストはロウ材単体をアンモニウムミョウバン溶液に浸漬して腐食量を測定し、また溶液中で銅-ロウ材間の電位差をエレクトロメータを介して測定した。電位が負であることは銅と局部電池を形成し、溶けることを意味する。その結果を表 2・8 に示す。そして我々はこの時点で BCu P-5 が最良 (価格、作業製も考慮に入れる。) であると判断し小型実験槽に採用した。

長期テストは、図 2・16 に示したと同じ試験片についてロウ材-銅間の腐食の状態を顕微鏡で観察し、その深さを測定した。その結果を表 2・9 に示す。表面状態とその断面の状態は図 2・17、2・18 に示す。表面観察では一見した所、銀ロウは浸食深さが浅く非常に良いようであるが、図 2・17、2・18 の断面写真が示す様に、銅-ロウ材の境界の浸食が非常に大きく問題である。これに反して、りん銅ロウは境界の腐食は少いが、ロウ材自身の溶解

が大きい。表2.8、表2.9を参考にして、BCuP-6が現在のところ最良であると判定し、中形槽に採用することにした。この実験から性能的に最もすぐれているのは、銀ろうBAg-8であるが、価格、作業性から実用的には、不適とせざるをえないであろう。

更に防食の一つとして有機物被覆を試み効果があることを確めた。用いた有機物は、ワニスエステルイミド、ワニスエポキシ、エステルイミドエポキシ、呉羽KFポリマー、東邦化成パーフロンペイント（後者2つは、弗素樹脂系）である。特にKFポリマーは非常にすぐれており、中形槽のタンクの内張りに採用した。パーフロンペイントは液状で作業製がよく中形槽ろう付溶接部に塗布した。ワニス類も被覆の効果はあるが、銅との密着の点で問題があり、更に塗布方法等について検討する必要がある。

表 2・6 銅のJIS規格

Cu の 種 類	化 学 組 成 %		
	Cu	P	O ₂
TCuP タフピッチ銅板 Tough-Pitch Copper Sheets and Plates 酸化還元精練した鋳塊を用いて圧延したもの	99.9 Up	-	0.02 0.05
DCuP りん脱酸銅 Phosphorous Deoxidized Copper Sheets and Plates りん脱酸した鋳塊を用いて圧延したもの	99.9 Up	0.004 0.04	-
OFCuP 無酸素銅 Oxygen-Free Copper Sheets and Plates	99.96 Up	-	-

表 2・7 銀ロウのJIS規格

JIS Z 3261 Silver Brazing Filler Metal

種 類	化 学 成 分 %					ろう付温度 C°
	Ag	Cu	Zn	Sn	Pb+Fe	
BAg-6	49-51	33-35	14-18	-	0.15	775 - 870
BAg-7	55-57	21-23	15-19	45-55	"	650 - 760
BAg-8	71-73	27-29	-	-	"	780 - 900

りん銅ロウのJIS規格

JIS Z 3264 Copper Phosphorous Brazing Filler Metal

種 類	化 学 成 分 %				ろう付温度 C°
	Cu	P	Ag	その他	
BCuP-2	残	6.8-7.5	-	0.2	735 - 840
BCuP-3	残	5.8-6.7	4.7-6.3	"	705 - 840
BCuP-5	残	4.8-5.3	14.5-15.5	"	705 - 815
BCuP-6 (AWS)	残	6.5-7.5	1.5-2.5	"	

表 2・8 ロウ材の試験結果

ロウ材	腐食量 * 1		自然電極電位 * 2 (mV)
	mdd	mm/year	
BCuP-2	8.41	0.04	⊖
BCuP-3	8.18	0.04	⊕
BCuP-5	7.36	0.03	⊕
BCuP-6	10.64	0.05	⊕
BAG -6	8.03	0.03	⊕
BAG -7	7.66	0.03	⊖
BAG -8	8.67	0.03	⊕

*1 54hrs の試験 (100 C)
 *2 20mins の試験 (99±5 C)

表 2・9 ロウ付試片の腐食試験結果（密閉槽内）

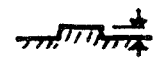
95℃ 33 day

材 料	No	腐食状態の 記号 1)	ロウ付部の浸食深さ (μ)
BAg-8	1 - 3	b	3
	4	b	3
BAg-7	2 - 4	b	1
	5	b	2
BAg-6	3 - 5	c	3
	6	b	3
BCuP-2	4 - 6	d	41
	7	d	65
BCuP-3	5 - 7	c	16
	8	b	
BCuP-5	6 - 8	d	37
	1	d	42
BCuP-6	7 - 1	d	54
	2	d	44

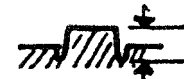
(注) (1)腐食状態の記号 a…ロウ材が浸食されている。



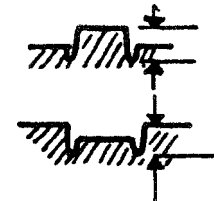
b…銅が浸食されている。



c…銅が浸食され、ロウ材との境界部の浸食もある。



d…ロウ材が浸食され、銅との境界部の浸食もある。



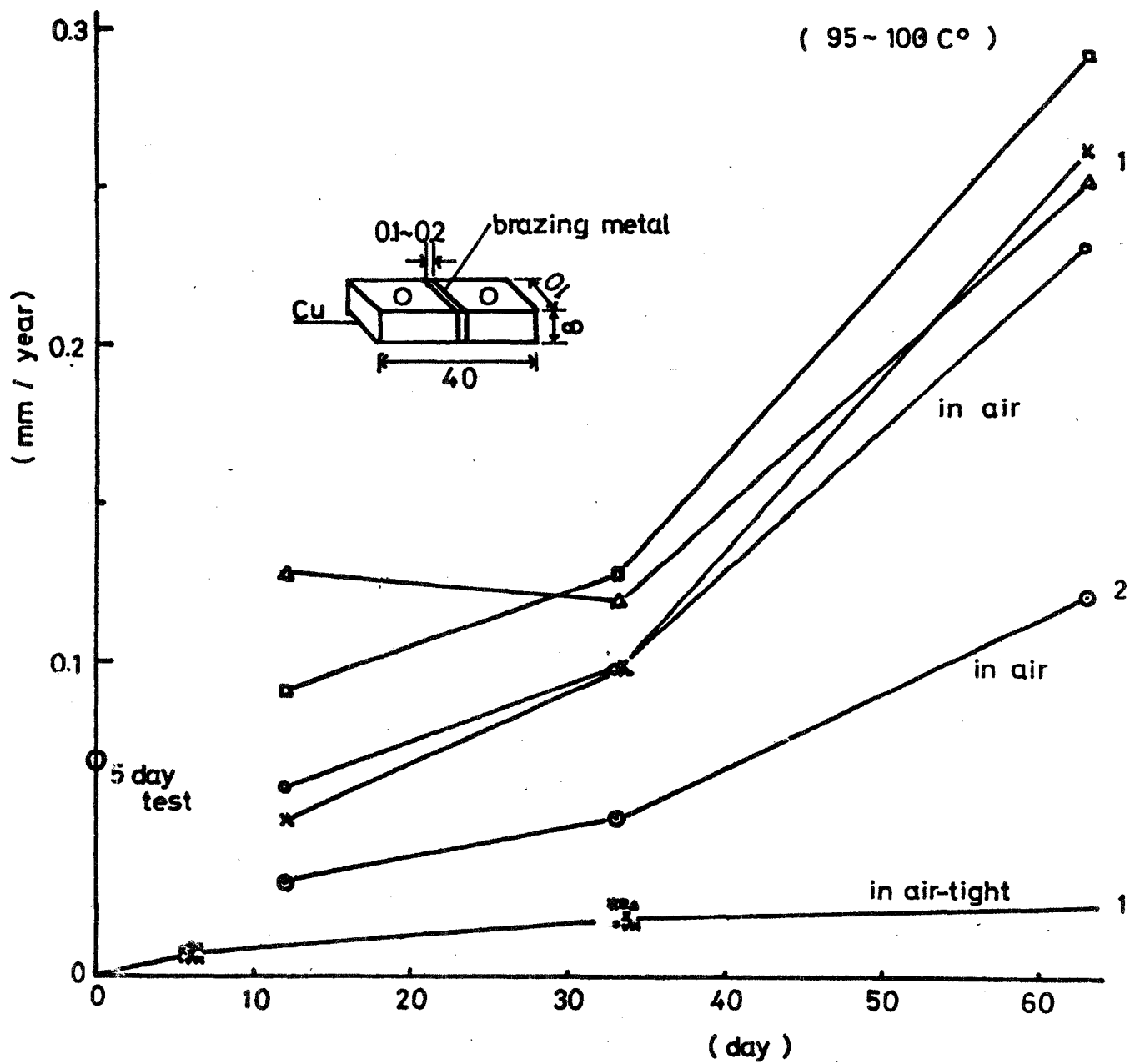


図 2・16 アンモニウムモリブデン溶液 (95 ~ 100 C°) 中における Cu の腐食量

1 脱酸銅 2 無酸素銅

2・3・5 中形潜熱式蓄熱槽の設計、試作

2・3・2でおこなった検討に従って、中部抵抗器(株)製の熱交換器を採用するべく設計をおこなった。本年度の研究においては、蓄熱容量 10^4 kcal、蓄熱速度 10^4 kcal/hr、放熱速度 8×10^3 kcal/hr の中形槽モデルを設計、試作する。その前段階として小形槽(500 kcal)を設計・試作し、熱交換器特性を確認し、中形槽の設計の参考にした。

(1) 熱交換器の設計

プレートフィンとしては、図2.19に示した大きさのものを一単位とし、フィンピッチ5 mmのものについてパイプ径16φと12φの場合の熱交換器特性を計算して、表2.10に示す結果が得られた。計算のための諸元は2.3.2(1)項の通りであるが、蓄熱容量のみ 10^4 kcalに変更した。計算結果確認(熱交換器性能の実証)のため、中形槽の約20分の1の小形槽モデルの設計試作をおこなった。表2.11に設計値を示す。図2.20に熱交換器設計図を示す。

(2) 小形蓄熱槽の性能評価

2・3・4で述べたようにアンモニウムミョウバンは、かなり強い酸性であるため、防食については、相当に配慮を払う必要がある。特に溶存酸素を極力抑えることは重要であり、水分量保持の意味も含めて、タンクは銅製、密閉型を採用した。蓄熱材であるアンモニウムミョウバンは、融解後しばらく、95～100℃に保ち、溶存酸素を除去し、タンクにArガスを導入しながら充填し、高温でチップした。

過冷却防止方式は、2・3・3項で記述した方法を取り、攪拌は50 mm 3枚羽根攪拌翼2ヶを用いた。図2.21にタンクと熱交換器の写真を示す。

アンモニウムミョウバンを充填する前に、水をチャージし攪拌の様子を調べた。反時計方向回転、すなわち液吸いあげ方向は、時計方向回転(液押し下げ方向)よりも均一な攪拌効果を得ることを確認した。図2.22、2.23に攪拌の様子を示す。

50年度においては、アンモニウムミョウバンの適用技術の開発をおこない、水分量の調節により、80℃～93℃に適用動作範囲を拡大しうることを確認した。今回の小形槽、中形槽においては、解析上の簡便さに加え、より厳しい条件になることを考慮して、調和融点組成を採用した。アンモニウムミョウバン全充填量は23.6 kgであり、熱交換器内有効蓄熱量は、約700 kcalである。

図2.24に熱量測定ループフローシートを示す。蓄熱、放熱ともに熱媒体として水を用いた。

図2.25に蓄熱特性を示す。管内面積基準総括熱伝達率の実測値は、設計値の0.8～1.25であり、平均熱入力は500 kcal/hrであった。この小形モデルの蓄熱容量が中形槽の20分の1であることを考えると小形実験槽の蓄熱特性はほぼ設計値を満足している。

図2.26は放熱試験測定結果であり、過冷却は負荷開始後、約15分、蓄熱槽内温度が約86℃で破れ、急速な結晶化が起っている様子を示している。熱出力は平均600 kcal/hrであり、また図2.27に示すように実測総括熱伝達率は、設計値の0.8～2.5倍程度であり、ほぼ設計通りの熱交換器特性を得た。

(3) 中形蓄熱槽の設計・試作

(2)項において、図2.19に示すフィンを用いて中形槽の熱交換特性を計算し、表2.10にその計算結果を示した。そして小形実験槽で実際に熱交換器特性を測定し、ほぼ満足する結果が得られた。この結果をもとに、より製造工程が簡便で、基本性能を損わない範囲でフィン形状を検討し、5列20段の2段重ね（フィンピッチ33×38）、フィンピッチ5 mm、4 mm、管径12φ、16φ、流路分割2、3、4パラレルについて詳細な設計を行った。結果を表2.12に示す。ポンプ圧損、ポンプ電源容量等を考慮し、中形槽においては管径16φ、フィンピッチ4 mm、4パラレル、伝熱管長66.4 mとした。以上の結果、中形槽の設計値は、次のようである。

$$\begin{array}{l} \text{蓄熱特性} \left\{ \begin{array}{l} \text{管内面積基準総括熱伝達率 } U_i : 1829 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{C} \\ \text{（腐食防止剤添加のため熱伝導率40\%低下を含む）} \\ \Delta T = 1.7 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{array} \right. \\ \\ \text{放熱特性} \left\{ \begin{array}{l} \text{管内面積基準総括熱伝達率 } U_i : 567 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{C} \\ \Delta T = 5 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{放熱速度} : 9123 \text{ kcal}/\text{hr} \end{array} \right. \end{array}$$

図2.28に中形槽の設計図を示す。図2.29に用いた熱交換器の写真を示す。熱交換器部分の蓄熱材温度分布測定のために、銅－コンスタンタン熱電対を57点導入した。測定点は、一パラレルにつき、熱交換器の上、中、下、管長さ方向の3等分点の各交差点とした。防食のために溶接部には東邦化成製弗素樹脂系パーフロンペイントを塗布した。タンク構造材は、小形槽では銅を使用したが高価であり、実用的でないために、鉄箱に呉羽化学製KFポリ

マー (1.0 mm) のライニングをした。図 2.30 に KF ポリマーをライニングしたタンクおよび熱交換器をタンクに収納した写真を示す。

過冷却防止方式は、2.3.3 で述べた方式をとり、小形槽で用いたフロベラと、振動板を併用した。実際に用いた過冷却防止装置の写真を図 2.31 に示す。振動板の厚さ、形状等について検討を加え、図 2.31 に示した形状の振動板を用いた。振動源としては、シチズン製モデル VL-01 型直進フィーダーを使用し、ベローフラムで気密を保ち、振動板と接続する方法をとった。

アンモニウムミョウバン充填法については、小形槽の場合と同様の方法である。全チャージ量は約 290 kg である。断熱材は槽の外にロックウールを 50~80mm の厚さに巻きつけた。

図 2.32 に組立てた中形蓄熱槽と熱量測定ループの写真を示す。

(4) 中形蓄熱槽の性能評価

図 2.33 に熱量測定ループフローシートを示す。50 年度使用 10^4 kcal 高温水蓄熱槽を模擬コレクターとして、30~50 ℓ/min の高温水を蓄熱槽に導入して蓄熱をおこなった。放熱は図 2.32 に示したフレオン 114 媒体系路を用い、クーリングタワーの冷却水 (60~85 ℓ/min) により、フレオンガスを凝縮し、負荷をとっておこなった。フレオン流量は約 1.5~2.2 ℓ/min である。フレオン入口温度は 55℃~65℃に制御した。図 2.34 にフレオン 114 のモリエル線図を示す。

中形槽の熱量測定は次に示す 5 モードについて測定を行い、性能を検討した。

- (i) No. 1 モード 蓄熱特性
- (ii) No. 2 モード 蓄熱 + 放熱特性

蓄熱完了後、更に入力しつつ、熱出力をとり出す。

- (iii) No. 3 モード 放熱特性
- (iv) No. 4 モード 蓄熱 + 放熱特性

固液共存状態で放熱中入力をプラスする。

- (v) No. 5 モード 放熱特性

No. 4 のテスト後入力を off にした状態。

以下、蓄熱、放熱特性について測定結果を示す。

(4)-1 蓄熱特性

図 2.35 に蓄熱特性 (No. 1 モード) 測定結果を示す。約 94℃ まで顕熱変化し、94℃ 付近から潜熱変化するとともに蓄熱速度は、最大値 7000 kcal/hr を示している。相変化領域においては、実測値温度差 ΔT (蓄熱材 - 熱媒体管内中心温度) は 0.9~1.4℃ であり、総括熱伝達率は 1600~1800 kcal/ $\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{C}$ である。計算値総括熱伝達率は 1940 kcal/ $\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{C}$ であるため、88% の性能であるといえる。従って、要請値 10^4 kcal/hr を満足させ

るには、 ΔT として1.83℃が必要となる。入力水温を約0.4℃上昇させるか、またはポンプ能力を大きくして、流量を増やし（この実験においては、設計流量60ℓ/minに対してポンプ能力が小さく、40ℓ/minしかとれなかった。）熱伝達率をupすれば10⁴ kcal/hrを達成できる見通しであるが、更に検討する必要がある。

(4)-2 放熱特性 (No. 2 ~ No. 5 モード)

No. 2 モードからNo. 5 モードについて測定した放熱特性結果を図2.36～図2.42に示す。測定はフレオンの相状態を窓を通して観察して層流になれば圧力を調整し、常に完全にガス状態に保っておこなった。

設計値に対する性能は、設計総括熱伝達率に対する実測総括熱伝達率で見ると、約66%である。しかし、試験状態では、蓄熱槽出口ではフレオンはスーパーヒートをしている。過熱蒸気になっていると考えられる長さL_gを次式で計算する。

$$L_g = \frac{C_{pg} \times G' \times \Delta t_{sup}}{U \times 0.015426 \times \pi \times \Delta t_g} \quad (2.3-23)$$

但し C_{pg} : フレオンガス比熱 (kcal/kg・℃)

G' : 管1本当りの流量 (kg/h)

Δt_{sup} : 過熱度 (℃)

U : 過熱蒸気-蓄熱材間総括熱伝達率 (kcal/m²・hr・℃)

Δt_g : 過熱蒸気-蓄熱材対数平均温度差 (℃)

このL_gを用いて次式で相変化域の総括熱伝達率を求める。

$$U_i = \frac{G' \times H}{0.015426 \times (16.6 - L_g) \times \Delta t \times \pi} \quad (2.3-24)$$

H : 蓄熱槽入口と飽和蒸気の間エンタルピー差 (kcal/kg)

Δt : 蓄熱材-フロン(二相域)間温度差

この結果を用いて、図2.37、2.39、2.42のU_iを補正することができる。代表的な例として、No. 3モードの15時10分の値について補正を試みた。計算に用いた測定値は次の様なものである。

R_{out} : スーパーヒート温度で88.1℃

T_{s.r} : P=9.15 atmにおける飽和温度で79℃

Δt_{sup} : 過熱度=88.1-79=9.1℃

α_{in} : 管内熱伝達率 160 kcal/m²・hr・℃

U : 総括熱伝達率 152 kcal/m²・hr・℃

U_i (meas.): 補正前総括熱伝達率 315 kcal/m²・hr・℃

T_{..} : 蓄熱材温度で90℃

Δt_g : 5.3℃

よって式 2.3-23 より、 $L_g = 2.33 \text{ m}$ となる。1 流路は 66.4 m の 4 分の 1 で 16.6 m であるから、 $L_g = 2.33 \text{ m}$ は 1 流路伝熱管長の 14 % に相当する。式 2.3-24 より総括熱伝達率 U_i は $366 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$ となり、これは $U_i(\text{meas.})$ より 16 % 大きい値である。この結果、図 2.37、2.39、2.42 の $U_i(\text{meas.})$ は実際には、約 16 % 全体に上方へシフトさせてよいものと考えられる。図 2.39 において G が $200 \text{ kg}/\text{hr}$ のとき $U_i(\text{meas.})$ は約 $300 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$ であるので、16 % up を考慮すると $U_i(\text{calc.})$ の $450 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$ に対して約 77 % といえる。

直接熱伝達については、 N_2 モード (図 2.36)、 N_4 モード (図 2.40) で測定したが、現在のところ測定の際のフロン流量の制御がむづかしく、正確に評価できないが、 $500 \sim 600 \text{ kcal}/\text{hr}$ と思われる。

以上のように今回試作した中形蓄熱槽の放熱特性は設計量の約 75 % の値にとどまった。その原因として、次のことが推察される。

- (i) 結晶化速度と放熱のアンバランス
- (ii) 結晶化の不均一による実効熱媒体管長の減少
- (iii) 熱媒体の流れの不均一

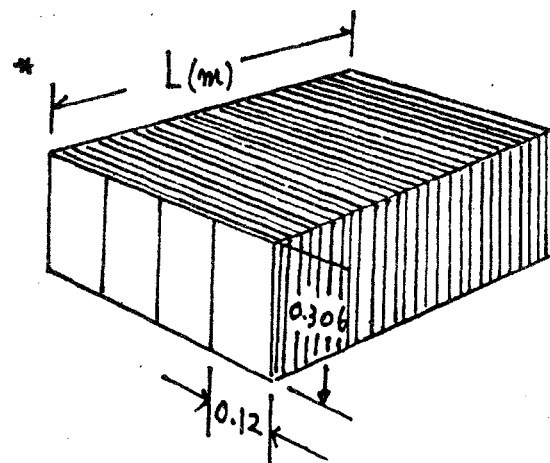
(i) については小形槽に比較して、攪拌力が小さく、更に有効な方法を検討する必要がある。また熱交換器内と過冷却防止機構の温度変化に時間的なずれが目立つ。

(ii) については、全くの推定であり、確認実験の必要がある。

(iii) については、これを示唆する実験事実として図 2.43 を示す。約 $55 \sim 65^\circ\text{C}$ の液体フロンは熱交換器内下部左より入り右に進み図の上部に示した様に流れる。従って、フロン入口に近い左側は温度が最も低く右に流れ進むにつれてフロンの温度も高くなると同時に蓄熱材の温度もいくぶん高くなる。フロンは熱交換器内で 4 つの流路に分かれるが、フロン入口からヘッドを経由して最も離れた 1 流路は、他の流路に比べ、蓄熱材の温度降下が極端に小さい。これは顕熱変化時、相変化時においても共通していえる。この事実は、上記 1 流路のフロン液体の流量が、他の 3 流路の流量に比べて相当少ないかほとんど流れていない可能性もある。この原因については詳細な検討をする必要があるが、今回の中形槽の性能が約 75 % であることは、フロン流路の 4 分の 3 (75 %) しか有効に使われていないとすれば、即、直結はできないが、最もうなづける原因である。しかし更に詳細な検討を要する。

表2・10 プレートフィン熱交換器特性の計算結果 (4列パラレル)

パイプ 寸法 (mm)	熱交換 器 長 $L^*(m)$	内 外 面積比	U_i				熱 放 出 速 度 $\phi=0.5$		
			ランキンサイクル側		コレクタ側		ランキンサイクル	コレクタ側	
			$\phi=1$	$\phi=0.5$	$\phi=1$	$\phi=0.5$	$\Delta T=5$	$\Delta T=5$	$\Delta T=2$
直径 16 肉厚 0.6	1.238	17.4	655	554	2145	1345	10205	24770	9908
直径 12 肉厚 0.6	1.133	25.5	1113	920	3374	2059	11300	25300	10120



有効蓄熱材容量
150 ℓ

表 2・11 500 kcal 小型実験槽

$V = 3 \ell / M$ (水) での熱特性 (設計値)

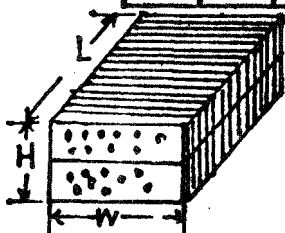
列ピッチ	33 mm		
段ピッチ	38 mm		
フィンピッチ	5 mm (0.2t)		
管呼び径	12 ϕ	12.6 ϕ	0.583 t
有効フィン表面積	327.3 cm ²		
伝熱管長	0.231 m $\times$ 16 pipe	= 3.696 m	
H	; 23.9		
α_o	; 207.2 Kcal / m ² . hr . °C		
Re	; 18742		
α_{in}	; 3872.8 Kcal / m ² . hr . °C		
U_i	; 1509.6 Kcal / m ² . hr . °C		
Q	; 1002 Kcal / hr		

熱交換器寸法

4 列 8 段 (120 $\times$ 306) $\times$ 231

表 2・12 5列20段、2段重ねプレートフィン熱交換器特性表
(トータルフロウ流量 300 Kg/h r)

諸元		呼び径				
		12 φ		16 φ		
		外径	内径	外径	内径	
実寸		12.6φ	11.434φ	16.6φ	15.426φ	
パイプ数		200		200		
H (10列)		33 × 10 = 330				
W (20段)		38 × 20 = 760				
L		0.664 m		0.723 m		
伝熱管長		66.4m		72.3m		
フィン有効面積		1129.3cm ²		1037.6cm ²		
$H (= \frac{A_o}{A_i})$		F = 5	P = 4	P = 5	P = 4	
		26.5	32.5	18.2	22.5	
α_o		207	259	207	259	
4 para	α_{in}		1206		704	
	U _i	φ = 1	988	1055	593	628
		φ = 0.5	837	938	512	567
	Q φ = 0.5	ΔT = 5	9980	11186	8970	9933
3 para	α_{in}		1519		886	
	U _i	φ = 1	1189	1287	717	769
		φ = 0.5	977	1117	603	679
	2 para	α_{in}		2101		1225
U _i		φ = 1	1519	1682	924	1012
		φ = 0.5	1189	1402	742	862



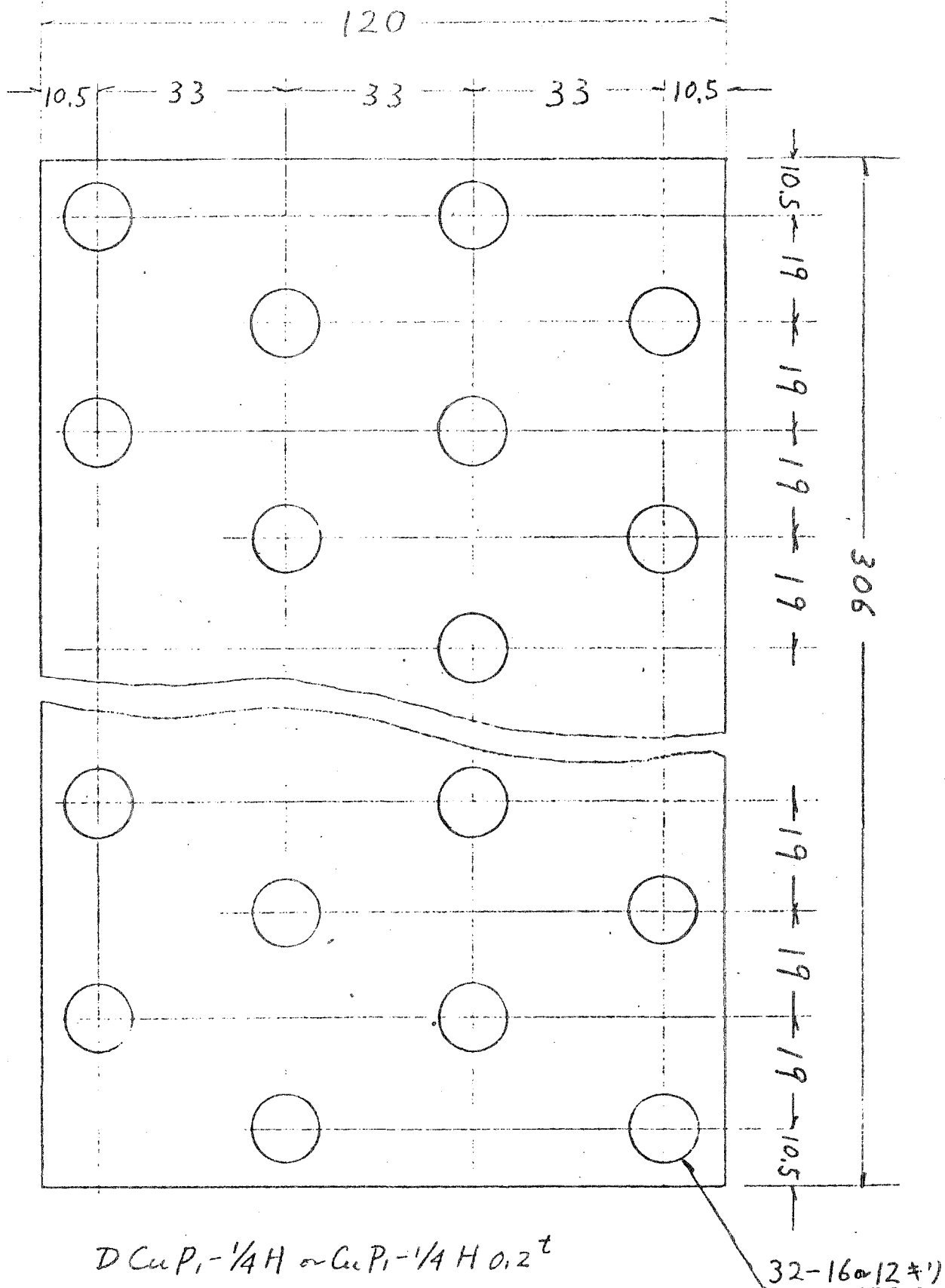


図 2・19 熱交換器フィン

改定CHANGE

A

常用
保留
一時

第3角法 3RD ANGLE PROJECTION	
DIM IN mm	
尺 度 SCALE	NTS
作成日付 DATE	

MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION			
作 成 DRAWN	照 査 CHECKED	設 計 DESIGNED	検 認 APPROVED

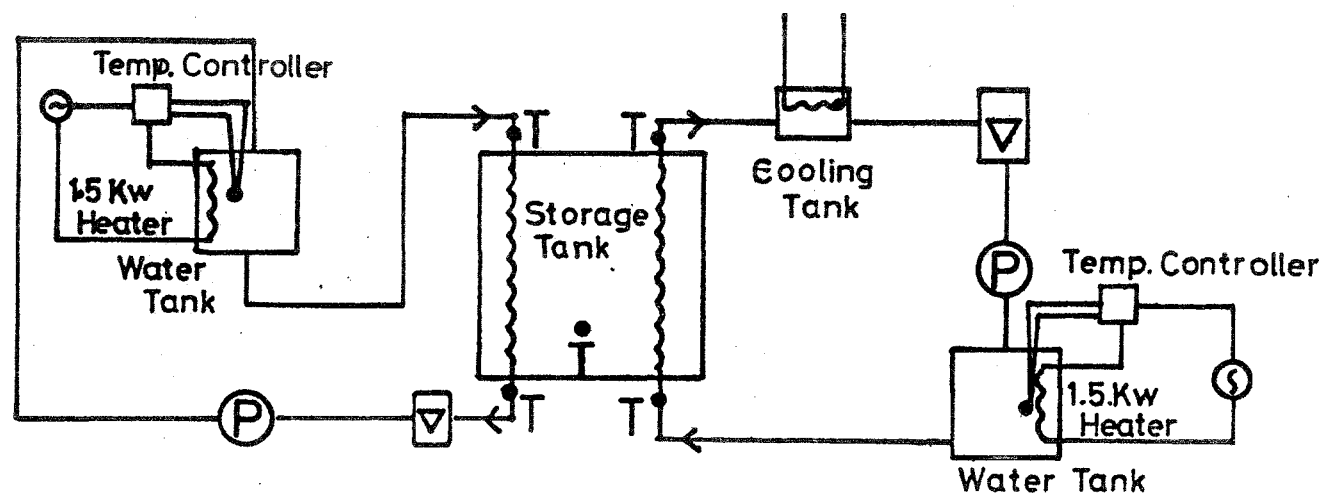


図 2・24 小形槽の熱量測定ループフローシート

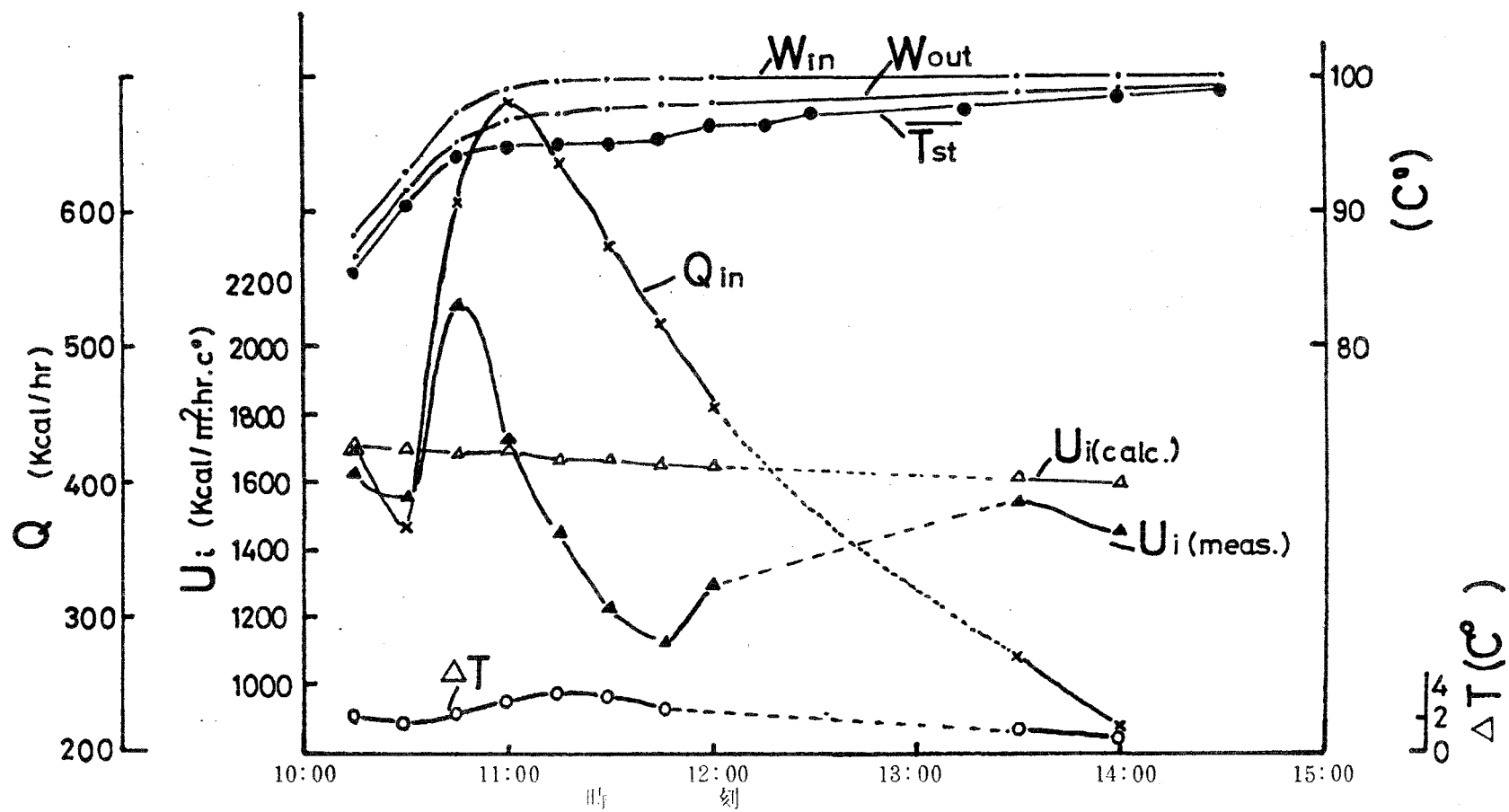


图 2·25 小形槽蓄热特性

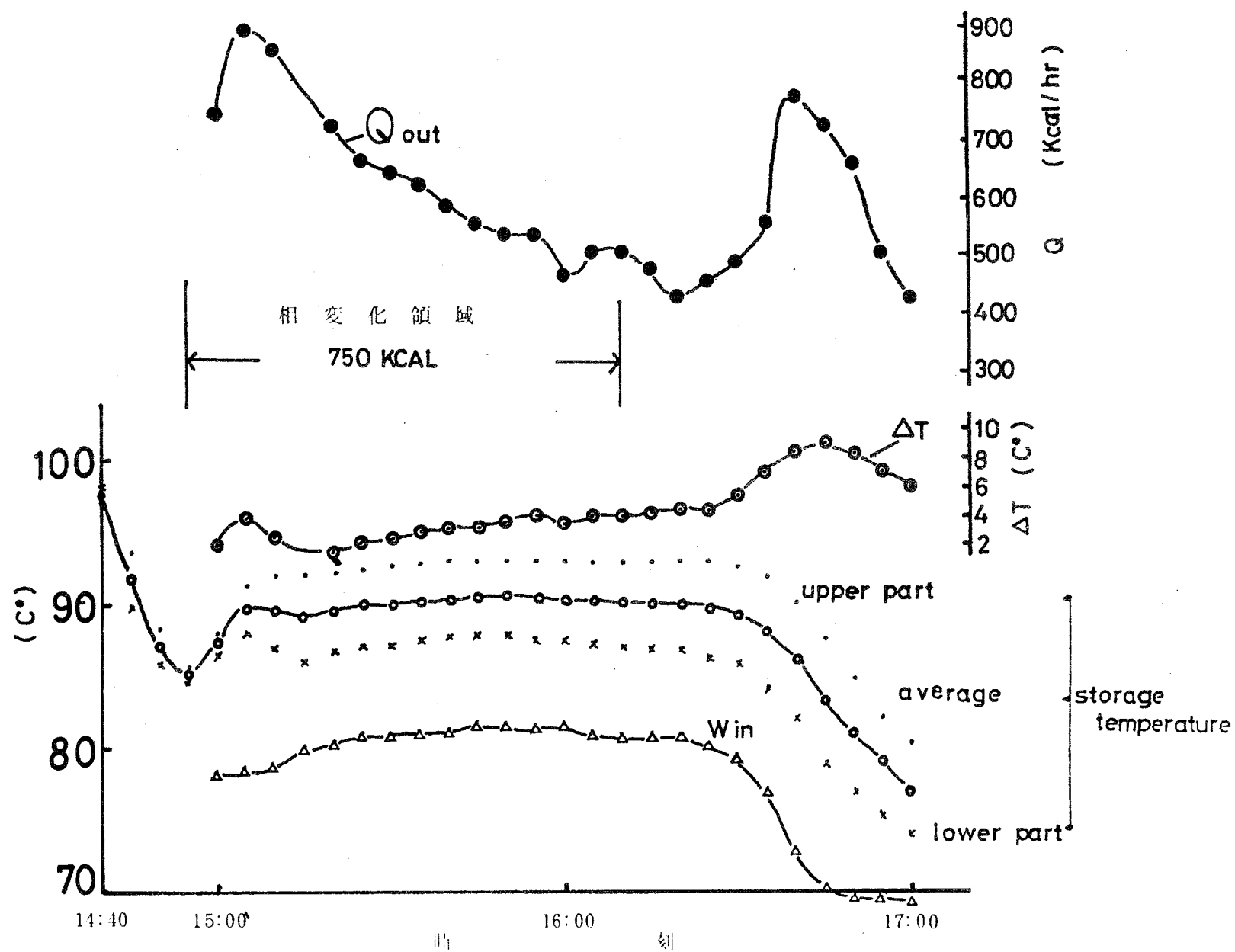


图 2·26 小形槽放熱特性 (負荷水量 $1.74 \ell/M$ $0.282 m/s$)

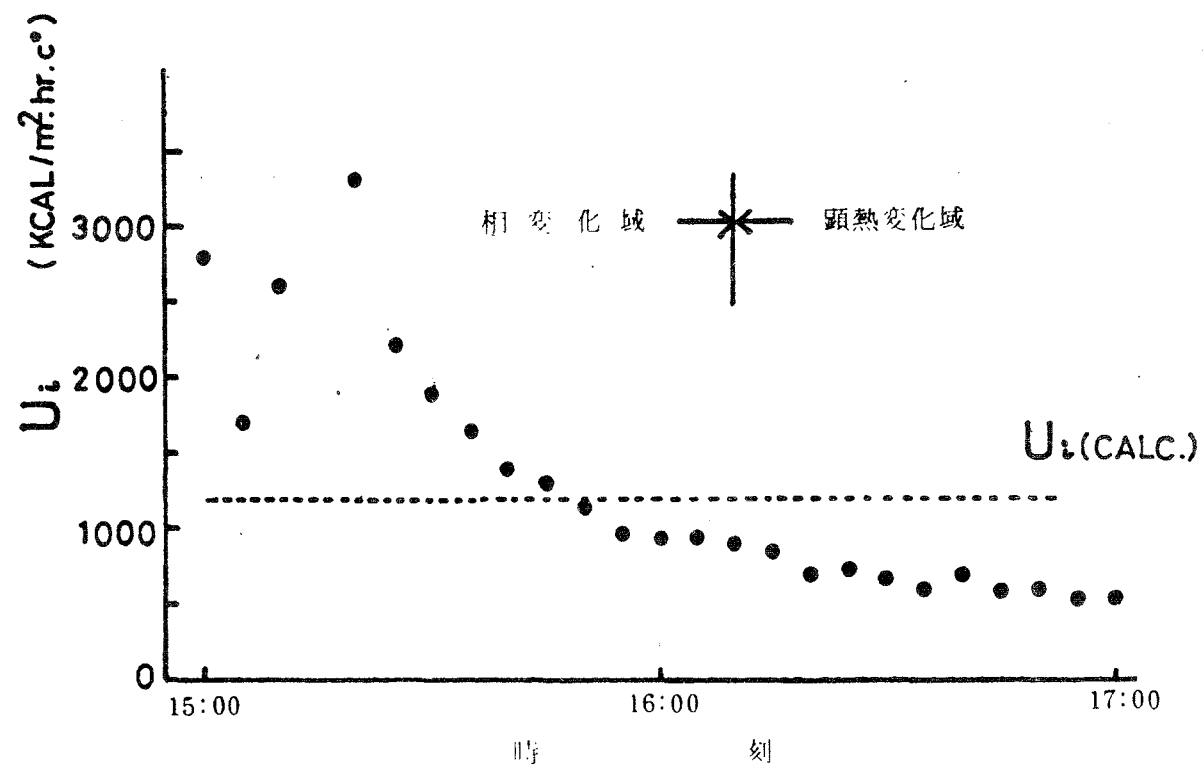
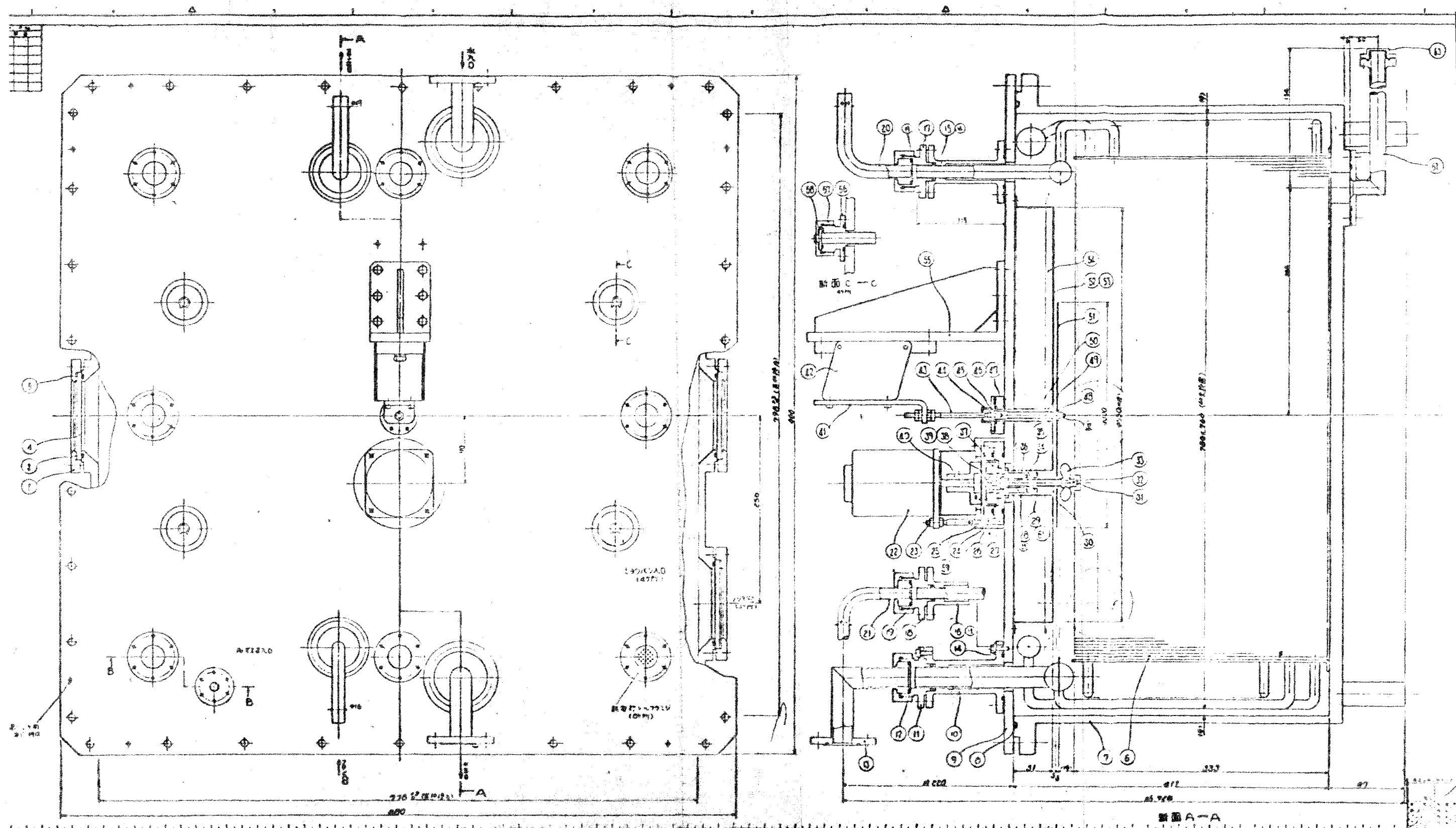


図 2・27 小形槽における熱放出時の総括熱伝達率



製図	検査	承認	三菱電機株式会社	中形蓄熱槽
1059172				

図2-28 中形蓄熱槽

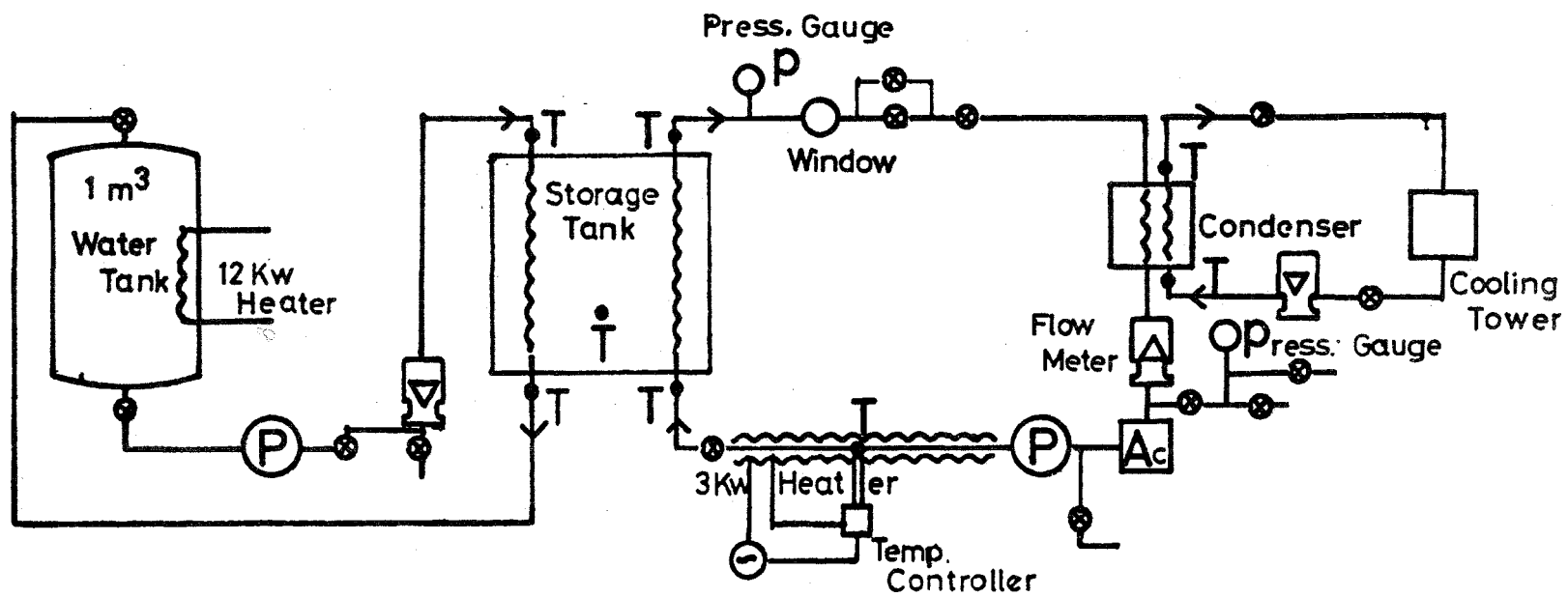
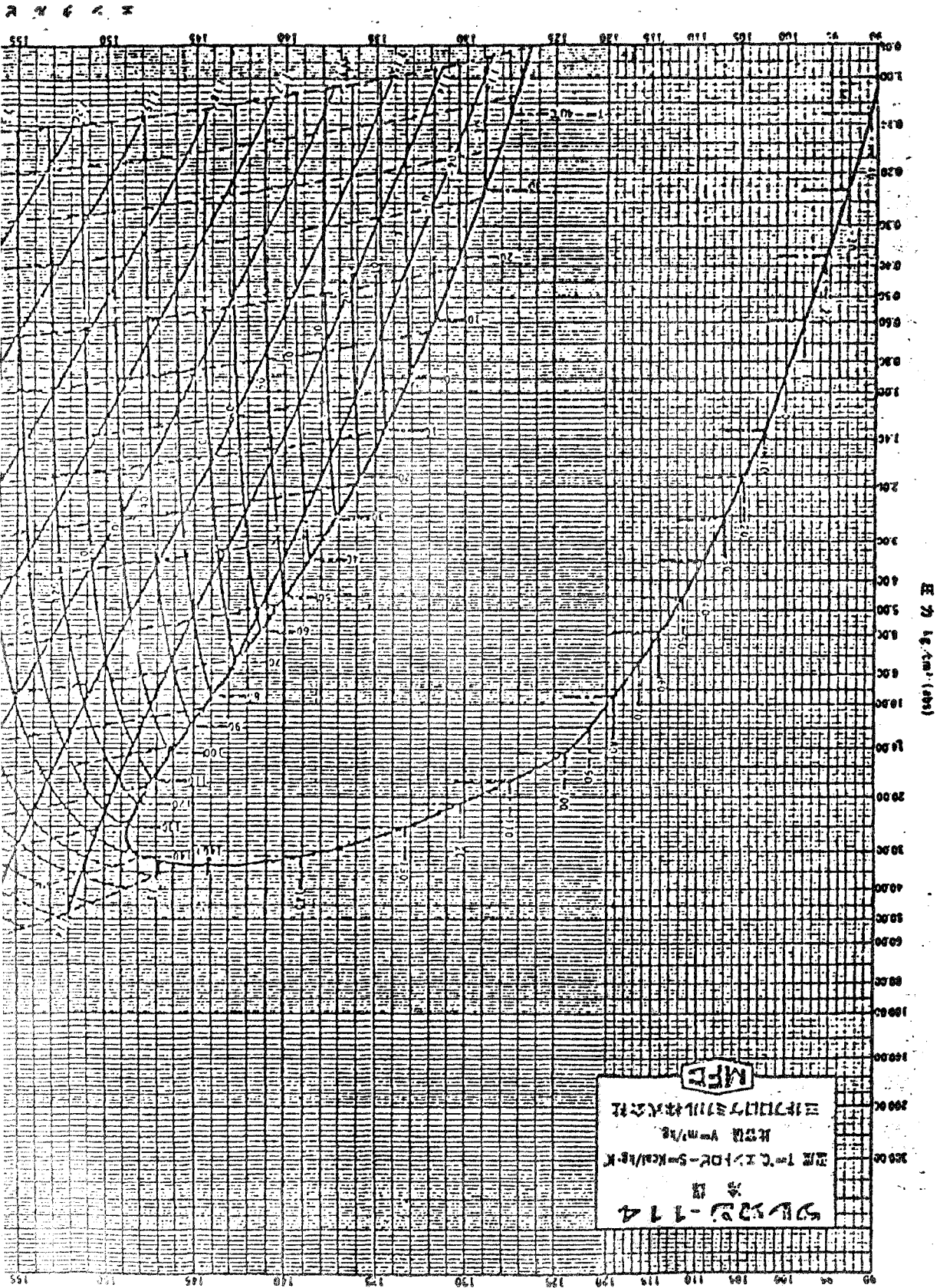


図 2・33 中形槽熱量測定ループフローシート

図 2-34 モリエル線図 (フリオ 114) エンタルピー h kcal/kg



モリエール線図

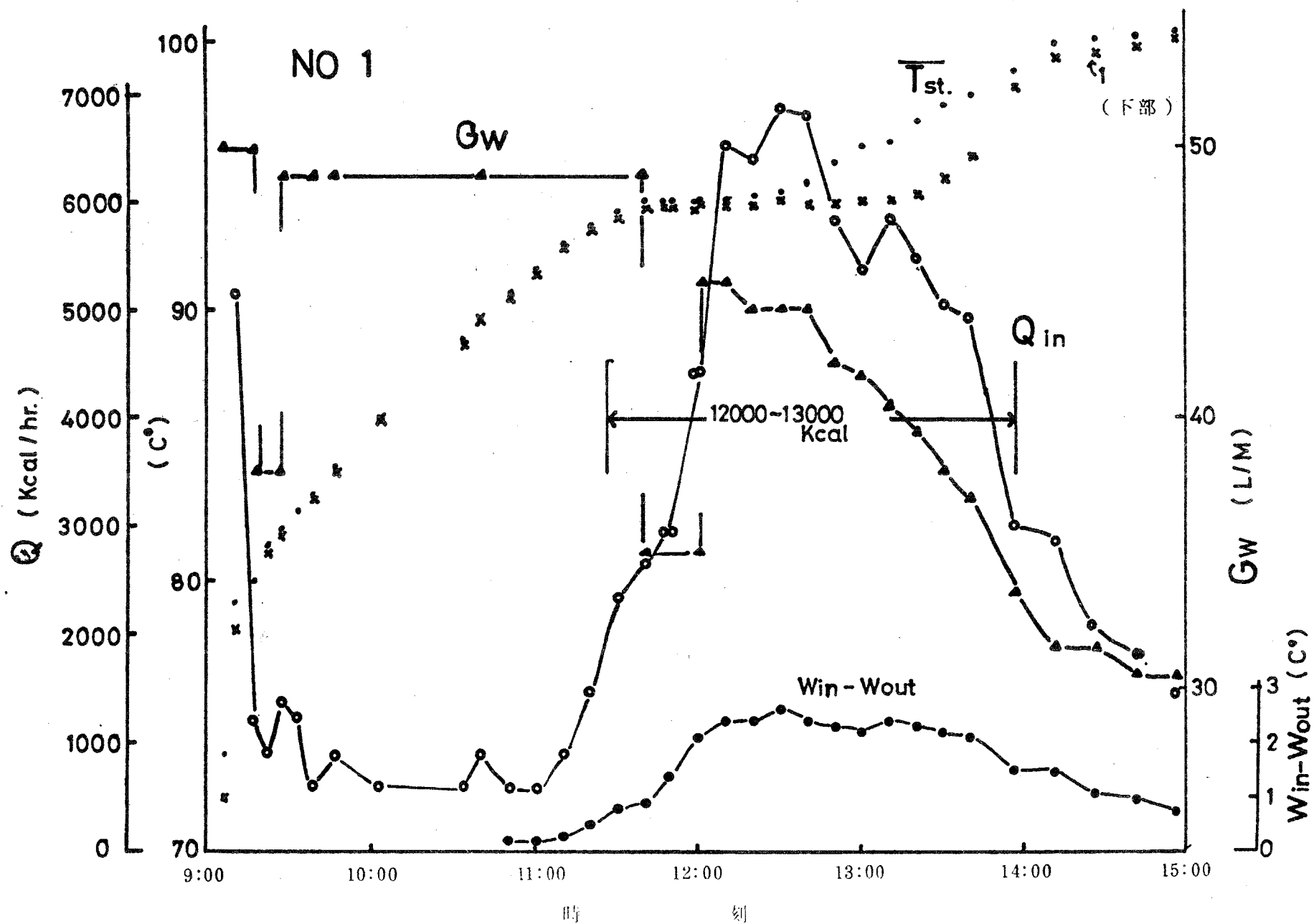


図 2 · 35 中形槽蓄熱特性

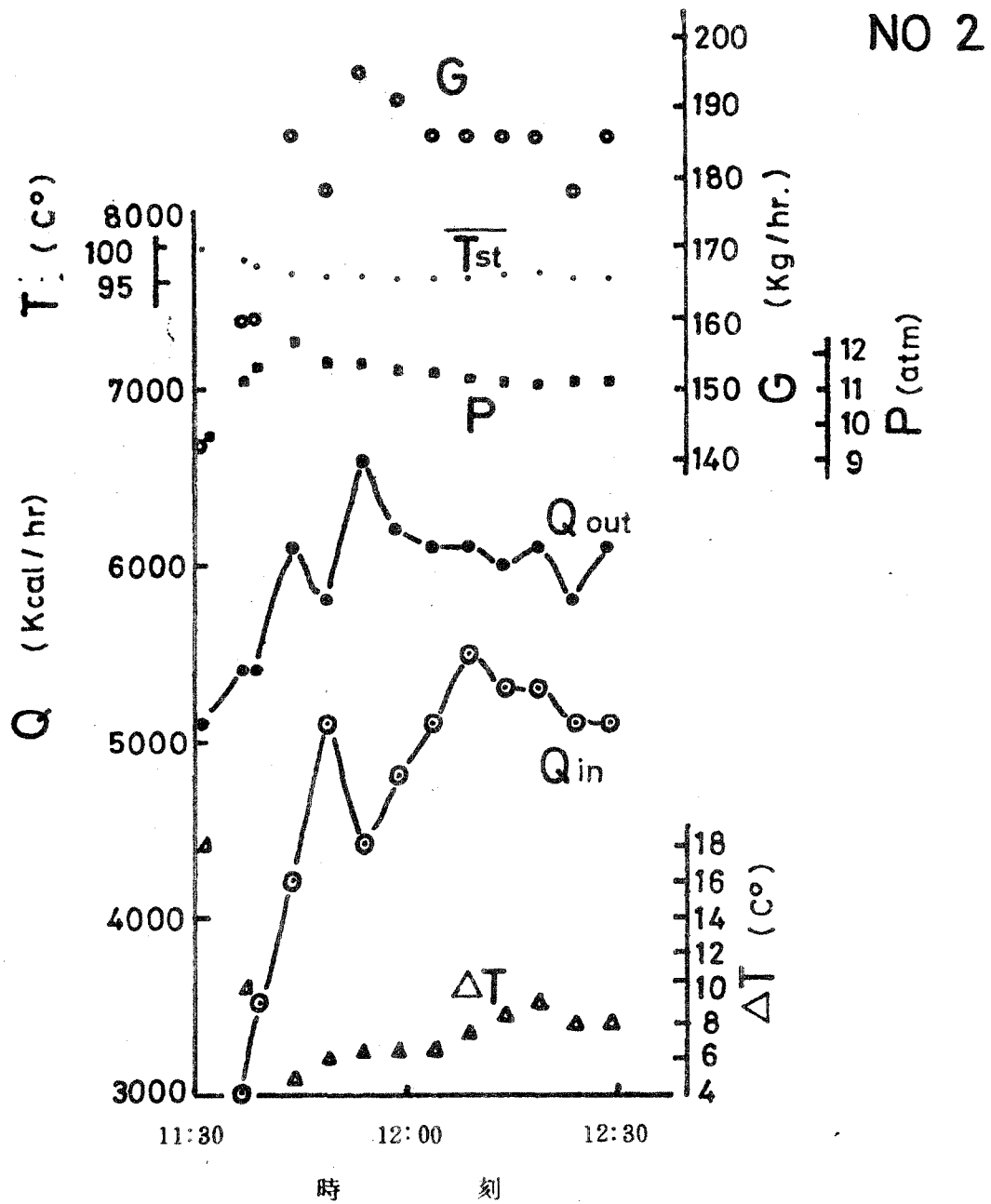


図 2・36 中形槽〔蓄熱＋放熱〕特性

NO 2

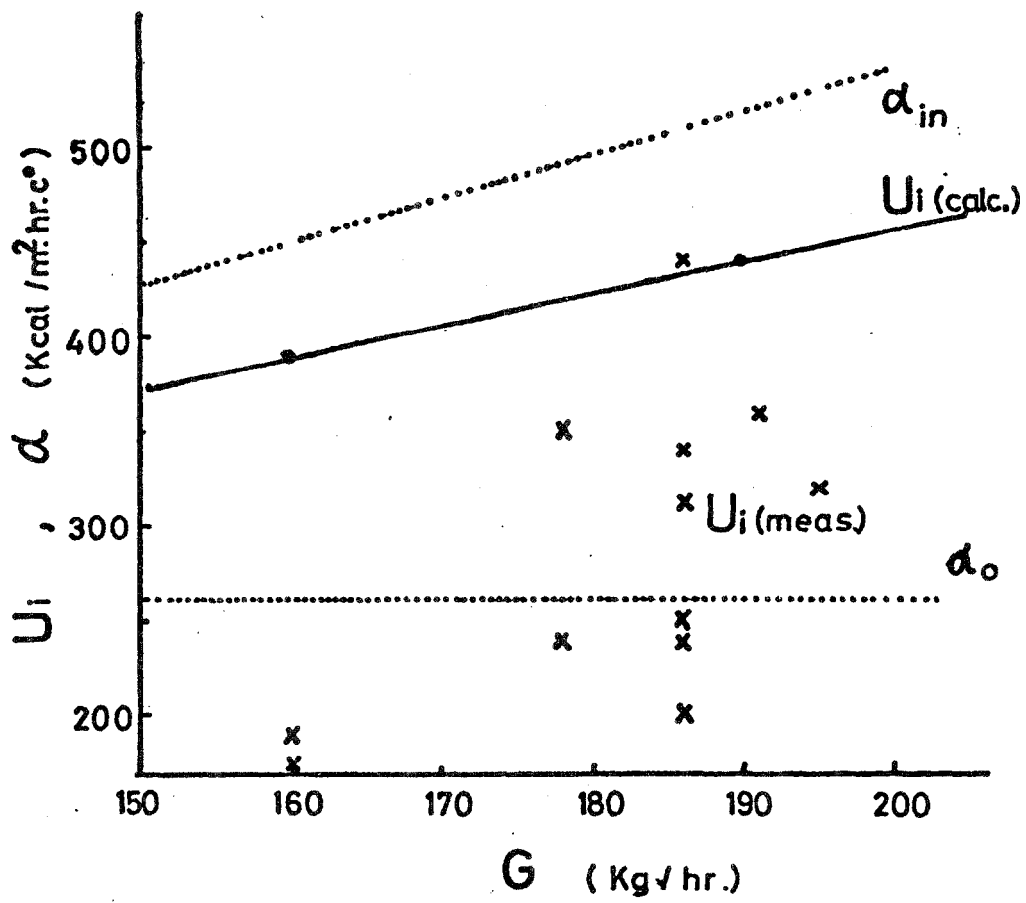
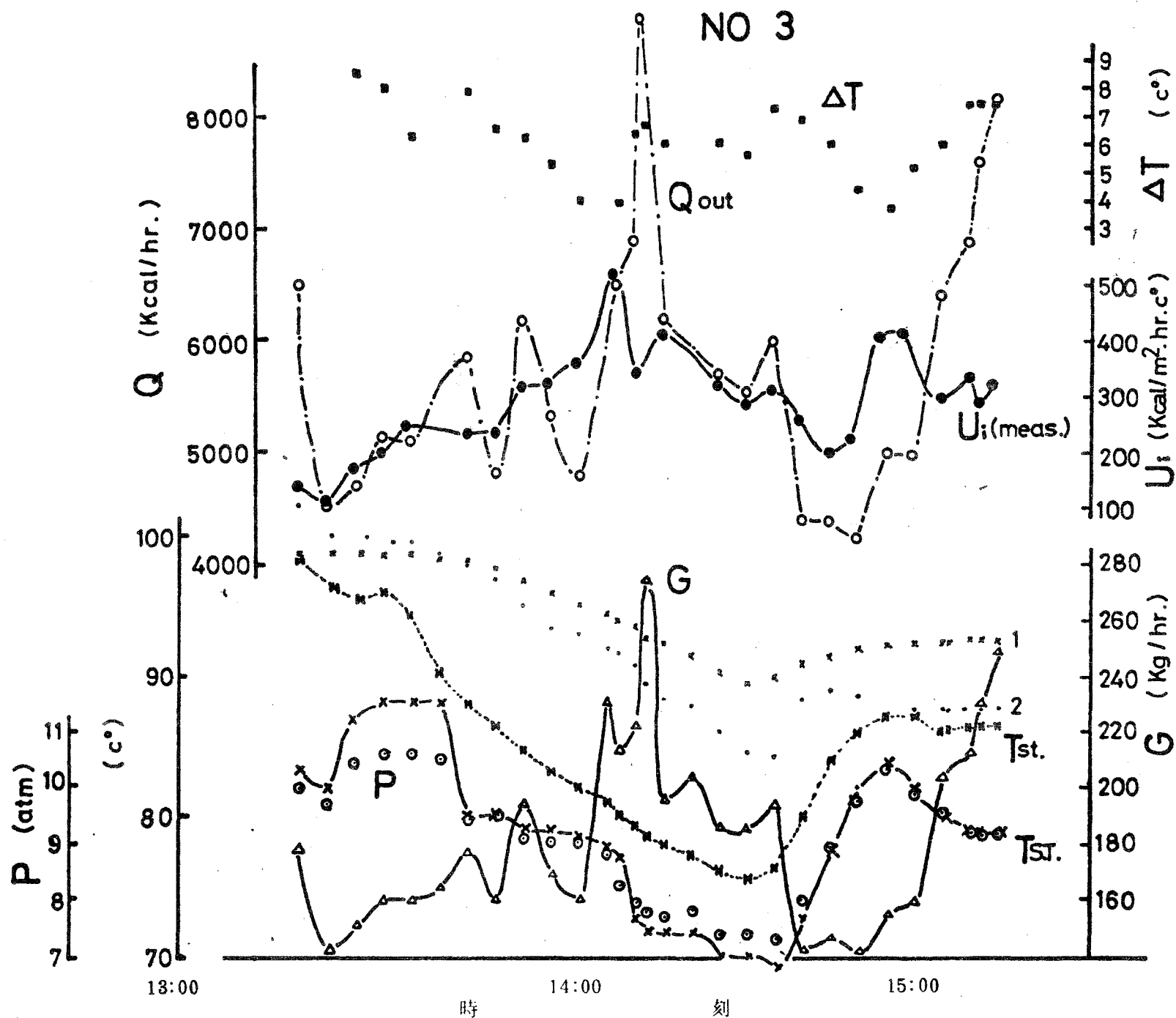


図2・37 中形槽における蓄熱+放熱時
総括熱伝達率



- 1 多孔質層の下面
2 フィンと多孔質の中間

図 2・38 中形槽放熱特性

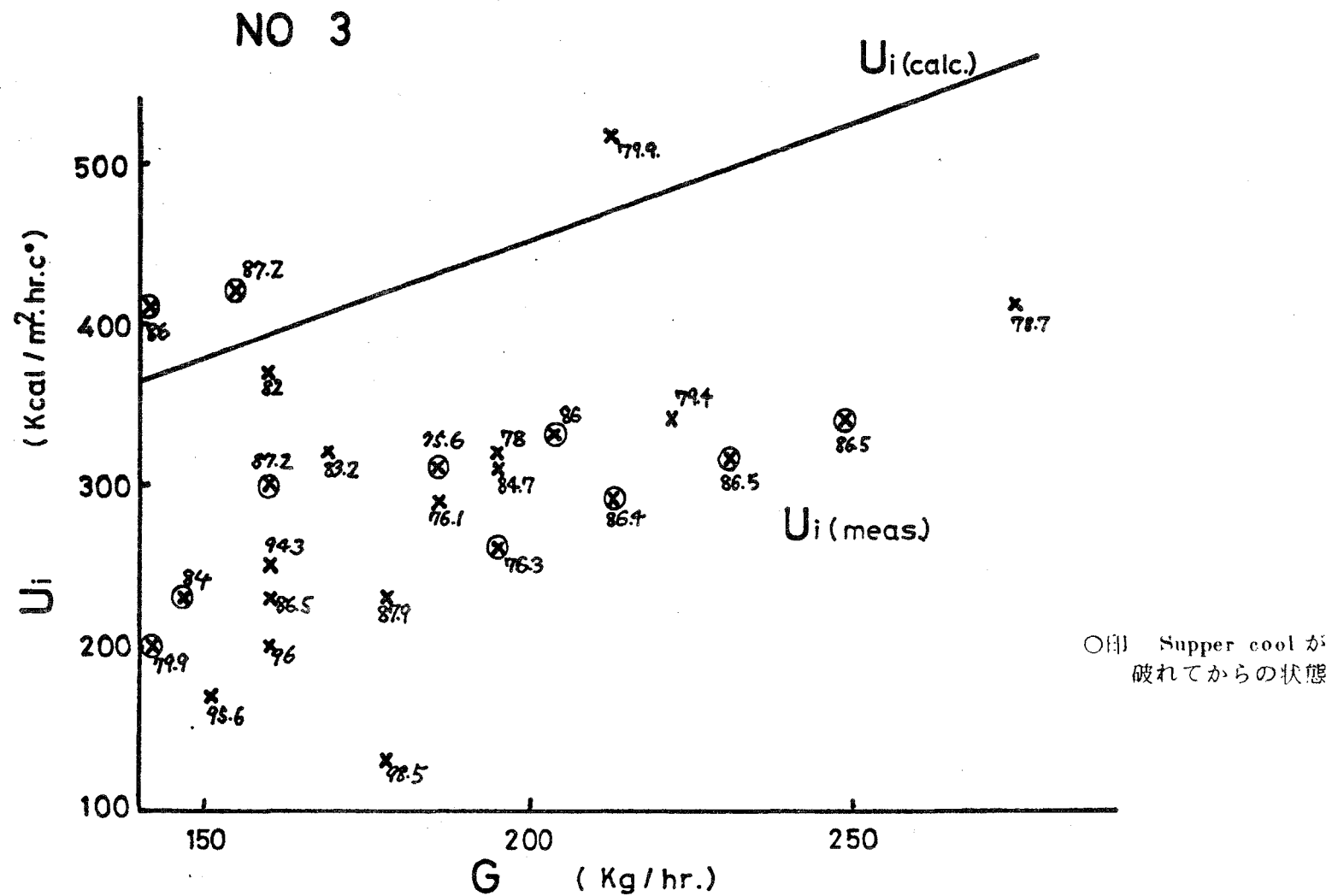


図 2・39 中形層放熱時総括熱伝達率

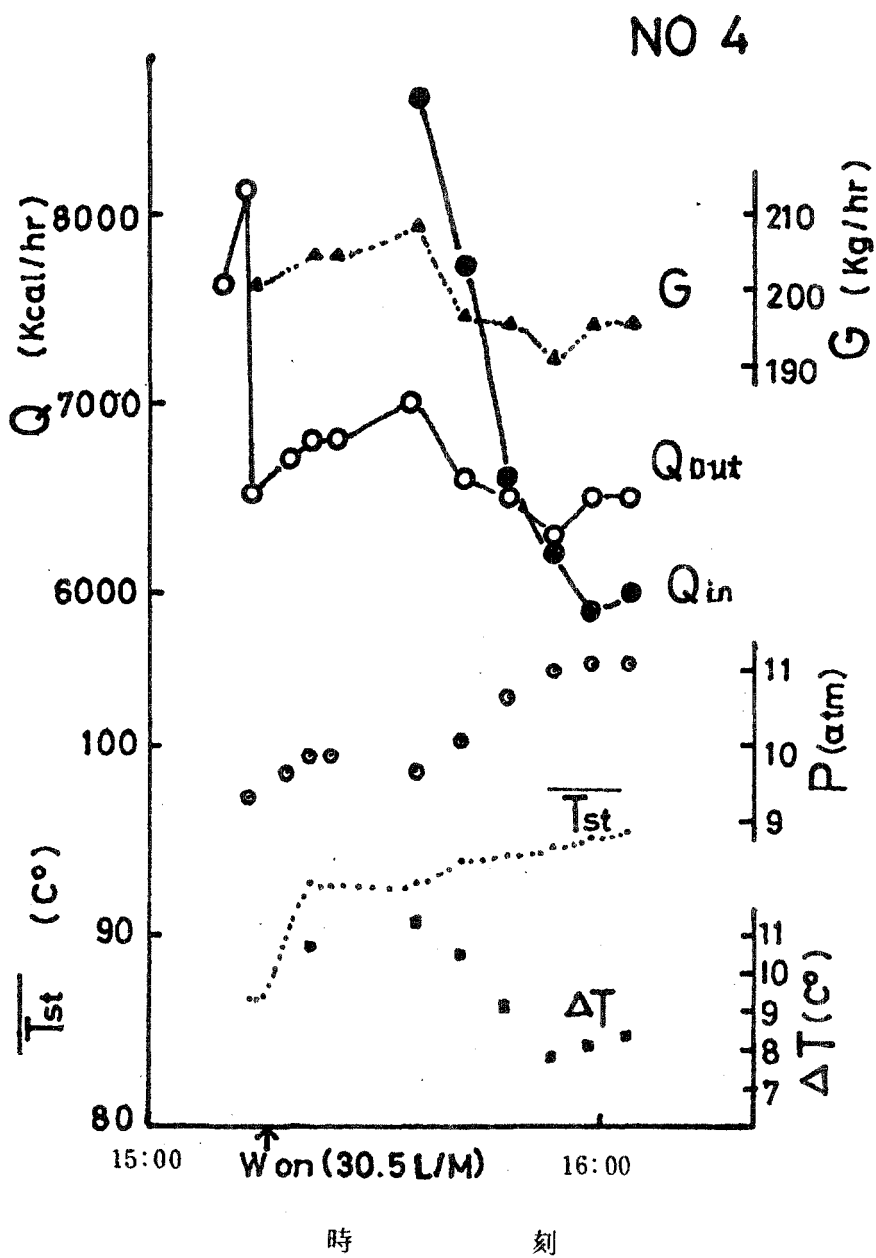


図 2・40 中形槽〔蓄熱+放熱〕特性
(固液共存状態)

NO 5

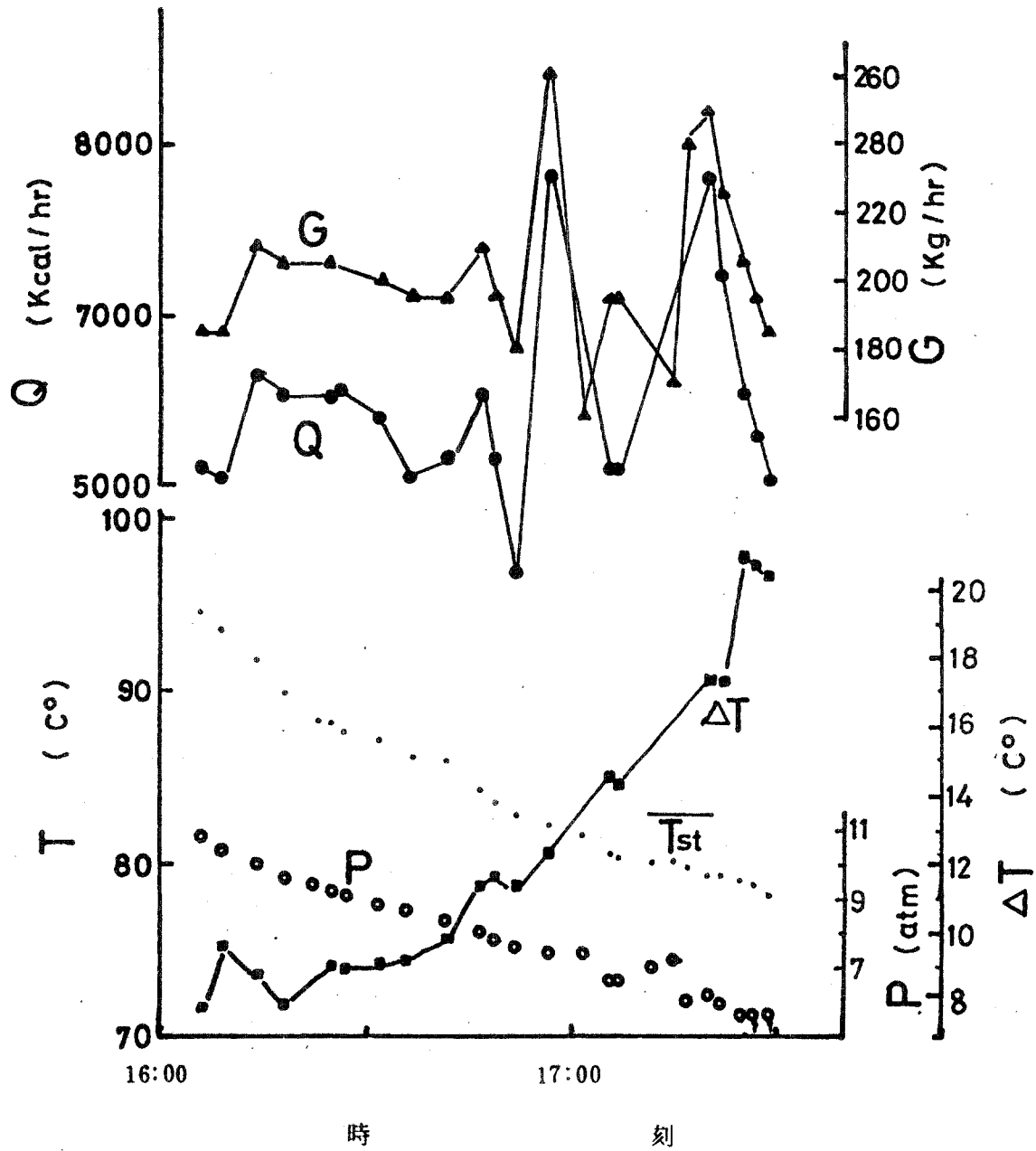


图2·41 中形槽放熱特性

NO 5

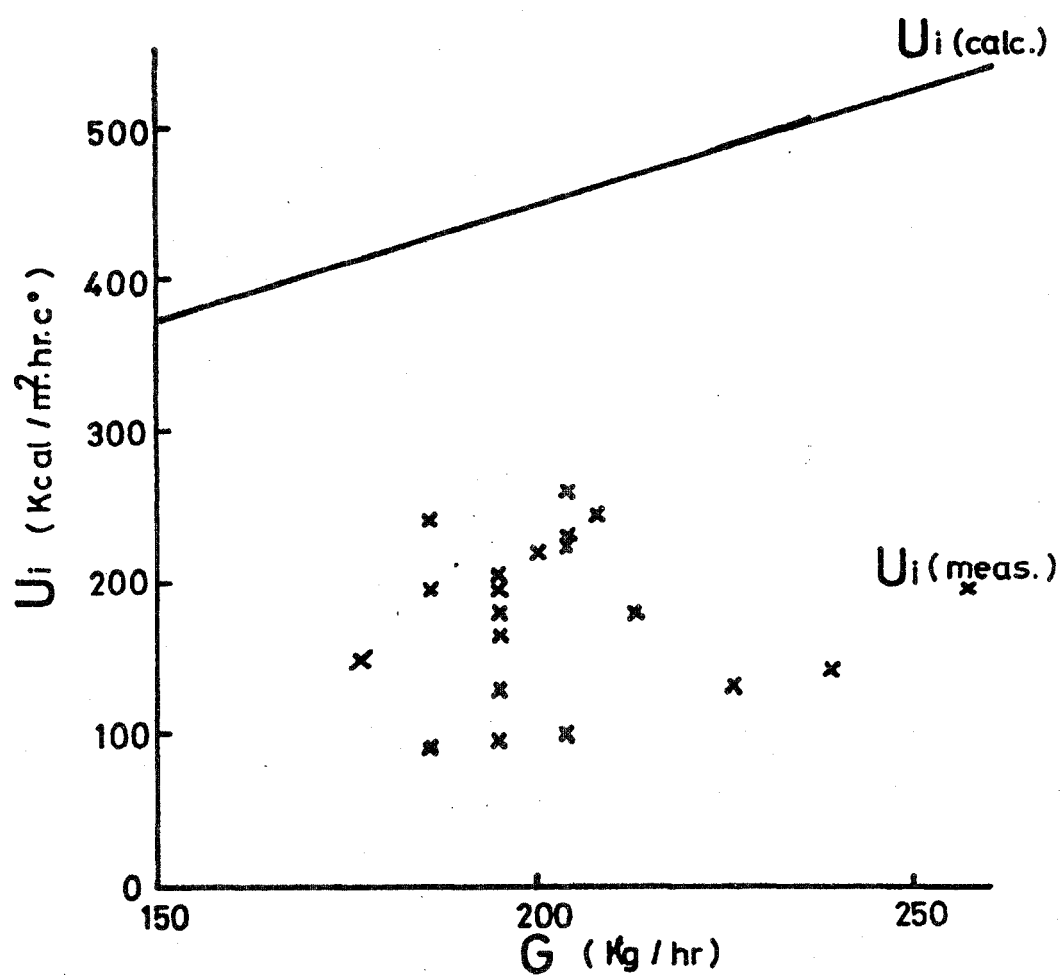


図 2 · 42 中形槽放熱時総括熱伝達率

NO.3

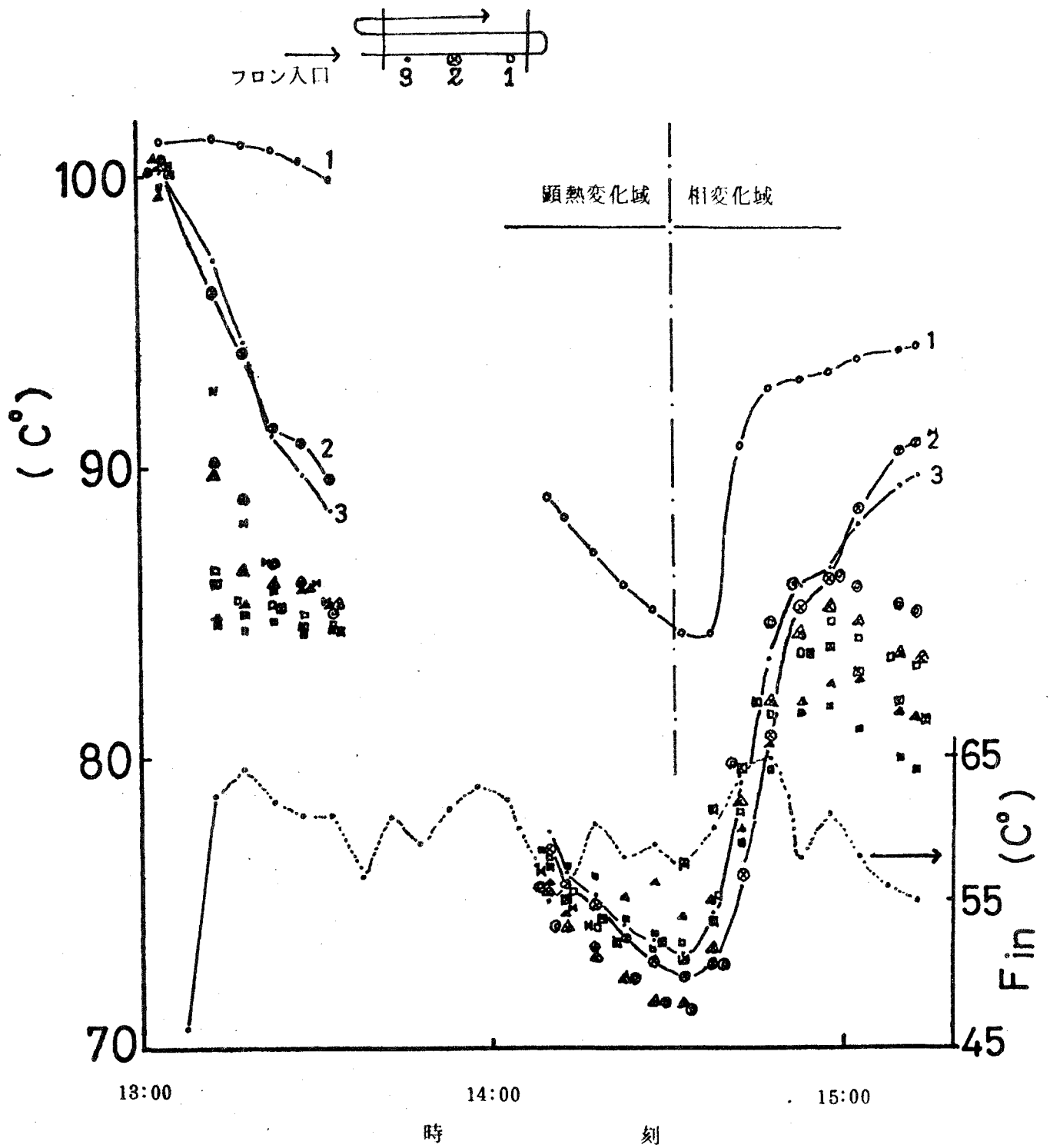


図 2・43 中形槽放熱時の蓄熱材温度分布

2・3・6 結 言

蓄熱材としてアンモニウムミョウバンを用い、ランキンサイクルエンジンに熱供給を行う潜熱形高温蓄熱槽の最適構造の検討を目的として研究を行い、つぎのことがわかった。

- 1) アンモニウムミョウバンの物性値に基づいて熱交換器のタイプを検討し、プレートフィン形熱交換器の採用を決定してその熱設計を行った。熱容量 700 kcal の小形実験槽により、このプレートフィン形熱交換器の特性を、水を熱媒体として測定し、熱入出力特性ともに、ほぼ計算値に近い値を得た。
- 2) 実用的な過冷却防止方式として、蓄熱槽内に種結晶を温存する方式を発展させ、上記の小形実験槽において、その動作を確認した。また、プロペラ方式に比して簡単な構造となし得る振動板方式の攪拌装置を試験し、その効果を確かめた。
- 3) 熱交換器の材料として用いる銅およびロウ材のアンモニウムミョウバンに対する耐食試験を行い、アンモニウムミョウバン中の溶存酸素量を極力抑制することで、銅の腐食速度が $20 \mu\text{m}/\text{Y}$ 程度になること、またロウ材として BCup 6 が最良であることがわかった。また、蓄熱箱体として、クレハ KF ポリマ被覆の鉄板の耐食試験を行い、使用可能なことが確かめられた。
- 4) 上記の結果に基づき、中形蓄熱槽（蓄熱容量 10,000 kcal、熱入力 10,000 kcal/hr、熱出力 8,000 kcal/hr）の設計・試作を行った。
特性測定の結果は、つぎの通りである。
 - (イ) 蓄熱容量は設計値を満足する。
 - (ロ) 入力特性は設計値をやゝ下回るが、入力側の水温を約 0.4°C 上昇させるか或いは流量を up することにより、10,000 kcal/hr を得られる見通しとなった。
 - (ハ) 出力特性については、設計値の約 75% の値となった。出力側の熱媒体（R-114）の 4 本の流路のうちの 1 本の流量が小さく、このため、この流路に対する熱交換効率が予定通り得られていないことが、一つの原因をなしていると考えられる。
- 5) 潜熱形高温蓄熱槽の最適構造化の面から問題点をまとめると、次の通りである。
 - (イ) 熱交換器のフィンピッチについては、中形蓄熱槽の入出力特性データを用いて検討する必要がある。
 - (ロ) 熱交換器の熱媒体の流れの均一性についての詳細な検討が必要である。
 - (ハ) 過冷却防止機構については、槽上面における融液の動きを盛んにするよう種結晶温存多孔層の構造を検討する必要がある。
 - (ニ) 実質的な結晶成長速度を、熱出力側の熱媒体流路の構成法によって向上させ得るかどうかの検討を行う必要がある。

次年度は、上記の今年度の成果の上に立って、潜熱形高温蓄熱槽の実機モデルを試作し、特性測定を行う予定である。

2・4・1 緒言

ランキンサイクル駆動冷凍機は、エキスパンダ、ポンプ、冷媒圧縮機、各種熱交換器等の上要機器によって構成されている。これらの機器のうち蒸気発生器、凝縮器、再生熱交換器等の各種熱交換器については50年度の研究において基本的な特性を把握して設計法をほぼ確立している。エキスパンダは50年度において、ランキンサイクルシステムの検討とエキスパンダの性能解析結果を基本にして可動翼形のフロトタイナ設計試作し、各種試験を行って、性能、信頼性の向上、実用化に対する有益な情報を得ている。それに対して冷媒圧縮機は冷凍、空調業界において強力に進められている開発の成果を適用することを考慮して充分な検討を行っている。エキスパンダについては51年度以降の問題として検討の対象から外れてきていた。しかしながら今年度は実験住宅が建設されるので、各構成機器を性能、信頼性、制御性等の観点から検討し実用可能な形にまとめる必要がある。従って今年度は以下に示す研究を行うこととする。

- (1) 50年度に開発した可動翼形エキスパンダのフロトタイナを使って、エキスパンダの性能向上、信頼性向上に関する基礎試験を行う。
- (ii) 油分離器、油精製器を一体化したエキスパンダの設計、試作、試験を行い、実験住宅に適用的な、性能、信頼性の高い実用的なエキスパンダの開発を目指す。
- (iii) 外部動力によって駆動可能なロータリー圧縮機の開発を行う。この圧縮機は(ii)項で述べたエキスパンダと直結して実験住宅に適用可能とする事を目指す。
- 但しポンプの開発は52年度の開発テーマとする。

2・4・2 エキスパンダの改造及び試験

50年度の研究においてエキスパンダのフロトタイナを開発し、その性能試験を行った結果以下に示す事項が明らかになった。

- (i) 軸受性能、軸振動特性はほぼ設計値通りのものが得られており回転機構部分は全て正常に作動している。

- (ii) 全断熱効率 η_{ad} は47～48%であり最終目標値70%に比べて小さい。この原因はベーン飛び出しタイミツダの遅れによる不完全膨張損失の増大、ロータとシリンダ壁の軸方向隙間 δ_2 の増大による洩れ流量の増加、ロータとシリンダの軸方向隙間 δ_1 における摩擦損失の増加にある。

- (iii) 流量が設計値に比べて大巾に多くなっている。この原因も(ii)項に示したものはほぼ同じである。

すなわち、フロトタイナの効率は目標値を相当下回っているが、その主要原因はベーンの飛び

出しタイミングの遅れにあることが明らかになったので今年度は、プロトタイプのエキスパンダを使ってベーン飛び出しタイミングの遅れ防止対策及びその他の効率向上対策試験を実施して、エキスパンダの性能向上と信頼性の向上の為の基礎資料を得る事から研究を始めたので以下にその概要を記す。

(1) ベーンの飛び出しタイミングの遅れ現象とその対策

ベーンの飛び出しタイミングの遅れ現象は次の様に説明できる。図2-44においてベーンに作用する半径方向の力は、ロータの回転によって生ずる遠心力 F_r とベーンの先端A面と内径端B面に作用する圧力差による力 F_p 、及びベーン側面における摩擦力である（但し簡単の為にここでは摩擦力は省略して考える）。ベーンに作用する遠心力 F_r は、ベーンの比重量を γ ($\frac{\text{kg}}{\text{cm}^3}$)、ロータの回転数を N (rpm)、ベーンの半径方向長さを B (cm)、軸方向長さを H (cm)、厚さを t (cm)、最小隙間部C点から測ったベーンの回転角を θ 、重力の加速度を g ($\frac{\text{cm}}{\text{s}^2}$)、シリンダ半径を R (cm)、ロータの偏心量を m (cm)とすると次式によって求める事ができる。

$$F_r = \frac{\gamma}{g} B R H t \left(\frac{2\pi N}{60} \right)^2 \left[\sqrt{1 - \left(\frac{m}{R} \right)^2 \sin^2 \theta} - \left(\frac{m}{R} \right) \cos \theta - \frac{B}{2R} \right] \quad (2.4-1)$$

一方圧力差による力 F_p は、ベーンのA面に作用する圧力を P_A ($\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$)、B面に作用する圧力を P_B ($\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$)とし、外向きの力を正にとると次式で求められる。

$$F_p = (P_A - P_B) H \cdot t \quad (2.4-2)$$

今簡単の為にベーンと溝の間の側面隙間が小さい場合を考えると、ベーンの内径側に形成される部屋の圧力 P_B はロータとシリンダの軸方向隙間を通る洩れ流れによって決定されるので、エキスパンダ入口圧力 P_1 と出口圧力 P_2 の平均に近い値になる。この場合 P_B は次式で近似的に求められる。

$$P_B = \frac{(P_1 + P_2)}{2} \quad (2.4-3)$$

すなわち、圧力差による力 F_p は、ベーンが入口側に近い所では負になり、出口側に近い所で正になる事になる。従ってエキスパンダの入口側において、この圧力差による内向きの力によってベーンの飛び出しが阻害され図2-44の④点をベーンが通過した後にベーンの先端が始めてシリンダの内壁に接する状態も起り得る事になる。これがベーンの飛び出しタイミングの遅れ現象である。ベーンの飛び出しが起る為にはベーンに作用する半径方向の力の和が正である必要があるから少なくとも、 $F_r + F_p > 0$ の条件を満足する必要がある。この条件を(2.4-1)式、(2.4-2)式を使って書き替えると次式の様に表示できる。

$$N > \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g(P_A - P_B)}{\gamma B R \left[\sqrt{1 - \left(\frac{m}{R} \right)^2 \sin^2 \theta} - \left(\frac{m}{R} \right) \cos \theta - \frac{B}{2R} \right]}} \quad (2.4-4)$$

図 2-47 に示す様にベーンの厚さを薄くして溝の側壁とベーンの間隙に隙間 Δl をあ

(b) ベーンを薄くしてベーンと溝の側壁の間隙間を作る方法

び検討は行わなかった。

ベーン飛び出しのタイミツグの改善は見送らざるを得ないと判断し、これ以上の実験及異常状態は解消できたがその修正は微妙であり実用的な観点からするとこの方式によるということが判明した。溝位置及び形状の修正を何度も行った結果ロータのロックという両側面における圧力分布が非対称になりロータを一方に押し付けるスラストが発生してクサれて起動できなくなった。原因を調べたところ溝位置に僅かな非対称が存在しロータに拘ってある。この状態で規定の圧力をエキスパンダの入口に導入したかロータがロック間に溝を掘りその溝に入口圧力 P_1 を導入する改造を行った。溝はシリシタ両端面に対称

図 2-46 に示す様にシリシタ側壁の羽根溝の底面に相当する半径位置の $\theta = 0 \sim \alpha$ の(a) シリシタ側壁に入口圧力 P_1 を導入する方法

行った。

飛び出しタイミツグを早くする事が可能となるので、以下に示す様な改造を行って試験をベーン内径部の空間の圧力 P_0 をほぼベーン先端部の圧力に等しくする事ができればベーンの飛び出しの生じる条件を求めてみると、 $(P_1 - P_0) < 0.5 \left(\frac{m}{R} \right)$ となる。すなわちベーンのプロトタイプ設計条件 $N = 3000 \text{ (rpm)}$ と前述の諸数値を $(2.4-5)$ 式に代入してベーンの実験を行ったので以下にその概略を示す。

飛び出しタイミツグの遅れを改善する事が最も重要であるので、プロトタイプを使って種が生じることになる。以上の様にプロトタイプの性能及び信頼性の向上の為にベーンに羽根部屋の中で気体の充分な膨張ができなくて不完全膨張損失が増大し効率の低下計値よりも増加するだけでなく出口側の羽根部屋体積 A_0 との比 (A_1/A_0) が小さくなる為示す様に入口側に形成される羽根部屋の体積が設計値の A_d よりも大きな A_0 となり流量が設が発生する等エキスパンダの信頼性、寿命に対して重大な影響がある。さらに図 2-45 にると、ベーンがシリシタ内壁に衝突する為にベーンの割れが生じたり、シリシタ内壁に傷が発生しやすい状態にあることが判る。この様にベーンの飛び出しタイミツグの遅れが起の条件を満足していない。従ってプロトタイプはベーンの飛び出しタイミツグの遅れ現象件は、 $N > 8515 \text{ (rpm)}$ となる。プロトタイプ設計条件は $N = 3000 \text{ (rpm)}$ であるからとして P_0 の値として $(2.4-3)$ 式の値を採用すると $(2.4-4)$ 式からベーン飛び出しの系 (cm) 、 $P_1 = 11.706 \left(\frac{m}{R} \right)$ 、 $P_2 = 3.642 \left(\frac{m}{R} \right)$ 、 $\alpha = 45^\circ$ であるから、 $\theta = \alpha$ 、 $P_0 = P_1$ 、プロトタイプは、 $r = 2.13 \times 10^{-3} \left(\frac{m}{R} \right)$ 、 $B = 1.27 \text{ (cm)}$ 、 $R = 2.7 \text{ (cm)}$ 、 $m = 0.31$

$$(P_1 - P_0) < \frac{r B R}{2 \pi N} \left(\frac{60}{R} \right) \left[\sqrt{1 - \left(\frac{m}{R} \right)^2 \sin^2 \theta} - \left(\frac{m}{R} \right) \cos \theta - \frac{B}{2 R} \right] \quad (2.4-5)$$

けて、この隙間からベーンの内径側に圧力を導入する実験を行った。表 2-13 に示す実験条件の下に行った実験結果を図 2-52 図 2-53 に示す。図 2-52 は横軸に回転数 N 、縦軸に流量比 G/G^* (但し G は実測流量、 G^* は入口羽根部屋体積から求められる計算流量) を採りベーン隙間 Δt をパラメータにして示したものである。これを見ると回転数の増加及びベーン隙間 Δt の増加と共に流量比 G/G^* が小さくなっている。

表 2-13

単位 mm

溝巾 t'	ベーン厚さ t	隙間 Δt
2.8	2.8	0.030
	2.7	0.100
	2.6	0.200
	2.5	0.300
	2.4	0.400

ベーンの飛び出しタイミングが遅いと流量比 G/G^* は大きくなり、タイミングが早くなるにつれて $G/G^* = 1$ に漸近する事を考慮すると、ベーン隙間 Δt の増大はベーン内径部空間の圧力増大すなわちベーンの飛び出しタイミングの改善に効果があることが判る。図 2-53 は 3000 rpm の時の全断熱効率 η_{ad} (機械損失を全て含んだもの) と流量比 G/G^* をベーン隙間 Δt に対して示したものである。これをみると $\Delta t = 0.3 \text{ mm}$ の時に全断熱効率が最大になっており Δt を 0.4 mm にすると逆に効率が低下している事が判る。これは隙間 Δt が大きくなると図 2-48 に示す様にベーンの傾きが大きくなってベーンの出入りに伴う摩擦損失が増大する為であると考えられる。以上の様にベーンと溝の間に適当な隙間 ($\Delta t = 0.3 \text{ mm}$ 程度) を設けることによりベーンの飛び出しタイミングの遅れを改善でき全断熱効率 η_{ad} を最終目標値 70 % に近い 67 % 程度まで向上できることが実験的に明らかにできたので、次いでこの方式の実用性を調べる為に約 50 時間、3000 rpm で運転を行ってエキスパンダを分解し各構成部品の異常の有無の調査を行った。その結果、軸受、シール、ロータ端面等の摺動部は全て正常な状態にある事が確認できたが、ベーンの側面の一部に約 5μ の摩耗が認められた。これはベーンの側面隙間の増大によって、図 2-48 に示す様にベーンが傾いて①面に集中力を受けるために起っていると予想されるので、この方式はベーンの飛び出しタイミングの遅れ現象の改善という点では非常に有効であるが、機器の信頼性、寿命の観点からみると重大な欠点があるので見送らざるを得ないと判断し、次項に示す改造を行った。

(c) ベーンの背面の一部を切欠く方法

図 2-49 に示す様に、ベーンの背面の一部を切欠いてベーンの先端から内径端に通ずる流路を作った場合の実験を行った。これは切欠き部以外のベーン隙間 Δt を小さく抑えて (30μ 程度) ベーンの傾きによる摩耗を防止すると共に切欠き部からベーン内径部に高圧ガスを導入することによってベーンの飛び出しタイミングの改善を目指したものである。実験は $\Delta t = 0.3 \text{ (mm)}$ に相当する流路面積を確保する様にベーンの両端面を合計 $16.25 \text{ (mm}^2\text{)}$ だけ切り取った場合について行った (図 2-49 参照)。実験によって

得られた流量特性を図 2-52 に破線で、効率を図 2-53 に◎印で示す。すなわち性能的にはペーン側面隙間 $\Delta t = 0.3 \text{ mm}$ の場合とほぼ同じ特性が得られていることが判る。この方式の実用性を調べる為に 3000 [rpm] で 50 時間の運転を行って分解調査を行ったところペーンの側面における摩擦は認められなかった。

従って今後、図 2-49 の様にペーンの背面を一部切り欠いた形状をペーンの標準形として採用することに決定した。

(2) 効率向上に対するその他の試み

(a) ペーンの先端を切り欠く方法

ペーン先端部の摩擦損失を減少させる為には、ペーンがシリンダ内壁に接する際の法線方向力はできるだけ小さい事が望ましい。ペーン周囲の圧力分布を考えると図 2-50(a) に示す様にペーンの背面の圧力 P_1 は前面の圧力 P_3 よりも大きく、ペーン内径部の圧力 P_2 は、 P_1 と P_3 の中間で P_1 の値に近い値を示すから、例えばペーン先端が④点でシリンダに接すると、ペーン先端と内径部の圧力差によって F_p の半径方向の力が発生する。

$$F_p = (P_2 - P_3) t H \quad (2 \cdot 4 - 6)$$

但し H はペーンの軸方向長さである。それに対してペーンの先端を図 2-50(b) の様に切り欠いて先端厚さを t_1 にすると、この圧力差に基づく半径方向の力 F'_p は接触点を◎点とすると次式で求まる。

$$F'_p = (P_2 - P_3) t H - (t - t_1) P_2 H \quad (2 \cdot 4 - 7)$$

すなわち $F_p > F'_p$ となる。 F_p 及び F'_p はそれぞれのペーン形状における圧力差による力の最大値であるが、ペーンの接触点は④～◎、◎～⑤の間で連続的に変えることを考えると、平均値でみても図 2-51 に示す様にペーンの先端を切り欠いた方がペーンの半径方向の力は小さくなることが予想できる。従って我々は図 2-50(b) に示すごとく、ペーンの先端を $t = 2.8 \text{ [mm]}$ に対して $t_1 = 1.8 \text{ [mm]}$ に加工して試験を行った。しかしながら効率の面での改良はほとんど認める事ができなかった。

(b) ロータの端面に段を付ける方法

ロータの端面とステータ側壁との間は、平均隙間で 10μ 程度になる様に加工されているが、実際にはスラストを支える為に一方の壁面に片寄って回転している。この隙間には油が侵入しているので粘性による動力損失が発生するがその大きさは、隙間に反比例して増大する。従ってロータの端面に図 2-51 に示す様に段を付けて、最小隙間部の面積を小さくすることによって、ロータ端面における摩擦損失を減少させ効率を向上させることが期待できるので、我々は図 2-51 に示す様に 10μ の段付加工をして試験を行った。しかしながら、この場合も効率の向上を認める事はできなかった。

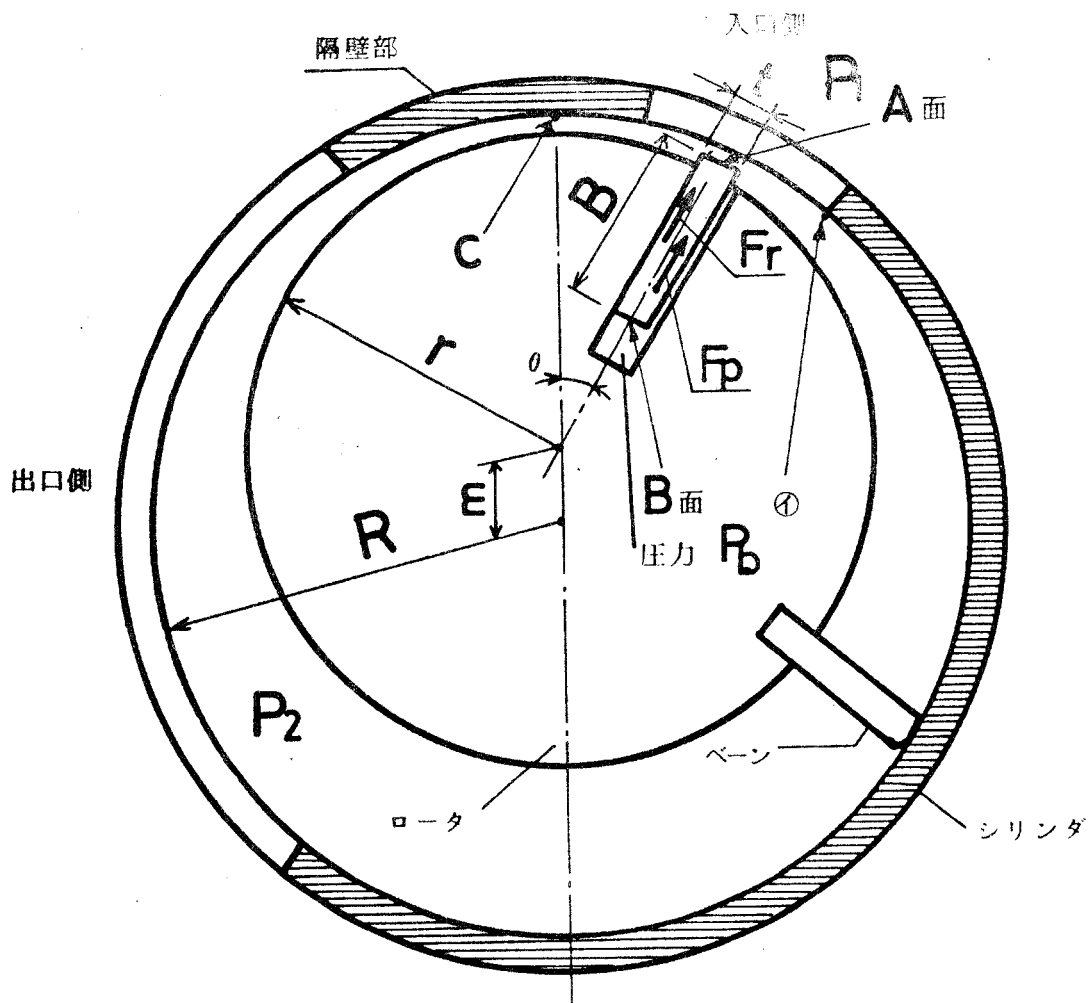


図2・44 ベーンに作用する力

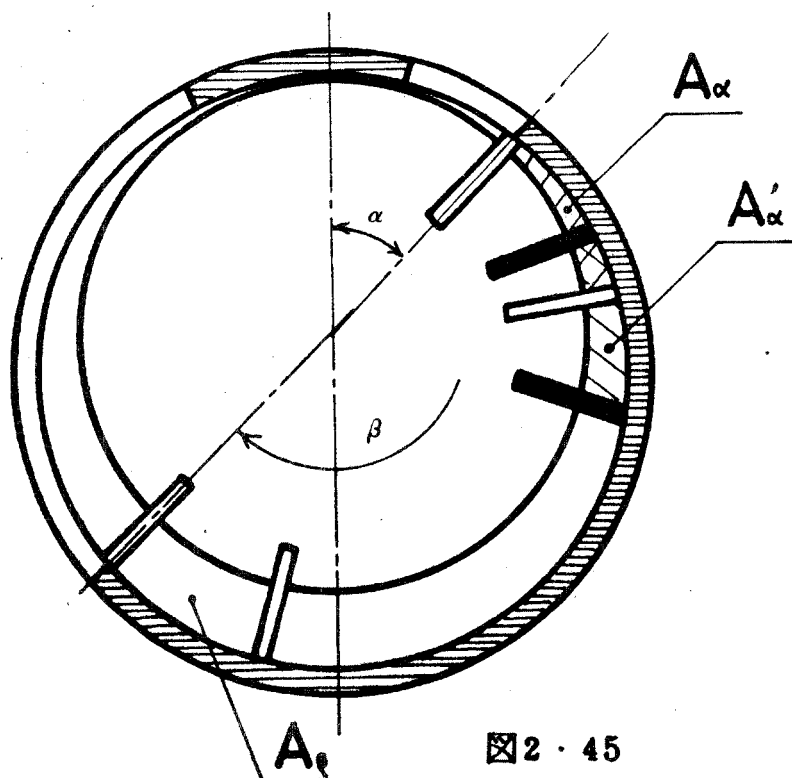


図2・45

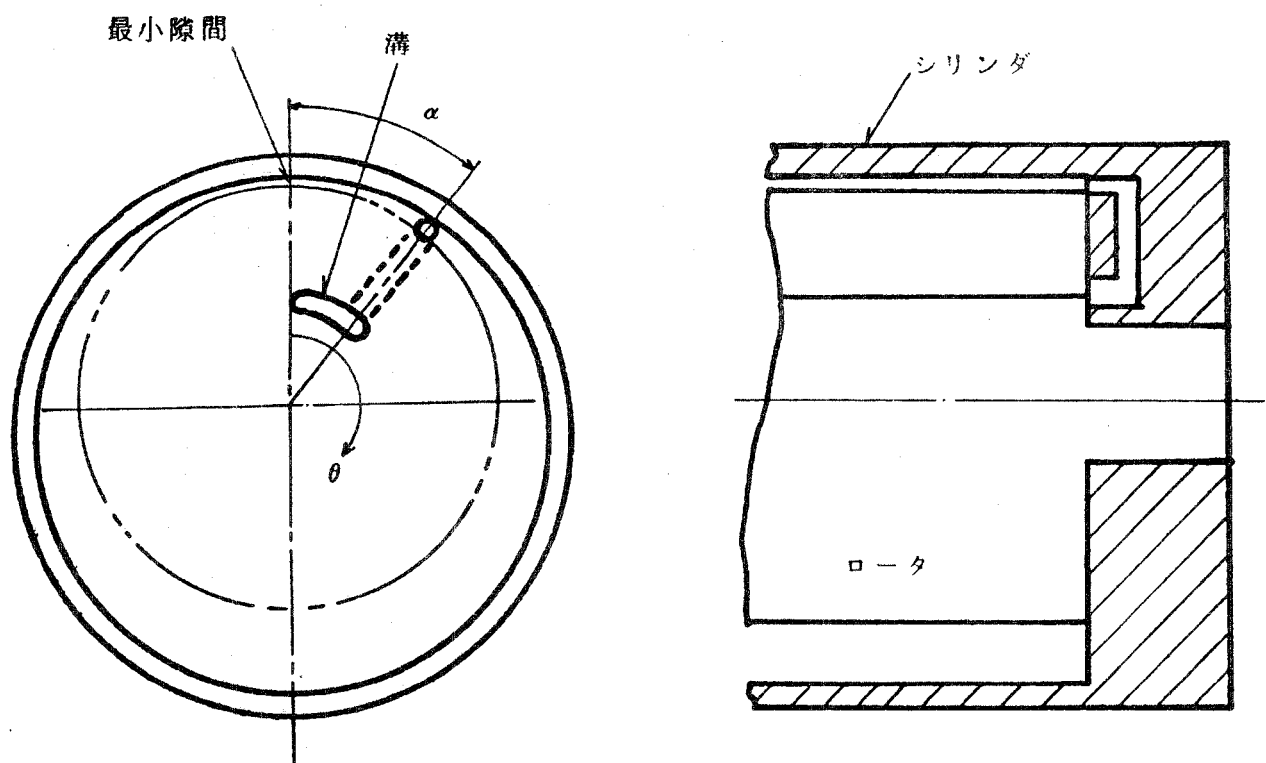


図2・46 シリンダ側壁に入口圧力 P_1 を導入する方法

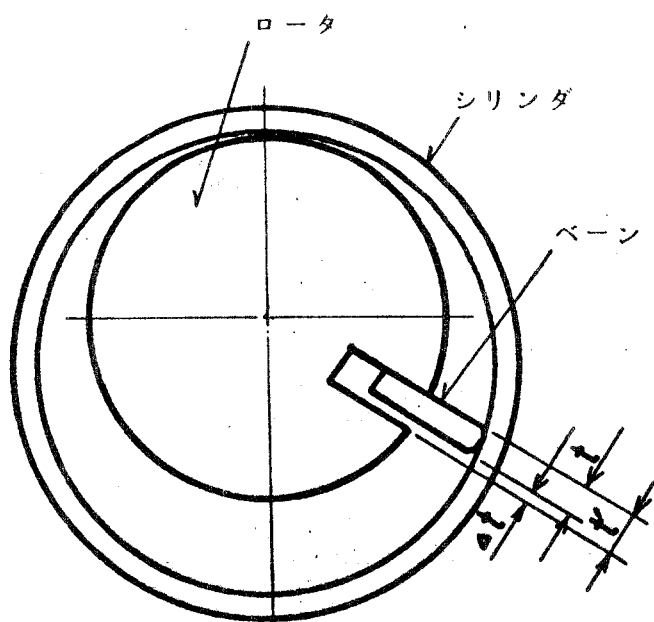


図2・47 ベーンを薄くする方法

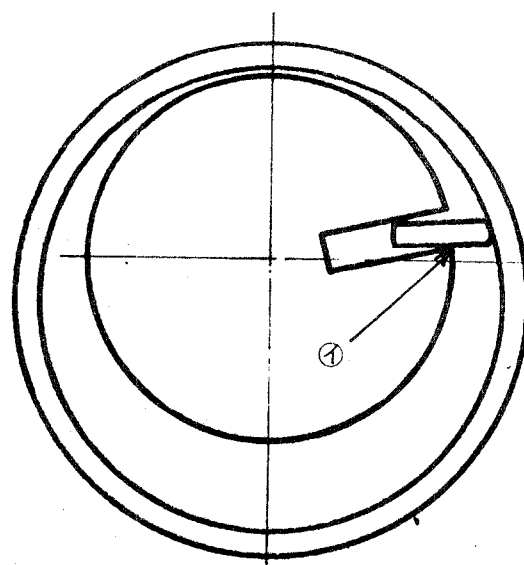


図2・48

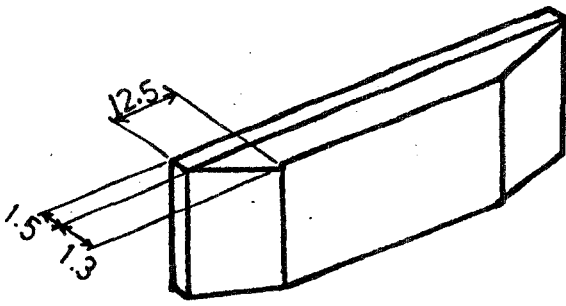


図2・49 ベーン背面の切欠き

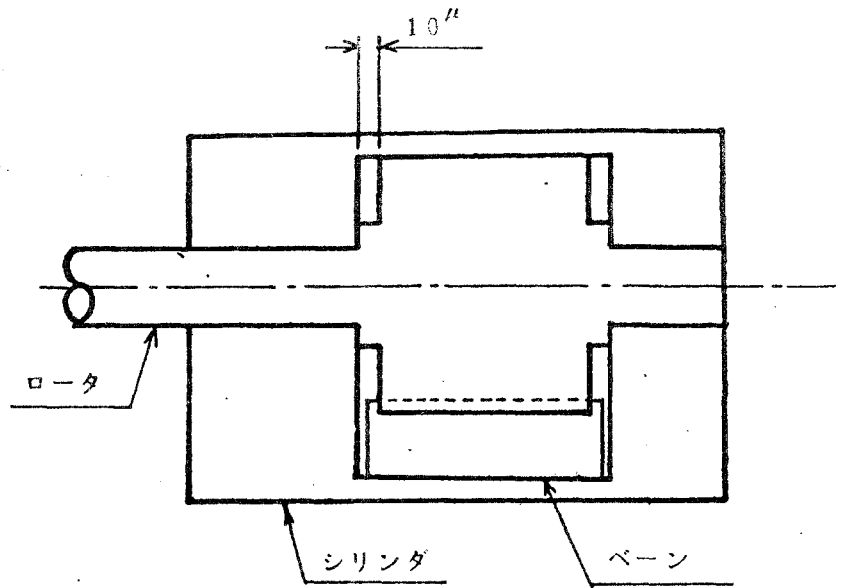


図2・51 ロータ端面の段付加工

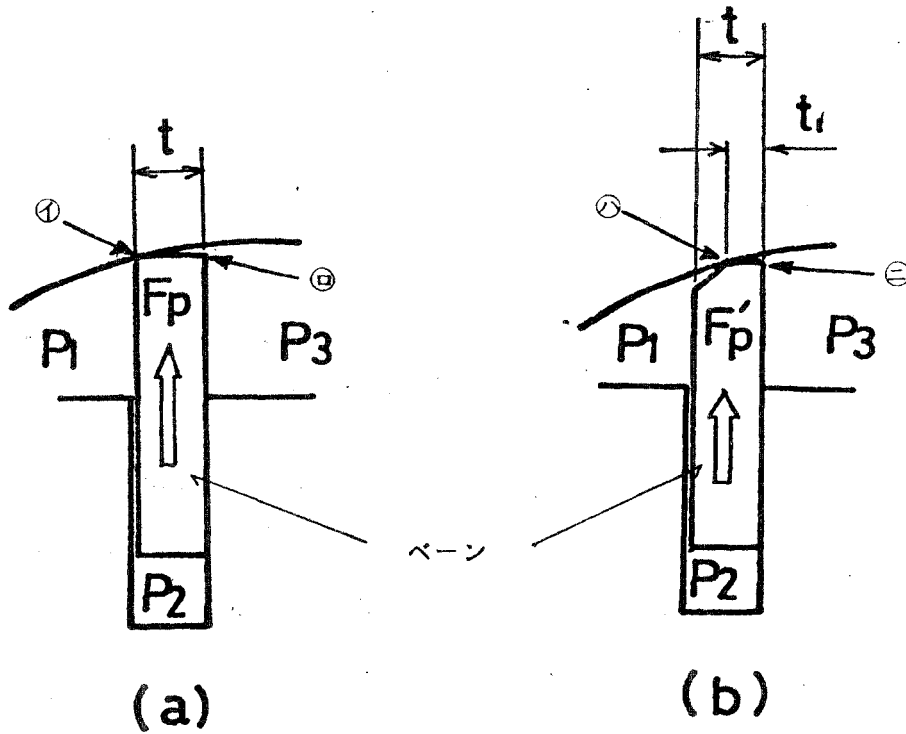


図2・50 ベーン先端の切欠き

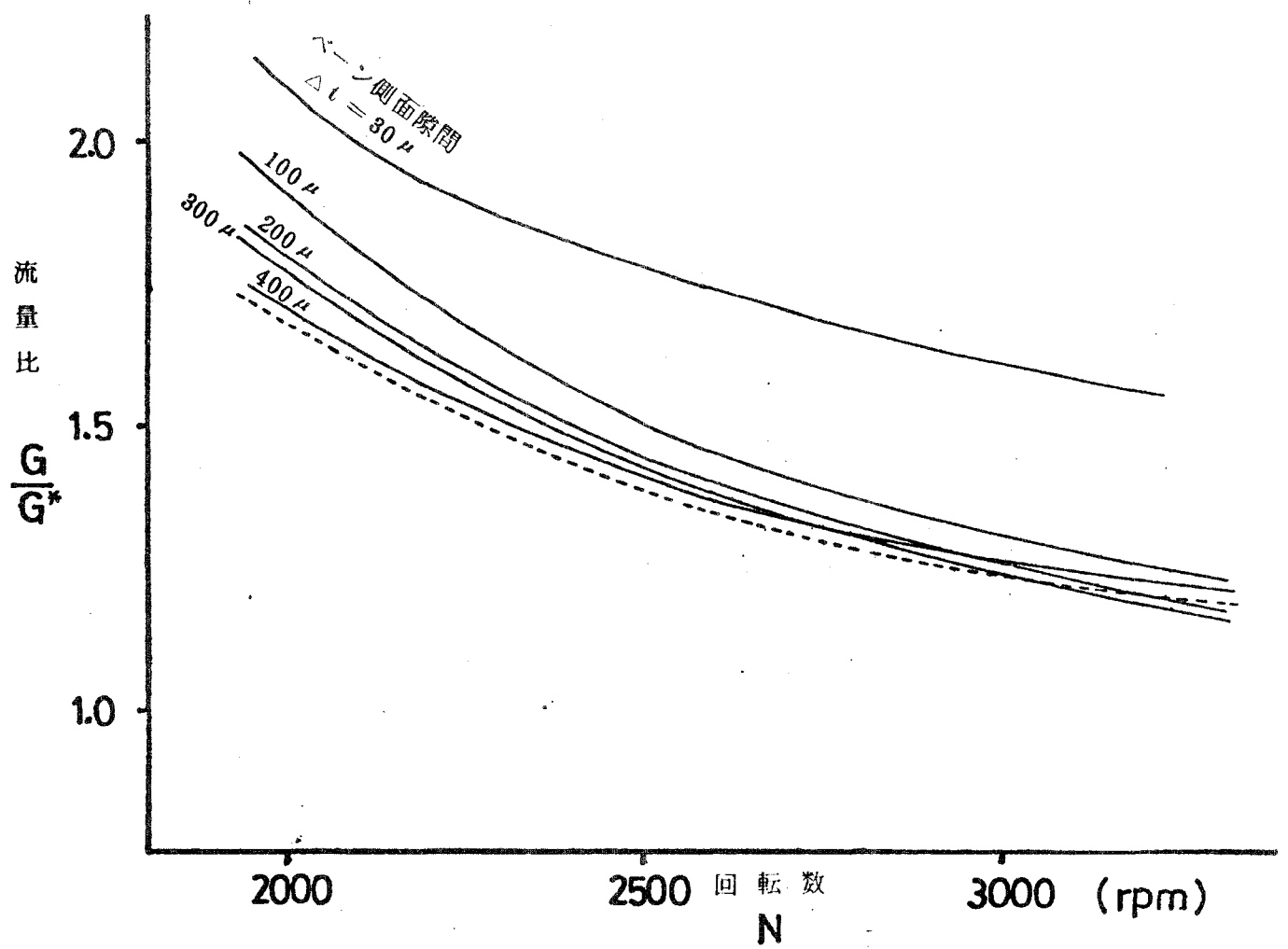


図2・52 回転数と流量比の関係

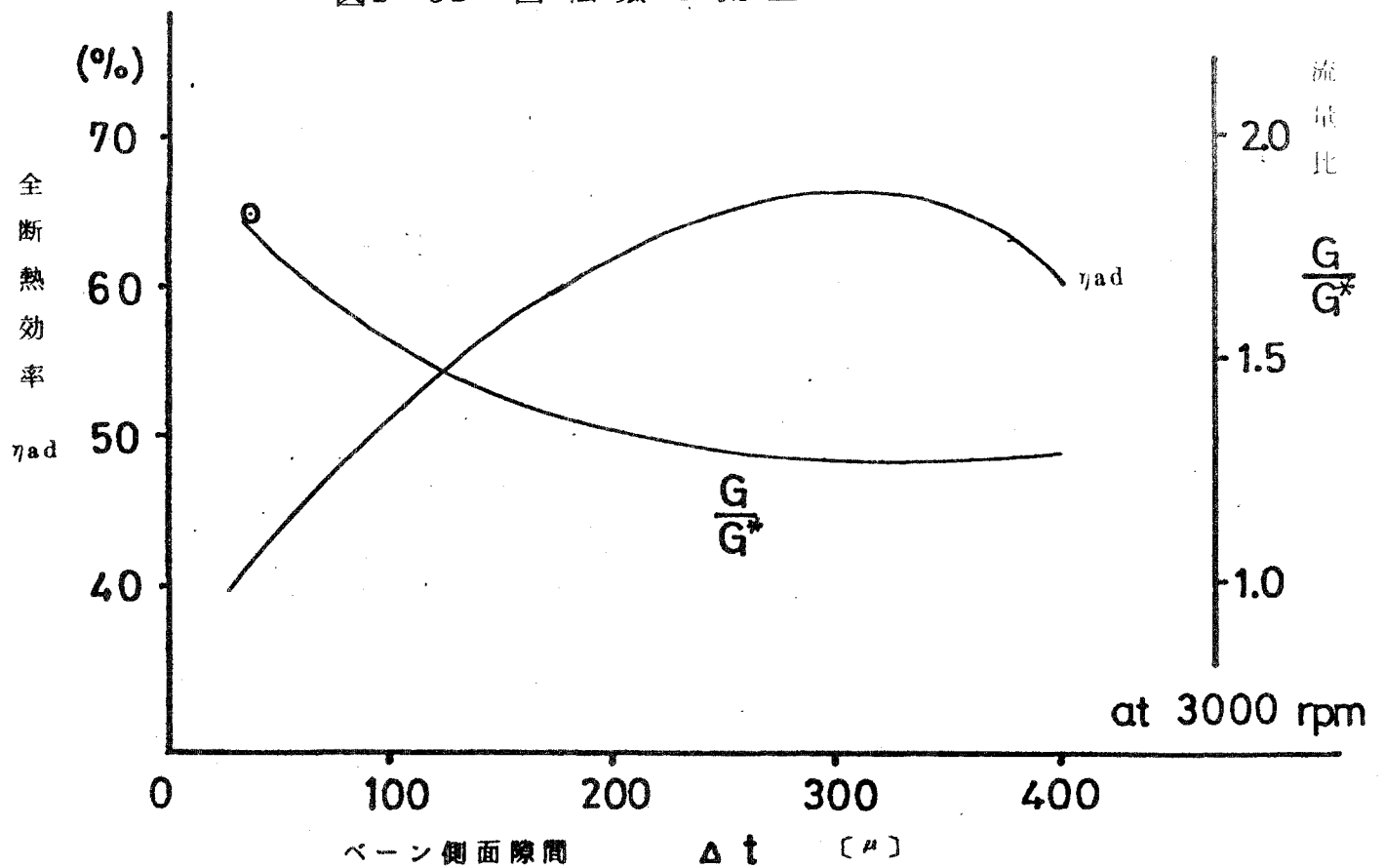


図2・53 ベーン側面隙間の影響

2・4・3 エキスパンダの設計、試作

50年度に開発したプロトタイプの設計、試作、試験の過程を通して得られた貴重な経験と情報を基にして、本年度は最終的に実験住宅に適用する事を目的とした信頼性の高いコンパクトなエキスパンダを開発する事を目指した。

設計に当って特に留意した点は次の二点である。

- (i) 油分離器及び油溜めをエキスパンダのシエル内に内蔵すると共に油分離器の油分離効率及び圧力損失を減少させる。
- (ii) 潤滑油を精製する為の加熱装置をエキスパンダシエル内に内蔵させ、加熱用熱源は蓄熱槽から得ることとする。

すなわち、プロトタイプでは油分離器、油タンク、油精製器を共に別置としていた為にエキスパンダ本体は比較的小さかったが装置全体としては相当大きくなるだけでなく配管が輻湊するという欠点があったので今年度はこれらの機能を集中し、実用的にコンパクトにまとめる事を考えた。さらに油精製用熱源を電気から蓄熱構内の温水に変更し補助電源の減少を図ることを意図した。

(1) 設計条件

- | | | |
|------------------|---------------|---|
| (i) 作動流体 | フロンガス | R 114 |
| (ii) エキスパンダ入口状態 | $P_1 = 11.71$ | ($\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$) $T_1 = 90^\circ$ 飽和状態 |
| (iii) エキスパンダ出口状態 | $P_2 = 3.25$ | ($\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$) abs 凝縮圧力 38°C に相当 |
| (iv) 回転数 | $N = 3000$ | (rpm) |
| (v) 出力 | $L = 700$ | (W) |

(2) 試作エキスパンダの構造と特徴

上記設計条件のもとに、50年度に開発したエキスパンダの性能解析プログラムを使って可動翼形ロータリーエキスパンダの各部寸法を決定すると共に各構成要素の機能設計を行ってプロトタイプに次ぐ2号機を試作した。

試作したエキスパンダの組立図を図2-54に、立体構造図を図2-55に、外形写真を図2-56に示す。6枚のカーボン製のペーンを持ったロータの両端は油軸受によって支持され、出力軸はメカニカルシールを通して下方に取出されている。潤滑油は上軸受の端部から、軸心に明けられた孔を通して各軸受に供給されその一部はシリンダ内に流入しペーン及びロータ端面を潤滑した後に排気ガスと共にミスト状になってシエル上部の油分離室に導かれる。油分離室に導かれたガスは旋回成分を与えられる様に設計されているので遠心力によってミスト状の油を一部分離する。そして発泡金属製の二段フィルタを通過して残りの油のほとんどを分離した後にガスはシエルの上部のガス出口から流出していく構造になっている。尚フィルタによって分離された油及び軸受から流出した油はシエル下部に溜まってメカニカルシールの潤滑を行う様になっている。シエルの下部に溜った油は相当量のフロンガスを溶解し

ているので、フロンガスの自然循環を利用した潤滑油加熱装置によって適温まで加熱し油の粘度を適正值に保持する様に作られている。エキスパンダに流入するガスはシエルの胴に垂直につけられたフランジを介して、シリンダにひずみを発生させない様に工夫をこらしたパイプによってシリンダ内に導入される。さらに、両軸端に作用する圧力差による軸推力の発生を小さくする為に50年度に考案した原理に基づく軸推力低減装置を装着してある。また、このエキスパンダは最終的には実験住宅に適用する事を目標にしているが、あくまで試験研究用の物であるからシエルの各部に、のぞき窓、温度測定孔、圧力測定孔等がつけられているだけでなく、分解、調整、改造を容易にする為にシエルはフランジによって二分割できる様に作られている。

以上の様に今回試作したエキスパンダは多くの構成要素からできているので、代表的な構成要素の設計性能、構造等について簡単に説明する。

(a) エキスパンダ本体の寸法形状

50年度に開発した、エキスパンダ性能解析プログラムを使って、先に示した設計条件を満足するエキスパンダ寸法を下記の様に決定した。

シリンダ半径 $R = 27$ [mm]、ロータ半径 $r = 23.9$ [mm]

ロータ長さ $H = 31.5$ [mm]、ロータ偏心率 $m = 3.1$ [mm]

入口角度 $\alpha = 50^\circ$ 、出口角度 $\beta = 210^\circ$ 、隔壁角度 $\epsilon = 45^\circ$

ベーン厚さ $t = 2.8$ [mm]、ベーン長さ $B = 12.7$ [mm]、

隙間 $\delta_1 = 25 \mu$ 、 $\delta_2 = 10 \mu$ 、 $\delta_3 = 10 \mu$

(b) 油軸受の設計性能

ロータに作用する半径方向圧力分布によって生ずるラジアル方向の荷重を支持する為に、図2-54に示す様にロータの上下に一对の油ジャーナル軸受を設けてある。油は上部軸受の端部から供給され、ロータの軸心部に明けられた孔を通して上下軸受に供給する構造になっている。上部軸受の最も厳しい状態における設計性能は以下の通りである。

軸受直径 $d = 19.2$ [mm]、軸受半径隙間 $c = 15 \mu$ 、

軸受長さ $L = 30$ [mm]、油粘性係数 $\mu = 4.7 \times 10^{-4}$ [kg·s/m²]

軸受最大面圧 $P = 12.2$ [%]、ゾンマフェルト数 $S = 0.0787$

軸受偏心率 $\epsilon = 0.65$ 、軸受最小隙間 $C_{min} = 5.3 \mu$

軸受摩擦損失 $L_{fr} \approx 10$ [W]、軸受流量 $Q \approx 1.0$ [ℓ/hr]

下部軸受は出力軸のオーバーハングによる振動荷重を支える為及び潤滑油流量をポンプ能力内に抑える為に軸受長さを $L = 55$ [mm] に作ってあるので、負荷能力は上部軸受よりも大きく、全ての点で楽な設計になっているので詳細な性能の表示は省略する。以上示した様に軸受面圧 P 、最小隙間 C_{min} は一般にいわれている条件、 $P < 30$ [%]、 $C_{min} > 3 \mu$ を余裕を持って満足しており、試作エキスパンダの軸受の負荷能力は充分であることが判る。

品名	数量	単位	材料	仕様	検査	承認	備考
1	1	個	鉄板	1000×1000			
2	1	個	鉄板	1000×1000			
3	1	個	鉄板	1000×1000			
4	1	個	鉄板	1000×1000			
5	1	個	鉄板	1000×1000			
6	1	個	鉄板	1000×1000			
7	1	個	鉄板	1000×1000			
8	1	個	鉄板	1000×1000			
9	1	個	鉄板	1000×1000			
10	1	個	鉄板	1000×1000			
11	1	個	鉄板	1000×1000			
12	1	個	鉄板	1000×1000			
13	1	個	鉄板	1000×1000			
14	1	個	鉄板	1000×1000			
15	1	個	鉄板	1000×1000			
16	1	個	鉄板	1000×1000			
17	1	個	鉄板	1000×1000			
18	1	個	鉄板	1000×1000			
19	1	個	鉄板	1000×1000			
20	1	個	鉄板	1000×1000			
21	1	個	鉄板	1000×1000			
22	1	個	鉄板	1000×1000			
23	1	個	鉄板	1000×1000			
24	1	個	鉄板	1000×1000			
25	1	個	鉄板	1000×1000			
26	1	個	鉄板	1000×1000			
27	1	個	鉄板	1000×1000			
28	1	個	鉄板	1000×1000			
29	1	個	鉄板	1000×1000			
30	1	個	鉄板	1000×1000			
31	1	個	鉄板	1000×1000			
32	1	個	鉄板	1000×1000			
33	1	個	鉄板	1000×1000			
34	1	個	鉄板	1000×1000			
35	1	個	鉄板	1000×1000			
36	1	個	鉄板	1000×1000			
37	1	個	鉄板	1000×1000			
38	1	個	鉄板	1000×1000			
39	1	個	鉄板	1000×1000			
40	1	個	鉄板	1000×1000			
41	1	個	鉄板	1000×1000			
42	1	個	鉄板	1000×1000			
43	1	個	鉄板	1000×1000			
44	1	個	鉄板	1000×1000			
45	1	個	鉄板	1000×1000			
46	1	個	鉄板	1000×1000			
47	1	個	鉄板	1000×1000			
48	1	個	鉄板	1000×1000			
49	1	個	鉄板	1000×1000			
50	1	個	鉄板	1000×1000			
51	1	個	鉄板	1000×1000			
52	1	個	鉄板	1000×1000			
53	1	個	鉄板	1000×1000			
54	1	個	鉄板	1000×1000			
55	1	個	鉄板	1000×1000			
56	1	個	鉄板	1000×1000			
57	1	個	鉄板	1000×1000			
58	1	個	鉄板	1000×1000			
59	1	個	鉄板	1000×1000			
60	1	個	鉄板	1000×1000			
61	1	個	鉄板	1000×1000			
62	1	個	鉄板	1000×1000			
63	1	個	鉄板	1000×1000			
64	1	個	鉄板	1000×1000			
65	1	個	鉄板	1000×1000			
66	1	個	鉄板	1000×1000			
67	1	個	鉄板	1000×1000			
68	1	個	鉄板	1000×1000			
69	1	個	鉄板	1000×1000			
70	1	個	鉄板	1000×1000			
71	1	個	鉄板	1000×1000			
72	1	個	鉄板	1000×1000			
73	1	個	鉄板	1000×1000			
74	1	個	鉄板	1000×1000			
75	1	個	鉄板	1000×1000			
76	1	個	鉄板	1000×1000			
77	1	個	鉄板	1000×1000			
78	1	個	鉄板	1000×1000			
79	1	個	鉄板	1000×1000			
80	1	個	鉄板	1000×1000			
81	1	個	鉄板	1000×1000			
82	1	個	鉄板	1000×1000			
83	1	個	鉄板	1000×1000			
84	1	個	鉄板	1000×1000			
85	1	個	鉄板	1000×1000			
86	1	個	鉄板	1000×1000			
87	1	個	鉄板	1000×1000			
88	1	個	鉄板	1000×1000			
89	1	個	鉄板	1000×1000			
90	1	個	鉄板	1000×1000			
91	1	個	鉄板	1000×1000			
92	1	個	鉄板	1000×1000			
93	1	個	鉄板	1000×1000			
94	1	個	鉄板	1000×1000			
95	1	個	鉄板	1000×1000			
96	1	個	鉄板	1000×1000			
97	1	個	鉄板	1000×1000			
98	1	個	鉄板	1000×1000			
99	1	個	鉄板	1000×1000			
100	1	個	鉄板	1000×1000			

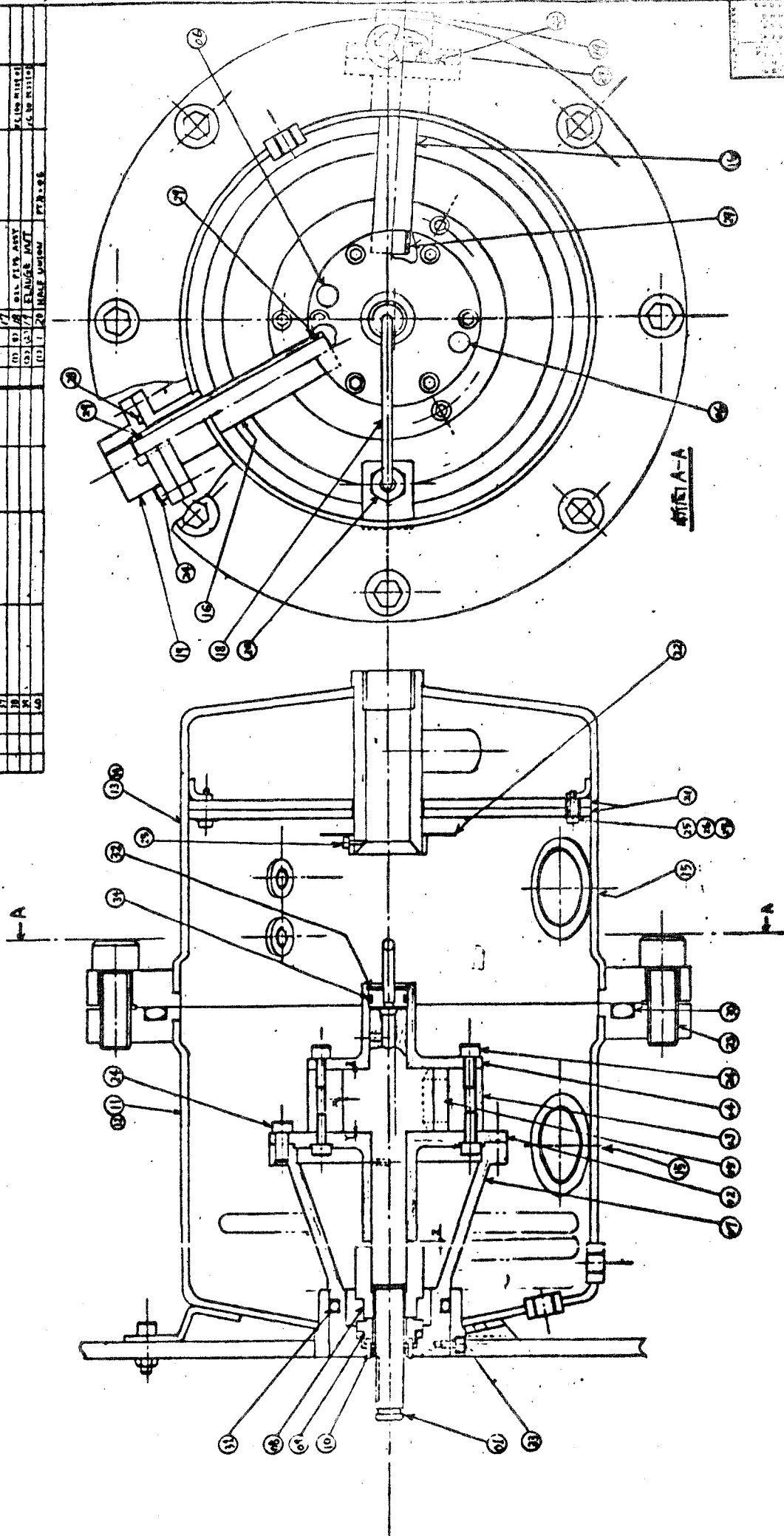


図2-54 試作エキスパンダの組立図

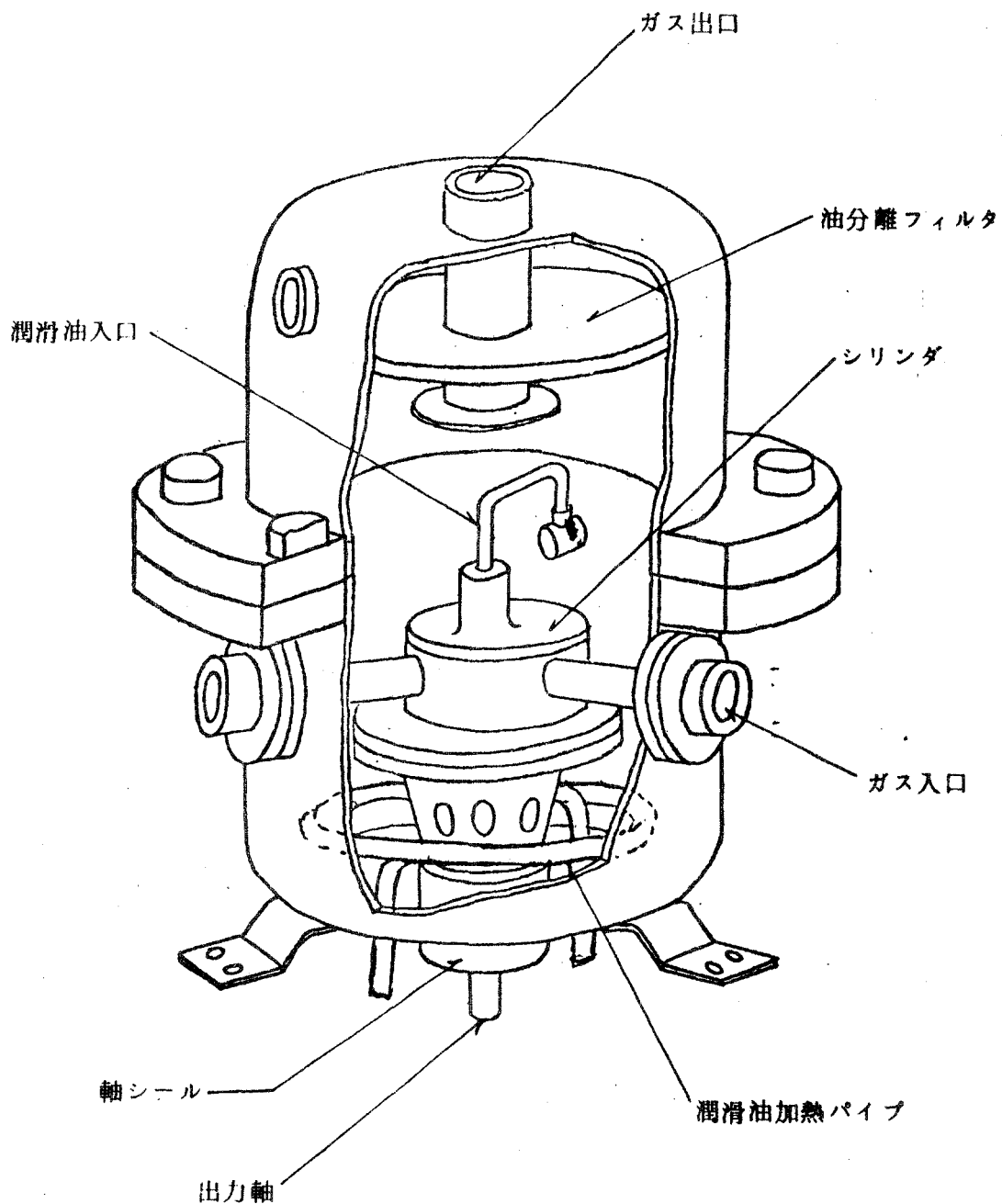


図2・55 試作エキスパンダの構造図

改定CHANGE

A

常用
保留
一時
商用

第3角法 3RD ANGLE PROJECTION

MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION

DIM IN mm

作成 DRAWN

照査 CHECKED

設計 DESIGNED

検 認 APPROVED

尺 度 SCALE

NTS

作成日付 DATE

控
出
図
先

(c) 軸振動計算

エキスパンダのロータ系の振動特性を求める為に、ロータを図2-58に示す様にモデル化した。軸は左端の軸継手の部分及びメカニカルシール部で、部品がネジ止めされることを考慮して、アンバランス量としてそれぞれ 20μ の重心偏差を与え、荷重としてはロータの周囲の圧力差による荷重を考慮してある。軸受のバネ定数 K 及び減衰係数 B は有限幅のジャーナル軸受の理論計算値のうち安全側の値を採用し、 $K = 10^3$ [$\frac{\text{kg}}{\text{mm}}$]、 $B = 10^4$ [$\frac{\text{kg}\cdot\text{s}}{\text{mm}}$]とした。この様にロータをモデル化して伝達マトリックス法による軸の横振動プログラムを用いて危険速度を求めたところ、危険速度として約 17500 [rpm]を得た。これは定格回転数 3000 [rpm]に比べて十分に大きな値である。さらに同様な計算によって定格回転数 3000 [rpm]における軸のたわみ分布を求めたところ図2-59に示す結果が得られた。すなわち軸受部における軸のたわみ量は 0.3μ 以下の非常に小さな値になっている。従って今回設計したエキスパンダのロータ及び軸受を用いれば、軸受部における金属接触やロータの異常振動等を避けて安全にロータを回転できることが確認できた。

(d) 油分離器の構造

上部軸受端部から供給される潤滑油は軸受を潤滑した後にシリンダ内に流入しロータの端部及びベーンを潤滑し、排気ガスと共にミスト状になって流出していく。油がフロンガスの中に多量に含まれるとフロンの飽和圧力が低下する等熱力学的な影響があるだけでなく、熱交換器の表面に付着した油による熱交換効率の減少、粘度の増加による圧損の増大、必要油量の増大等多くの悪影響が出てくるので、エキスパンダの排気ガスに含まれる油の濃度をできるだけ低くする為にエキスパンダの排気側に油分離器を設置することが必要になる。油分離器の特性としては、油分離効率が良いだけでなく、圧力損失が小さく且できるだけコンパクトである事が要求されるので我々は図2-60に示す様にエキスパンダのシエル内に発泡金属製のフィルタを装着した油分離器を設計した。図2-60においてエキスパンダから排気されたガスは配管によってシエルの上部空間に導かれて旋回成分を与えられて放出される。旋回を与えられた油ミストを含んだガスは遠心力によって油の一部を外周壁に付着分離した後に発泡金属製のフィルタに流入し油ミストをフィルタ材に付着させ比較的大きな滴状に成長させつつ通過した後にシエルの頂部に通ずる排気管から流出する。この際大きな粒子に成長した油滴は重力によってシエル下部の油溜めに滴下するのでこの滴状の油をまきあげない様にシエル内のガスの平均流速を低速に抑えると共に排気管吸入部の影響を少なくする為にバッフル板を設けてある。尚、フィルタ材料としてはセルローズ等繊維質のもの、セラミック等焼成材料、焼結金属、金網、発泡金属等の特性を比較した結果、(イ)開孔率が $85 \sim 98\%$ と大きい、(ロ)空孔径が $0.08 \sim 8\text{mm}$ の間で8段階に変えられるだけでなく、空孔径の大きなものが得られる、(ハ)加工性が良く強度も強い、(ニ)圧力損失が小さい、ことを考慮して最終的に 2.0mm の空孔径を持った発泡金属を採用した。図

2-57に油分離器部に発泡金属製のフィルタを装着した状態の写真を示す。

(e) 潤滑油加熱装置

一般にフロン系の冷媒は、油との親和性が強いので多量に油の中に溶け込むことができる。この傾向は同一圧力の下では油の温度が低くなるにつれて強くなり、油の温度が冷媒の飽和温度近くまで下ると100%近い溶け込みが可能となる。エキスパンダを停止するとエキスパンダシエルの下部に溜められた潤滑油の温度は徐々に低下し最終的には共存するフロンガスの飽和温度に達するので系統内のフロンガスが多量に潤滑油内に溶けこむことになる。このような状態でエキスパンダを起動すると急激な圧力変化と温度変化によって潤滑油中のフロンガスが沸騰し発泡状態の潤滑油が流出するだけでなく、潤滑油の粘度低下による軸受性能の悪化、油ポンプにおけるキャビテーションの発生によるポンプ能力の低下が発生するから正常な運転を行う事ができなくなる。その為一般にはクランクケースヒータと呼ばれる50～100 Wの電気ヒータによって潤滑油をシエルの外部から暖めることにより潤滑油中へ溶け込んだフロンガスを追出す方法が採用されているが、我々はできるだけ補助電力の使用量を減らす為に、蓄熱槽内の温水の熱量を利用することを考えて図2-61に示すフロンガスの自然循環を利用した潤滑油の加熱装置を設計した。図2-61に示すごとくシエル内及び蓄熱槽内にそれぞれ全長約1 mの銅管を適当な形状に成形して挿入し、その両端を互いに接続して閉ループを形成する。蓄熱槽内の銅管内に液が溜る程度フロンガスを注入し密封すると、温水によってフロンの液体は蒸発してガス状になって管内を上昇していき、エキスパンダのシエル内の銅管に流入して、銅管に接する潤滑油に熱を放出して凝縮する。凝縮した液は重力の作用によって管内を落下し再び蓄熱槽内に流入し再度蒸発することができる。この様にフロンガスの自然循環回路を形成することによってポンプ等の補助動力を使う事なく、蓄熱槽内の温水によってエキスパンダシエル内の潤滑油を間接的に加熱することができる。図2-62に今回試作したシエル内の潤滑油加熱用銅管の写真を示す。

図 2・59 8000 rpm 回転時における軸のたわみ

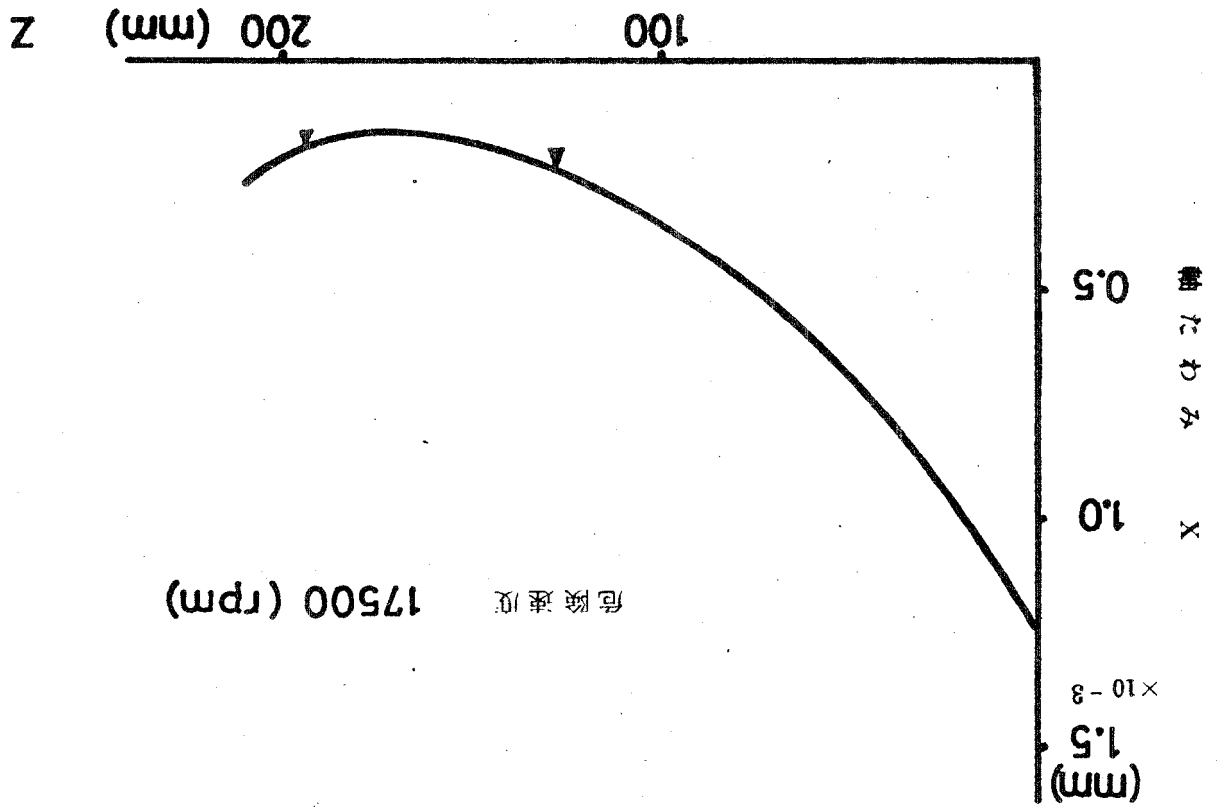
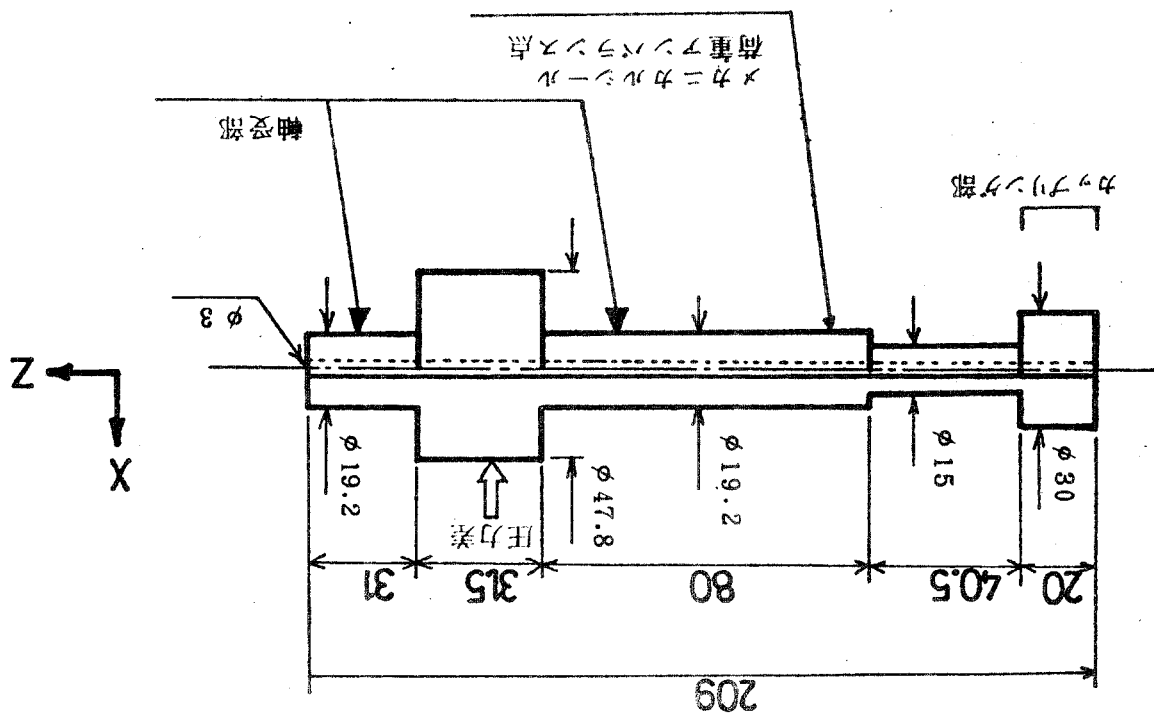


図 2・58 軸振動計算モデル



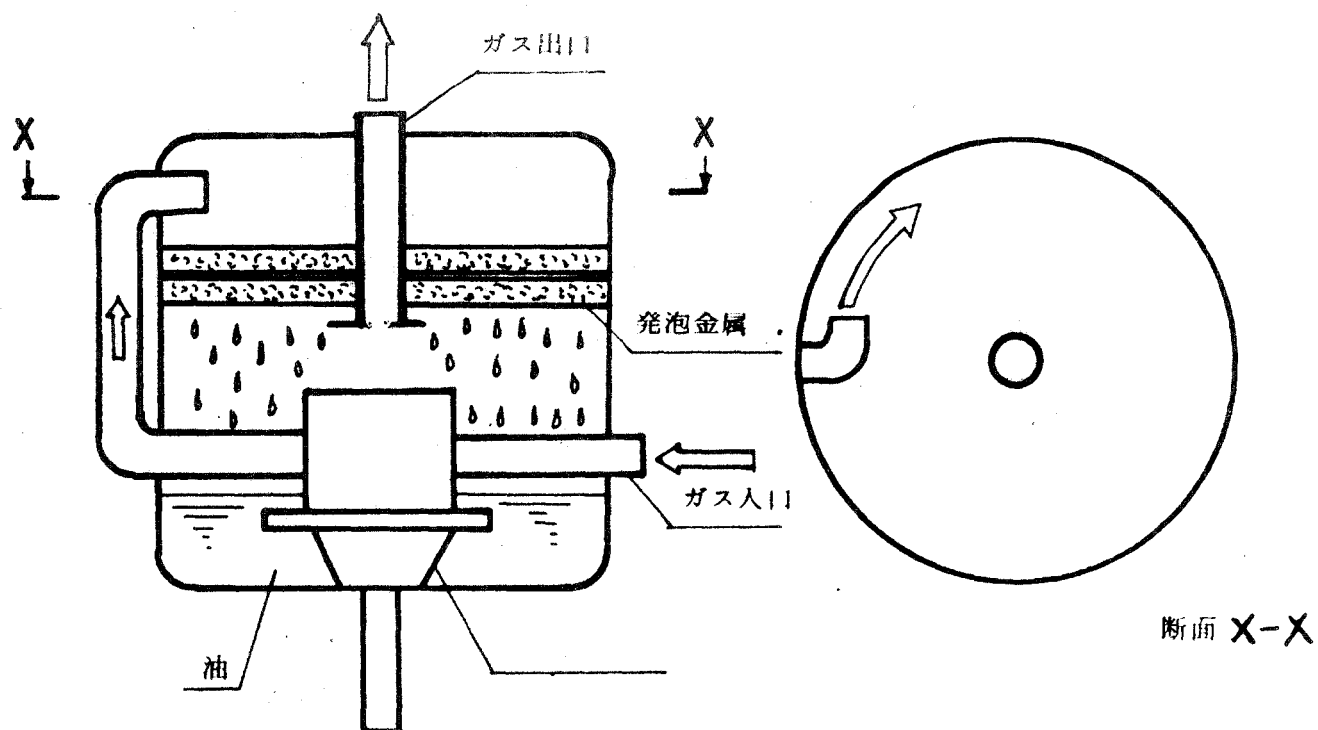


図 2・60 油分離器の構造

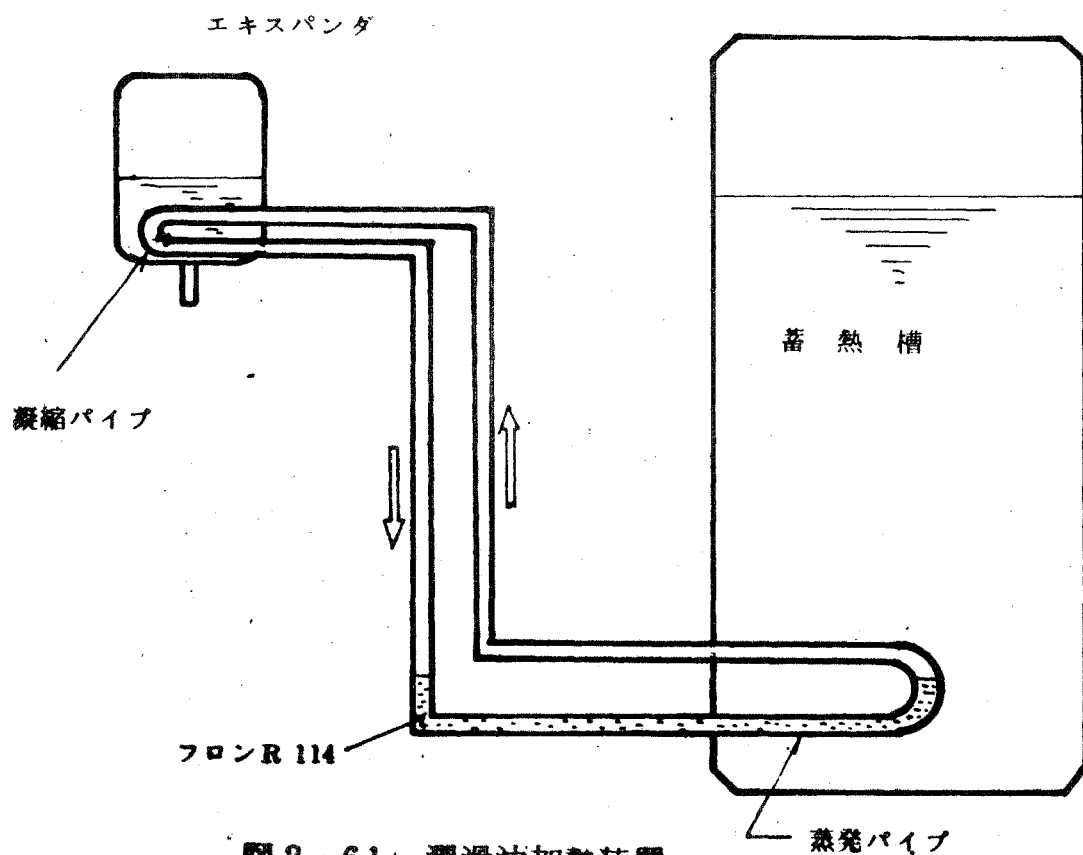


図 2・61 潤滑油加熱装置

2・4・4 圧縮機の設計、試作

エキスパンダによって駆動する冷媒圧縮機として三菱電機において製造されている密閉形ローリングピストン形を採用し、これを外部動力で駆動可能な形に全面的に改造することにした。以下に改造設計の要点を述べる。

(1) 設計条件

- (i) 作動液体 R 22
- (ii) 蒸発温度 $t_s = 5^\circ\text{C}$ (過熱度 10°C)、蒸発圧力 = $5.95 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right] \text{abs}$
- (iii) 凝縮温度 $t_d = 38^\circ\text{C}$ (過冷却 5°C)、凝縮圧力 = $14.89 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right] \text{abs}$
- (iv) 冷凍能力 $Q = 3000 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \right]$

(2) 圧縮機のストロークボリューム及び寸法の決定

圧縮機のストロークボリューム V_s $[\text{cm}^3]$ は、冷凍能力を Q $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \right]$ 、モリエル線図上で得られる冷媒 1 $[\text{kg}]$ 当りの冷凍量を q $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$ 、回転数を N $[\text{rpm}]$ 、容積効率を η_v 、圧縮機の吸込状態におけるガスの比体積を v_s $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$ とすると次式で求めることができる

$$v_s = \frac{Q v_s \times 10^6}{60 N q \eta_v} \quad (2 \cdot 4 - 8)$$

設計条件においては、 $Q = 3000 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \right]$ 、 $v_s = 0.0425 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$ 、 $q = 41.62 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$ であり、設計条件下におけるローリングピストン形圧縮機の η_v は約 0.92 以上が得られるから、 $N = 3600 \text{ rpm}$ の場合についてストロークボリュームを求めると $V_s = 15.4 \text{ cm}^3$ となる。従ってローリングピストンの寸法を下記の様に決定した。

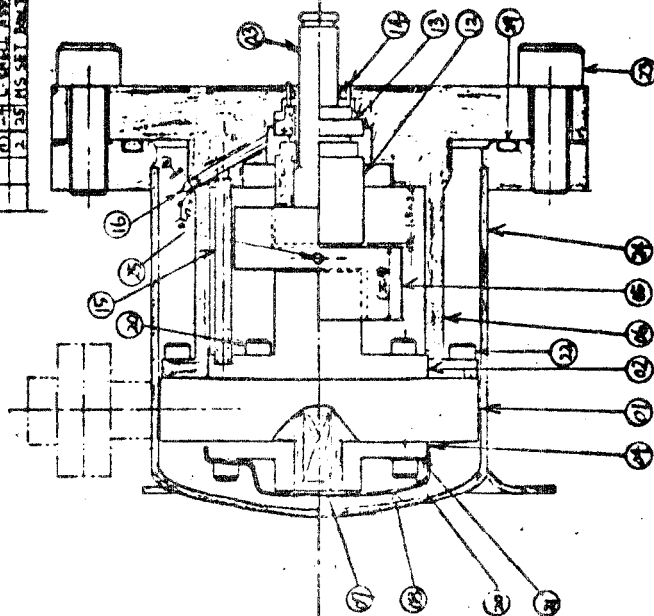
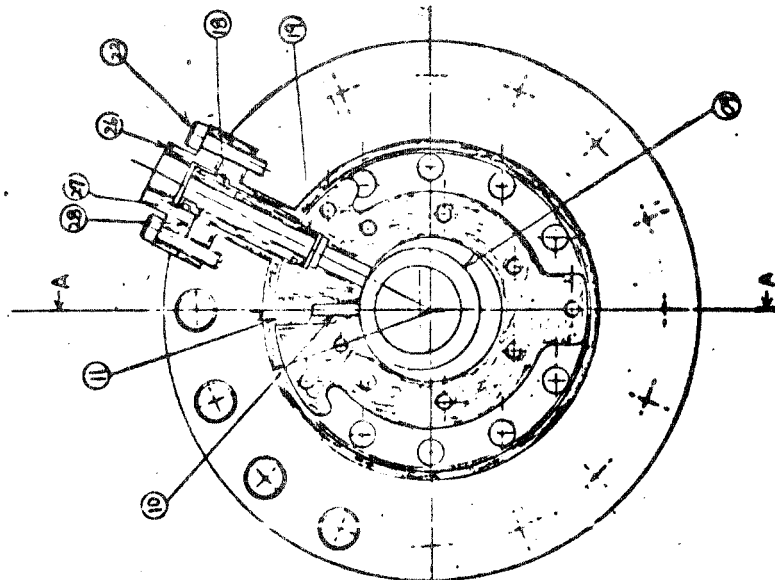
シリンダ内径 = $\phi 54 \text{ mm}$ 、シリンダ厚さ = 23.8 mm

ピストン外径 = $\phi 45.7 \text{ mm}$ 、クランク偏心量 = 4.165 mm

ストロークボリューム $V_s = 15.5 \text{ cm}^3$

(3) 試作圧縮機の構造と特徴

試作した圧縮機の組立図を図 2-64 に、外形写真を図 2-63 に示す。ローリングピストン形の圧縮機構部 (図 2-64 における品番①~③) は三菱電機において製造されている密閉形圧縮機の部品を一部改造した物を用いてある。駆動用の軸は、ローリングピストンの偏心を補償する balanser とメカニカルシールを経て上部に取出されている。シエルの側面に明けられた吸込口から流入した冷媒はシリンダ内で圧縮された後パイプ (品番⑤) によってシエルの上部に導かれメカニカルシールのシール面に吹きつけられる。吐出ガスは 20 重量% に近い油を含んでいるので、この油によってシール面を潤滑する様設計されている。シール部に吹きつけられたガスは圧縮機構部を支持している内筒の内側で流速を減じて油をある程度分離した後に、内筒に明けた多数の孔を通してシエルと内筒の間の空間に流入してさらに油を分離した後に上部フランジに明けられた孔から流出していく。流出ガスの油の含有量は 1 重量% 以下になる様に設計されている。回転軸の中心には貫通孔があげられている。この孔は



ITEM NO.	QTY	UNIT	REMARKS
1	1	PC	BASE
2	1	PC	COVER
3	1	PC	VALVE
4	1	PC	PISTON
5	1	PC	CRANK
6	1	PC	CON. CASE
7	1	PC	STRIP
8	1	PC	HOPE
9	1	PC	PISTON
10	1	PC	VALVE
11	1	PC	SPRING
12	1	PC	SEAL
13	1	PC	SEAL
14	1	PC	SEAL
15	1	PC	SEAL
16	1	PC	SEAL
17	1	PC	SEAL
18	1	PC	SEAL
19	1	PC	SEAL
20	1	PC	SEAL
21	1	PC	SEAL
22	1	PC	SEAL
23	1	PC	SEAL

圖2·64 試作壓縮機組立圖

COMPR. ASSY

VC100A437

軸の下端に設置された油ポンプによって軸受及びローリーング部へ潤滑油を供給するだけでなく、軸の上端部に取り付ける軸推力低減装置への導圧孔の役目を兼ねている。尚ての試作圧縮機は試験研究用のものであるから図2-64に示すごとく簡単に分解できる様に工夫して設計してある。

2・4・5 単体試験結果

試作したエキスパンダ、圧縮機及び補助機器の性能試験を行って、性能と作動の確認を行ったので以下にその結果を示す。

(1) エキスパンダの特性試験

(a) エキスパンダの特性試験装置

エキスパンダの特性試験装置の構成を図2-65に示す。満液形の蒸気発生器で作られた高温高圧のR114蒸気はエキスパンダに流入して膨張した後、油分離フイルタを経て凝縮器に入って凝縮し、液溜めに溜まる。液溜めに溜まったフロソ液をフロソポンプによって昇圧した後に蒸気発生器に送り込んでラシキンサイクルシステムを完成させている。この装置は50年度に製作したものであり、その詳細は50年度の報告書に報告してある通りである。但し今年度試作したエキスパンダは、油分離器と油溜めを内蔵しているの以下に示す改造を行っている。

(1) 油タンク及び潤滑油精製装置を撤去してある。

(3) エキスパンダ出口に高性能油分離フイルタと油量測定用タンクを設置してエキスパンダから流出する油量を計測し、エキスパンダ内蔵油分離器の特性を調べる事ができる様に改造してある。

(4) 潤滑油加熱用冷媒自然循環回路を新設してある。

(b) エキスパンダの特性試験結果

図2-66に設計条件(エキスパンダ入1190°C飽和圧力: $P_1 = 11.71$ kg/cm^2 abs、エキスパンダ出口圧力: $P_2 = 3.25$ kg/cm^2 abs)におけるエキスパンダの特性試験結果を示す。試験結果の主要点をまとめると次の様になる。

(1) 設計回転数において、出力700 (Watt)、全断熱効率 $\eta_{ad} = 66$ (%) が得られている。出力は設計値を満足している。

(3) 最高効率は $N = 2400 \sim 2600$ (rpm) で得られている。最高全断熱効率 η_{admax} は約67%である。

(4) 流量Qの実測値から類推するとベーンの飛び出しの遅れは起っていないと考えられる。IV 回転数は3500 (rpm) 以上まで上昇させたが、軸受、メカニカルシール等に異常は認められなかった。

以上の様に、試作したエキスパンダの性能はほぼ設計値通りのものが得られており、実験

住宅用として適用可能な事が確認できた。

(c) 油分離器の特性試験結果

試作エキスパンダは図2-57、図2-60に示す様に、旋回流れと発泡金属製フィルタを使った油分離器を内蔵しているので、この油分離器の特性の測定を行った。測定は図2-65に示す様にエキスパンダの出口に設置された高性能油分離フィルタによって排気ガスに含まれる油を分離して、これをフィルタの下部に設けた油量計測用タンクに溜めて計量することによって行った。油量計測タンクは内径 $\phi 42.6\text{mm}$ 、高さ 100mm の筒に 1mm 目盛の液面計測用ガラス管を付けたものである。設計条件において3時間の連続運転を行ったところ約 67cc の油が分離された。油の比重が 0.871 、フロンガス流量が 194 (kg/hr) であることから、排気ガスの中に含まれる油の割合は 0.01 重量％程度である事が推定できる。すなわち試作エキスパンダに内蔵した油分離器は優れた油分離機能を持っており実用可能な事が確認できた。

(d) 潤滑油加熱装置の試験結果

試作エキスパンダは、図2-61、図2-62に示す様に冷媒の自然循環を利用した潤滑油加熱装置を内蔵しているので、この装置の作動の確認と能力試験を行った。図2-61に示す様に、実験住宅用の蓄熱槽内に蒸発コイルをセットして、エキスパンダシエル内に設置された凝縮コイルとの間を直径 10mm の銅管で接続して閉ループを作っている。管内に封入するフロンガスR114の最適量を求める為に封入ガス量を種々に変えて、蓄熱槽内の湯温と自然循環による伝達熱量の関係を求めたところR114の封入量は約 140 グラムが最適なのが判った。この量は蒸発コイル内にフロンの液がほぼ充満する程度の値である。図2-67に冷媒封入量 140 グラムの時の性能測定結果の一例を示す。図から判る様に蓄熱槽の湯温の上昇と共に自然循環による伝達熱量 Q_m は増大し、湯温 90°C の場合約 50 (Watt) の熱量が伝達され、シエル内の油の温度を約 30°C 上昇させる事ができる。 30°C の油温の上昇があると油に溶解する冷媒の含有量を 10 重量％強程度に抑える事が可能であるから、試作した潤滑油加熱装置によって十分な効果を期待できる事が確認できた。尚この潤滑油加熱装置はエキスパンダの性能試験の期間中常に作動させて実用テストを行って、作動の安定性とその効果を実証してある。

(2) 圧縮機の特性試験

圧縮機の特性試験装置の構成を図2-68に示す。試験装置は凝縮器、膨張弁、蒸発器と供試圧縮機によって冷凍サイクルを完成する様に構成されているが冷凍能力を正確に求める為に次の様な工夫がしてある。

凝縮器：水凝縮器である。但し試験条件として設定した凝縮圧力と過冷却度を保持する為に水量を自動制御している。

蒸発器：蒸発器の外部に電気ヒータを取り付けて蒸発温度と過熱度を設定値に保持するべく

自動制御している。電気ヒータの外部は充分な断熱が行ってあるので、平衡状態においてこの電気ヒータへの供給電力量を測定することによって蒸発器部において発生している冷凍量を求める事が可能である。

この試験装置を使って試作圧縮機の能力試験を行ったのでその結果を表2-14に示す。この表から判る様に、凝縮38℃、蒸発5℃の設計条件の下では3500rpmにおいて設計冷凍能力3000

$\frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$ 以上が得られている。これから圧縮機の容積効率 η_v を逆算すると、 $\eta_v=0.95$ となるので設計時に予測した値($\eta_v=0.92$)よりも良い値が得られている。これは今回試作した圧縮機はシェル内に従来の密閉形圧縮機のように電動機を内蔵していないのでシェル内の平均温度が低下し、吸入過程における吸入ガスの過熱が少なくなった事が寄与しているものと考えられる。一方軸入力も当初予測した値よりもやや大きくなっている。この原因としては、(i)圧縮機の吐出ガスに含まれる油ミストによって潤滑されているメカニカルシールの潤滑が充分でなく損失が増大している。(ii)メカニカルシール潤滑の為

表2-14 圧縮機の性能試験結果

凝 縮 温 度 °C	38	38
凝 縮 圧 力 $\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2 \text{abs}}$	14.83	14.83
サ ブ ク ール °C	5	5
蒸 発 温 度 °C	5	8
蒸 発 圧 力 $\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2 \text{abs}}$	5.95	6.53
ス ー パ ー ヒ ート °C	10	10
周 囲 温 度 °C	25	22
吸 込 温 度 °C	15	18
吐 出 温 度 °C	71	71.4
軸 入 力 Watt	855	898
回 転 数 rpm	3500	3500
冷 凍 能 力 $\frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$	3015	3500

に比較的内径が小さく長い吐出管を付けてあるので吐出に伴う損失が増大している 等が考えられるが、この点に関しては今後検討を進めていく予定である。

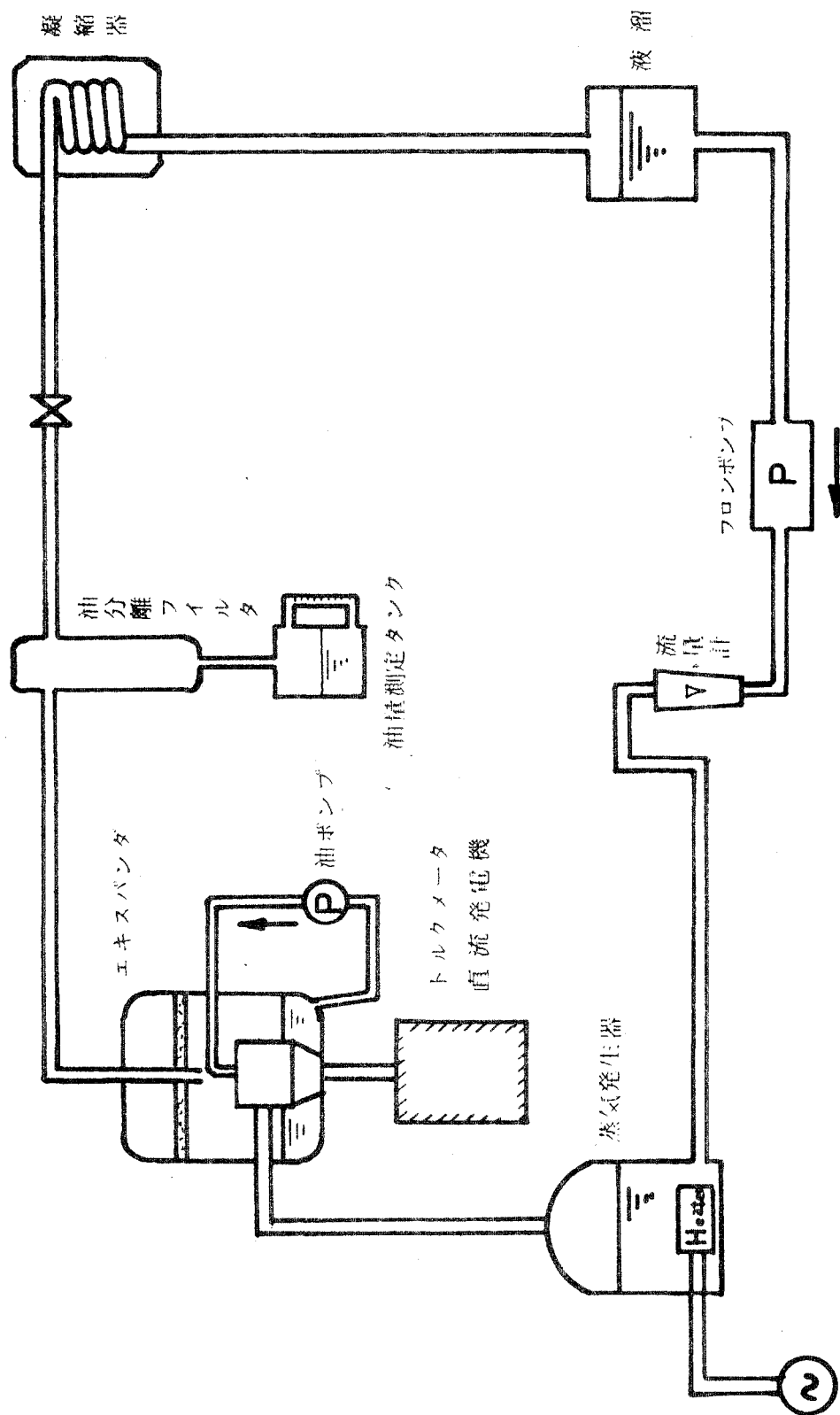


図2・65 エキスハダ特性試験装置

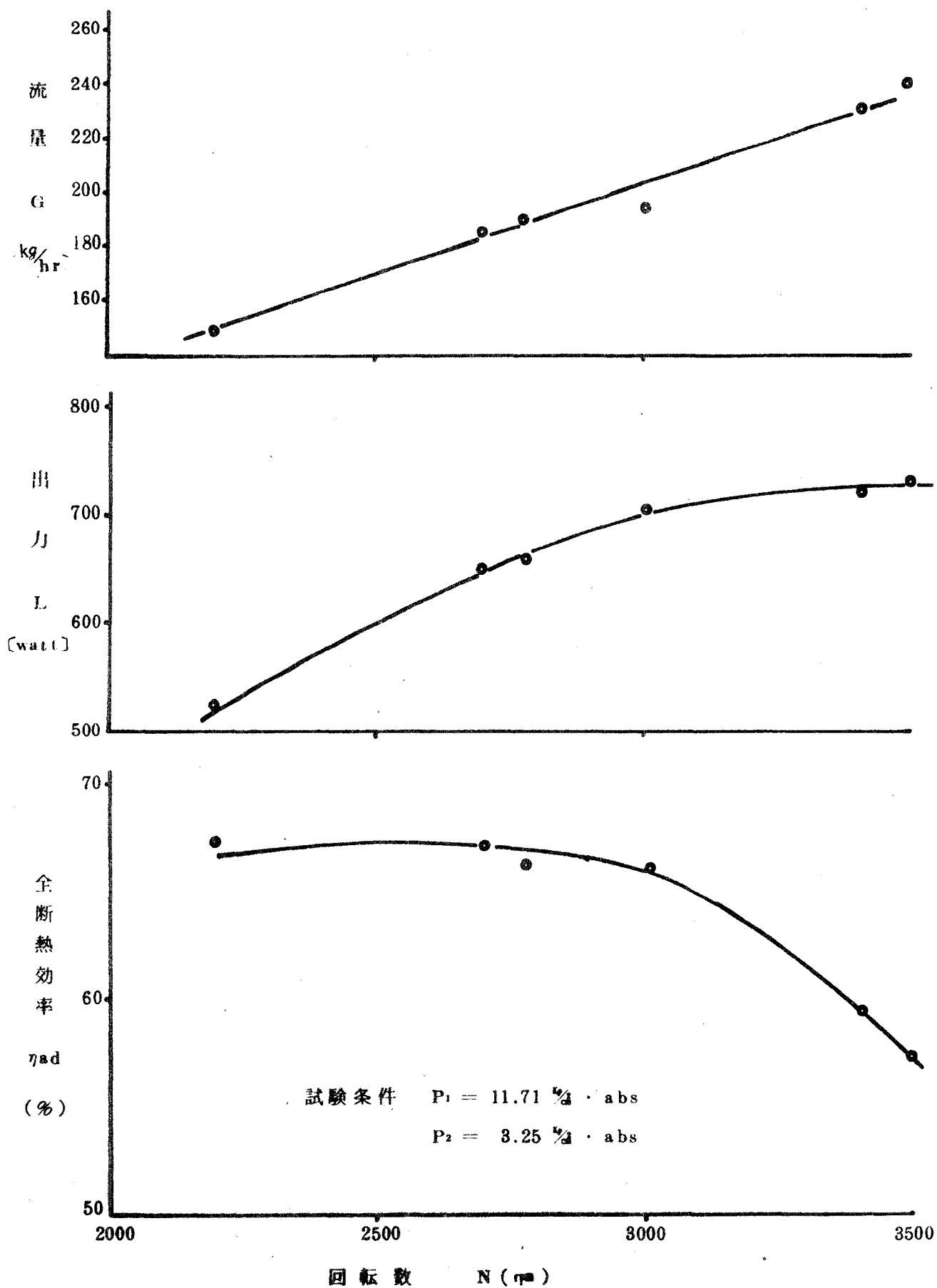


図2・66 試作エキスパンダの特性

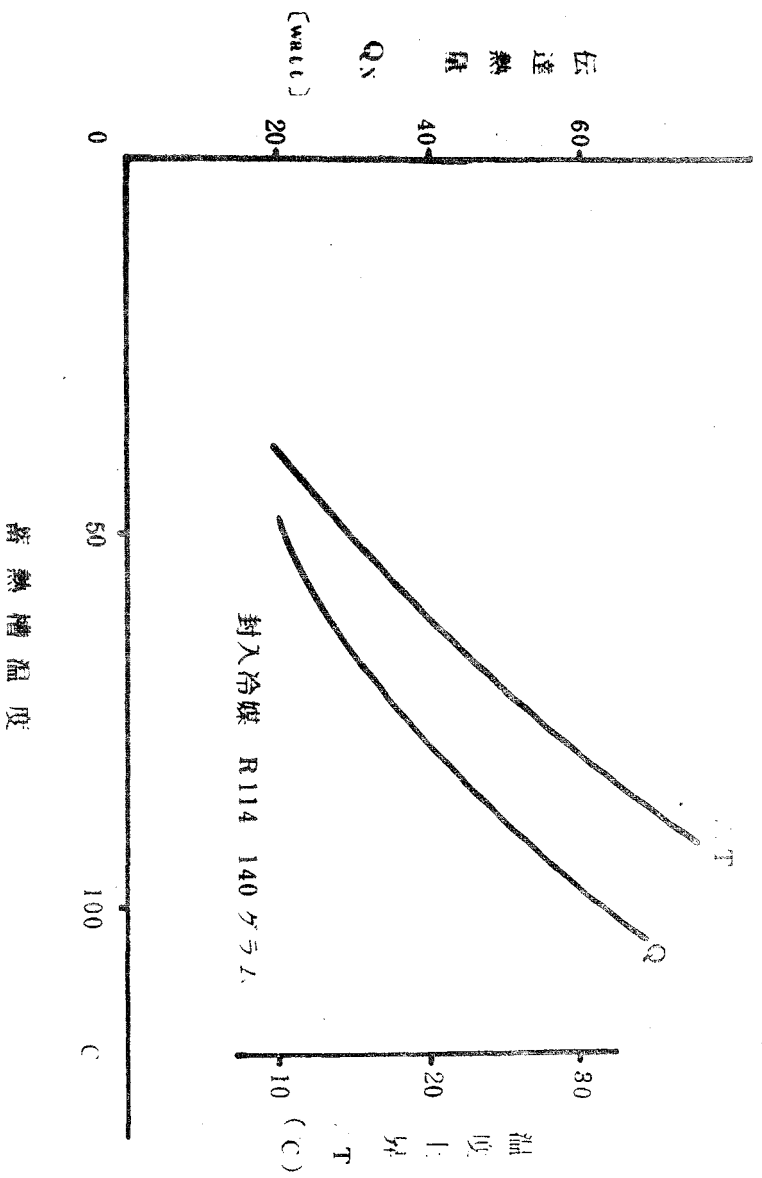


図2・67 潤滑油加熱装置の特性

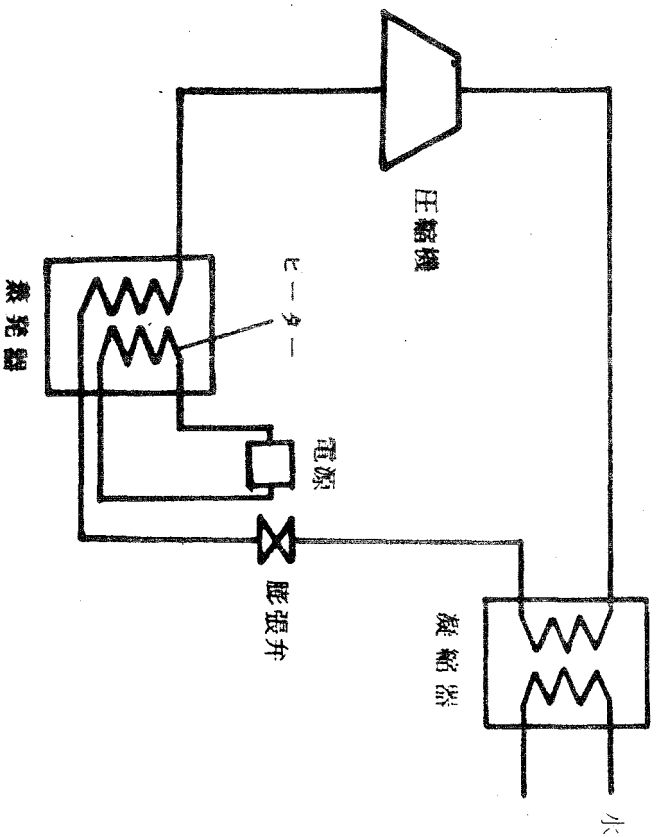


図2・68 圧縮機試験装置

本年度は実験住宅が建設されるのでランキンサイクル駆動冷凍機を性能だけでなく信頼性、制御性の観点からみて実用可能な形にまとめる事が要求される。従って、50年度に開発したプロトタイプのエキスパンダを使ってエキスパンダの性能向上と信頼性向上に関する基礎試験を実施することから研究に着手した。その成果を基にして油分離器、潤滑油加熱装置を内蔵したエキスパンダを設計、試作し各種の性能試験を実施した。冷媒圧縮機は三菱電機において製造されている密閉形ローリングピストン形圧縮機を外部動力によって駆動できる様に改造設計を行って試作し性能試験を行った。その結果、エキスパンダ、圧縮機共にほぼ設計値通りの性能と信頼を持ったものを開発する事ができ、実験住宅用ランキンサイクル冷凍機の主要構成機器として実用化する事が可能であることを確認した。尚、本年度の研究開発によって得られた主な成果は以下の通りである。

- (i) 50年度に開発したプロトタイプを使ってエキスパンダのベーンの飛び出しタイミングの遅れを改善する実験を行った結果、ベーンの背面の一部を切り欠くことによって問題が解決できるだけでなく、ベーンの摩耗防止の点でも有効な方法であることを明らかにした。尚この方法によってプロトタイプの全断熱効率を約65%まで向上することができた。
- (ii) 最終的に実験住宅に適用する事を目的にしたエキスパンダを開発した。このエキスパンダは油分離器、潤滑油加熱装置、油溜めを全て内蔵したコンパクトなものである。性能的には3000〔rpm〕で出力700〔Watt〕、全断熱効率 $\eta_v=67\%$ と最終目標に近い性能を持っているだけでなく、油分離器はエキスパンダ出口での冷媒の油含有率0.01重量%を実現し、冷媒の自然循環を利用した潤滑油加熱装置は蓄熱槽湯温90℃の時約50Wattの加熱能力を持つ等優秀な性能を持っている。
- (iii) 冷媒用圧縮機として、ローリングピストン形を採用し、外部駆動が可能な形に改造設計を行った。その結果、目標冷凍能力 $3000 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$ 以上の能力を持った圧縮機を試作することができた。

2・5 考察および今後の問題点

真空形コレクタ、潜熱形蓄熱槽、ランキンサイクル駆動冷凍機について、実用化を目指した研究を行って次の結論を得た。

真空コレクタ用の選択吸収膜について、サンプルの加熱試験により、その選択吸収性の劣化と放出ガス量の測定をした結果、二次電解法によるものがすぐれた特性を示したが、この方法は基板材料がアルミに限られるので改良形コレクタにおいては黒Ni処理を採用した。長期に渉って高い真空度を維持するにはゲッタ膜を封入する必要がある。集熱温度が高い時に熱損失の少いコレクタとして、円筒ガラス管内に反射膜を備えた形式を選定し試作をした。

今後の課題として、長期間のサンプル試験やコレクタの性能試験を行って選択吸収膜の劣化と真空度の劣化についての情報を集収すると共に、試作コレクターの性能解析を十分行い、その結果を構造材料の設計に反映させ、他方コストの引き下げを計る検討を加え実用性を更に追求することが必要である。

アンモニウムミョウバンを用いた潜熱形蓄熱槽の熱交換器として、プレートフィン形を採用し、小形モデルでは設計値通りの蓄熱特性を得た。実用的な過冷却防止法として、種結晶保存方式の改良、攪拌装置としてプロペラ法その他、振動板方法も有効である。熱交換器材料として、銅、ロウ材、また容器の材料として、クレハKFポリマ被覆鉄板の耐蝕性を検討し、実用の見通しを得た。以上の検討をもとに、中形蓄熱槽の試作試験を行った結果、蓄熱容量は設計値を満足するが、入出力特性は、設計値を多少下廻った。

したがって今後の問題点としては、熱交換器のフィンピッチや流路配管などの構造的な面からの最適性の検討、過冷却防止機構や結晶成長促進機構について、融液の動きを助長する種結晶保存板や熱交換器の構造の検討が必要である。

ランキンサイクル駆動冷凍機的主要部品のうち、エキスパンダは、油分離器、潤滑油精製機構も含めて実用的な構造となっており、単体試験の結果、全断熱効率約67%、出力700Wと設計値に近い特性を示し、油分離器、油精製器も正常な動作を確認した。圧縮機は、三菱製ローリングピストン形ロータリー圧縮機を改造した。単体試験の結果、冷凍能力は設計値通りであったが、必要軸動力が設計値よりやや大きくなっている。

今後の課題としては、今年度開発を見送った。高性能冷媒ポンプの開発によって、必要な電気入力を下げ、冷凍機のコンパクト化をはかること。冷凍機の長時間運転を行い機器の信頼性を高めると共に、冷凍機の安定運転のための制御法の研究が必要と考える。

3. 実験住宅の建設

3.1 概 要

昭和49年度以来、既存個人住宅に「太陽冷暖房および給湯システム」を適用するための新技術研究開発が行なわれている。この研究開発は、システムの設計、機器材料の開発、評価方法の研究、実験の計画など、いくつかの分野に分かれて作業が進められていたが、昨年度からそれぞれの分野で成果が出そろって来た。そのため、昭和51年度はこれらの成果を総合する意味で実験住宅の建設が行なわれた。いままで机上もしくは実験室的に研究されてきたコンポーネントを実用機としてシステムを構成し、テストランにより研究成果を実証すること、新たな問題点を検討しそれぞれの研究分野にフィードバックさせることがその主なねらいである。

3.2 実験住宅の建設（建物）

3.2.1 緒 言

昭和50年度に作成された基本計画にもとづいて、本年度はその建設が行なわれた。建設の作業としては、建設地の調達、建物および設備の実施設計、施工管理、その他諸々の雑用があるが、この作業は謂わば実験的研究のための準備であって研究そのものではない。冗長な記述は避けて、今後に予定されている運転研究のための基礎資料をまとめておくにとどめる。

3.2.2 建設地の選定

実験はその因果関係を解明するうえでできるだけ単純なのがよい、余計な要素はできるだけすくなくしたい。実験住宅はデータの解析上1年中朝から夕方まで人工的な障害物のない状態で太陽光を受けられることが望ましい。現在周囲に太陽光を遮る障害物がなく、かつ将来とも（少なくともここ3～4年間）障害物の現われる可能性のない土地はないか。また実験の都合上周囲に余裕もなければならない。交通の便があまり悪いのも困る。これらの事項を考慮のうえ実験住宅建設地を下記に定めた。

地名地番： 神奈川県高座郡綾瀬町小園町小園下原717

大成建設株式会社横浜支店綾瀬機材センター内

地区地域： 工業専用地域

敷地面積： 約 3 3 0 m^2

位 置： 北緯 35°26'30" 東経 139°25'11"

海拔 52 m (標準地盤上において)

磁針方位西偏約 6°40'

3.2.3 実 施 設 計

建設地が確定した段階で方位、敷地の形状、電力供給の状況、既設給排水設備の状況、荷重条件その他を検討して、昭和 50 年度の基本設計に若干の変更を加え実施設計図書を作成した。主な変更事項は次のとおりである。

- i) 実験住宅と機械室との相対位置を変更した。これは機械室の屋根に試作コレクターを取付けることと敷地の形状とを考慮したことに由来している。
- ii) 軒の出を小さくした。これは建設地が風の強い地域であること、軒先のたわみをコレクターの配管系に悪影響をおよぼさない程度にとどめることを考慮したことに由来するが、集熱器の方から屋根面積は変えられないゆえ建物の延面積は 92.74 m^2 から 97.52 m^2 と少しく増えた。
- iii) 屋根をコロニアル葺から鉄板瓦棒葺に変更した。これは鉄板瓦棒葺が集熱器を取付けるとき受入れが最も簡単で、しかも屋根自体損傷を受けにくい屋根構造であるという理由による。
- iv) 外壁を杉板貼りからモルタル塗りに変更した。これは単に木造戸建住宅の平均的な外壁の仕上げは杉板貼りよりもモルタル塗りの方が一般的であろうという理由による。
- v) 二階の開口部を一部大きくした。熱負荷は少々増すことになるが、既存個人住宅というイメージを盛込むためには、開口を床まで明けた方が自然であると考えたからである。

実施設計図書を図 3.01 から図 3.23 に示し、その一覧表を表 3.01 にまとめた。

3.2.4 施 工 記 録

工事の実施日程は表 3.03 に示す。着工が遅れたのは、用途地域関係の手続

きに日数を要したためである。この実験住宅は既存個人住宅の標準的なモデルとして計画されていて使用材料、施工法ともに特徴的なことはすくないが、断熱仕様を一般の既存住宅よりも良くしてあるので、このことに説明を加えておく。コレクターの取付けについては 1.3.3 に、受放熱戸ユニットについては 1.3.4 に夫々述べられているのでそちらを参照されたい。

(1) 壁の断熱

外周の壁と、間仕切壁のうち必要と考えられる部分に断熱材を取付けている。(図 3.02、図 3.03 に示す壁のうちバッチのある部分) 使用材料は旭ファイバーグラス㈱のマットエース T (ロール状、厚さ 50 mm、熱伝導率 $0.03 \text{ Kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$) で、これを 2 枚重ね合わせて 100 mm とし、柱の間に押し込み、ステーブルで止付けた。(図 3.28、図 3.29)

(2) 天井の断熱

壁の断熱仕様と同じく、マットエース T を 2 層重ね合わせて 100 mm とし天井裏に敷詰めた。(図 3.06)

(3) 一階床の断熱

一階の居間と D K の床下には新しく開発した発泡スチロール気泡コンクリート版を取りつけた。(図 3.06) この材料の性質その他は表 3.02 に、施工の状況は図 3.30、図 3.31 に示した。

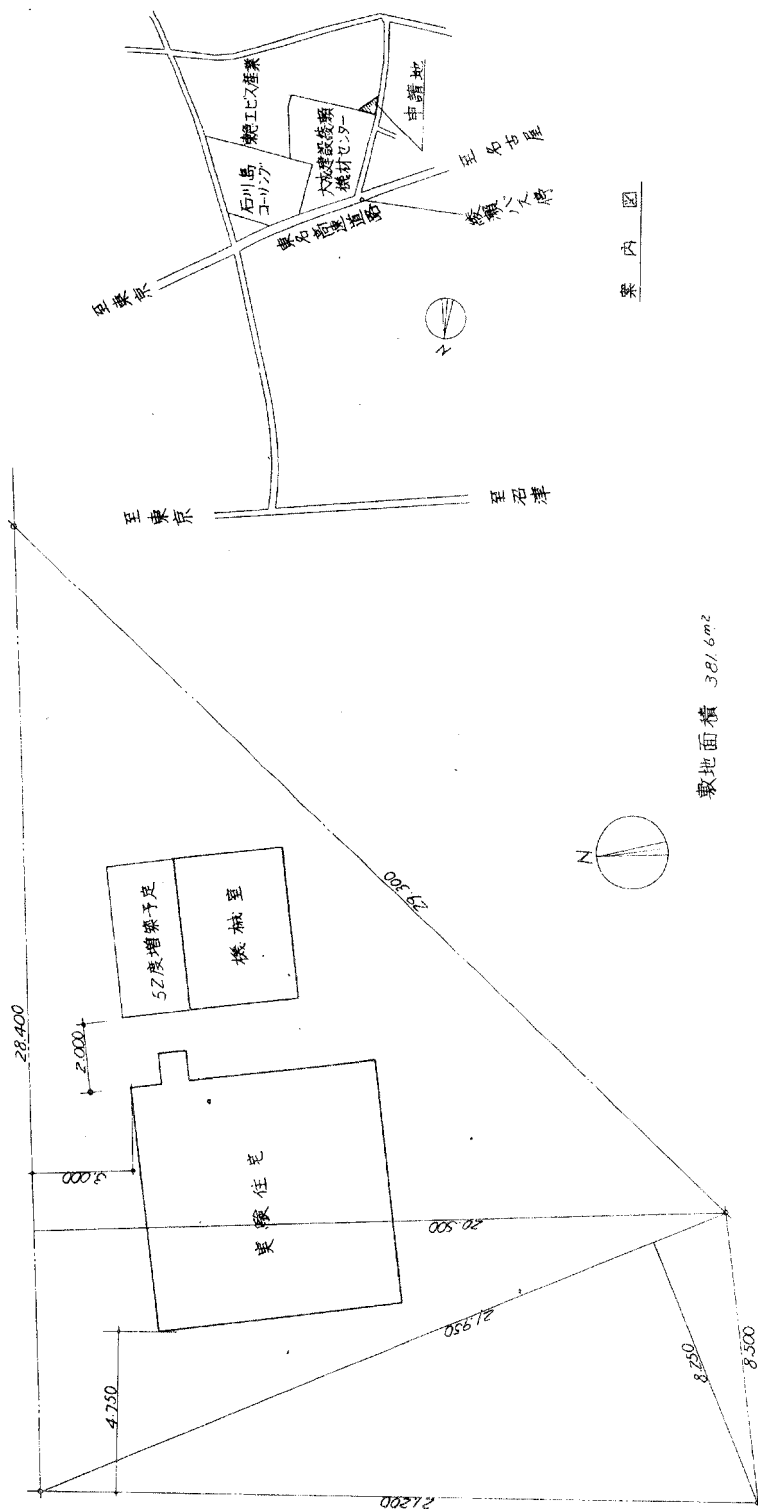
一般的な工事中の状況を図 3.24 ～図 3.34、完成後の状況を図 3.35 ～図 3.42 に示した。

3.2.5 結 言

本年度は昭和 50 年度に作成された基本計画にもとづいて実験住宅がつくられた。今後はこの実験住宅システムのテストランにより研究成果を実証すること、実用機器の効率向上、信頼性の向上、メンテナンスの合理化、ハンドリングの簡素化、工事費の低減、居住性との融和などを検討する予定である。

表 3.01 実施設計図書一覧表

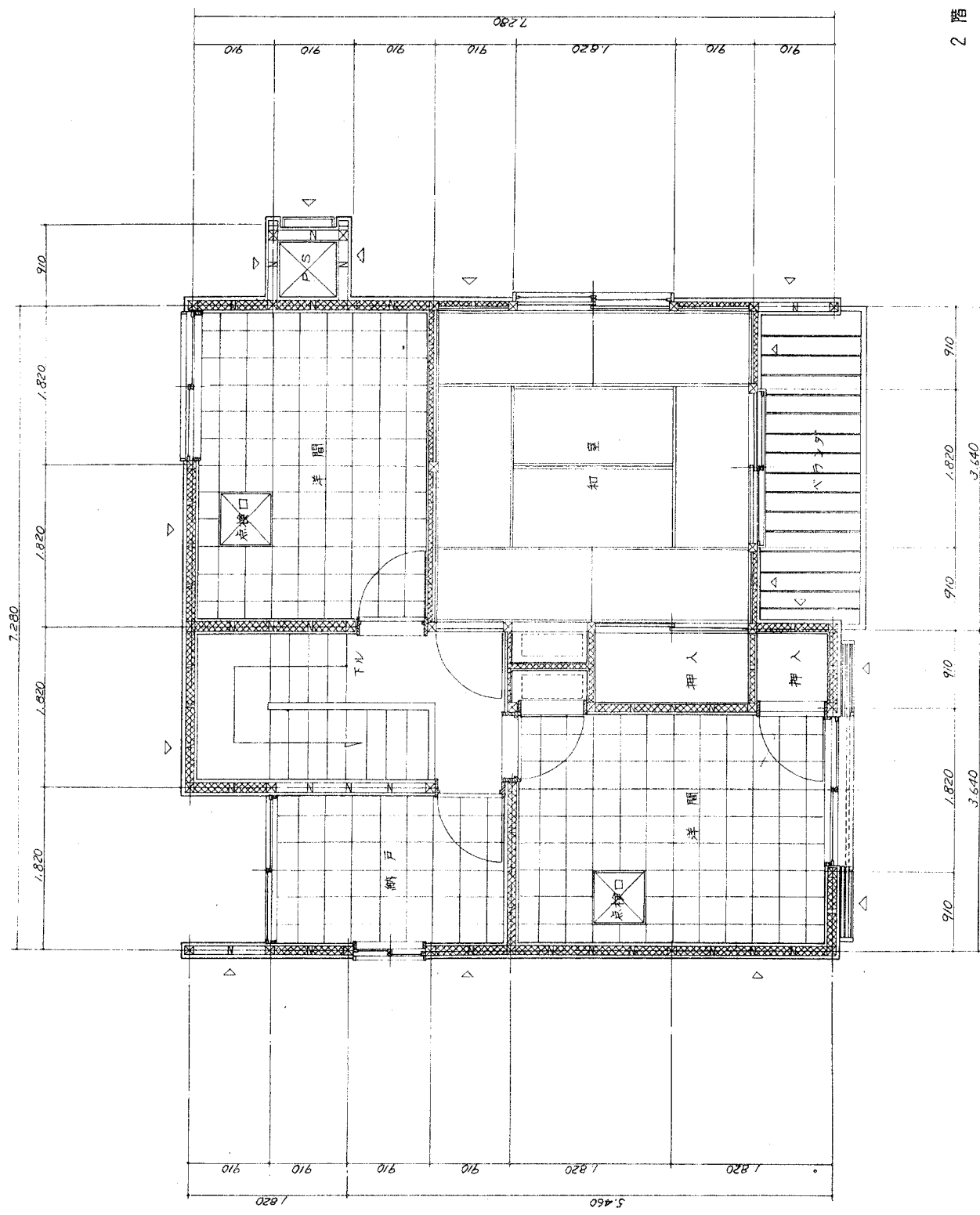
図 番	図 書 名 称
3 . 0 1	配 置 お よ び 案 内 図
3 . 0 2	1 階 平 面 図
3 . 0 3	2 階 平 面 図
3 . 0 4	東 西 立 面 図
3 . 0 5	南 北 立 面 図
3 . 0 6	矩 計 図
3 . 0 7	基 礎 伏 お よ び 1 階 床 伏 図
3 . 0 8	2 階 床 伏 お よ び 小 屋 伏 図
3 . 0 9	軸 組 図
3 . 1 0	展 開 図 (その 1)
3 . 1 1	" (その 2)
3 . 1 2	" (その 3)
3 . 1 3	天 井 伏 図
3 . 1 4	機 械 室 立 面 図 お よ び 矩 計 図
3 . 1 5	" 平 面 図 お よ び 詳 細 図
3 . 1 6	給 排 水 引 込 お よ び 接 続 図
3 . 1 7	" 衛 生 設 備 図
3 . 1 8	衛 生 設 備 屋 外 図
3 . 1 9	機 械 室 排 水 接 続 図
3 . 2 0	電 力 引 込 設 備 図
3 . 2 1	電 灯 コ ン セ ン ト 設 備 図 (1 階)
3 . 2 2	" (2 階)
3 . 2 3	機 械 室 電 気 設 備 図



案内図

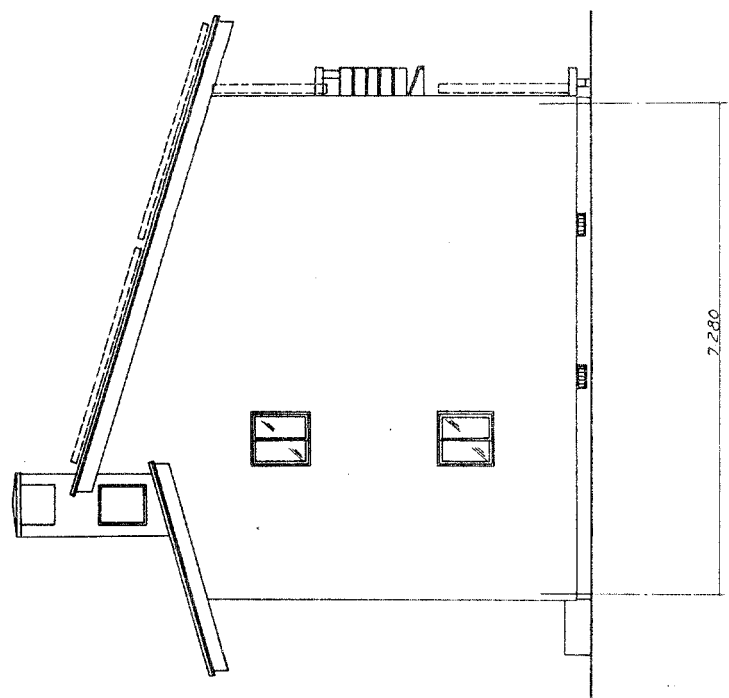
配置及案内図

図 3.01 配置および案内図

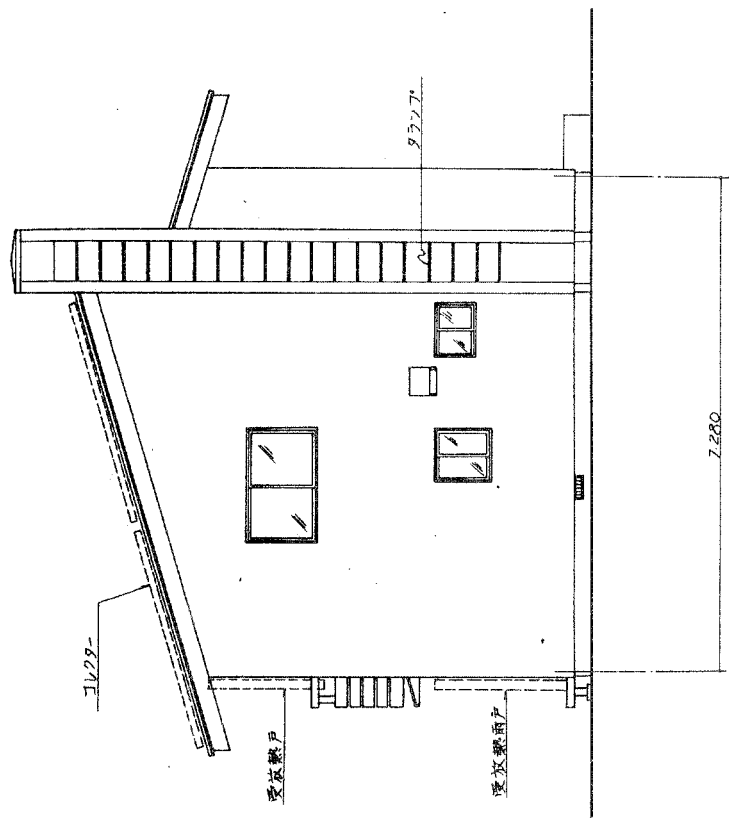


2 階 平 面 図

図 3.03 2 階 平 面 図



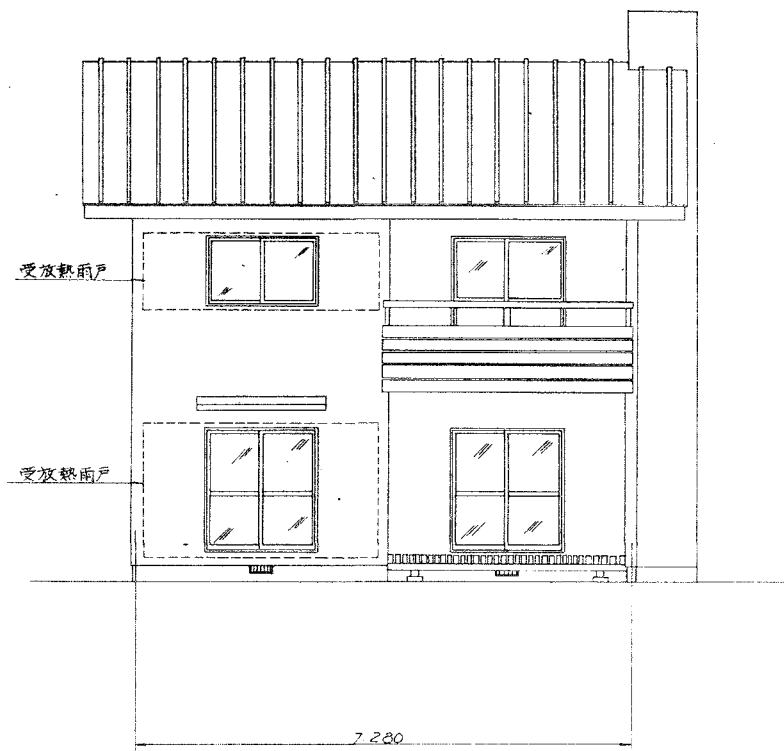
西側立面圖



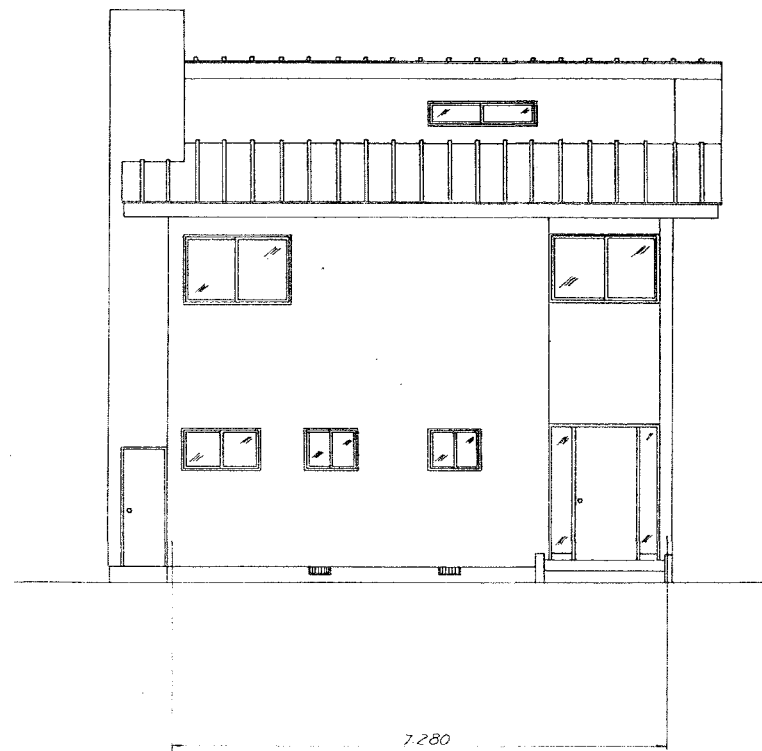
東側立面圖

東西立面圖

圖 3.04 東西立面圖



南側立面図

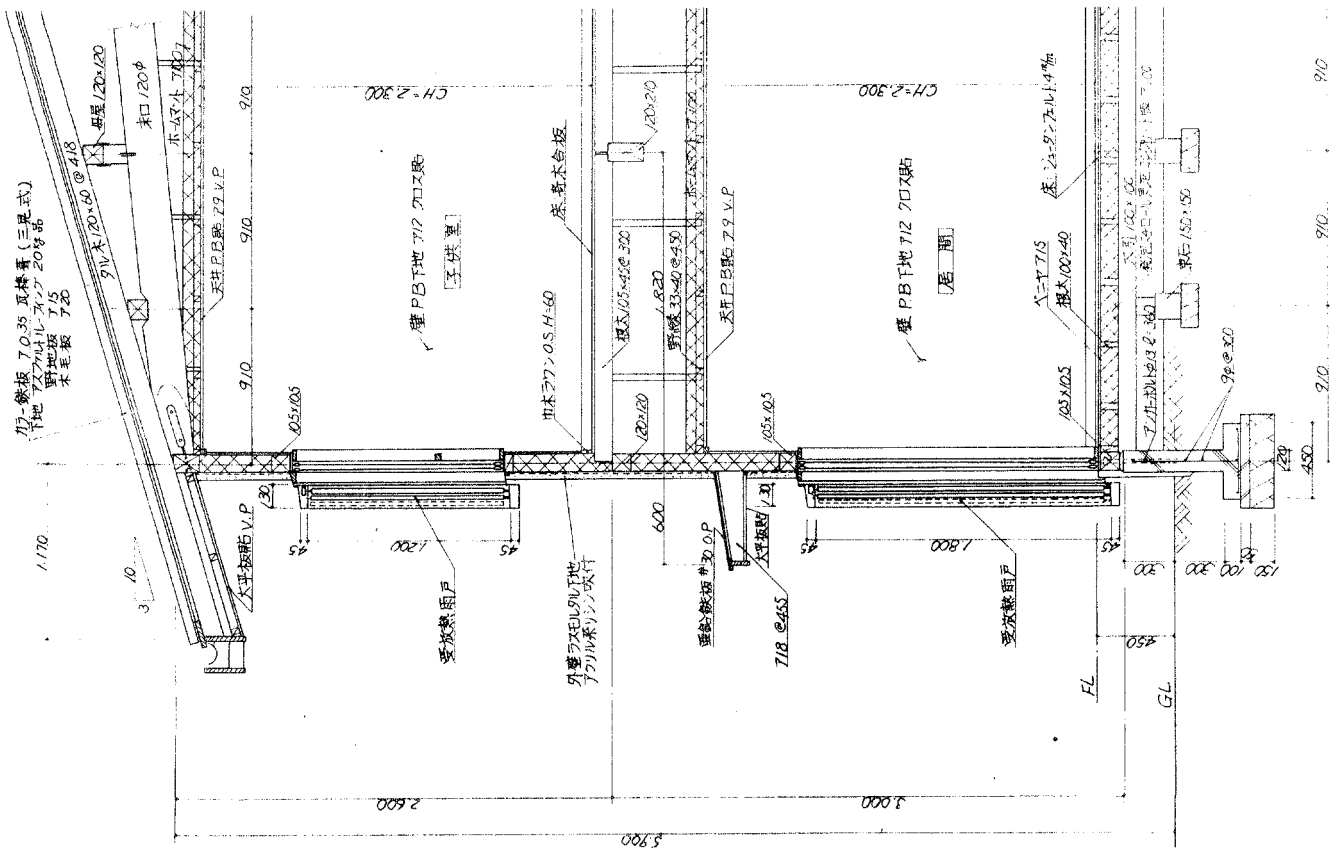


北側立面図

南北立面図

図 3.05

南北立面図



3 - 10

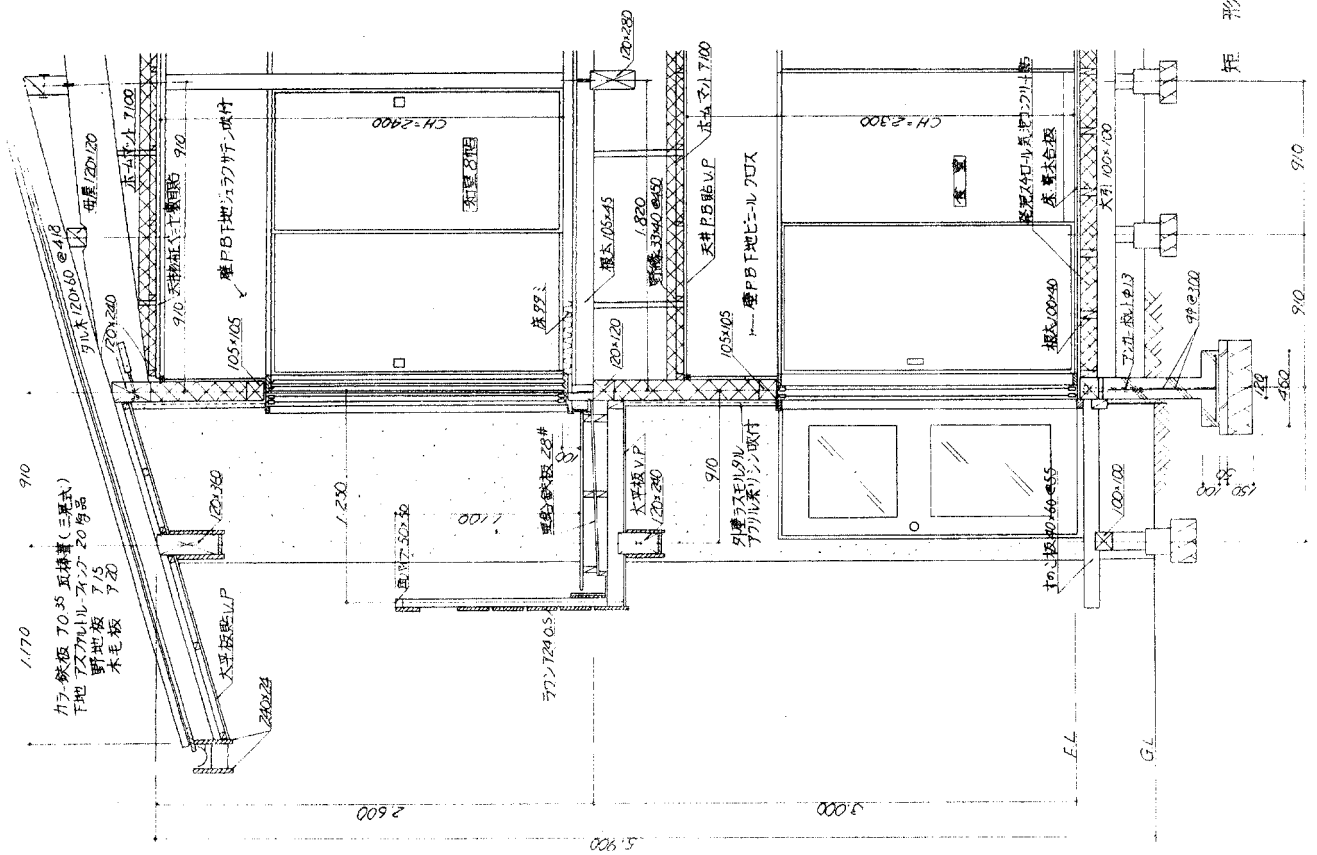
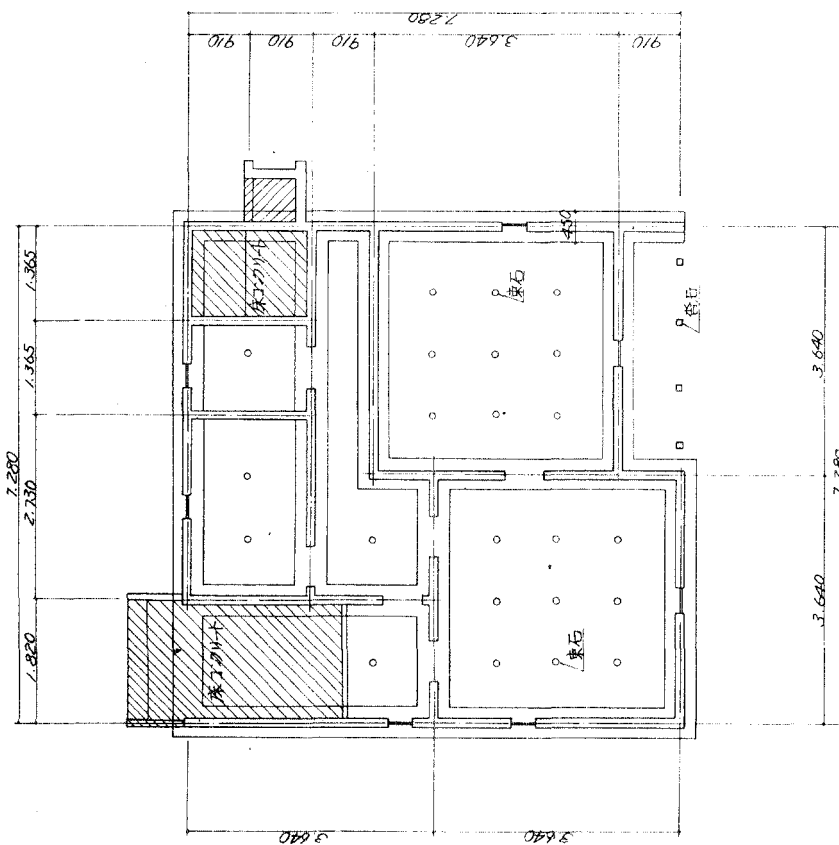
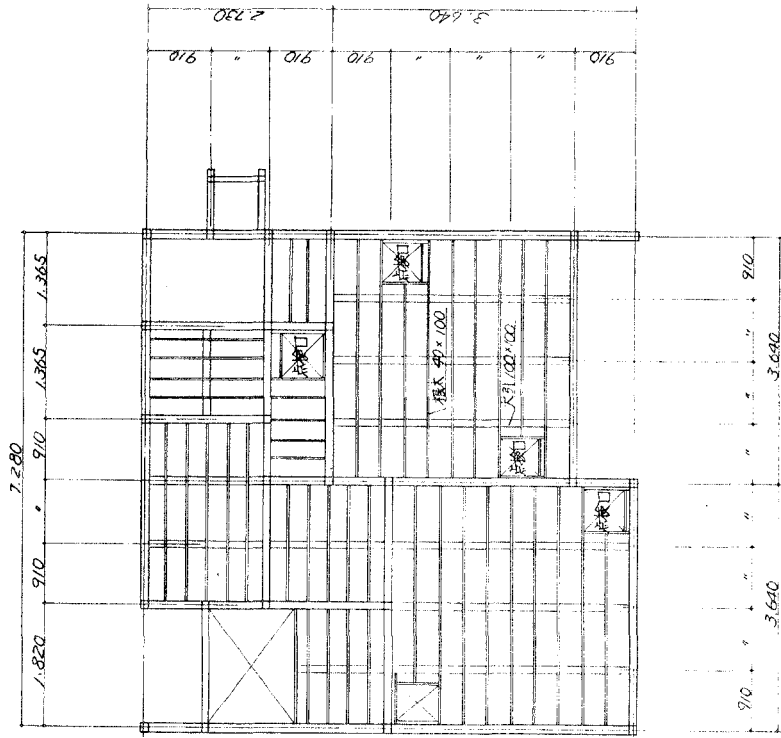


図 3.06 矩

図 3.06 矩



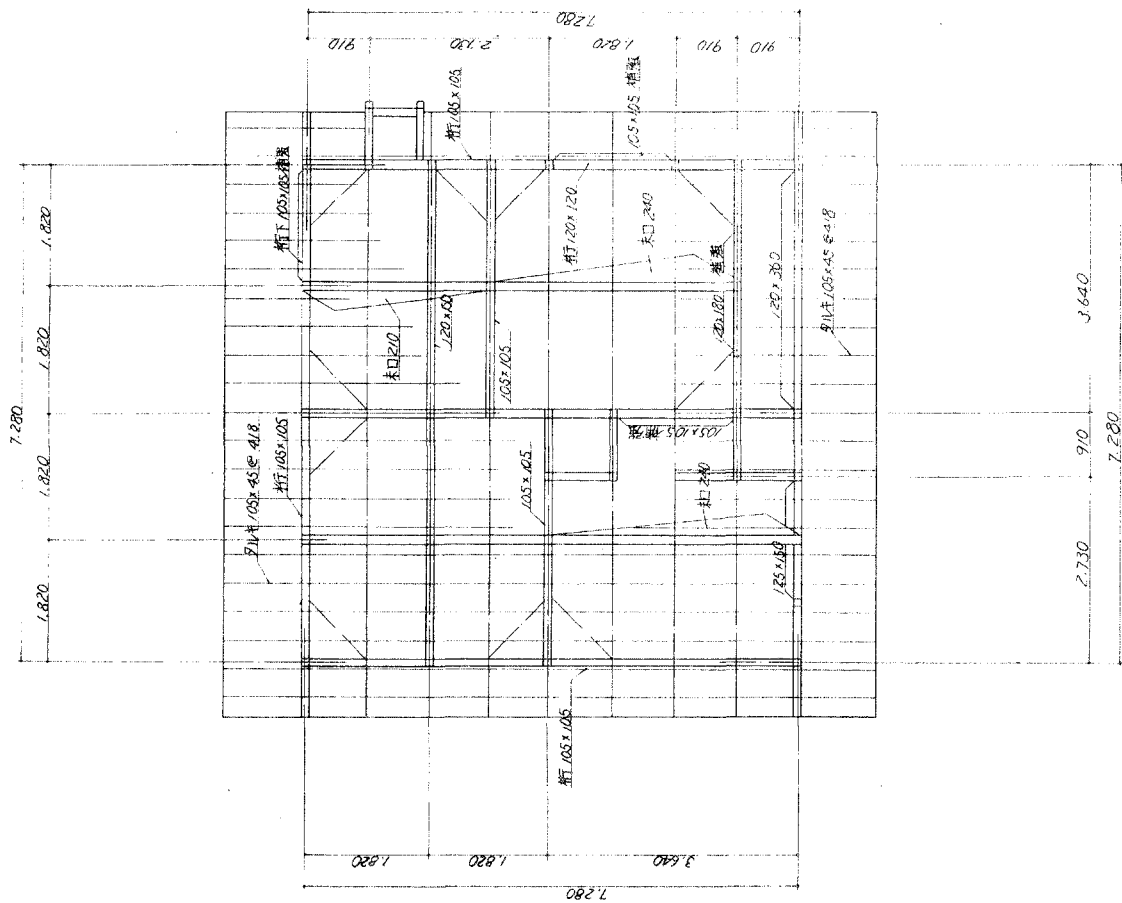
基礎伏図



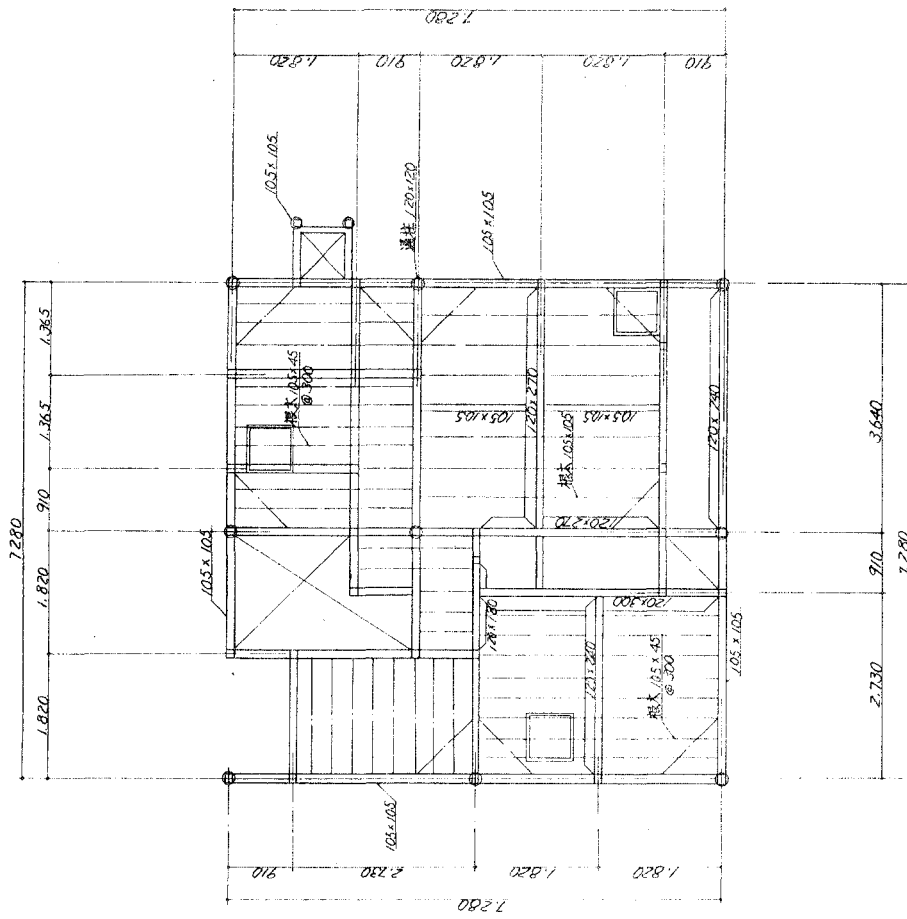
1階床伏図

図3.07 基礎伏および1階床伏図

基礎伏 1階床伏図



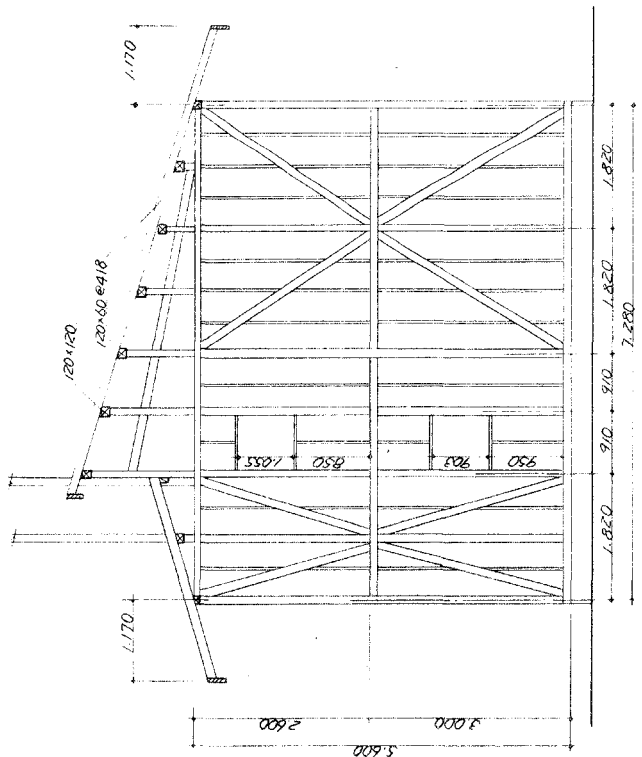
小屋伏図



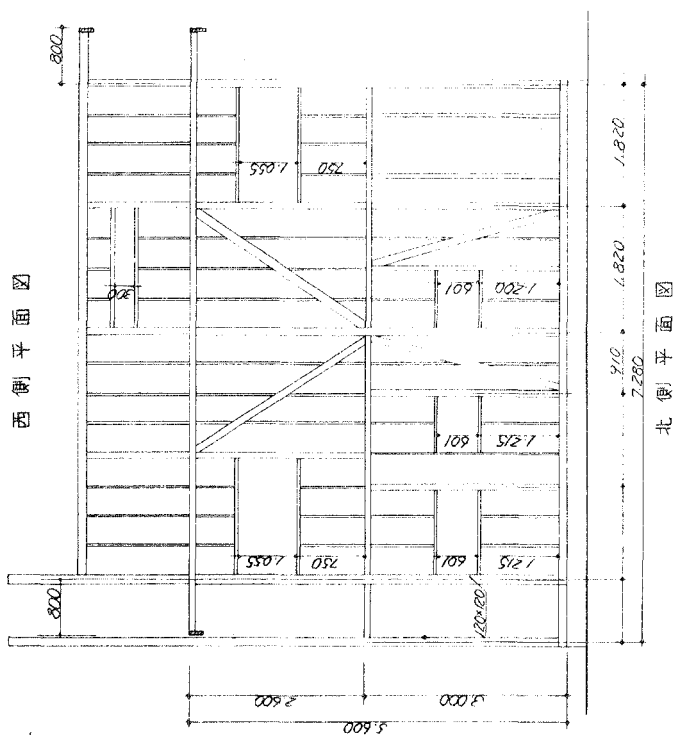
2階床伏図

2階床伏, 小屋伏図

図 3.08 2階床伏および小屋伏図

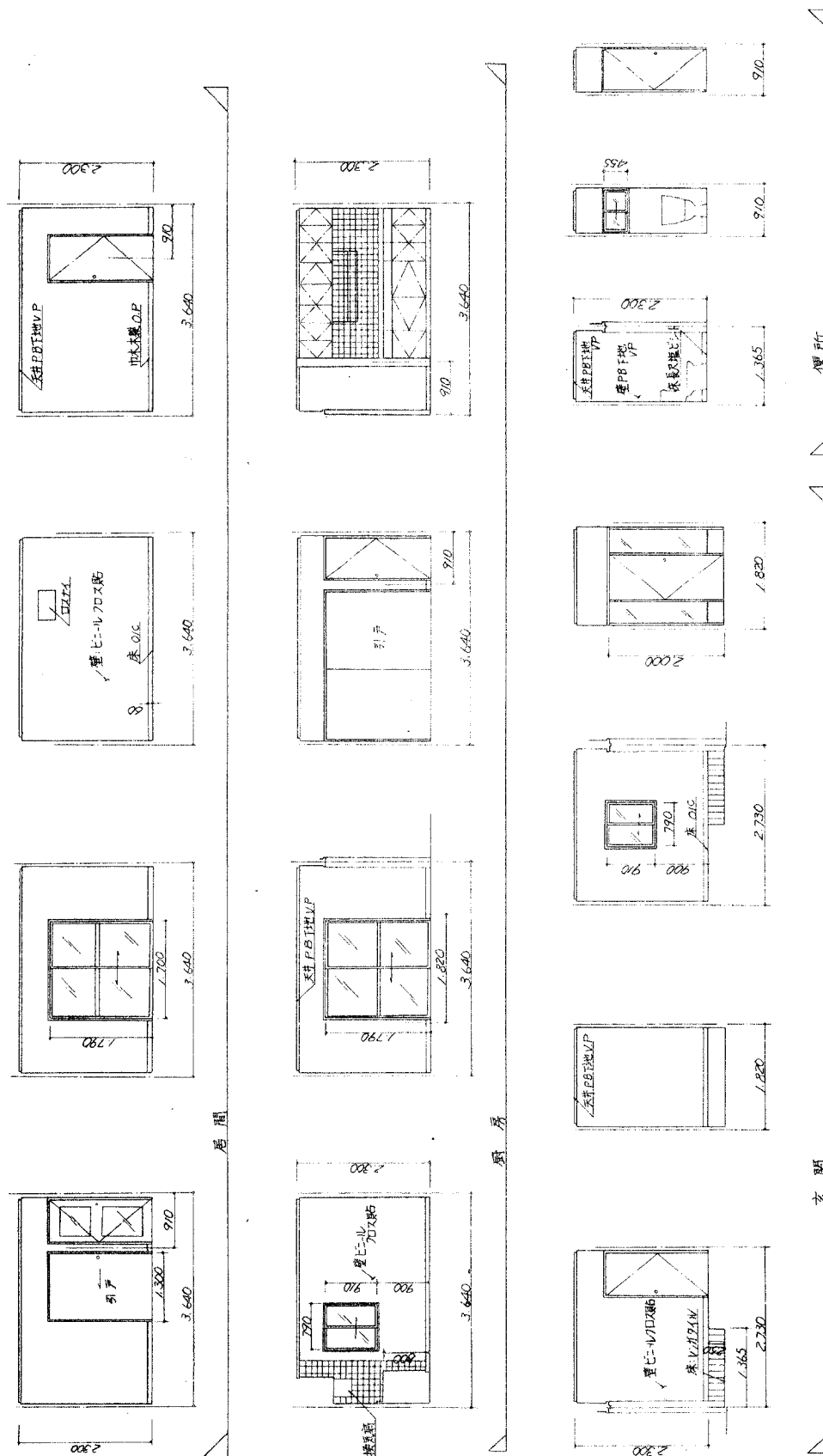


西側平面圖



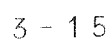
五平五五

☒ 3.09



展開図

図 3.10 展開図 (その1)



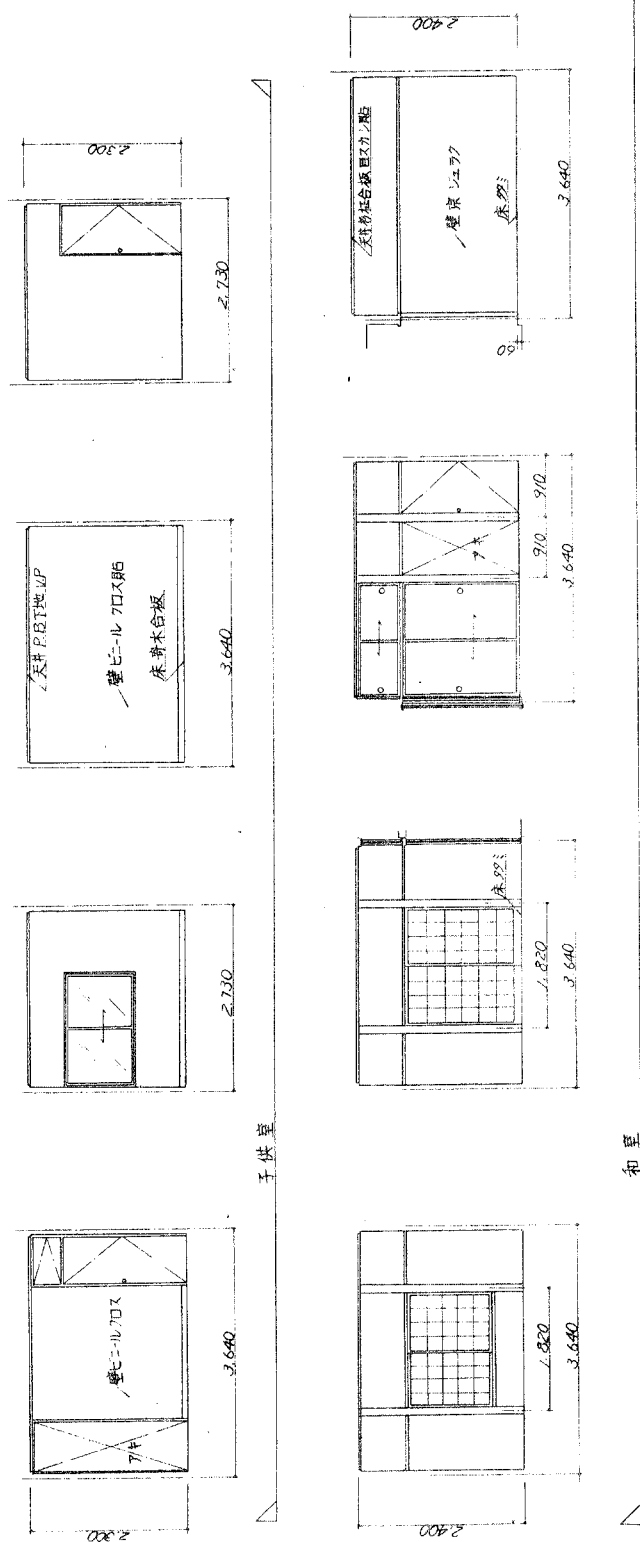
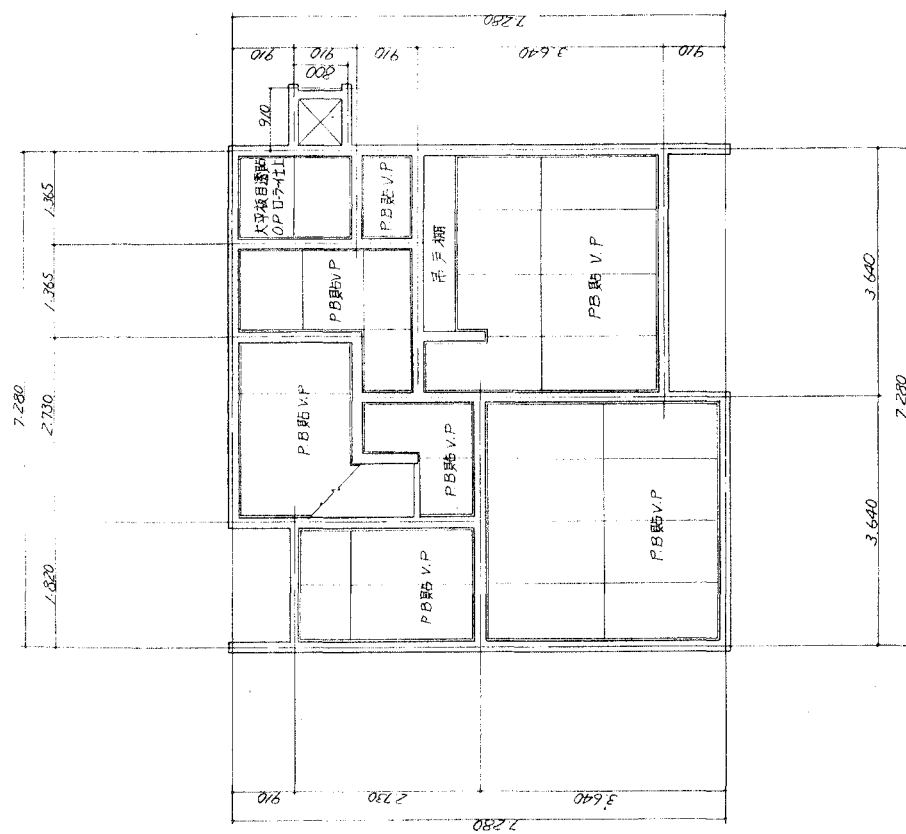


図3.12 展開図 (その3)



1 階 天 井 伏 図



2 階 天 井 伏 図

1, 2 階 天 井 伏 図

天 井 伏 図

図 3.13

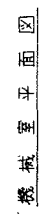


圖 鋼帶及面平室板殼

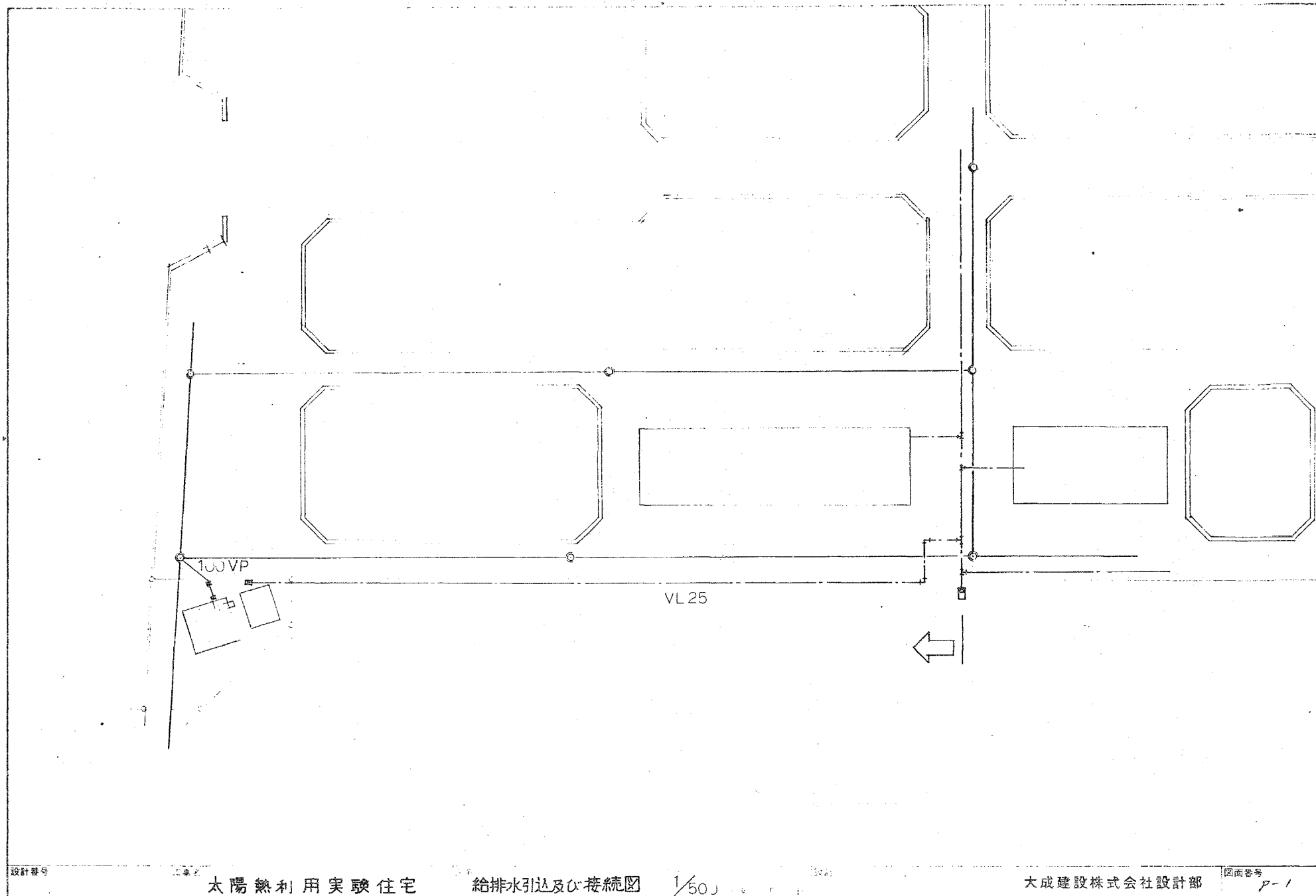


図 3.16 給排水引込および接続図

設計單位

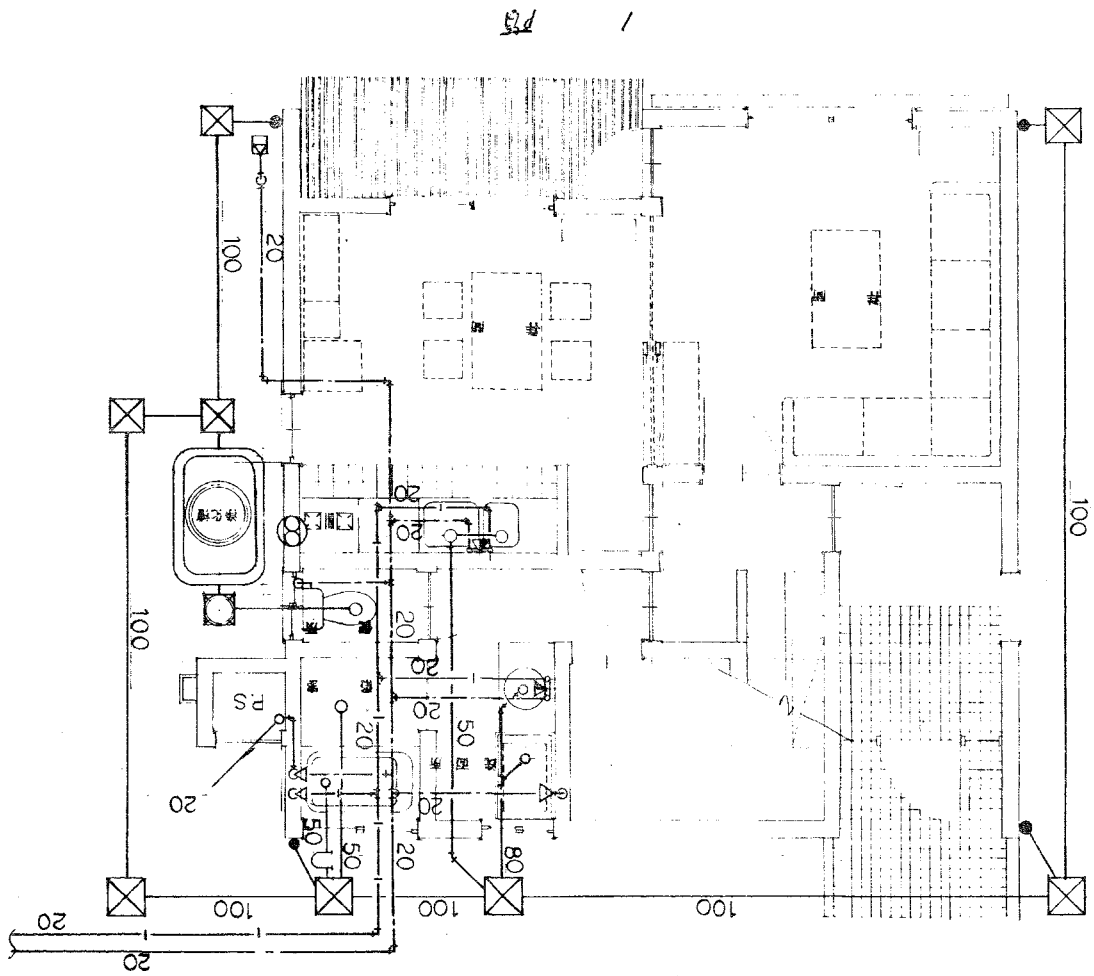
大陽熱利田建設住宅

給排水衛生設備圖

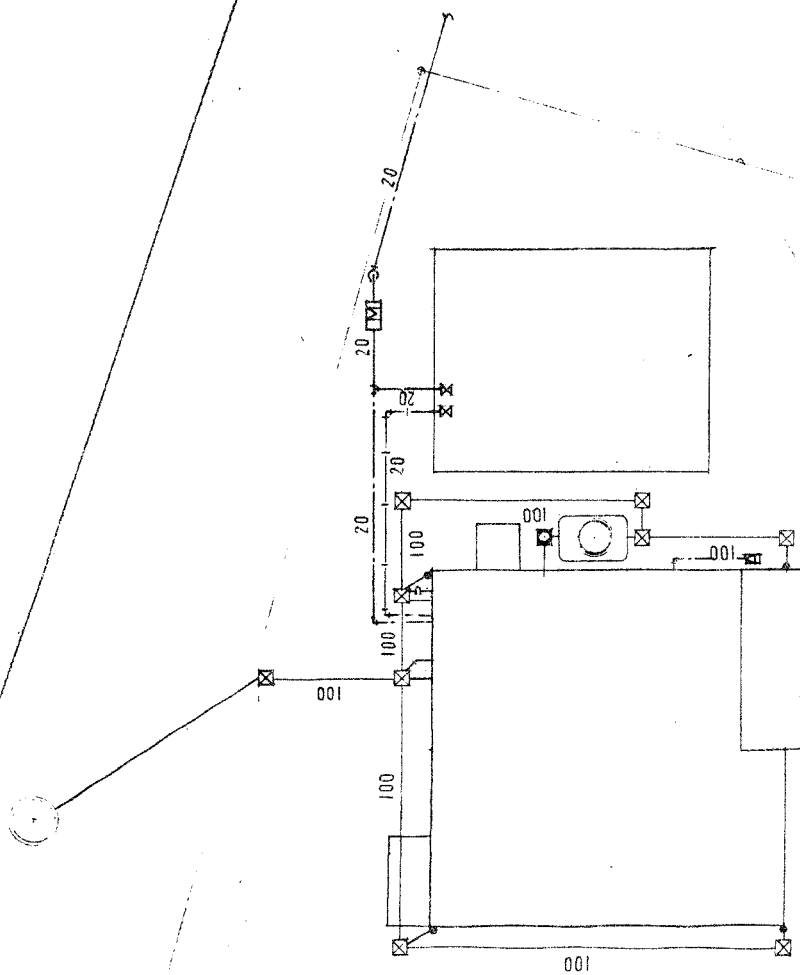
圖 3.17

給排水衛生設備圖

大陽熱利田建設住宅設計部



3-22



太陽熱利用実験住宅

衛生設備屋外図

図 3.18

衛生設備屋外図

大成建設株式会社設計部

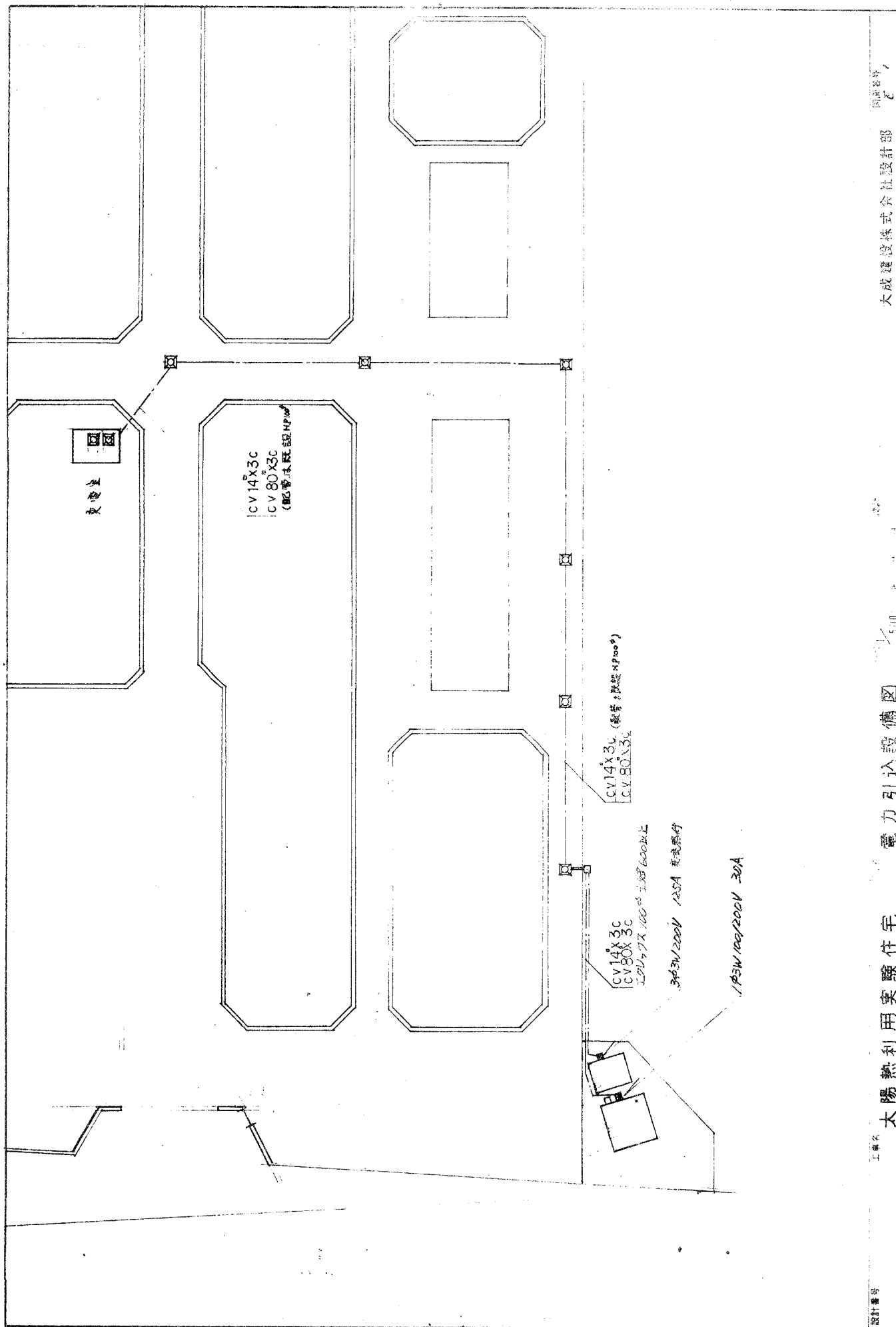


図 3.20 電力引込設備図

3.21 ☒



図3.22 電灯センサー設備図(2階)

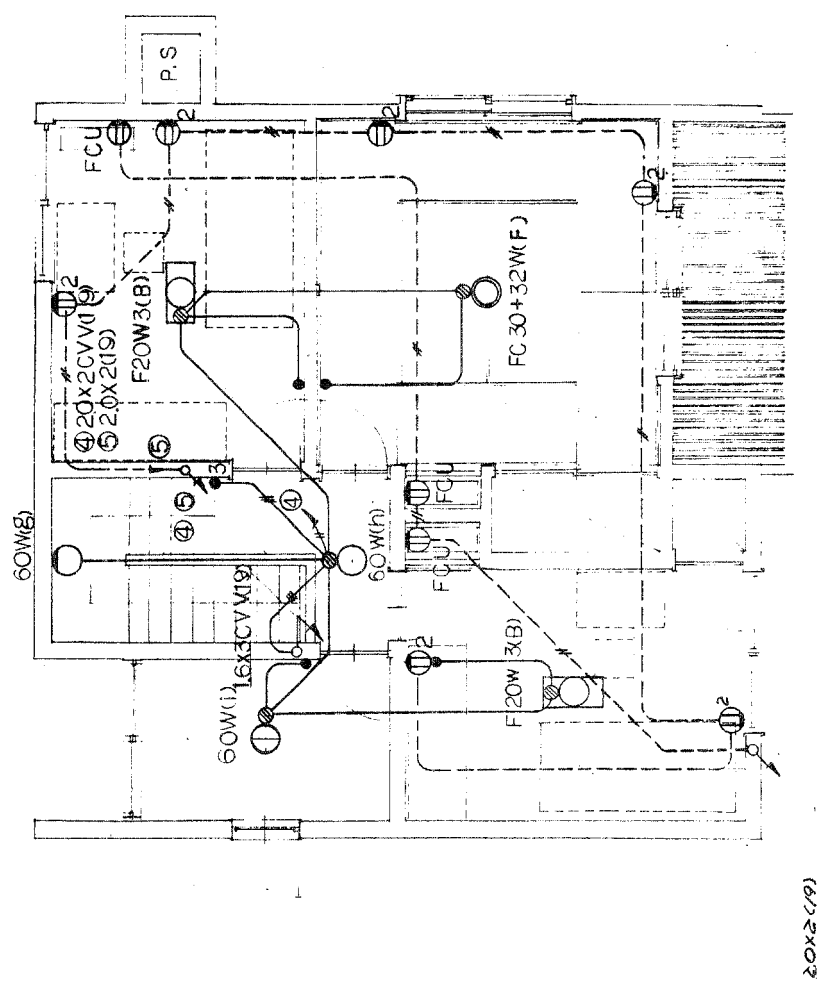
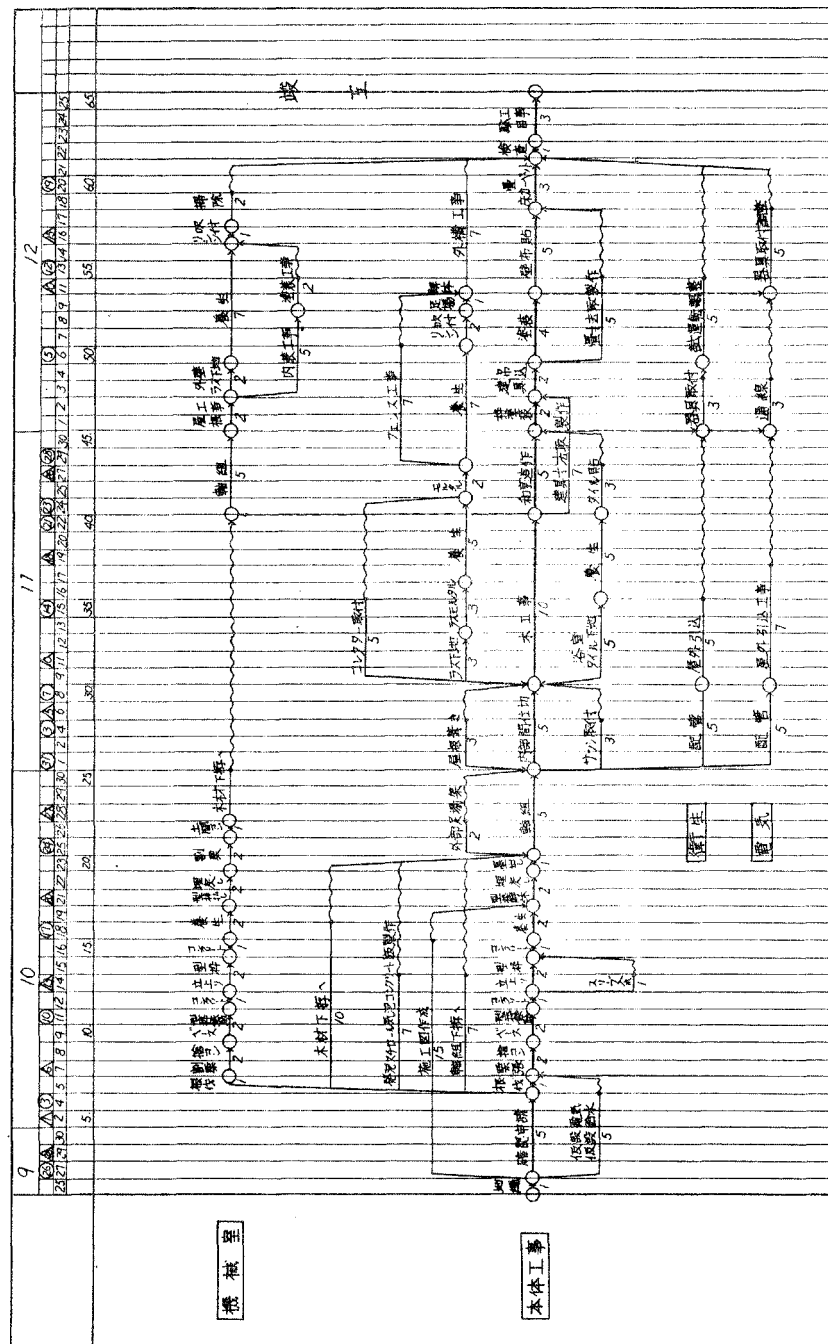


表 3.03 太陽熱利用実験住宅 工程表



3. 3 実験住宅の建設（設備）

3. 3. 1 緒 言

第一次実験住宅の基本設計に基づき，昭和 51 年度は，ランキンサイクルエンジン駆動冷凍機を用いた太陽冷暖房および給湯システムのうち冷暖房システムの実施設計を行い，施工及び試運転を行った。

3. 3. 2 熱負荷

実験住宅は，木造総 2 階建，延面積 97.52 m^2 ，標準家族（夫婦，子供 2 人）を対象とした 3 LDK であり，建物平面は，図 3. 43 である。この住宅における冷暖房負荷は表 3. 04，表 3. 05 に示す。（詳細については，本報告書の 1. 3. 2 を参考）

1 日の冷暖房負荷は下記の結果となった。

冷房時 14310 Kcal/day

暖房時 36940 Kcal/day

3. 3. 3 熱源機器の製作

(1) 熱源システムの構成

第一次実験住宅に設置する熱源システムの構成は，昭和 50 年度に決定した。システム構成のフローを図 3. 44 に示す。システムの概要は次の通りである。

コレクター系媒体は，不凍液混入水で高温蓄熱媒体を兼ねる。

ランキンサイクルエンジン駆動冷凍機は，できるだけ連続運転とし，冷温水蓄熱槽を設ける。冷温水蓄熱槽温度は，夏期 $5 \sim 10^\circ\text{C}$ ，冬期 60°C 程度である。

冬期の暖房は，コレクタでの集熱量を高温蓄熱槽内の熱交換器を介して冷温水蓄熱槽に貯める直接暖房とする。すなわち，冷凍機のヒートポンプ運転は行なわない。

暖房の補助熱源として，高温蓄熱槽に補助ボイラーを設ける。ただし実験住宅用の設備としては電気ヒータを設ける。

給湯のために貯湯槽を設け、高温蓄熱槽内に設けた熱交換器を介して貯湯槽の加熱を行なう。

以下、各機器について、その構造と特性を詳述する。

(2) 集熱器

実験住宅用集熱器は、昭和アルミ K.K. 製で、アルミ押出し成形部材にブラックニッケルの選択吸収処理を施したもので構成する。(図 3.45)。図 3.46 は、1 板のコレクターの受熱板であり、10 枚のアルミ押出し部材よりなる。図 3.47 は、受熱板をケースに組込んだ構成図である。受熱面の吸収率とふく射率は、各々 0.9、0.3 であり、昭和アルミ K.K. で実測した集熱効率は、図 3.48 に示す通りである。この集熱効率は、昨年度熱源機器のシステム設計の時に用いた値より向上しているので、図 3.48 の集熱効率を用いて、実験住宅での夏期の集熱量を再評価すると、次のようになる。

実験住宅の屋根傾斜角 (17°) に於ける単位面積当りの太陽入射エネルギーは、東京地区の日射量より図 3.49 (a) のようになる。集熱器の集熱効率は、図 3.48 よりわかるように、入射太陽エネルギーの関数である。

この集熱効率の入射太陽エネルギー依存性を考慮すると、単位面積当りの集熱量は、 95°C の集熱温度で図 3.49 (b) のようになる。この計算で、外気温度としては、理科年表の東京の 8 月の平均気温の時変化を用いた。

単位面積の集熱器で 1 日当り集熱可能な熱量は、図 3.49 (b) の曲線の下面積となり、約 $1130 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \text{ day}$ である。従って、実験住宅に設置した有効集熱面積 48 m^2 の集熱器での 1 日の集熱量は、 54240 Kcal となり、これは 1 日の冷房負荷 16000 Kcal に対応する。(51 年度報告書 3 - 104 頁, 3・4-2 式参照) この値は、昨年度の見積りより約 7% 増加している。なお、計算では、日射量、外気温度、集熱効率をそれぞれ次の式で近似した。

実験住宅屋根傾斜角での日射量

$$= -18.2 \times (t - 11.8)^2 + 615 \text{ (Kcal/m}^2 \text{ hr)}$$

$$\text{外気温} = 4.8 \times \left(\cos \frac{\pi}{12} (t - 13) \right) + 27.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{集熱効率} = -6x^2 - 3.5x + 0.79$$

但し t ; 時刻

x ; (集熱温度 - 外気温) / 日射量

(3) 高温蓄熱槽

前項で検討したコレクター特性を用いて、高温蓄熱槽内の温度変化を考える。蓄熱槽内水温(T)は、次式に従って変化する。

$$Mc \cdot \frac{dT}{dt} = \eta \cdot Is - Q_{\text{loss}} - \alpha W \quad (3.2-1)$$

ただし、 Mc ; 蓄熱材(水)の熱容量とコレクター、配管系、蓄熱槽等の有効熱容量の和

η ; コレクターの集熱効率

Is ; 太陽熱入射量

Q_{loss} ; 配管系、蓄熱槽等からの熱損失

αW ; ランキンサイクル系への熱出力で $W \sim 8000 \text{ Kcal/h}$, ランキンサイクル系運転中 $\alpha = 1$, 停止中 $\alpha = 0$

計算の条件は、初期蓄熱槽内温度 85°C として、コレクター系ポンプを起動し、その後ある時刻にランキンサイクル系を起動して、5時間の連続運転を行なう。集熱効率、 Q_{loss} 共に温度 T と周囲温度 T_0 の関数であり、厳密には、ランキンサイクル系への熱入力も、温度 T 、凝縮温度や冷凍系負荷によっても変動するが、第一次近似として一定とした。8月の気象条件を用いて計算した結果を図 3.50 に示す。この図から分かるように、朝 8 時に、コレクター系のポンプの運転を開始し、10 時 30 分にランキンサイクル系の運転を開始した場合には、(図 3.50(c)) 5 時間運転後の 15 時 30 分に 92.5°C となり、夜間の熱損失を考慮しても翌朝 8 時に 85°C で

の運転開始が可能である。また、蓄熱槽内水温は 100°C を越える事もない。

高温蓄熱槽の構造は、図 3.51 に示す通りであり、S U S 製の円筒形の密閉槽（屋上の膨張タンクの接続）中に、次の 3 種類の熱交換器を備えている。

1. フロン蒸気発生器，Cu ローフィン管，4 パス，交換熱量 8000 Kcal/h
詳細は後述。

2. 温水加熱用熱交換器，Cu ローフィン管，4 パス，交換熱量
 $10,000 \text{ Kcal/h}$ ，設計条件は，蓄熱槽温度 60°C ，温水入口温度 50°C ，
温水流量 35.5 l/min である。

3. 給湯加熱用熱交換器，S U S 裸管，1 パス，交換熱量 $2,000 \text{ Kcal/h}$ 。
容器は，フェルト系断熱材を 10 cm 厚さ施工した。温度差 75°C の時の温度降下は，断熱材の熱伝導率 $0.042 \text{ Kcal/Mh}^{\circ}\text{C}$ として， 45 deg/day で夜間
15 時間の温度降下は 3 deg 以下である。槽内の温度分布は上部が高く，
下部が低くなるように，下部からコレクター系へ入り，上部へ温水が返さ
れるようになっている。なお，下部に，補助ボイラーの代用の電気ヒータ
が設けられている。高温蓄熱槽の外観写真を図 3.52 (a) に示す。

(4) ランキンサイクル機器

(イ) エキスパンダ

エキスパンダはランキンサイクルの出力を取出す重要な機器であり，
高効率で高信頼度のものが必要とされる。我々は 50 年度から行なって
きたエキスパンダの基礎研究とプロトタイプによって得られた成果を基
にして下記に示す仕様のエキスパンダを製作した。

(i) エキスパンダ形式 可動翼形

(ii) 作動流体 フロン R 114

(iii) 設計条件 エキスパンダ入口圧力

$$P_1 = 11.71 \text{ [Kg/cm}^2 \text{] abs}$$

エキスパンダ入口温度

$$T_1 = 90 \text{ [}^{\circ}\text{C} \text{]}$$

エキスパンダ出口圧力

$$P_2 = 3.25 \quad [\text{Kg/cm}] \text{ abs}$$

凝縮温度

$$T_2 = 38 \quad [^\circ\text{C}]$$

(Ⅳ) 回転数 $N = 3,000 \quad [\text{rpm}]$

(Ⅴ) 出力 $L = 700 \quad [\text{W}]$

製作したエキスパンダの外形写真を図 2-56 に、構造を図 2-54 図 2-55 に示す。エキスパンダは 6 枚のカーボン製のベーンを持った可動翼形であり、ベーン、ロータ端部及び軸受は油ポンプによって強制潤滑してある。潤滑油はシェル内に内蔵した油分離器によって分離されシェルの下部に溜められている。シェルの下部に溜められた潤滑油はエキスパンダ停止時におけるフロンガスの寝込みを防ぐ為にフロンガスの自然循環を利用して加熱できる様に作られている。出力軸はメカニカルシールを介してシェルの下方に取り出されており、出力軸の端部には、シェル内部の両軸端に作用する圧力差によって生じる軸推力を平衡させる為の軸推力低減装置を装着する様に設計してある。単体試験結果によると、軸受メカニカルシール等の作動は全て正常であり安定な作動をする事が確められており、設計仕様を満足する次の様な性能が得られている。

- (i) 設計条件下における最高全断熱効率は 67 % であり、定格回転数 3,000 rpm の時の全断熱効率は 66 % である。
 - (ii) 設計条件下における出力は、回転数 3,000 rpm の時 705 [watt] であり設計仕様を満足している。
 - (iii) 吐出ガスに含まれる油は 100 ppm 程度である。すなわち内蔵した油分離器は正常に作動している。
 - (iv) フロンの自然循環を利用した潤滑油加熱装置によって、蓄熱槽の湯温が 90 °C の時約 50 W の加熱量を得る事ができる。
- 尚、このエキスパンダの設計、構造、性能の詳細は 2・4・3，2・4・5

節に詳述してあるので参照されたい。

(四) 蒸気発生器

昭和50年度の研究開発で、蒸気発生器の構造としては管形を採用することとし、そのモデル試験機を製作し、ほぼ設計値に近い熱交換特性が得られた。第一次実験住宅に設置するランキンサイクル系の熱入力は設計点（蓄熱温度95℃，蒸気温度90℃，凝縮温度38℃）で、8,000 kcal/hであり、蒸気発生器の構成材、寸法はモデル機に近いものとなった。蒸気発生器の主要諸元は次の通りである。

管 材 脱酸銅のフィン管

管寸法 内径 14.0 (mm)，フィン外径 18.7 (mm)，内外面積比
3.5

パス数 4

管 長

蒸気発生器のコイルを図 3.52 (b)に示す。

なお、作動媒体が R-114 の場合、蒸気発生器出口の蒸気としては、できるだけ飽和状態に近い乾き蒸気が望ましいことは、昨年度の検討結果により明らかになり、この蒸気状態を実現するために、蒸気発生器出口の管にヒータを巻き、その前後の温度差から蒸気が乾きか湿りかを判断して、ポンプ流量を制御することを試み実用の見通しを得た。しかしながら、ヒータ入力が 100 W 程度になるので必要動力をできるだけ小さくするために、今年度は、感温筒を用いて、蒸気発生器出口の過熱度を制御する方式を考えた。感温筒の構成を図 3.44 の感温筒の部分を拡大した。図 3.53 にしたがって説明する。差圧コントローラの高圧側は R-114 を封入した感温素子に接続され、蒸気温度に対応した飽和圧力を示す。低圧側に接続した蒸気発生器出口の蒸気圧力との差が常に設定圧力（ $\sim 0.5 \text{ Kg/cm}^2$ ）以下になると、ポンプのバイパス弁を開いて、蒸気発生器に流れる流量を変化させる。設定圧力差 0.3 Kg/cm^2 は、エキスパンダの作動範囲では、約 2℃ の過熱状態に対応する。高圧側、低圧側の蒸

気状態を蒸気線図上に表わしたのが図 3.54 である。感温筒の組立図を
図 3.55 に示す。

レ) 凝縮器

ラシキンサイクル冷凍機の効率が凝縮温度によって大きく影響されることは既に述べた。このため、エキスパンダ出口から凝縮器出口迄の低圧側蒸気の圧力降下をできるだけ小さくするよう、再生熱交換器、凝縮器、配管系の設計が必要である。再生熱交換器は、50 年度に試作したものと同じシエルコイル形で同一寸法のものを採用した。(図 3.56 (a)参照) 蒸気側圧力降下は、 0.002 kg/cm^2 以下(圧力 2.8 kg/cm^2 ，流量 200 kg/h) で無視出来る値である。

凝縮器として、50 年度は、2 重管形を採用したが、圧力降下 $0.8 \sim 0.9 \text{ kg/cm}^2$ (流量 200 kg/h) となり、ラシキンサイクル系の効率に大きな影響を与えることが判明した。このため実験住宅用冷凍機には圧力損失の小さいシエルチューブ形の凝縮器を採用した。(図 3.56 (b)参照) この凝縮器はインナーフインチューブ 31 本を $18 - 13$ パスに分けており、この圧損は、 0.01 kg/cm^2 以下と計算された。以上の検討から、蒸気側圧力降下としては配管部の損失が大きくなり、配管系は許す限り大きく、長さは短くなるように配管し全圧損として、 0.2 kg/cm^2 を越えないようにした。

冷却水は多ければ多い程凝縮温度は低くなるが、冷却水系の補機損も考慮して最適の値に設定することが必要である。最終的には、冷却水量 62.8 l/min ，冷却水入口温度 31°C で、凝縮器内蒸気温度 36°C (これは、蒸気側圧損 0.2 kg/cm^2 を考慮すると、凝縮温度 38°C に相当する。) を実現できる見込みである。

(5) 冷凍サイクル機器

(イ) 圧縮機

三菱電機において製造されている密閉式ローリングピストン式圧縮機を下記の仕様を満足する形に改造した。

- (i) 駆動方式 外部駆動
- (ii) 作動流体 フロンガス R22
- (iii) 設計条件 蒸発温度 $t_s = 5^{\circ}\text{C}$
 凝縮温度 $t_d = 38^{\circ}\text{C}$
- (iv) 冷凍能力 $Q = 3,000$ [kcal/hr]
- (v) 回転数 $N = 3,600$ [rpm]

製作した圧縮機の外形写真を図 2-63 に，組立図を図 2-64 に示す。圧縮機構部はストロークボリューム $S_v = 15.5$ [cc/rev] のローリングピストン式であり，駆動用の軸はローリングピストンの偏心を補償する為の balancer とメカニカルシールを介してシェルの上部に取り出されている。

メカニカルシールの潤滑は圧縮機の吐出ガスを直接シール面に吹きつけて，吐出ガスの中に含まれる約 20 重量% の油によって行なう様に設計してある。

吐出ガスに含まれる油はシール面に吹きつけられてその一部を分離した後，シェル内の二重円筒の内外で流速を減じて流出ガスの油含有量が約 1 重量% 程度になる様に設計してある。さらにエキスパンダの場合と同様に，駆動用軸の端部に軸推力低減装置を装着できる様に作ってある。単体試験結果によると，設計条件の下で回転数 3,500 rpm の時冷凍能力 3015 [kcal/hr] が得られているので，この圧縮機は設計仕様を満足している。尚，この圧縮機の設計，構造，性能の詳細は 2.4.4，2.4.5 節に詳述してあるので参照されたい。

(ロ) 熱交換器及び付属機器

冷凍系の構成は図 3.44 に示すように通常の蒸気圧縮式の冷凍サイクルと同じものであり，したがって熱交換器類も特に差異はない。

- (i) 蒸発器は二重管形で内管を冷媒が，外管に冷水が流れる。冷水標準流量は 25 l/min である。

(ii) 凝縮器は二重管形で内管を冷却水が、外管を冷媒が流れる。冷却水標準流量は、 13.2 l/min であり、凝縮温度が 38°C になる様に設計した。

(iii) 蒸発温度の制御は温度式の膨張弁によっている。

熱交換器類を組み込んだ機器収納箱の写真を図 3.56 (a), (b)に示す。

(f) エキスパンダによる圧縮機の駆動システム

ランキンサイクルエンジン駆動冷凍機を完成する為には、各種熱交換器類や補機を接続してそれぞれのサイクルを完成させるだけでなく、エキスパンダの出力によって圧縮機を安定に駆動できるシステムを組立てることが必要であるから、図 3.57 に示す様にエキスパンダと圧縮機に関連した機器を一つのラックにまとめて組立てた。図 3.57 に示すラックには図 3.58 に示す機器が組込まれているので以下順を追って説明する。

(i) 油ポンプ

エキスパンダのシェル内に溜められた潤滑油を約 10 [Kg/cm] まで昇圧しエキスパンダの上部軸受端から軸受に供給する。油ポンプは電磁式プランジャポンプで最高圧力 12 [Kg/cm] 以上、最大流量 18 [l/h] 、消費電力 20 [watt] の性能を持っている。油ポンプの吐出側には圧力スイッチを設置しており、油ポンプの油圧が設定圧力以上に保持された時のみエキスパンダを駆動できる様に制御している。

(ii) 潤滑油加熱用パイプ

高温蓄熱槽内に設置した蒸発コイルとエキスパンダシェル内に組込まれた凝縮コイルの間を銅管で接続し R 114 を 140 g 封入後断熱してある。これによって約 50 [watt] の潤滑油加熱熱量を得ることができる。

(iii) 軸推力低減装置

エキスパンダの出力軸及び圧縮機の駆動軸に 50 年度の研究において考案した軸推力低減装置を装着して、軸の両端に作用する圧力差による軸推力を平衡させている。

(二) プーリー及びベルト

回転数の変更が簡単で電源周波数の変化に対応できること，組立が簡単な事を考慮してベルトによって動力を伝達する事にした。ベルト及びプーリーは，小形軽量で伝達効率の高いタイミングベルト（新田ベルト製）を採用した。

(三) クラッチ

太陽熱が利用できない場合でも圧縮機を駆動し冷房を行なう必要がある。その場合はこのクラッチを切ってエキスパンダを切り離して，後述する誘導電動機によって圧縮機を駆動する事を可能にする。クラッチの形式は，小倉クラッチ製電磁クラッチMSC-T 1・2型で，静摩擦トルク 1.2 Kg-m ，通電時の消費電力は約 15 [watt] である。

(四) 誘導電動機

太陽熱入力の変化によって蓄熱槽温度が変化すると，エキスパンダの出力もそれに応じて変動するから，圧縮機を安定に駆動する為には何等かの補助動力によってこの変動を補償する必要がある。我々のシステムでは図 3.58 に示す様にエキスパンダと圧縮機の間誘導電動機を入れてエキパンダの出力の過不足分をこの電動機によって補償する方法を採用した。すなわちエキスパンダの出力が小さくなると回転数が低下するので誘導電動機のすべりが増大して出力が増え，エキスパンダの出力が過剰な場合は負のすべりとなって電動機が余剰動力を吸収して発電機作動を行なうので回転数は自動的に電源周波数によって決まる誘導電動機の定格回転数付近に保持することができる。この様に誘導電動機は一種の制御器として作動し回転数をほぼ一定に保持することができるだけでなく，ランキンサイクルが休止中やその出力が小さい時はクラッチを切ってこの誘導電動機単独で圧縮機を駆動して冷房を行なう事もできるので誘導電動機の容量としては圧縮機を単独で駆動するに十分な出力を持った物を採用する必要がある。

しかしながら誘導電動機はその出力が定格状態に近い場合に最高効率

を示す様に設計されているから、この様に大出力の電動機を採用すると電動機が制御器として作動する低出力時には低効率状態で作動する事になる。従って理想的には圧縮機駆動用の電動機と制御用の電動機を分離し、制御用としては小出力の電動機を採用する事が望ましい。我々はこの理想的な状態を一台の電動機で実現する為に三相誘導電動機を採用し、制御用として使う時は星形結線、圧縮機駆動用として使う時は三角結線として制御用として使った時のモーター効率の向上を実現した。

我々が採用した誘導電動機の仕様は以下の通りである。

名称： 三菱スーパーライン三相誘導電動機

形式： 全閉外扇形，フラジ付立形，両軸タイプ

電源，極数： 50 Hz 2P

出力： Δ 接続時 750 W，Y接続時 200 W

3. 3. 4 設備システム

(1) システムの特徴

(イ) 空調器

室内環境を快適にするため、空調器はファンコイルユニットとした。各ユニットにはバイパス三方弁及びルームサーモスタットを取付け、冷房あるいは暖房が不必要なときの自然放熱をさけるようにした。また、ファンコイルユニットへの水量を安定にするため、定流量方式を採用している。

(ロ) 冷却塔

ランキンサイクルエンジン及び冷凍サイクルの凝縮熱は、冷却水により冷却塔で放熱される。従って、冷却塔は両者の排熱を同時に処理できる能力を有するものを選定している。

(ハ) 夏・冬切換え

夏期はランキンサイクルエンジン駆動冷凍機による冷水、冬期は高温蓄熱槽の熱交換による温水を利用し、室内を冷房及び暖房を行なう。こ

のときの冷水，温水の切換えを遠隔操作三方弁にて行っている。

(2) 系 統

昭和50年度の設備システムの基本設計に基づき，本年度はランキンサイクルエンジン駆動冷凍機が運転可能な範囲とし，冷温水蓄熱槽及び貯湯槽は除いている。従って水回路は閉回路で運転できるようにしている。その系統を図3.59に示す。

(3) 空調器（ファンコイルユニット）の選定

ファンコイルユニットの冷房能力，暖房能力は，各々表3.06で，その各部屋について機種選定した結果を表3.07に示す。

(4) 使用機器

本年度の第一次実験住宅には，表3.08及び図3.60～図3.68に示す機器を施工した。

(5) 電気設備

電気設備は，熱源設備機器及び冷暖房設備機器を運転できるもので，昭和52年度において，これらの設備機器の自動運転が容易にできるようなシーケンス回路とした。そのシーケンス及び動力操作盤を図3.69～図3.71に示す。

3. 3. 5 施 工

(1) 工 程

熱源及び冷暖房設備の施工工程は，表3.09に従って行なった。

(2) 機械室内機器配置配管

機械室には，ランキンサイクルエンジン駆動冷凍機，高温蓄熱槽，高温水ポンプ，真空ポンプ，ブラインタンク，換気扇及び手動ポンプを設置している。図3.72には，機械室内の機器配置及び配管を示す。なお，配管には，配管からの熱損失を少なくするため，冷却水配管，ドレイン配管等を除き25～30mmの断熱材を施工している。（図3.73）

(3) 本屋内機器配置配管

本屋には，ファンコイルユニット，パイプシャフト内には，冷温水膨張タンク及びブライン膨張タンクを設置している。図 3.74，図 3.75 には本屋，図 3.76 にはパイプシャフト内の機器配置及び配管を示す。

なお，配管には，配管からの熱損失を少なくするため排気管等を除き， $25 \sim 30 \text{ mm}$ の断熱材を施工している。

(4) 屋外機器配置配管

屋外には，集熱器，冷却塔，冷却水ポンプ及び熱源側ポンプを設置している。

(i) 集熱器の取付，配管

実験住宅へは図 3.47 の集熱器 16 面を図 3.77 のように配置して取付けた。有効受熱面々積は 49.7 m^2 である。各集熱器への熱媒体の分流を均等化するためにヘッダー部は内径 $47 \text{ mm } \phi$ (厚み 1.5 mm) の銅管を用いた。集熱器及びヘッダー各部のつなぎは，フレックス・マスター・カップリング (横浜ゴム K K 製) を用いた。

熱媒体の流量は，集熱器効率と，熱媒体流量の関係 (49 年度に検討) より 50 l/min とした。この時，各集熱器を流れる熱媒体の流量比は，図 3.78 のようになり，ほぼ均等に流れる。

蓄熱槽から集熱器へは，内径 $30 \text{ mm } \phi$ の銅配管とした。長さは片路約 15 m である。これらの配管系及び集熱器系へ 50 l/min の熱媒体が流れたときの集熱器系の全水頭損失は，約 5 m である。集熱器系に使用した温水ポンプは，三菱電機製 LP-3155 LF で能力は，水頭損失 5 m で 80 l/min である。

集熱器の取付状態を図 3.79 に示す。

(ii) 冷却塔，冷却水ポンプ，熱源側ポンプ配管

冷却塔，冷却水ポンプ，熱源側ポンプの配置配管を図 3.80，図 3.81 に示す。

(5) 電気配線

冷暖房設備の電気配線を図 3.82 に示す。なお，動力操作盤は機械室内に設置した。（図 3.83）

3. 3. 6 結 言

本年度は，第一次実験住宅の基本設計に基づき，ランキンサイクルエンジン駆動冷凍機を用いた冷暖房システムの実施設計，施工及び試運転を行なった。

今後は更に，冷温水蓄熱槽及び貯湯槽の実施設計及び施工を行ない，第一次実験住宅設備システムの運転研究を行なう予定である。

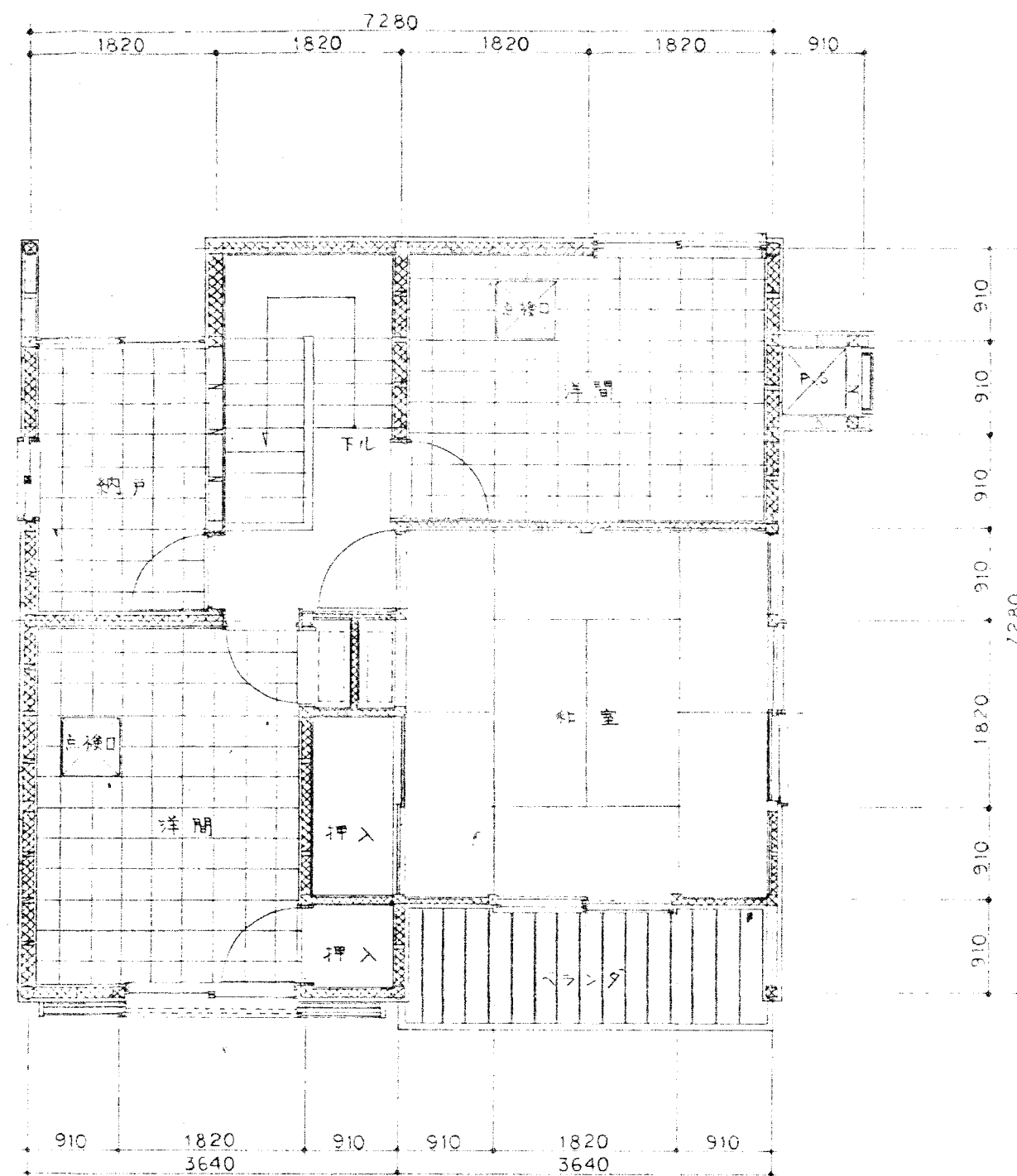
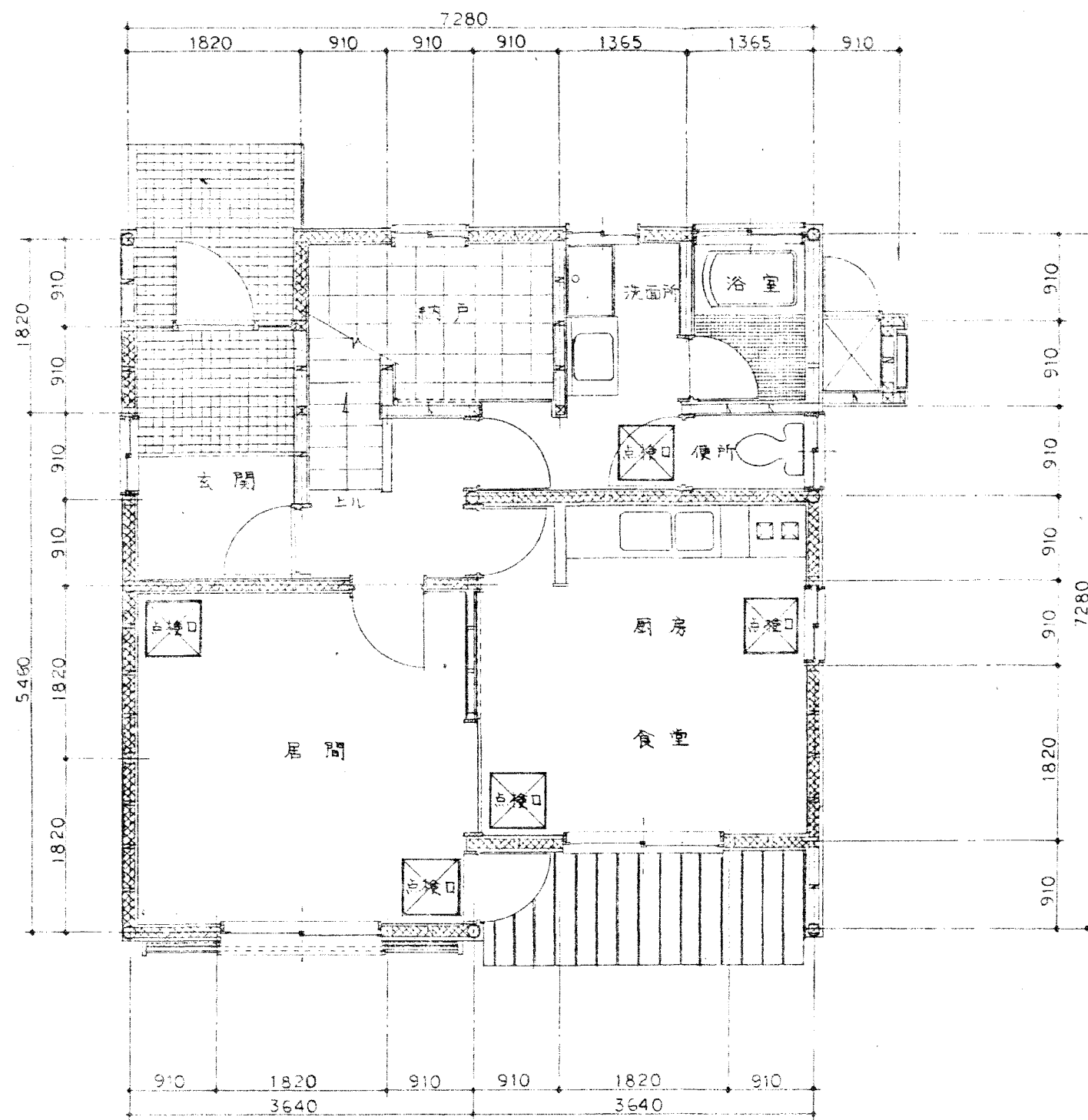


図3-43 実験住宅平面図

表 3.04 冷 房 負 荷

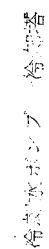
単位 Kcal/Hr

時刻	室名	L	D・K.	2F S 子 供 室	2F 和 室	2F N 子 供 室	合 計
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12			1,550				1,550
13			1,290				1,290
14			860				860
15							
16							
17							
18			1,590				1,590
19		870	1,070				1,940
20		580	390	1,100		740	2,810
21		640		390		330	1,360
22		590		250		240	1,080
23		570		210	500	210	1,490
24					340		340
合 計 Kcal/day		3,250	6,750	1,950	840	1,520	14,310

表 3.05 暖 房 負 荷

単位 Kcal/Hr

室名 時刻	L	D・K・	2F S 子 供 室	2F 和 室	2F N 子 供 室	合 計
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8	2,660	2,070				4,730
9	1,120	1,310				2,430
10		610				610
11		550				550
12		710				710
13		680				680
14		850				850
15		860	2,180		2,080	5,120
16		880	1,230		1,240	3,350
17		740	650		640	2,030
18		140				140
19	1,650	180				1,830
20	1,110	560	1,210		1,130	4,010
21	460		570	2,250	570	3,850
22	430		430	1,590	430	2,880
23	440		400	1,070	400	2,310
24				860		860
合 計 Kcal/day	7,870	10,140	6,670	5,770	6,490	36,940



実験住宅熱源機器ノロー

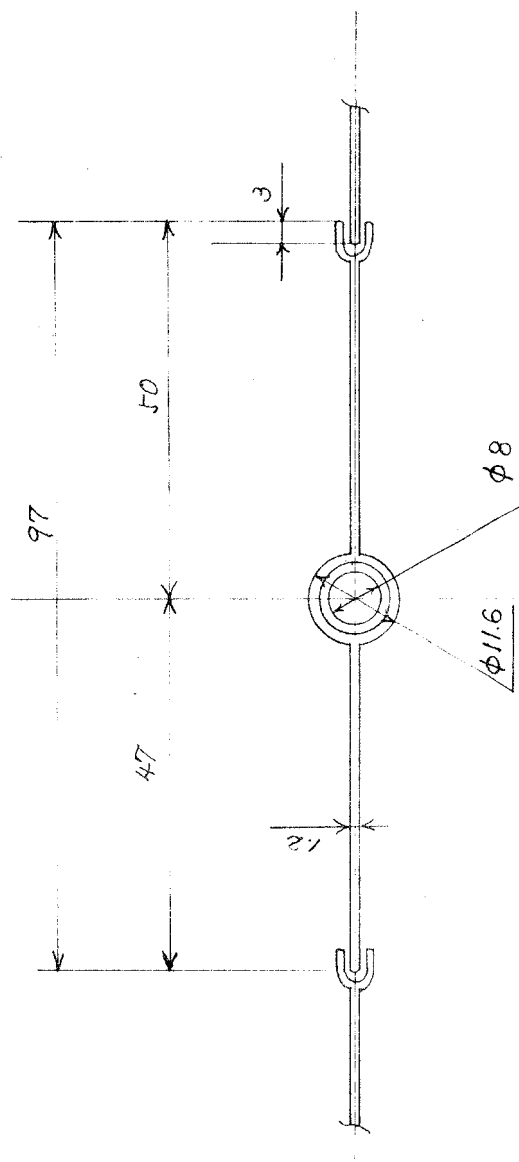


图 3.45 受热板断面图

3 - 5 8

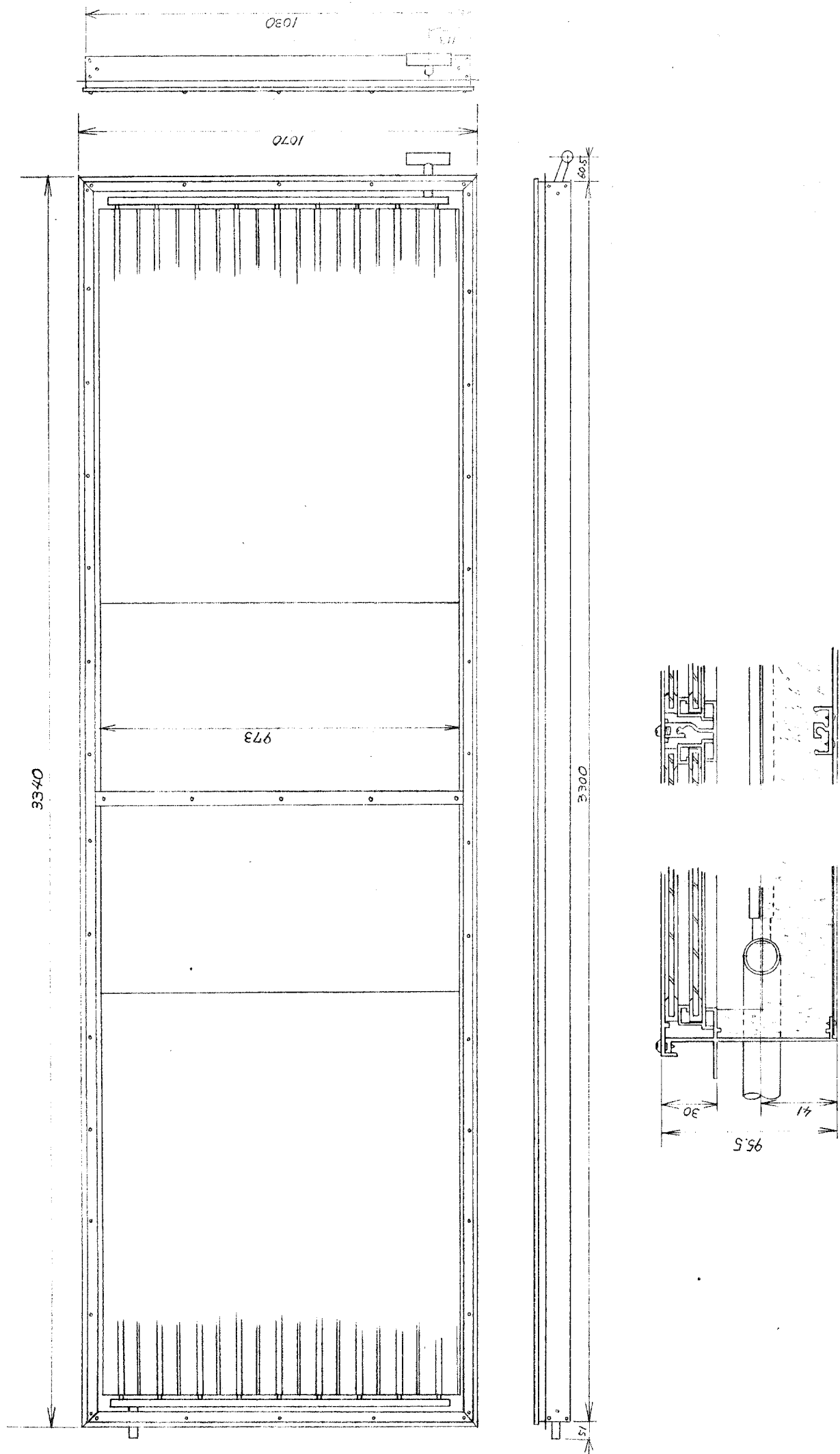


图 3.47 集 热 器 组 立 图

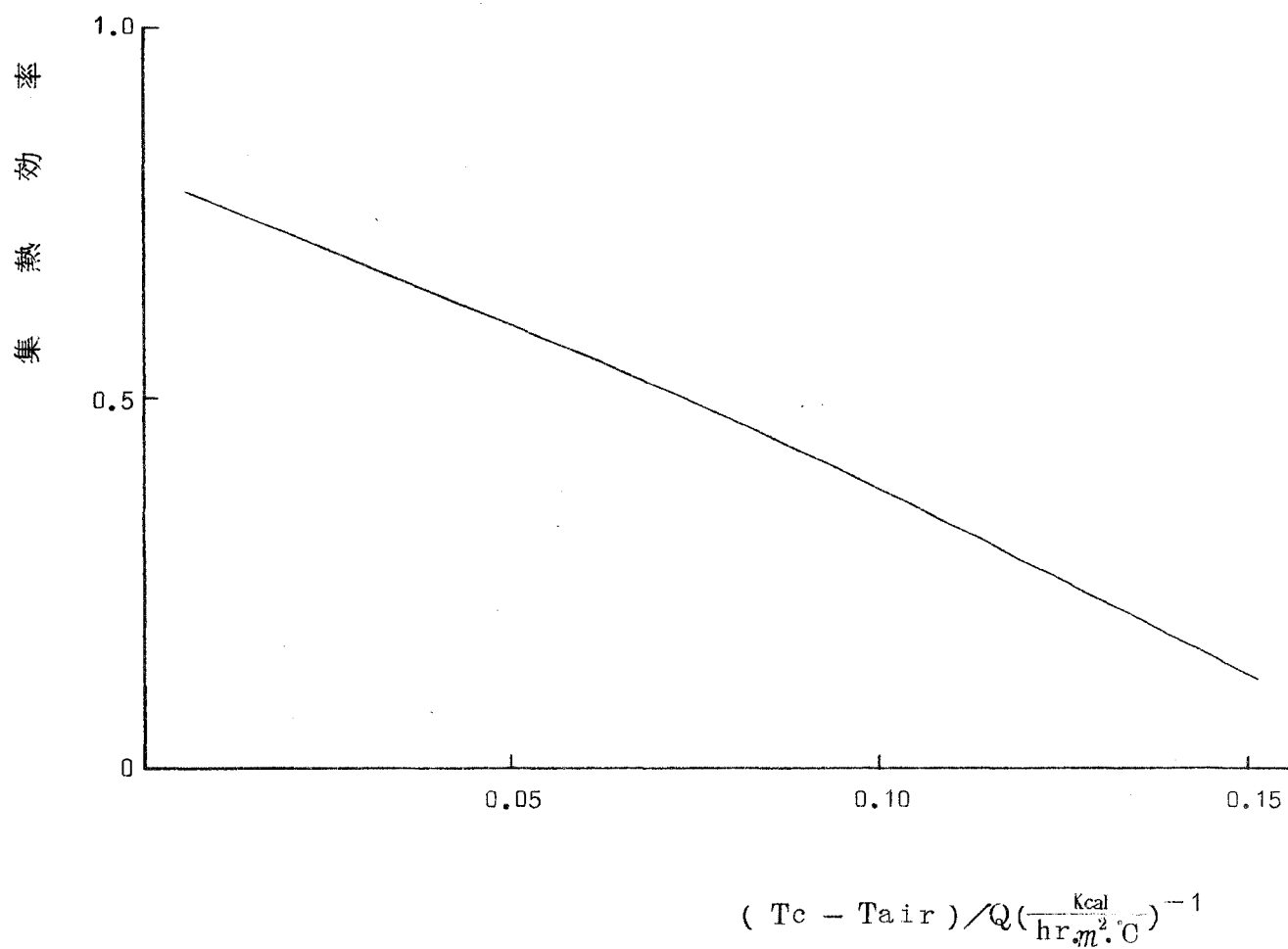


図 3.48 集 熱 効 率

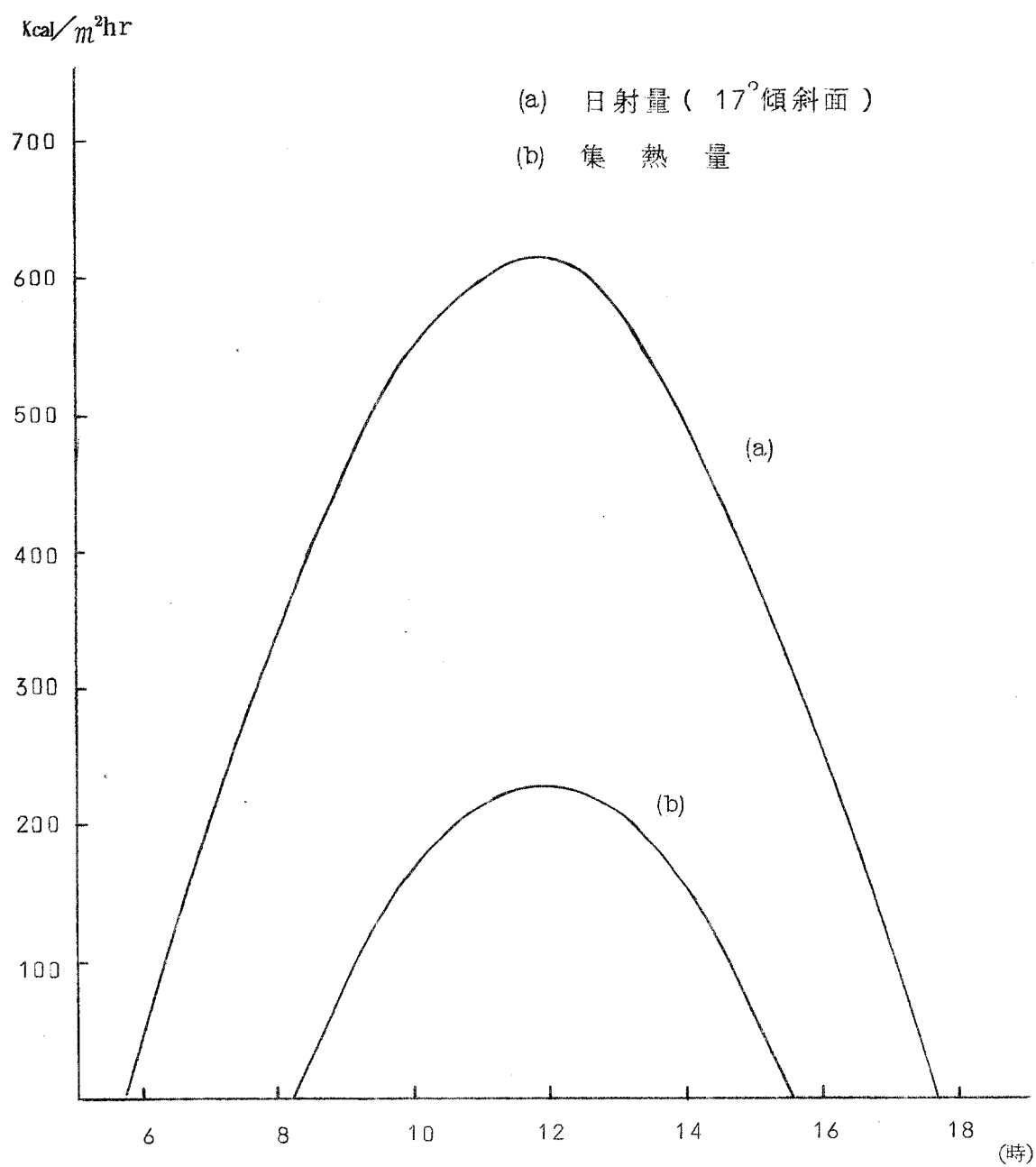


図 3.49 集 熱 量

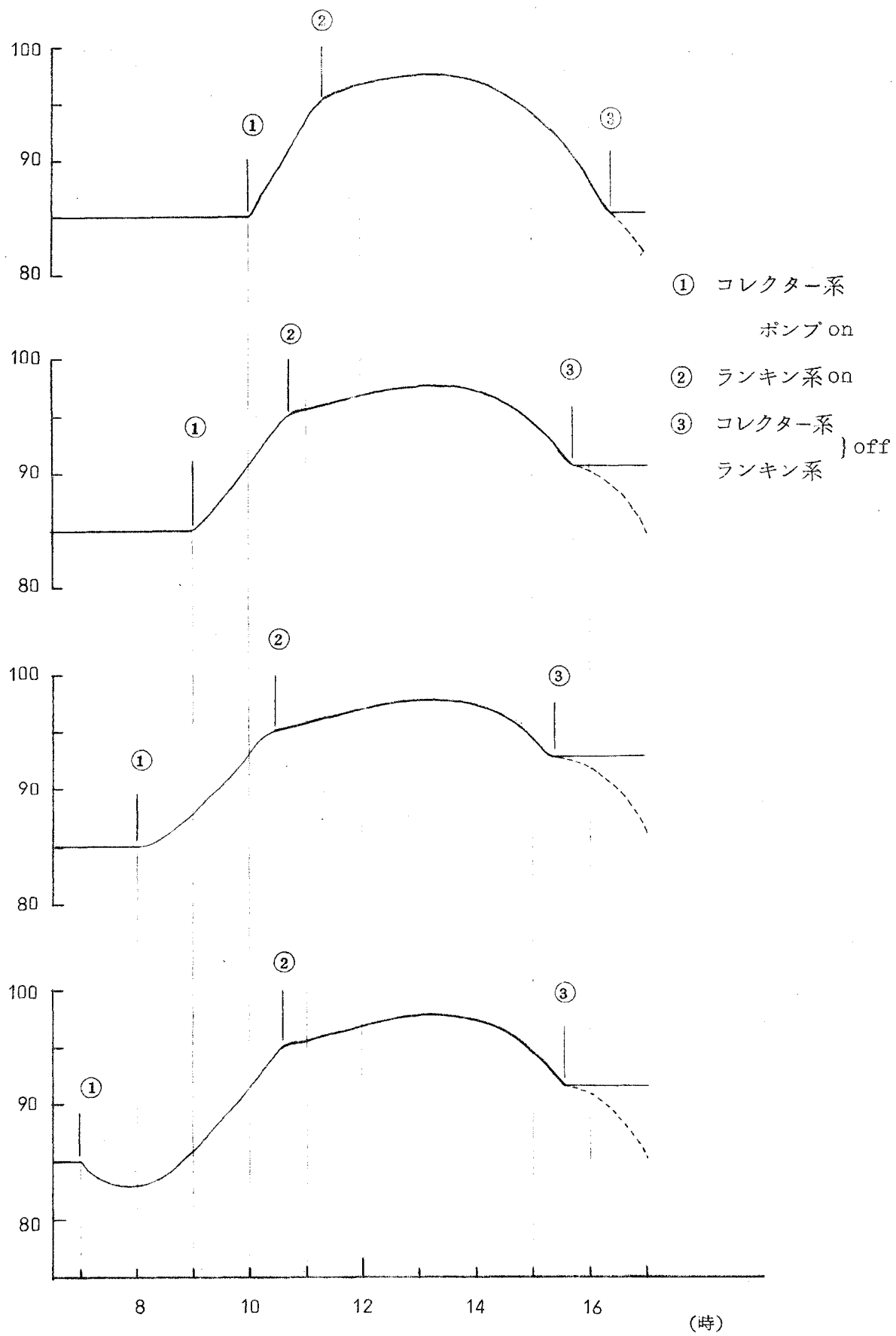
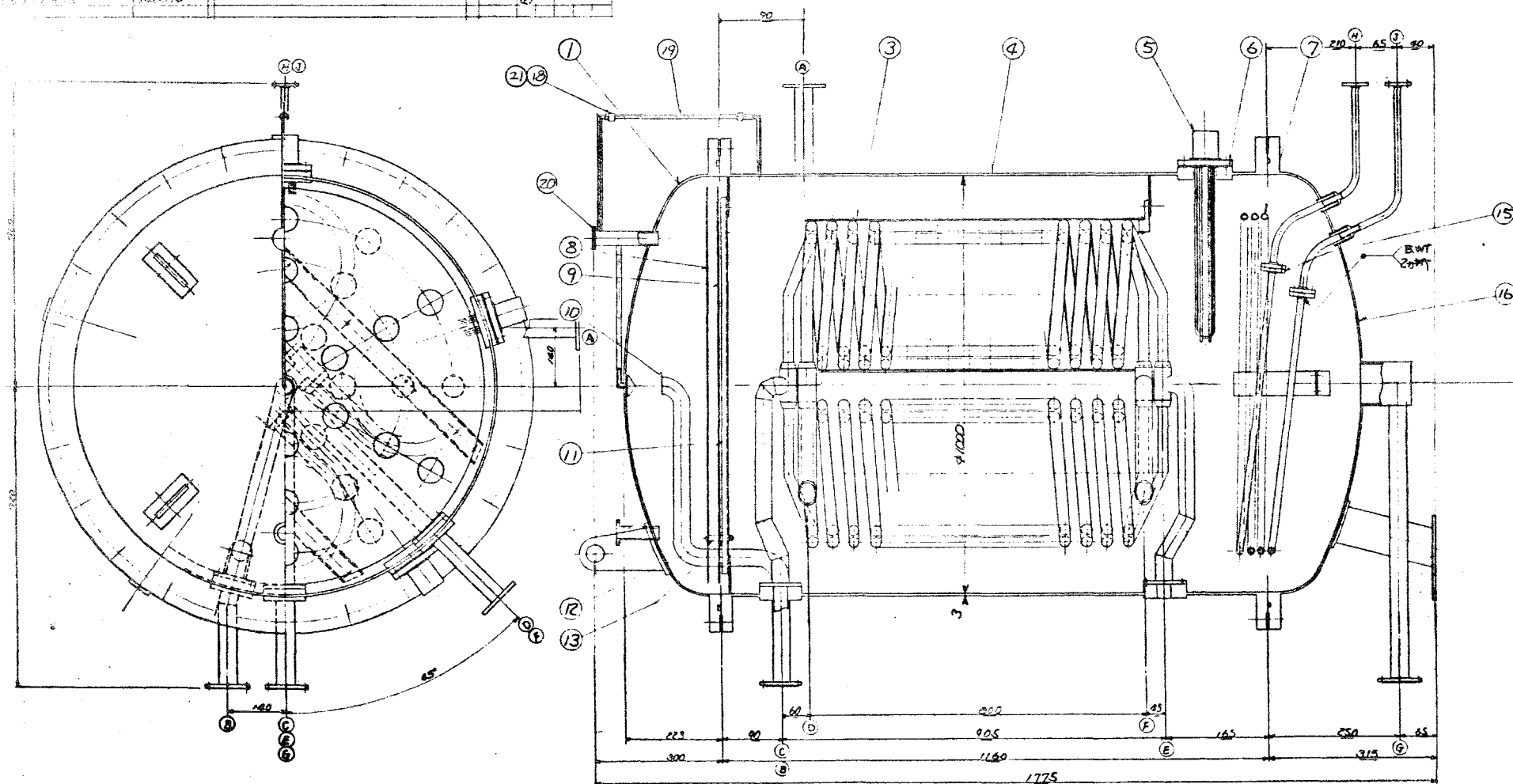


図 3.50 蓄熱槽温度変化

品名	数量	単位	金額	備考
1557514				(1)
1557517				(1)
1557522				(1)
1557525	SP-W-2325			(1)
1557529				(1)
1557530				(1)
1557531				(1)
1557532				(1)
1557537				(1)
1557538				(1)
1557539				(1)
1557540				(1)
1557541				(1)
1557542				(1)
1557543				(1)
1557544				(1)
1557545				(1)
1557546				(1)
1557547				(1)
1557548				(1)
1557549				(1)
1557550				(1)
1557551				(1)
1557552				(1)
1557553				(1)
1557554				(1)
1557555				(1)
1557556				(1)
1557557				(1)
1557558				(1)
1557559				(1)
1557560				(1)
1557561				(1)
1557562				(1)
1557563				(1)
1557564				(1)
1557565				(1)
1557566				(1)
1557567				(1)
1557568				(1)
1557569				(1)
1557570				(1)
1557571				(1)
1557572				(1)
1557573				(1)
1557574				(1)
1557575				(1)
1557576				(1)
1557577				(1)
1557578				(1)
1557579				(1)
1557580				(1)
1557581				(1)
1557582				(1)
1557583				(1)
1557584				(1)
1557585				(1)
1557586				(1)
1557587				(1)
1557588				(1)
1557589				(1)
1557590				(1)
1557591				(1)
1557592				(1)
1557593				(1)
1557594				(1)
1557595				(1)
1557596				(1)
1557597				(1)
1557598				(1)
1557599				(1)
1557600				(1)



蓄熱槽組立図

[illegible]

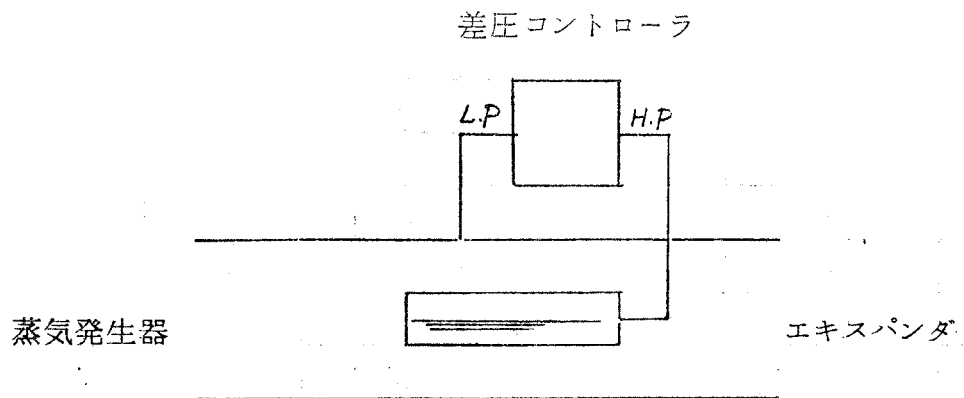


図 3.53 感温筒構成図

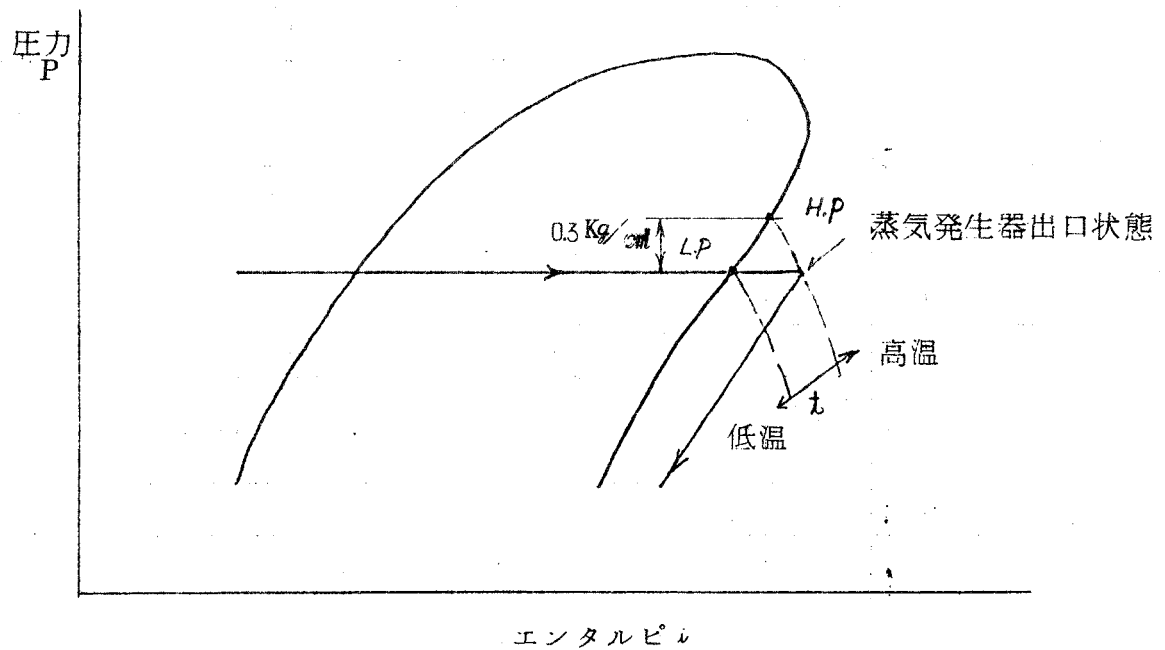


図 3.54 感温筒動作原型

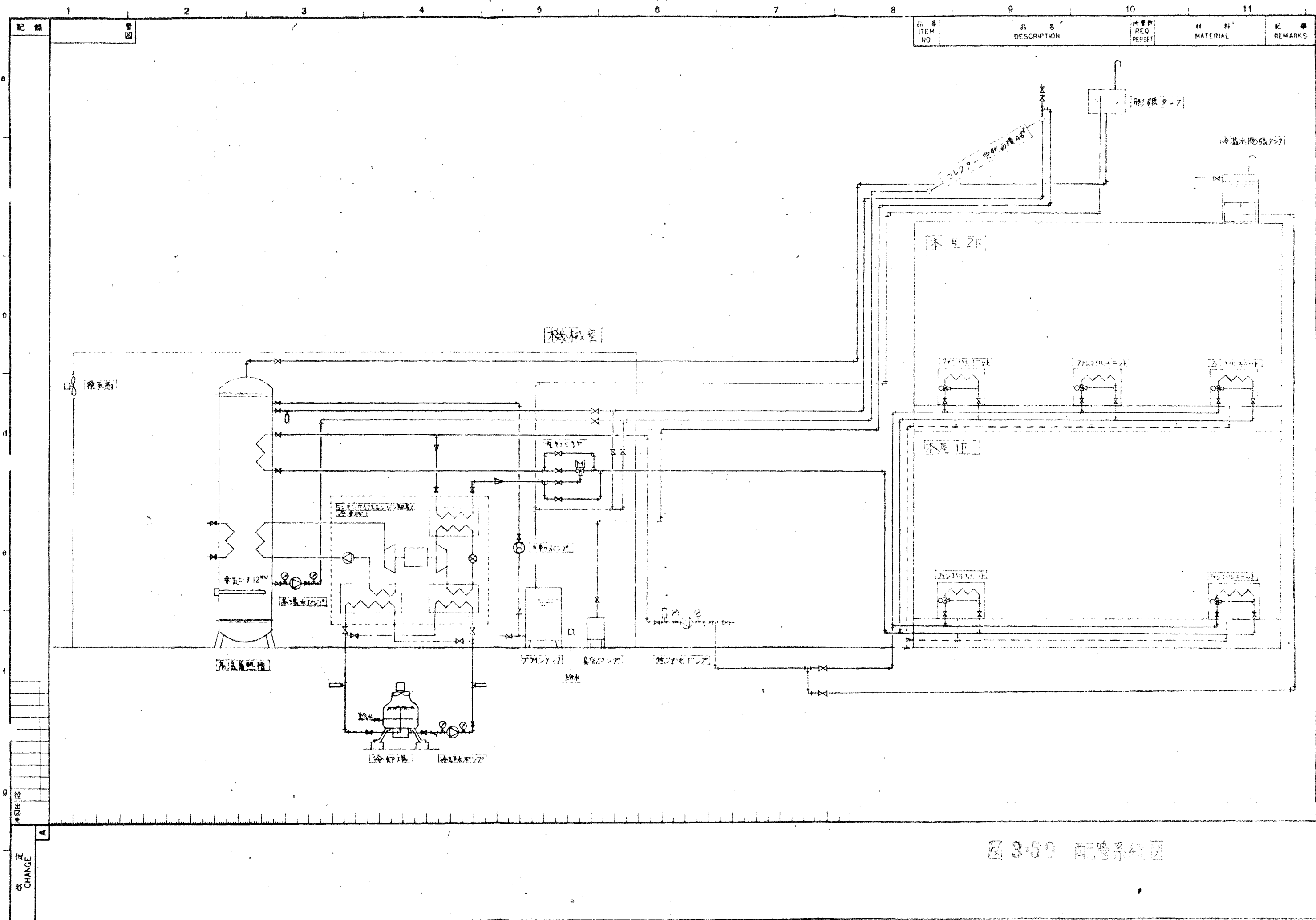


図 3-50 配管系統図

表 3.06 ファンコイルユニット能力

冷房能力 (Kcal/hr)			暖房能力 (Kcal/hr)		
形式 \ 入口水温	7℃	9℃	形式 \ 入口水温	55℃	50℃
150 形	1730	1540	150 形	1970	1700
250 形	2320	2060	250 形	2660	2280

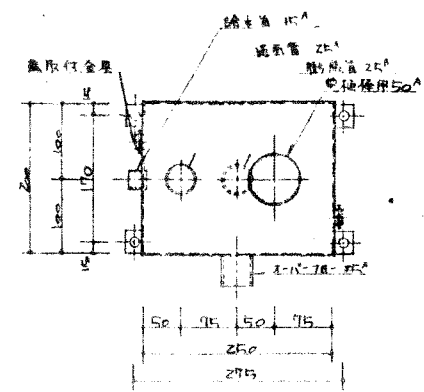
表 3.07 ファンコイルユニット選定

部 屋 名	調 和 器	流 量
L	250 形	10.0 <i>ℓ/min</i>
D K	250 形	"
2F S 子 供 室	150 形	9.0 <i>ℓ/min</i>
2F 和 室	250 形	10.0 <i>ℓ/min</i>
2F N 子 供 室	150 形	9.0 <i>ℓ/min</i>
計		48.0 <i>ℓ/min</i>

表 3.08 設備使用機器一覧表

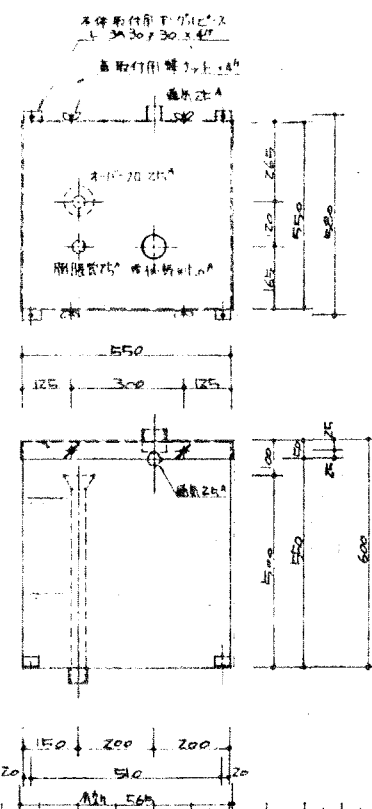
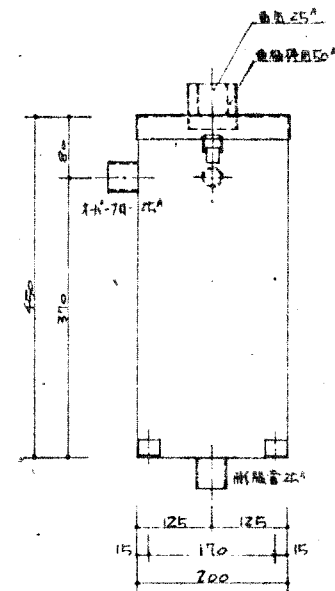
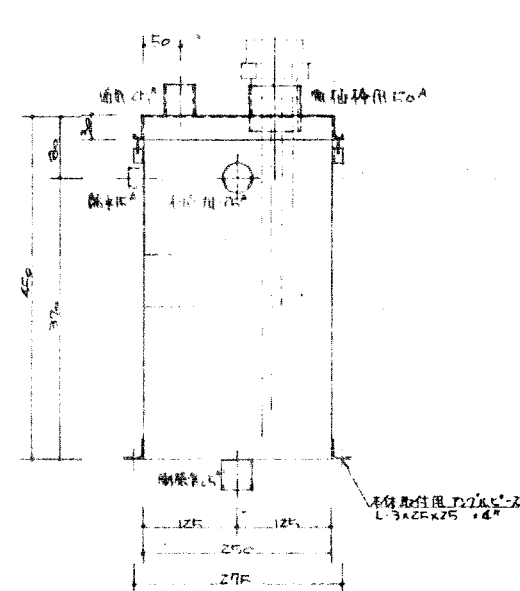
品番	名 称	仕 様	使用 台数
①	冷 却 塔	能 力 5 RT 水 量 75 ℓ/min ファ ン 0.1 kW	1
②	調 和 器	床置形ファンコイルユニット 150型 三方弁付 冷房能力 1730 Kcal/h 入口温度 7℃ 暖房能力 1970 Kcal/h 入口温度 55℃	2
③	調 和 器	床置型ファンコイルユニット 250型 三方弁付 冷房能力 2320 Kcal/h 入口温度 7℃ 暖房能力 2660 Kcal/h 入口温度 55℃	3
④	冷 却 水 ポ ン プ	流 量 75 ℓ/min 出 力 150 W 揚 量 5.5 m	1
⑤	熱 源 側 ポ ン プ	流 量 48 ℓ/min 出 力 150 W 揚 量 6.5 m	1
⑥	真 空 ポ ン プ	排気速度 180 ℓ/min 出 力 400 W	1
⑦	手 動 ポ ン プ	流 量 20 ℓ/min	1
⑧	ブ ラ イ ン タ ン ク	容 量 450 ℓ	1
⑨	ブ ラ イ ン 膨 張 タ ン ク	容 量 150 ℓ	1
⑩	冷 温 水 膨 張 タ ン ク	容 量 10 ℓ	1
⑪	換 気 扇	有圧換気扇 出 力 25 W	1
⑫	全 熱 交 換 器	風 量 100 m^3/h (強ノッチ時) 入 力 40 W	1
⑬	夏・冬切換え三方弁	電 動 式	1

品 名 ITEM NO	品 名 DESCRIPTION	所需 REQ PERCENT	材 料 MATERIAL	说 明 REMARKS
-------------------	--------------------	----------------------	-----------------	----------------



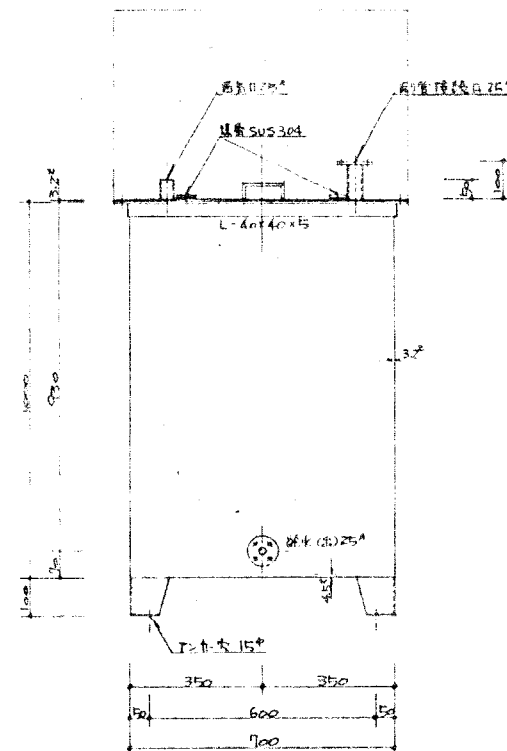
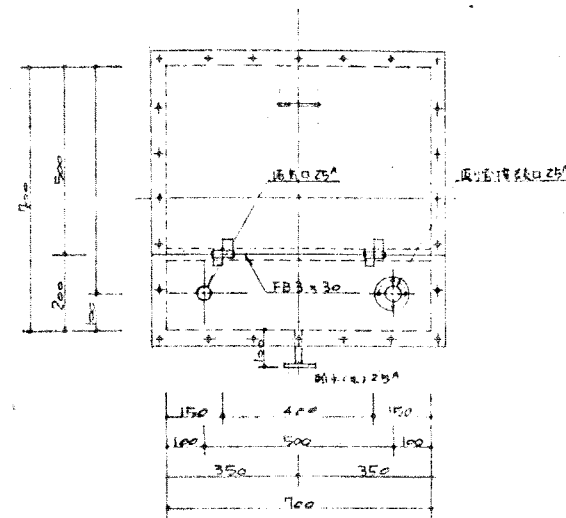
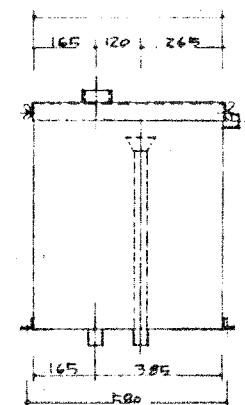
冷温水用膨脹タンク S-16

容量: 10 L
寸法: 250 x 200 x 450^H
板厚: 側板、底板 3 蓋板 用 3.2[#] SS-41
塗装: 内面 ロ-パル塗料仕上
外面 錆止ペイント塗装
仕上 粉体色 (E1-1004)



ブライン用膨脹タンク 2000ℓ

容重: 150^k
寸法: $550 \times 550 \times 600^H$
板厚: 側板、底柁 用 3.0^k SUS 304
蓋板 用 2.0^k SUS 304



アライントング 50%

容量：450^ℓ
寸法：700×100×1000mm
板取：側板5枚取、R30° 底板4枚取 SS41
フレンジ：JIS S400規格フレンジ使用 SS41
塗装：内面 エポキシ0.03mmコーティング
外面 錆止ペイント塗装
色と仕様色(EI-1004)

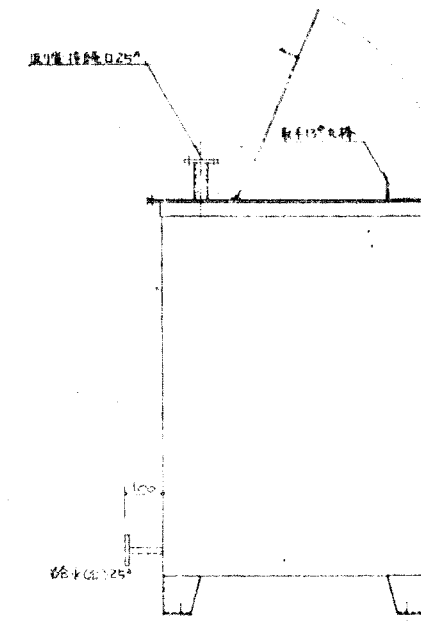
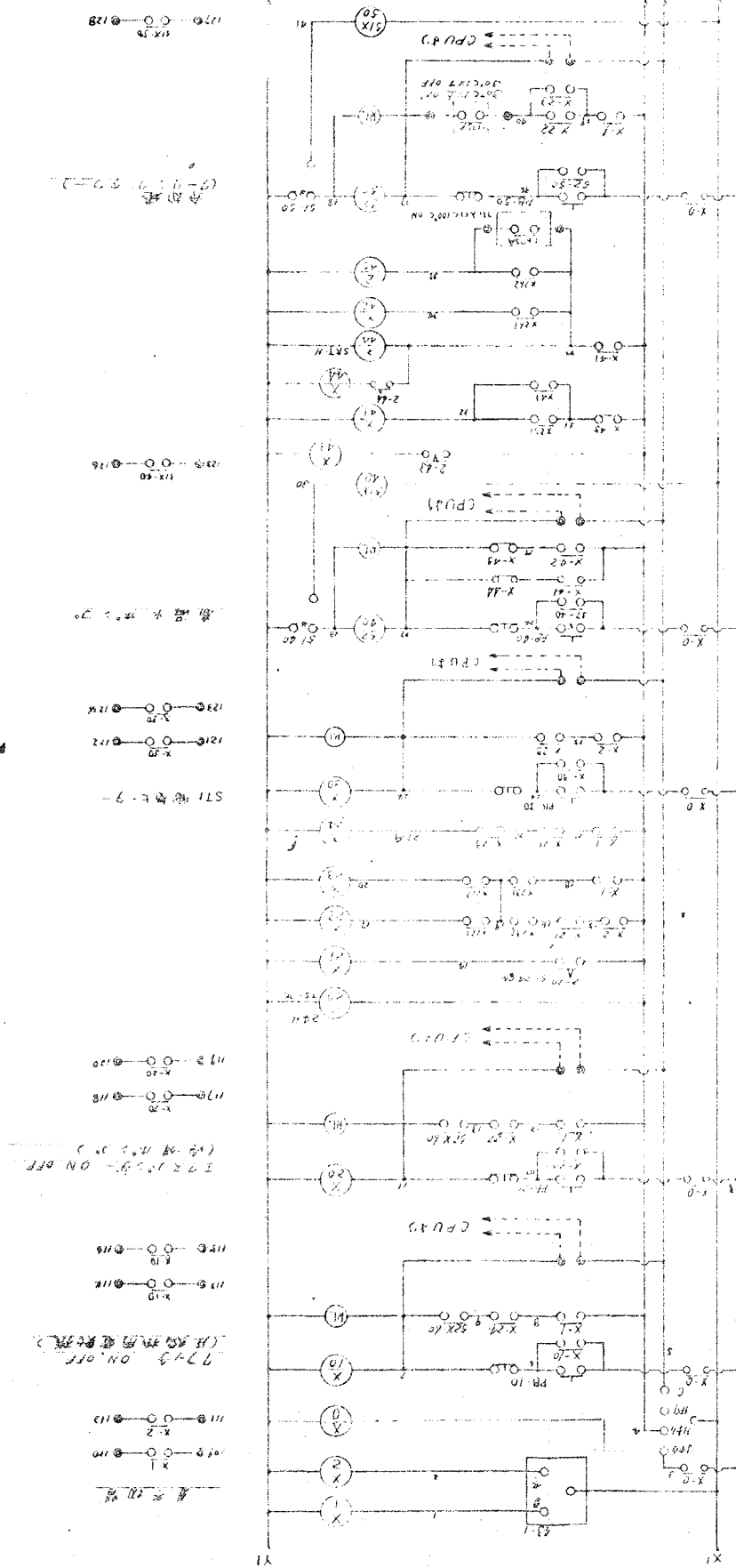


図 3-68 タンク類



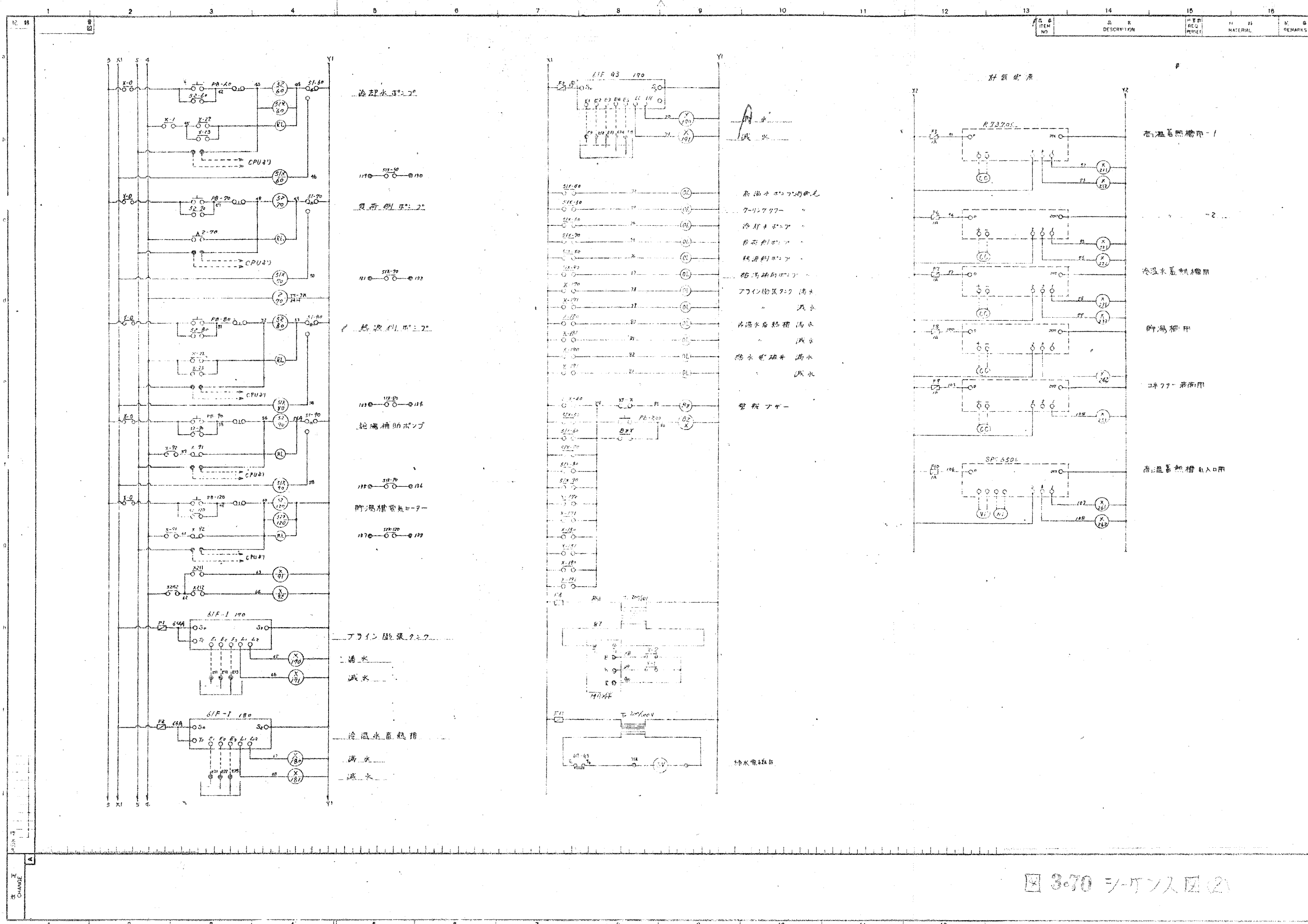


図 3.70 シーケン入図 (2)

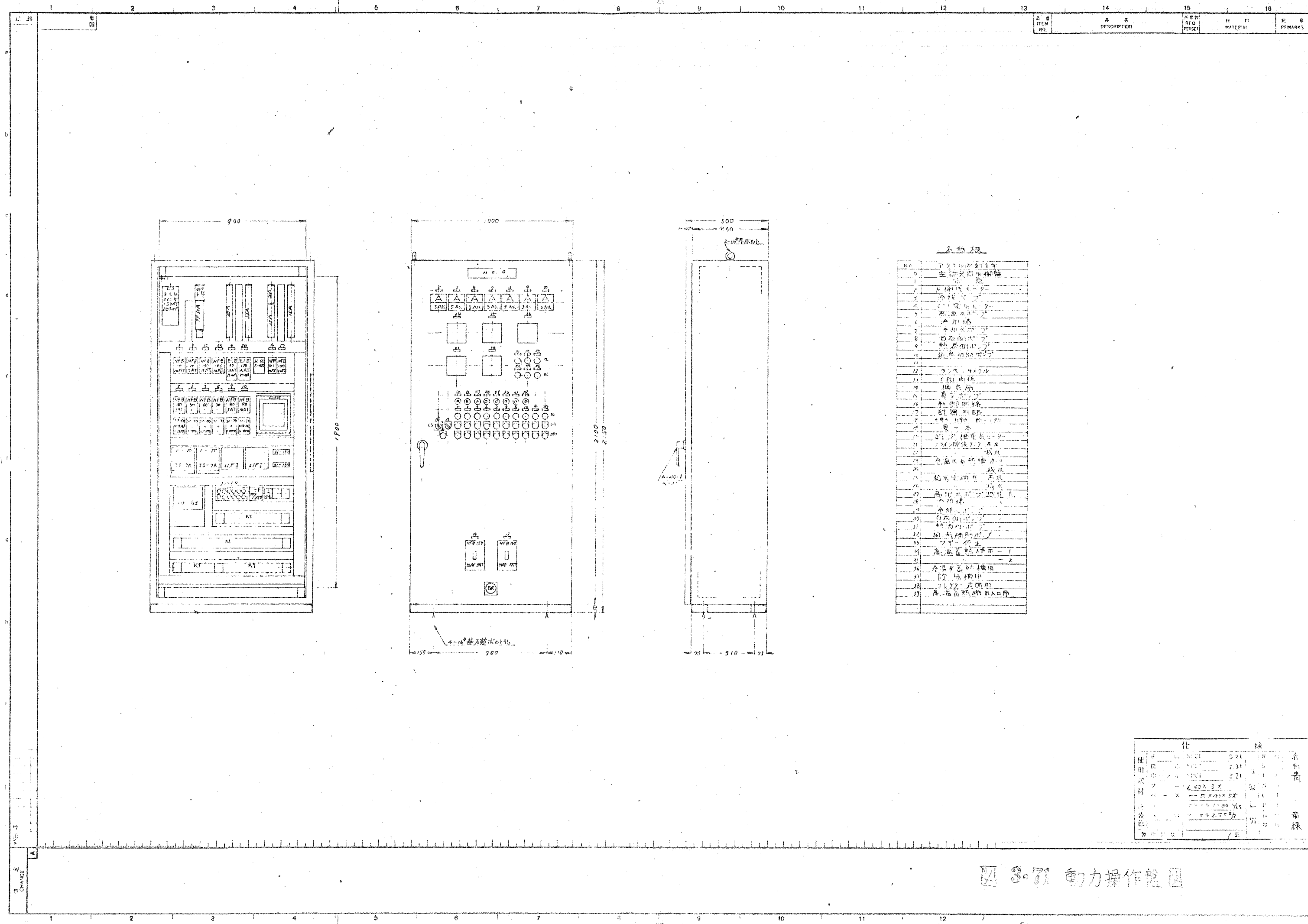
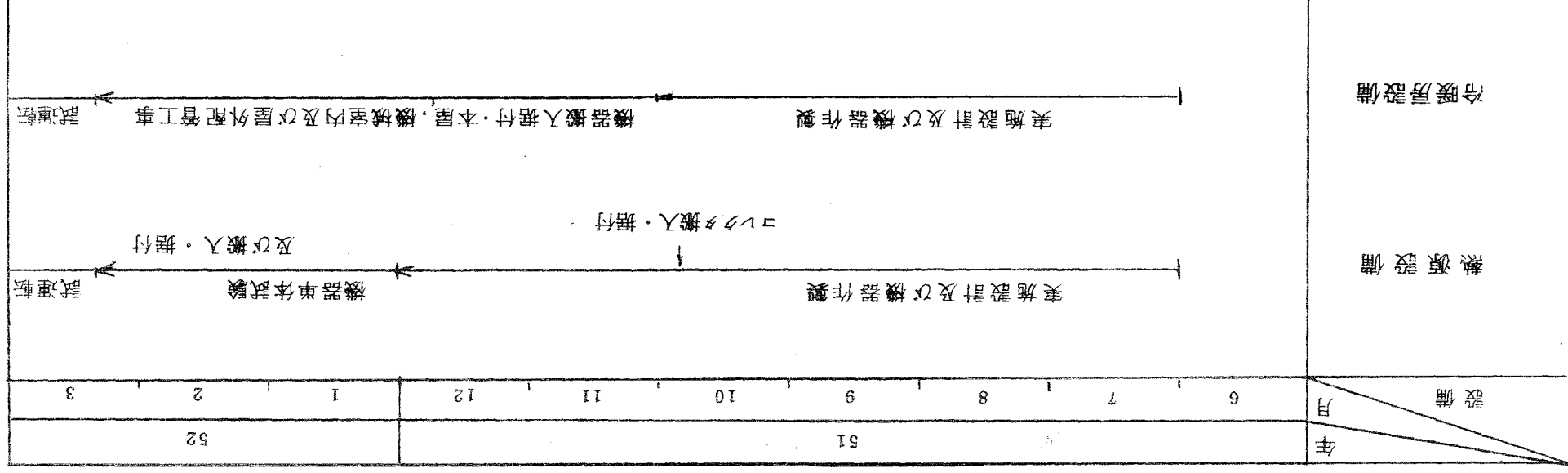
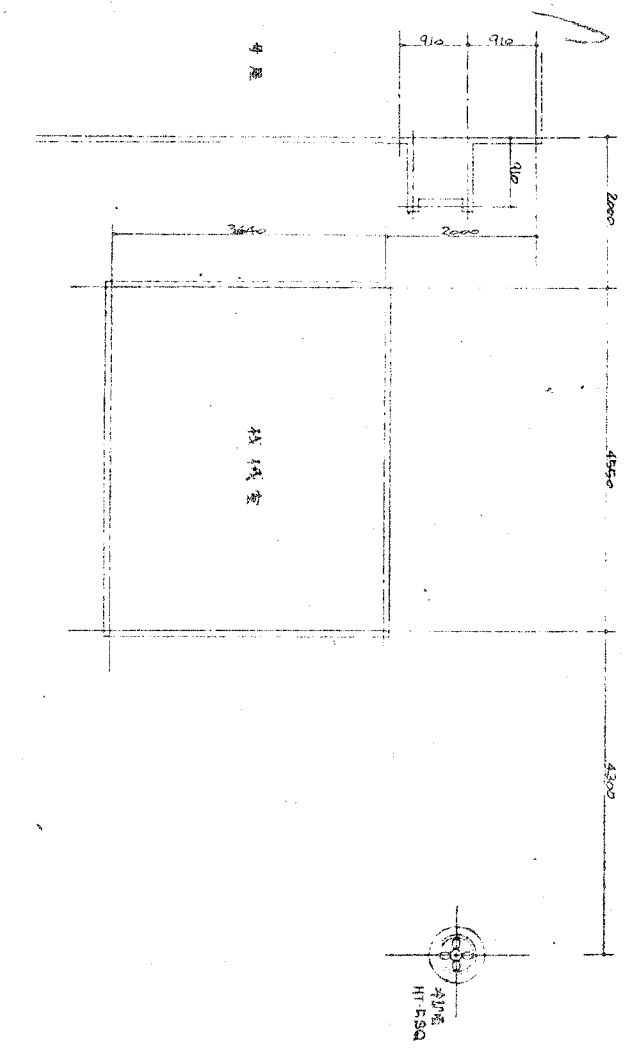


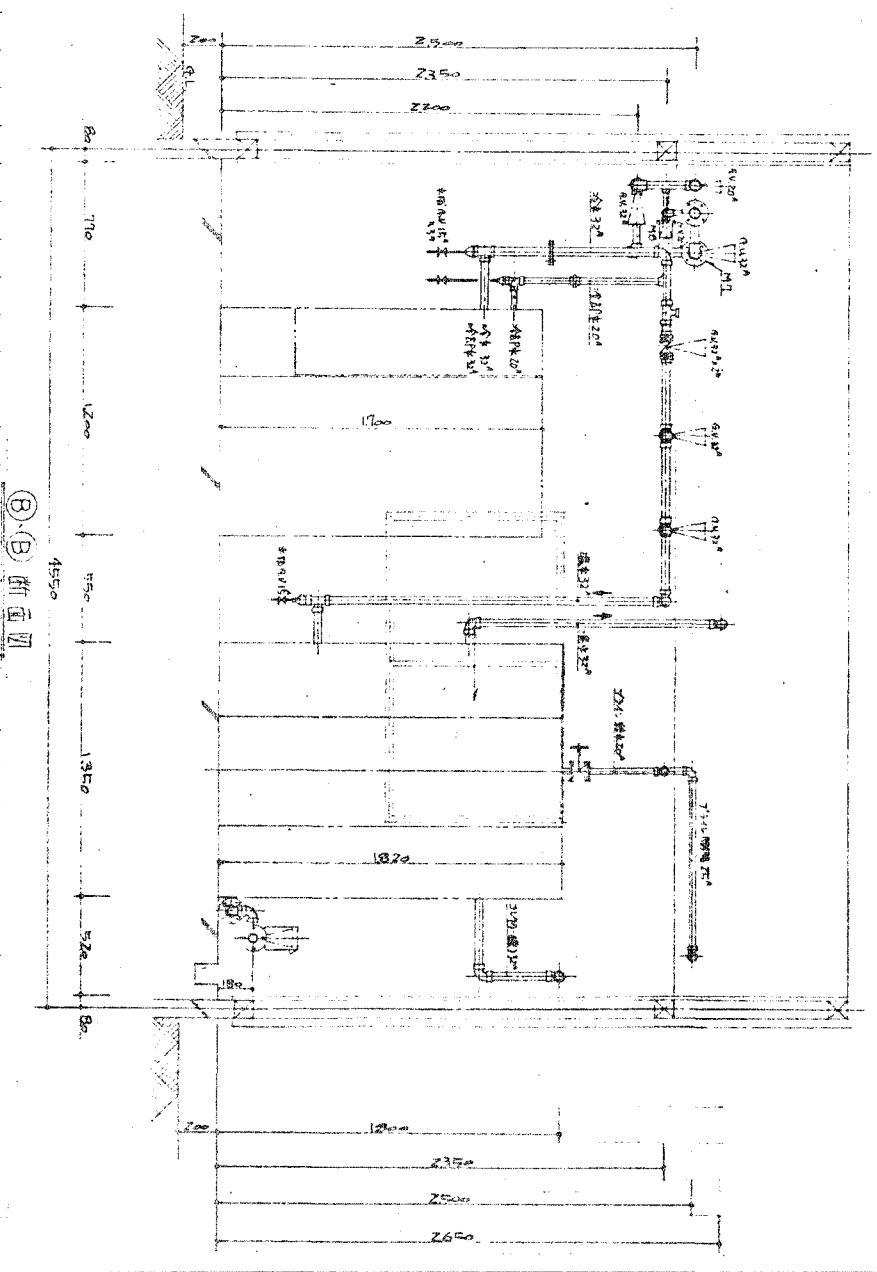
図 3-71 動力操作盤図

表 3.09 実験住宅用設備施工工程





断面图



新通圖

圖 10 通風器

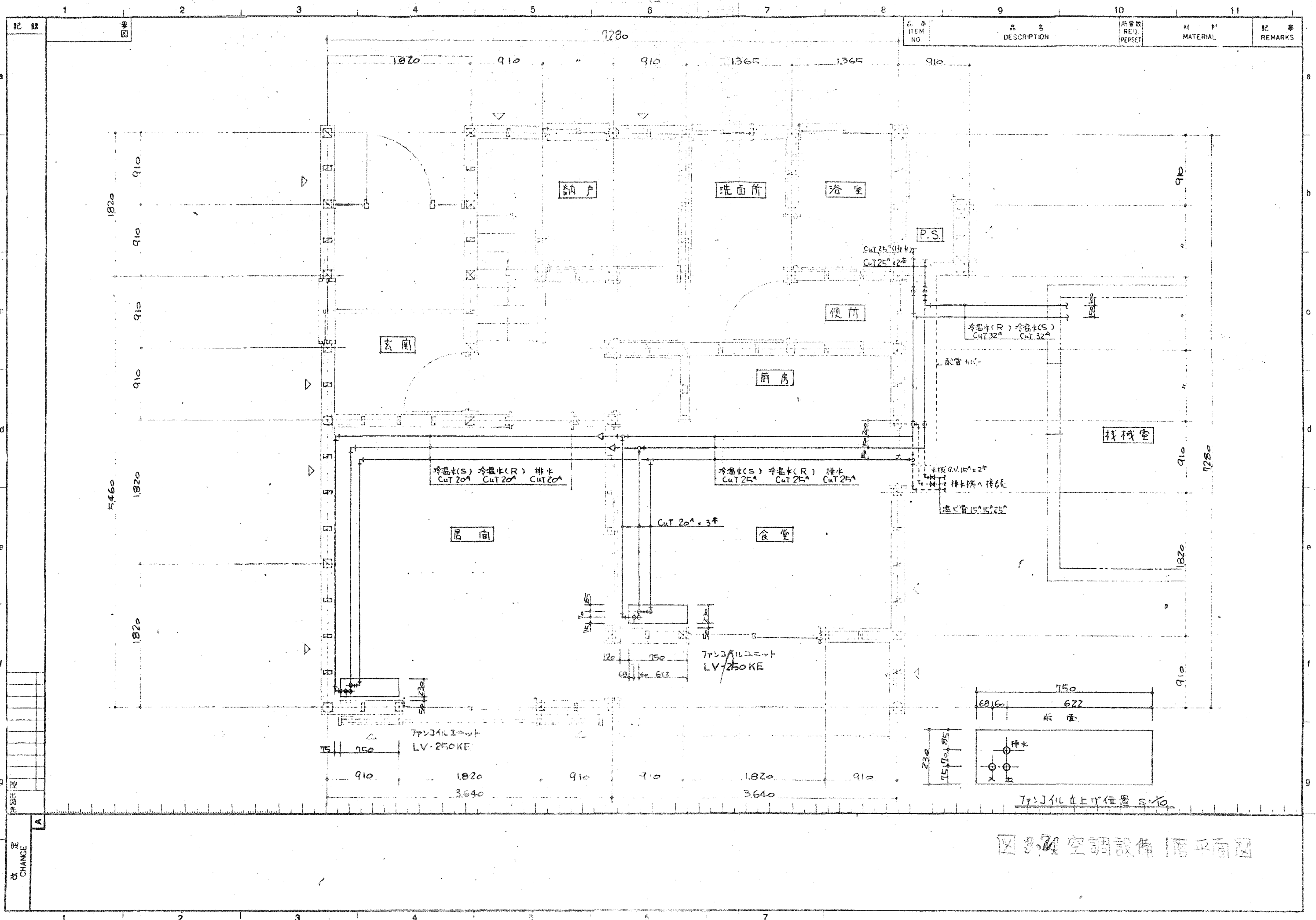
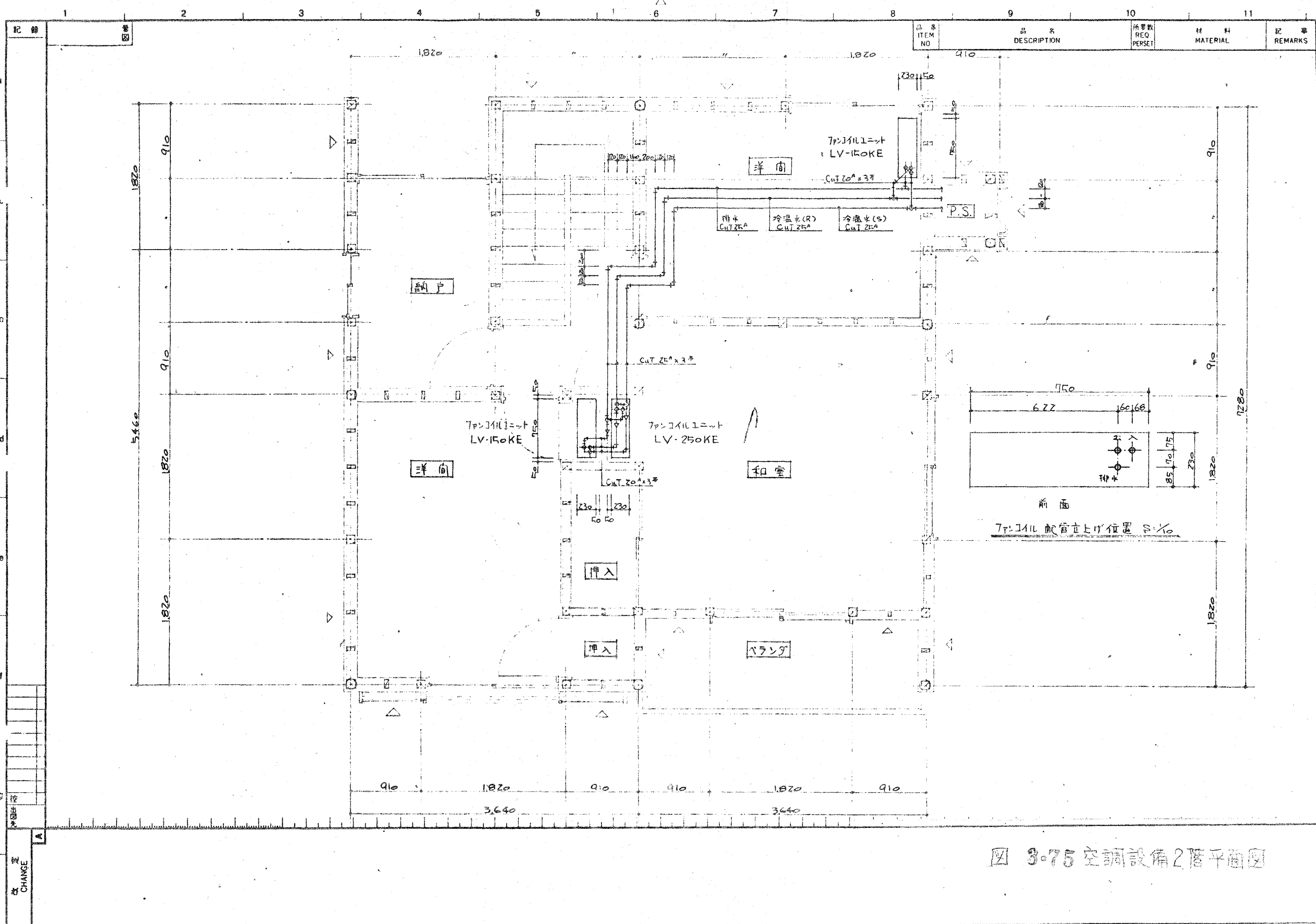


図 3.24 空調設備 1 階平面図



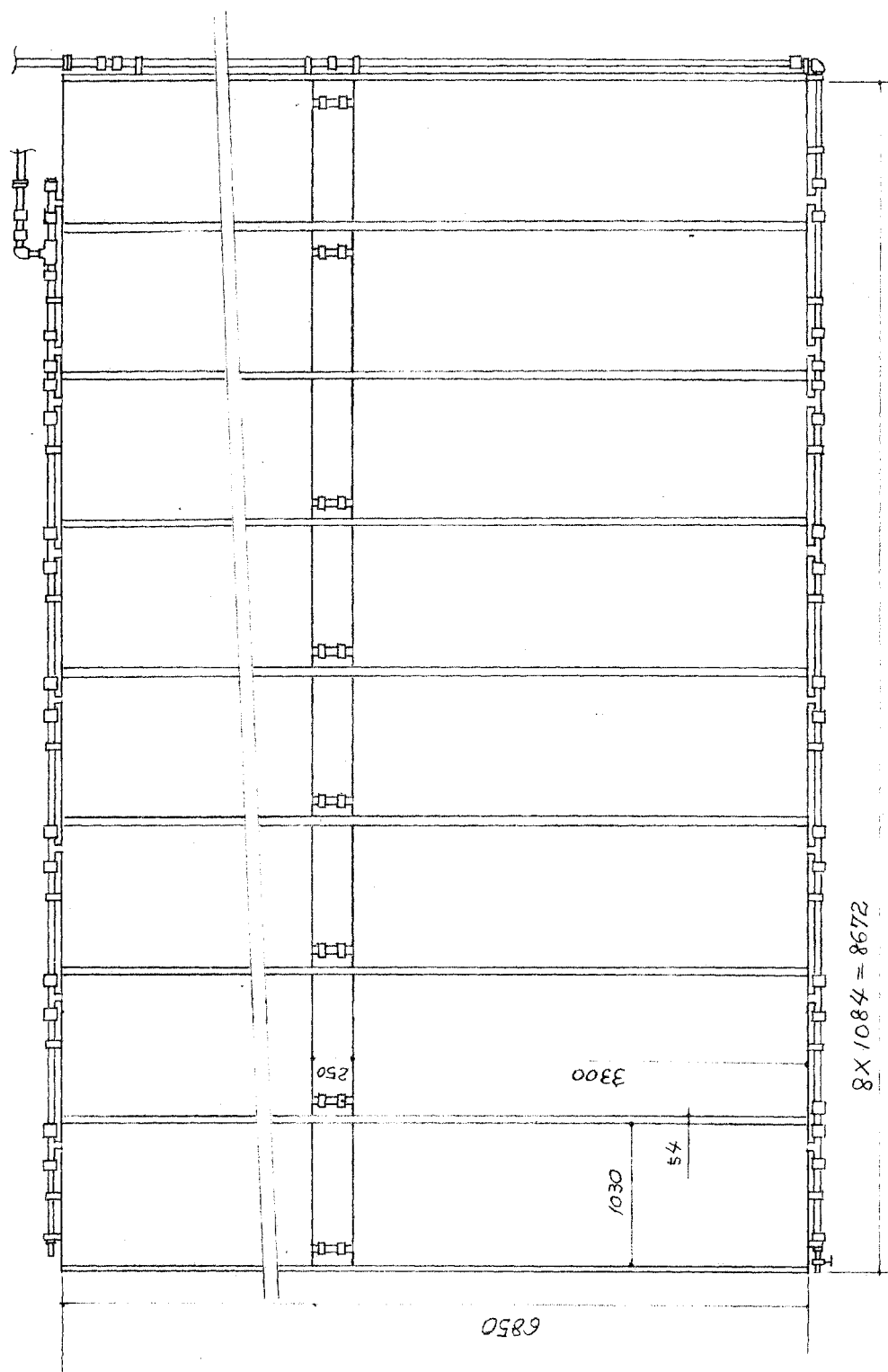


图 3.77 集热器配置图

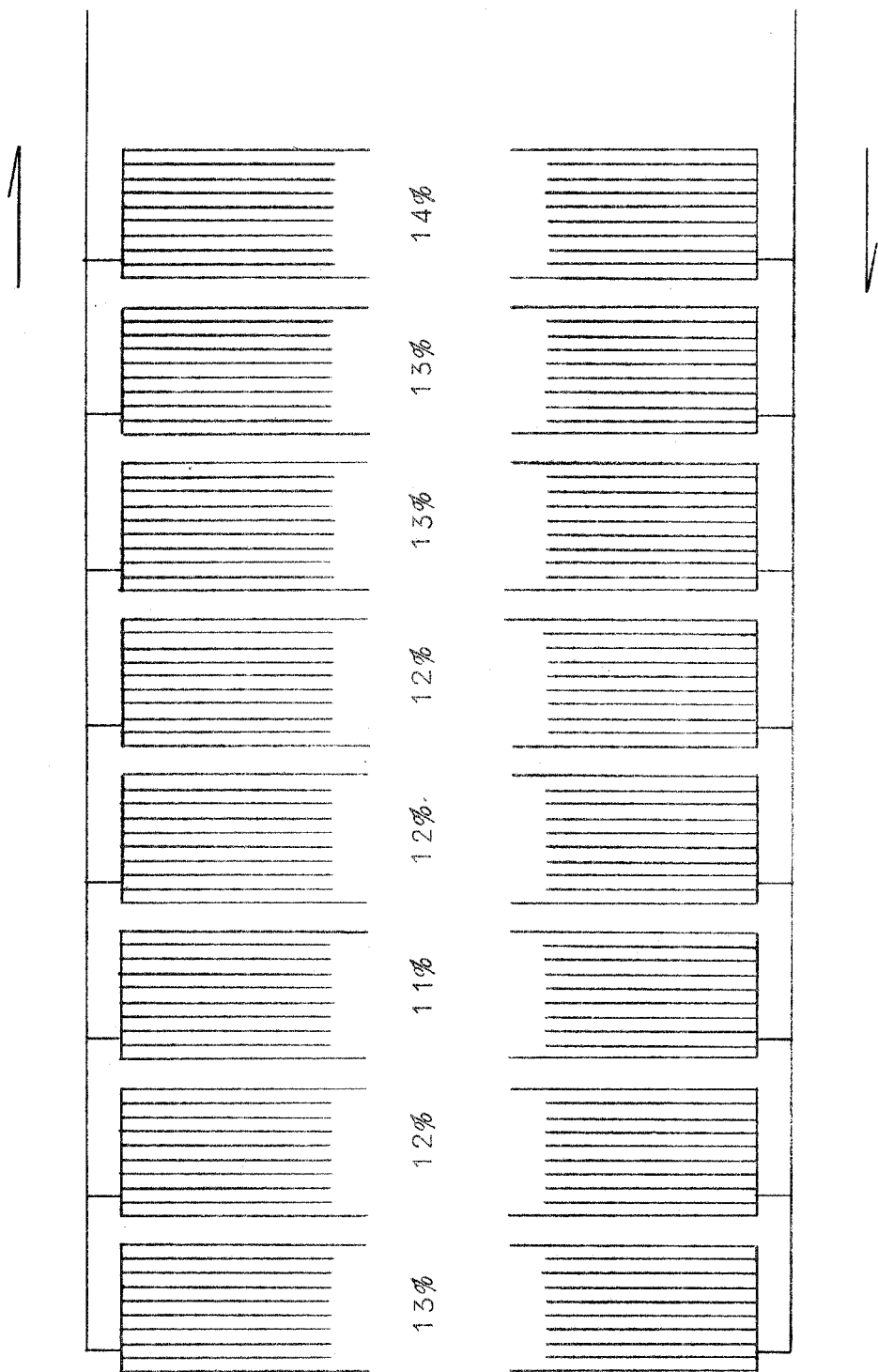


図 3.78 熱媒体の分流の割合

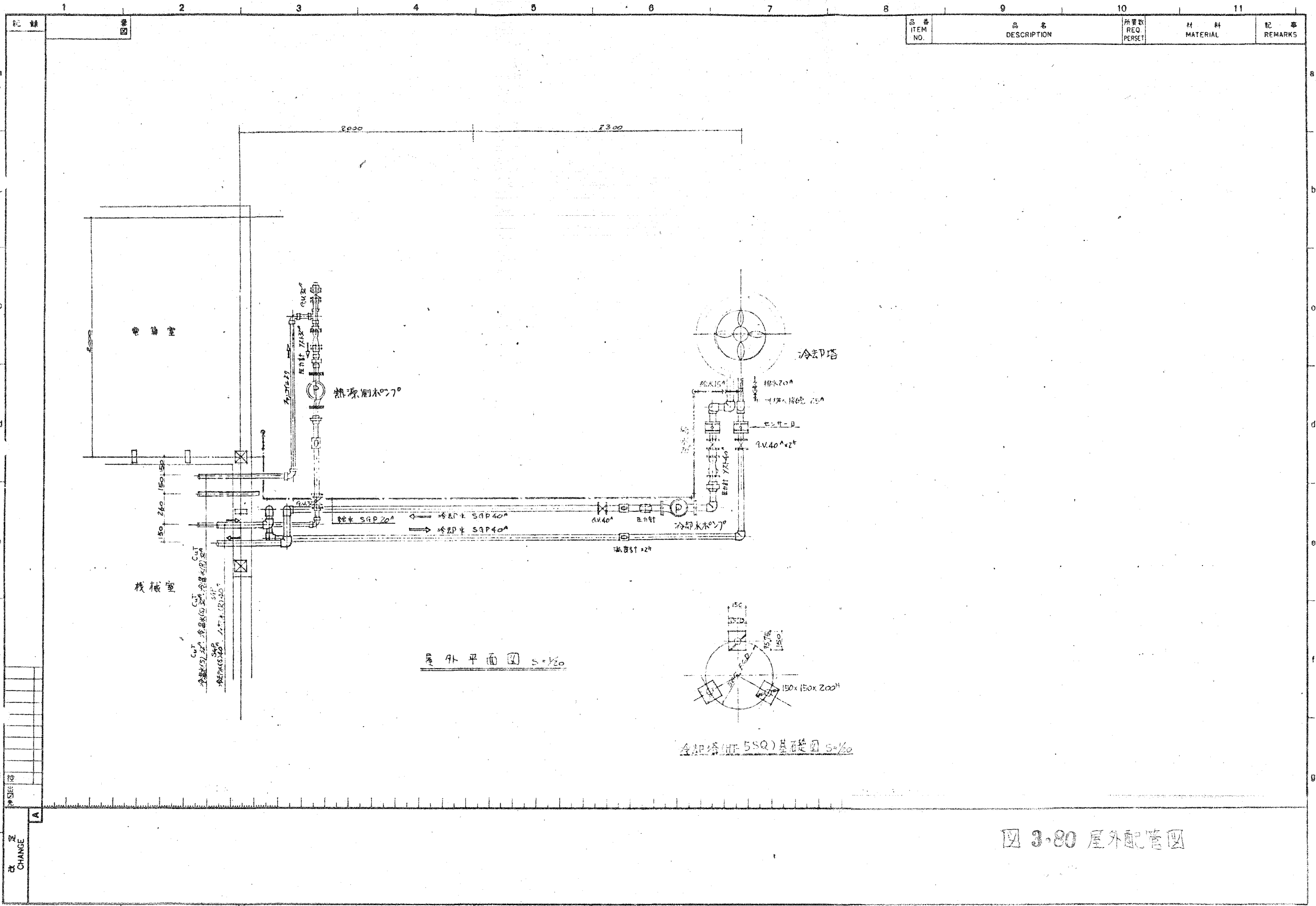


図 3-80 屋外配管図

品番 ITEM NO.	品名 DESCRIPTION	所要数 REQ PERSET	材料 MATERIAL	記事 REMARKS
-------------------	-------------------	----------------------	----------------	---------------

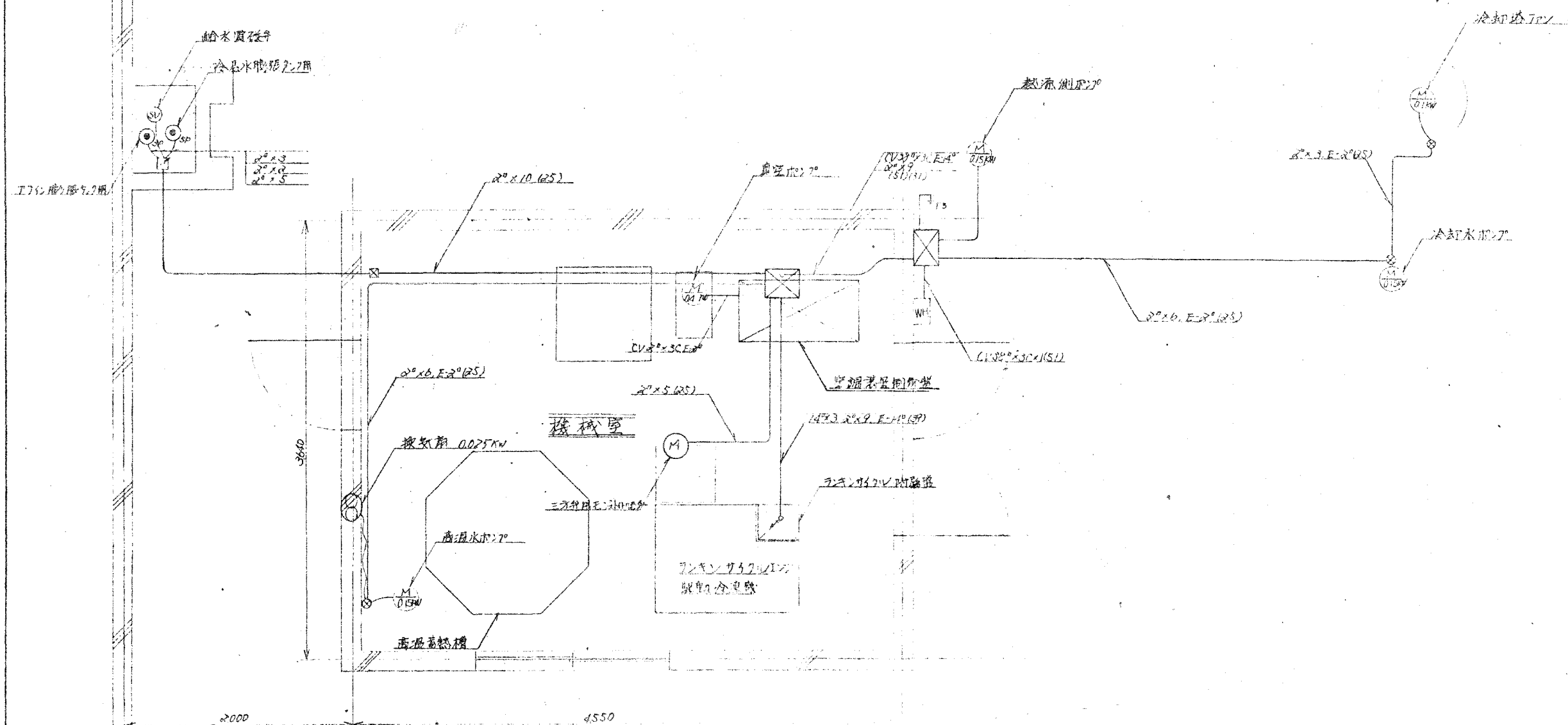


図 3.82 電気配線図

3.4 考察および今後の問題点

第一次実験住宅の建設に際しては50年度に研究した成果に依って建設したわけであるが既存個人住宅にソーラーシステムを適用する場合、各構成要素に対して全て研究、検討を完了して居るわけではない。即ち今後の問題点として下記の様な項目がある。

1. 瓦棒葺以外の屋根に対するコレクター取付方法の検討
2. 断熱パネルユニットの検討（外部断熱パネル等）
3. 夏期に於ける受放熱雨戸の利用
4. 建物床下の蓄熱効果の検討

52年度以降上記の項目に付いて順次研究を進め、即ち既存個人住宅に対する総括的な省エネルギー、太陽エネルギー利用システムを完成する必要がある。

Ⅲ 今後の研究開発計画

1. 概要

既存個人住宅に適用するための高性能機器を組合せた革新的な太陽冷暖房給湯システムの開発を目的として、51年度はシステムの評価方法、建物、設備システムを研究し、実験住宅を建設した。また真空コレクタ、潜熱式中型蓄熱槽、ランキンサイクルエンジン駆動冷凍機器の性能向上を目的に試作試験を行った。

52年度は実験住宅の第二期工事の設備を据付け実験住宅の評価に必要な計測器、制御装置により実験を行ない測定結果を解析する。合せて経済性を検討する。機器材料については実用化のための最適構造について引き続き研究する。以下に具体的に研究計画予定について述べる。

2. システムの解析

2.1 実験結果の解析検討

実験住宅における測定結果を解析し、既存個人住宅用試作システムを性能面から評価し、問題点を検討する。51年度までに開発されたシュミレーションモデルの見直しを行なう。また評価方法を再検討する。

2.2 経済性の検討

51年度に検討した設備システムの性能及び価格の目標に到達するための最適システムを追求する。試作システムを導入し、設備計画と建築との両面から快適な住環境を得るための経済的な実現方策を検討する。

2.3 実用化のための技術的問題点の検討

試作システムを住宅計画、施行、保守、管理などの面から検討する。

3. 機器材料の研究

3.1 コレクタの研究

51年度に試作した真空コレクタの性能評価試験及び長期間ランニングテストによる経時変化を検討し実用化タイプの真空コレクタの最適構造を検討する。

3.2 蓄熱機器の研究

51年度に試作した潜熱式中形蓄熱槽の入出力特性データに基づいて、熱交換器のフィンピッチや流路配管などの構造面からの最適性の検討、過冷却防止機構や結晶正長促進機構について、融液の動きを助長する種結晶保存板や熱交換器の構造を検討する。

3.3 ランキン サイクルエンジン駆動冷凍機の研究

ランキンサイクル冷凍機の成績係数を向上するために高性能冷媒ポンプを試作し、必要な電気入力を下げ、冷凍機のコンパクト化をはかる。また51年度に試作した冷凍機の長時間運転を行い、

機器の信頼性を高めると共に、冷凍機の安定運転のための制御法を検討する。

4. 実験住宅の建設，運転，計測

4.1 実験住宅の設備

51年度に引続き設備（冷温水槽，貯湯槽，受放熱雨戸，断熱パネル，機械室増築，集熱器の保守点検用足場）を据付ける。

4.2 実験住宅用計測制御装置と実験

実験住宅の評価に必要な計測器，制御装置により実験を行なう。

4.3 潜熱式実機蓄熱槽

3.2項の蓄熱槽の研究における結果に基づいて蓄熱容量15,000 kcal，熱出力8,000kcal/hの潜熱式実機蓄熱槽を試作する。

太陽冷暖房及び給湯システムの研究開発（既存個人住宅用システムの研究開発）

三菱電機株式会社，大成建設株式会社

（単位 千円）

年 度 研究項目	4 9	5 0	5 1	5 2	5 3	5 4	5 5	担当会社
1. システムの解析								
a. 総合エネルギー システムの研究	トータルシステムの研究 （熱収支計算プログラム） （8,296）	エコシステムの概念設計 （5,195）	評価方法の研究 （7,295）	実験結果の解析の検討 （8,055）	実験結果の解析の検討	経済性の評価方法	第一実験住宅の評価総括	三菱，大成
b. 建築システムの研究		建築システム評価法の研究 （2,240）	建物システムの研究 （2,317）	経済性の検討 （2,147）	経済性の検討	需要の予測方法	建物およびシステム の実用化のための基 本設計を行う。	三菱，大成
c. 設備システムの研究	トータルシステムの研究 （各種方式の検討） （4,291）	設備システム評価法の研究 （2,570）	設備システムの研究 （2,985）	実用化のための技術的問 題点の検討（1,074）				
2. 機器・材料の研究								
a. コレクタの研究	平板形コレクタの特性 （9,540）	真空コレクタの最適構造 （4,260）	真空コレクタの最適構造 の研究（2,022）	真空コレクタの特性試験 （999）	経済的な真空コレクタの研究	実用化のための基本設計		
b. 熱伝達系機器の 研究		高温レベル用熱伝達系機器 （2,900）				実験住宅据付，潜熱形 蓄熱槽の改良	実用化のための基本設計 を行う。	三菱
c. 蓄熱機器の研究	蓄熱材の特性 （17,244）	高温レベル用蓄熱機器 （572）	熱伝達蓄熱系機器の研究 （5,003）	中形蓄熱槽安定性検討 （1,390）	経済的な潜熱形蓄熱槽の研究	経済的な潜熱形蓄熱槽 の試作，試験	実用化のための問題点の 検討	三菱
d. ランキンサイクルエン ジン駆動冷凍機の研究		ランキンサイクルエンジンの 試作試験（14,350）	ランキンサイクルエンジンの 試作改良試験（6,445）	冷媒ポンプの試作 （7,797）	凝縮機の試作	エキスパンダとコンプレッサ ーの一体化の研究		
3. 実験住宅の研究								
a. 総合設計		1次実験住宅の総合設計 （3,620）	設計工事とりまとめ （3,641）	プラグインシステム熱的改善 パネルの取付調整（3,000）				
b. 建築システムの 改善設計		プラグインシステムの設計 （8,770）	第一次実験住宅の建設 （38,885）	第一次実験住宅の設備 （24,218）				
c. 設備システムの 設計		設備システムの特性検討 （1,645）		計測制御装置の製作 （10,771）				
				実験住宅による実験 （15,348）	実験住宅による実験	第二次実験設備による研究	第二次実験設備による研究	三菱，大成
				潜熱形蓄熱槽の実験モデ ルの試作（3,701）	潜熱形蓄熱槽の据付，調整			
合 計	40,001	46,122	68,593	78,500				

本報告書の内容を公表する際はあらかじめ
工業技術院の許可を受けて下さい。