

ランキンサイクルによる太陽熱ポンプの研究

東京大学農学部農業工学科

芋生憲司

目 次

第 1 章	緒 論	
1. 1	研究の意義	1
1.1.1	エネルギー開発の重要性	1
1.1.2	太陽エネルギーの特徴	2
1.1.3	農業における太陽エネルギー利用	3
1. 2	研究の目的と歴史	4
1.2.1	研究の目的	4
1.2.2	研究の流れ	4
1.2.3	太陽熱機関に関する最近の研究	6
1. 3	本研究の方法と概要	10
第 2 章	太陽熱の動力変換系における熱特性	
2. 1	定常熱特性	14
2.1.1	モデルの想定	14
2.1.2	定常熱特性	16
2. 2	非定常熱特性	20
2.2.1	モデルの想定	20
2.2.2	熱特性の計算例	21
第 3 章	ランキンサイクルとその特性分析	
3. 1	基本ランキンサイクル	27
3.1.1	ランキンサイクルの特徴	27
3.1.2	理論熱効率	30
3.1.3	作動流体	31
3. 2	自然循環式ランキンサイクル	32
3.2.1	サイクルの概要	32
3.2.2	基本構成と作動原理	34
3.2.3	システムの特徴	36
3.2.4	理論熱効率	37

3. 3	特性分析の方法	40
3.3.1	エクセルギ	40
3.3.2	出力の計算	42
3.3.3	熱およびエクセルギ収支の計算	43
3.3.4	効率の計算	45
3.3.5	ソーラーコレクタの集熱特性	46
第4章	基本ランキンサイクルによる太陽熱ポンプ	
4. 1	温水集熱式太陽熱ポンプの実験	56
4.1.1	実験装置	56
4.1.2	定常熱特性に関する実験	67
4.1.3	太陽熱による駆動実験	81
4.1.4	システムの自動制御	88
4. 2	温水集熱式太陽熱ポンプのシミュレーション	107
4.2.1	モデル作成の目的	107
4.2.2	モデルの構成	107
4.2.3	シミュレーションの結果と考察	129
4. 3	集光集熱式太陽熱ポンプ	141
4.3.1	実験装置	141
4.3.2	実験方法および実験結果	147
第5章	自然循環式太陽熱ポンプ	
5. 1	システムの概要	152
5.1.1	システムの基本構成	152
5.1.2	模型による実験	154
5. 2	システムの試作と実験	157
5.2.1	実験装置	157
5.2.2	実験方法	163
5.2.3	実験結果および考察	165

第 6 章	電子制御エキスパンダ	
6. 1	太陽熱機関用エキスパンダ	178
6.1.1	エキスパンダの種類と特徴	178
6.1.2	ベーン型エキスパンダの実験	179
6. 2	電子制御エキスパンダ	183
6.2.1	研究の目的	183
6.2.2	レシプロ式エキスパンダの理論効率	184
6.2.3	電子制御エキスパンダの構成と制御	201
6.2.4	圧縮空気による実験	214
6.2.5	フロンランキンサイクルによる実験	232
第 7 章	結 論	243
謝 辞		246
参考文献		247
付 録		252

第1章 緒論

1.1 研究の意義

1.1.1 エネルギー開発の重要性

エネルギー問題を論じる上で常に認識していなければならない点がある。ひとつはエネルギー資源は有限であるということ。次にエネルギー資源の供給は政治、社会情勢に大きく影響されるということ。そして第三に現在のエネルギーの大部分を供給している化石燃料は、また重要な材料資源であるということである。まずエネルギーの有限性については、石油を例にとると、現在原油の確認可採埋蔵量は約7000億バレルと一般に評価されている[1]。これに対して1985年の消費量は約200億バレル/年であった[2]。この数値の評価については意見が分かれるが、いづれにしても石油をはじめとする化石燃料は有限であり、このままでは近い将来に使い尽くされる時が来るのである。

ふたつめの点は見落とされ易いが重要である。1973年のオイルショックは中東戦争にその端を発したのであり、その後1978年にはイラン王政の崩壊も原因となって、前年度比で70%近くも原油価格が上昇した[3]。また1987年にはペルシャ湾で我が国の石油タンカーが攻撃される事件が起き、防衛問題にまで発展している。これらの事実はエネルギー資源の供給が政治、社会情勢に大きく影響されるものであることを明かにした。エネルギー資源の供給は食料問題と並んで、各国の安全を保証する上でも重要な課題であるといえよう[4]。

日本ではここ数年円高の影響もあって、石油の供給が安定しているが、世界的にはそうとも言えず、特に非産油開発途上国の石油不足は深刻になりつつある。これとも関係して、我が国では自然エネルギー関係の研究が停滞ぎみであるが、世

界的には隆盛であり1987年の国際太陽エネルギー学会の大会ではポスターセッションの部門に1,400篇もの応募があり、そのうち900篇が採用されている[5].

さらに3つ目の点であるが石油、石炭などの化石燃料は化学工業の原料でもあり、現在では必需品といえる各種の工業製品を供給している。これに代わる有力な材料資源を開発することは、おそらく不可能であろう。このような情勢の中で化石燃料に代わるエネルギーの開発導入は重要であり、かつ急を要する課題であるといえる。

1.1.2 太陽エネルギーの特徴

重要な化石燃料に代わるエネルギーのひとつとして、太陽エネルギーの利用が考えられる。太陽エネルギーはエネルギー資源というよりは、むしろエネルギー環境というべきもので[6]、以下に述べるような理由から新エネルギーとして期待されている[4][6][7].

(a) 供給量が膨大である

地球に到達する太陽エネルギーは $1.73 \times 10^{17} \text{W}$ で、このうち30%は直接反射され、残りの $1.21 \times 10^{17} \text{W}$ を地球が受け取る。これは1985年の世界エネルギー消費量[2]の約13,000倍に相当する。

(b) 永久的である

地下資源と異なり、非枯渇性である。人類にとってはほぼ永久的なエネルギーと考えられる。

(c) クリーンである

化石燃料と異なり二酸化炭素やその他の有害物質を発生させることがない。またもともと地球に入ってきているエネルギーなので、核エネルギーを含むその他

のエネルギーと異なり、解放定常系としての地球の熱バランスを崩すことがない。

(d) 地域的な偏在性が比較的少ない。

太陽エネルギーはこのように優れた特徴を持つ反面、実用上は次のような問題点を有している。

(a) エネルギー密度が低い

地上に降り注ぐ太陽エネルギーは最大で 1 kW/m^2 程度と密度が低く面積効率が悪い。

(b) 供給が不安定である

時刻や天候によって日射量が変化し、エネルギーの供給が不安定である。

太陽エネルギーを有効に利用するためには、この様な問題に対処するための知識、技術の蓄積が必要である。

1.1.3 農業における太陽エネルギー利用

農業は植物の光合成作用を利用して、太陽エネルギーを食料に転換するエネルギー産業である。したがって基本的には太陽エネルギーの合理的な利用であるといえる。しかし近年の、特に我が国の農業は産業としての経済的効果を高めるために、多量の補助エネルギーの消費を余儀なくされている。農業に投入される補助エネルギーには、冷暖房や農業機械の運転に使用される直接エネルギーと、農薬、肥料、機械類の生産に必要な間接エネルギーがある[8]。予想されるエネルギー危機に対処するために、農業生産においても石油代替エネルギーの開発を推進しなければならないが、特に直接エネルギーについては、エネルギー消費の集中度が低く、利用期間の許

容範囲が大きいことなどから太陽エネルギーの利用に適していると考えられる[9].

1. 2 研究の目的と歴史

1.2.1 研究の目的

農業補助エネルギーとしての太陽エネルギーの利用は、主として熱エネルギーと動力エネルギーに分けることができる。このうち熱エネルギーは施設栽培などで古くから実用化されている。動力エネルギーへの変換システムは太陽電池を利用したシステムと、熱機関を利用したシステムに分けられる。太陽電池は高性能化が進められており、電力への変換効率は10%を上回っているが、例えば揚水ポンプとして利用した場合の総合効率は2~3%程度と報告されており[10][11]、モーターなどを含めたシステムとしての研究課題が数多く残されている。一方、熱機関では太陽光線のエネルギーを一度熱エネルギーに変換してから動力に変換するために、効率を上げるのが難しい。しかし逆に言えば、太陽熱以外の熱エネルギーも利用できるというメリットがあり、またエネルギーの蓄積が容易である。

本研究では太陽熱機関をとりあげて、理論的な解析といくつかのシステムの試作を行った。研究の目的は太陽エネルギーの農業動力への変換システムを開発すること、および低温度差熱源の動力変換系に関する知識・技術の蓄積である。

1.2.2 研究の流れ

太陽熱の動力化の走りとも見るべき試みはすでに17世紀に行われている。その詳細は不明であるが、揚水を目的とした太陽熱機関が1615年頃Salomonde Cauxによって試作されたとの記録が残されている[12][13].

1864年には August Mouchot が直径5.4 m , 面積18.6 m² の集熱装置を用い、低圧水蒸気を発生させてスチームエンジンを動かしている。エリクソン機関の発明者 John Ericsson もこの頃太陽熱機関の開発に取り組み、3.35m×4.88mの集熱装置を用い、シリンダ内径159mm、ストローク203mm、回転速度125rpmの蒸気機関を完成した[12].

Charles Teiller は1885年頃、それまでの水蒸気エンジンを放棄し、低沸点流体であるアンモニアを用いて太陽熱ポンプを製作した。アンモニアは約0.3MPaの圧力の蒸気となり、毎時1130 lの水を汲み上げたとされている。その後も Teiller はいくつかの低温度差太陽熱機関の実験を行ったが、残念なことに詳細はほとんど知られていない[14].

20世紀に入って、H.E.Willsie とJohn Boyleらは違った観点からこの研究を進めた。すなわち、集光集熱器の代わりに平板コレクタを用いる方法である。また集熱器内で蒸気を発生させた場合、集熱器の強度が必要であり、当時の技術ではかなりのコスト高につながるために、作動流体とは別に温水による集熱を行った。1904年にはアンモニアを作動流体にした出力5 kWのシステムをセントルイスに、さらに 1908年には二酸化硫黄による11kWのシステムをカリフォルニアの砂漠に製作した[12].

1913年にはFrank Shumanがエジプトに史上最大規模の太陽熱機関を建設した。この装置では水を作動流体としたが、回路は密閉され、空気が抜かれていたので水は100℃ 以下の温度でも蒸発し、動力を発生させた。その集熱装置は太陽追尾機構を持ち、面積1230m²という大規模なもので、最大46.5kWの出力を得たと報告されている[13]。しかし設計出力41kWに対して実際に得られた最大出力は14kWであったという記録もある[15].

このような大型太陽熱機関の研究開発は、1914年の第1次世界大戦勃発や経済状況の悪化、さらには石油の利用が広まったために、この時点でその黄金期を閉

じた。

1.2.3 太陽熱機関に関する最近の研究

太陽熱機関は様々に分類できるが、基本となる熱サイクルによる分類では、主にスターリングサイクルとランキンサイクルに分けることができる。双方とも低温度差による運転でも比較的熱効率が高いとされているサイクルである。

このうちスターリングサイクルによるものは、農業用の小型機関の研究や[16][18]、将来宇宙空間で使用する機関の開発を目的とする研究などがある。

ランキンサイクルによる太陽熱機関の研究は最近ではその目的によって次の3つに大別される。

- (a) 太陽熱発電用の大規模システム
- (b) 太陽熱冷暖房システム
- (c) 揚水用のシステム

ここでは太陽熱機関のうち、本研究でとりあげたランキンサイクルによる機関の研究について、上の分類に従って述べる。特に(c)については関連が深いので詳細に説明する。

(1) 太陽熱発電用の大規模システム

我が国ではサンシャイン計画の一環として、曲面集光方式と平面鏡によるタワー集光方式による1000kWの太陽熱発電が実験された。また電力と熱を同時に供給し、総合効率の向上を図ったシステムも試作された[19]。海外でもいくつかの大規模なパイロットプラントが建設されている。

ECはシチリア島に1000kWのタワー集光式太陽熱発電所を完成し、1981年から商用送電網に送電を行っている[20]。

またIEA（国際エネルギー機関）はスペイン南部のアルメリアに分散集光方式による500kWのプラントを建設した[21]。

(2) 太陽熱冷暖房システム

暖房と比較して冷房が困難である太陽熱によって冷房を行うには、吸収冷凍機による方法と[22][23]、機械的に行う方法がある[24]。後者についてはランキンサイクルによる太陽熱機関で数kW程度の出力を得、冷凍機のコンプレッサを駆動する研究が行われている。

我が国ではサンシャイン計画の一環として、集合住宅[25]および個人住宅[26][27]にランキンサイクル駆動冷凍機をとりつけて、その可能性を実証する実験が行われた。海外でも多くの研究が行われており[28]、トラックに取り付けた移動式の実験装置や[29]、石油を補助燃料とするシステム[30]、またターボコンプレッサを駆動する中規模のシステム[31]などが研究されている。

(3) 揚水用のシステム

農業用水の確保が比較的容易な我が国では、それほどでもないが、それが困難な地域では、かんがい用水を汲み上げるのに大量のエネルギーを消費している。例えば、アメリカでは多くの農地が深井戸からのかんがいを必要とし、農業に使われるエネルギーの約13%がかんがい用に消費されている、という報告もされており[32]、このエネルギーを太陽熱でまかなう研究が多くなされている。一般に日射量が多い土地あるいは時期ほど、大量の揚水を行う必要があるので、これは太陽エネルギーの理想的な利用のひとつであるといえる。

揚水用システムの研究は大規模な乾燥農地に大量の水を供給する大規模システ

ムの開発と、ある程度の汎用性を持ち、また開発途上国などでの利用に適した中小規模システムの2つに分類することができる。

大規模なものとしては、1977年にニューメキシコ州が出力17kWのシステムを建設した。これは太陽追尾装置のついた390m²の樋形集光式コレクタを持ち、深さ34.1mの井戸から毎秒42ℓの水を汲み上げる能力を持つ。オイルによって200℃以上の温度で集熱および蓄熱を行い、作動流体にはフロンR113を用いている。このようなシステムでは経済性が問題となり、様々な観点から検討されている[33]。

1979年アリゾナ州に建設されたプラントはさらに大規模で、約100mの深井戸から水を汲み上げ、80haの綿畑をかんがいしようとするものである。このシステムの目的は揚水であるが、機能的には(1)の発電用システムに属する。集熱は太陽追尾装置のついた樋形集光式コレクタで行われ、その面積は2140m²に達し、オイルによって最高288℃で集熱する。作動流体にトルエンを用いているのが特徴的であり、タービンによって約200kWの電力を発生させ、モーターを回して揚水を行う。システムはこの地方の電力網とつながっており、余剰電力を発生した場合は送電を行い、電力が不足した場合は商用電力を利用している。システムの総合効率は最高で約4.3%と報告されている[32]。

中規模システムは数百Wから数kWの出力を発生するものである。この規模ではエキスパンダ（作動流体の圧力差から動力を取り出すユニット）の選択が重要となる。大規模システムでは圧倒的にタービンが用いられるが、小規模のシステムでは容積形のエキスパンダが用いられることが多い。小型タービンでは回転速度が極めて高くなり、動力取り出しが技術的に難しくなる。中規模システムはその分かれ目である。例えばMaccioら(1979)はテトラクロロエチレンを作動流体として、タービンで3kWの軸出力を得ている[34]。これに対しHusseinら(1981)はベーンタイプのエキスパンダを試作し、フロンR-11を作動流体として、約5kWの軸出力を得ている[35]。運転状態が一定である場合はタービンの方がメリットが

多いものの、例えば作動流体の圧力が変化する場合は容積型の方が総合的に優るようである。

小規模システムは集熱面積が数 m^2 から20 m^2 程度、出力が数Wから200W程度となる。この規模では回転動力を取り出すことが技術的に難かしくなり、揚水専用の装置として研究開発が行われた例が多い。この規模の装置ではエキスパンダとして、レシプロ式のものや、ダイヤフラムポンプがよく用いられる。レシプロ式では作動流体の圧力差でピストンを動かし、それと直結された別のピストンで水を汲み上げるといふ、形式が多い。ダイヤフラムポンプは作動流体と水がダイヤフラム（隔膜）で隔てられているもので、動作はピストンと同じであるが、作動流体の漏れがなく取り扱いが楽である。

エキスパンダにピストンを用いた例として、Kishoreら（1986）は、集熱面積8.75 m^2 のコレクタに作動流体フロンR-11を通し、11.2mの深さから1日に約6.6 ℓ の水を汲み上げた[36]。ダイヤフラムポンプを用いた実験は、Sharmaら（1980）[37]、また、Cowellら（1981）[38]によって行われている。これらの実験での総合効率は0.2～0.5%程度であった。また梅田（1982）はダイヤフラムポンプを用いた太陽熱ポンプを動かし、同時に熱エネルギーも利用する、複合利用システムの研究を行っている[39]。

エキスパンダのメカニズムをさらに簡素化して、作動流体が直接水に接触してその圧力で水を送るようにした研究も、Raoら（1976）[40]および、Boldtら（1978）[41]などによって行われている。この形式では作動流体が膨張の過程で水によって冷却され一部が液化するために、効率が低くなる。また作動流体が外部に流出する恐れがあるために、使用できる作動流体が限定されるという欠点がある。しかしながらエキスパンダの簡素化という点ではこれに優るものはないので、研究が進められることが期待される。

小規模システムではエキスパンダと同時に、作動流体用のポンプについても多

くの問題が残されている。ランキンサイクルでは低圧側で液化した作動流体を高圧側に送らなければならないが、作動流体としてよく用いられる低沸点流体を小型ポンプで送る場合に、様々な技術的困難を伴うからである。この点も重要な研究課題となっている

1. 3 本研究の方法と概要

これまでに行われた研究から、太陽熱機関では一般に大型化することにより、高効率が得られることがわかる。しかし、農業への利用を目的とする場合はコスト、立地条件などを考慮する必要があり、システムの大型化に対する制約条件が多いことも事実である。農業用のシステムを考える場合は高効率化とともに、その規模の問題、また運用の面から多目的利用についても考慮する必要がある。

ランキンサイクルによるシステムでは、規模の大きさによって、その構成が異なったものになる。大規模システムでは熱効率の点でもシステムの運用面でも、運転状態の制御が比較的重要となる。正確な制御を行って安定した運転状態を維持するために、制御のしやすい構成となる。具体的には、システムを構成する機器がその役割に応じて多くのユニットに分けられる。個々のユニットあるいは流体には、ひとつの役割しか与えられない場合が多い。

これに対して小規模なシステムでは、制御も重要であるが、システムの簡素化もまた重要となる。ユニットの数を多くした方が、正確な制御を行いやすいが、それはコストの上昇と、内部でのエネルギー消費、また外部への放熱損失の増大というデメリットを伴う。小規模なシステムではこれらのデメリットが大規模システムに比べて大きくなる。

また大規模システムと小規模システムでは、先に述べたようにエキスパンダの形式が異なる。エキスパンダの技術的制約から、小規模システムでは揚水専用機

の研究例がほとんどであるが、今後は多目的に利用できる回転動力を得ることもまた重要な課題となるであろう。

本研究ではこのようなことを踏まえて、理論的な面から検討を行うと同時に、いくつかの装置を試作し、実験を行なった。研究ではシステムの制御、システム構成の簡素化、および新しいエキスパンダの開発に力を入れた。以下に論文の構成に従って研究内容の概略を述べる。

本論文は次の7章から構成されている。

第1章 緒論

第2章 太陽熱の動力変換系における熱特性

第3章 ランキンサイクルとその特性分析の方法

第4章 基本ランキンサイクルによる太陽熱ポンプ

第5章 自然循環式太陽熱ポンプ

第6章 電子制御エキスパンダ

第7章 結論

第1章ではこの研究の目的、研究史、および研究の概要について述べた。

第2章では太陽熱の動力変換系に関して、基本的な系を想定し、理論的な検討を行った。太陽熱の集熱系が簡単な伝熱モデルで置き換えられることを示し、また理論出力、最適集熱温度などについて一般的に論じた。

第3章では基本ランキンサイクルの特徴と理論効率を述べ、さらに作動流体の圧送ポンプを省いた自然循環式のランキンサイクルを提唱し、その特徴と理論効率を述べた。作動流体用のポンプがない回路は、これまでもいくつか提唱されているが、本研究の自然循環式サイクルはこれまでのものと異なり、その理論効率が基本ランキンサイクルの理論効率にほとんど等しいという特徴を持つ。

この章ではまた、熱分析やエクセルギ分析など、ランキンサイクルによるシステムの分析方法について説明した。またソーラーコレクタでの平均集熱温度について検討を行った。

第4章では基本ランキンサイクルによる太陽熱ポンプの実験について述べた。実験を行ったのは小型のシステムであるが、基礎実験では正確で安定したデータを得る必要があり、また大型システムへの適応も考慮して、特に制御のしやすいシステムを試作し実験を行った。

この章ではまず、温水集熱式の実験装置について説明し、それによる実験の結果からシステムの特性を明かにした。さらにシミュレーションによって実験条件を越えた範囲で、システムの特性と可能性を明かにした。また、より高温で集熱を行う集光集熱式の太陽熱ポンプを試作し、実験を行った。

なお温水集熱式の実験装置による実験の一部は現東京電力の花形将司氏が行ったもので、この章に記載された実験データの一部は文献[42]-[44]より引用したものである。またこの章の大部分は筆者の修士論文[45]として残されている。

第5章では試作した自然循環式ランキンサイクルによる太陽熱ポンプ実験装置と、その実験について述べた。まず模型による予備実験について述べたあと、試作した実験装置を説明し、実験結果からその特性を明かにした。この実験装置は第4章の実験で得られたデータを参考にして試作したものであるが、システムの構成は従来のシステムに比べて非常に簡素化されたものとなっている。

第6章では試作したエキスパンダについて述べた。これは太陽熱からポンプ動力のみではなく、汎用的に利用できる回転動力を取り出すために試作、実験したものである。試作したエキスパンダはレシプロ型であるが、電子制御によってバルブタイミングを自由に変更できる機能を有している。ここでは、その特徴と理論および実験結果について述べた。

第7章は結論であり、本研究で得られた成果と残された問題点をまとめた。

なお、本研究は農林水産省のグリーンエネルギー計画の一環として行ったものであり、主な成果は文献[46]-[49]で報告されている。論文内容の一部は参考文献[50]-[53]で公表されており、また文献[54]では総説として研究の一部がわかりやすい形で公表されている。

第2章 太陽熱の動力変換系における熱特性

2.1 定常熱特性

2.1.1 モデルの想定

ここでは太陽熱の動力変換システムについて、図2-1 に示すような基本的な系を想定し、定常状態における理論出力と最適集熱温度について一般的な検討を行った。

太陽熱の動力変換システムは基本的には集熱部、出力部、および冷却部から構成される。集熱部には各種の太陽熱集熱器（ソーラーコレクタ）が用いられ、各種の集熱媒体や、あるいは直接作動流体を流すことにより集熱する。集熱温度はコレクタの入口と出口では異なるが、ここでは各部の集熱温度は一定とし、平均集熱温度に等しいものとした。

出力部は各種の熱サイクルにより、温度差を利用して外部に仕事をする部分である。ここでは理想的にその熱効率がカルノーサイクルに等しいものとした。また放熱は生じないものとし、出力部に流入する熱量は調節できるものと仮定した（実サイクルでは作業負荷などを操作することになる）。

冷却部は外気や水などで出力部を冷却し、温度差を与えて排熱を行う部分である。ここではその熱容量を無限大とし、冷却温度は排熱量に影響されないものとした。

また、集熱部と出力部、および出力部と冷却部の間には伝熱抵抗があるものとし、その伝熱係数は一定であると仮定した。

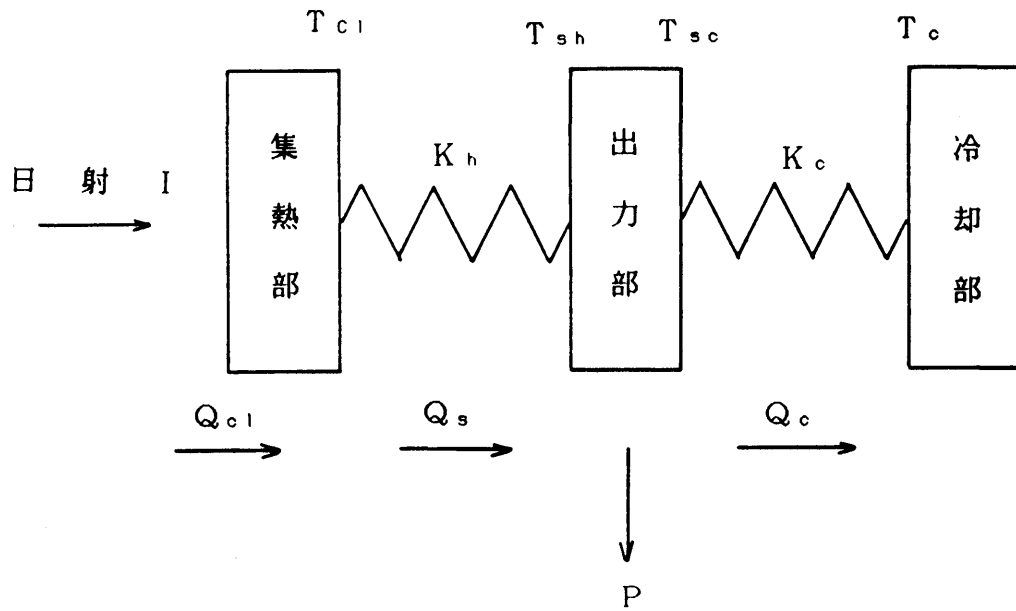


図 2-1 太陽熱の動力変換系

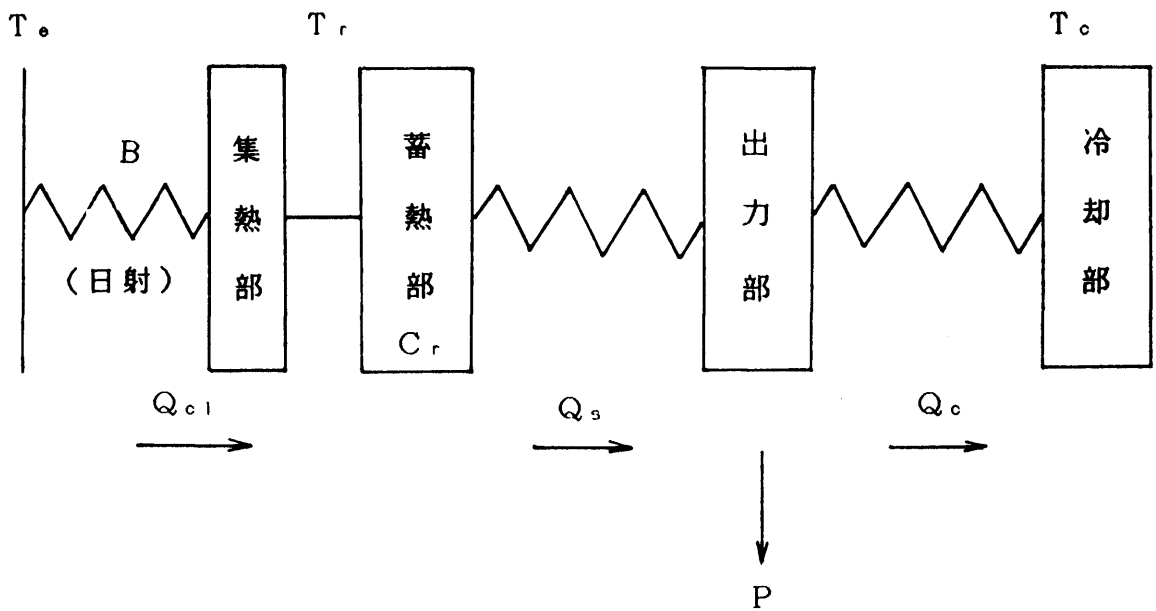


図 2-2 蓄熱部がある場合の動力変換系

2.1.2 定常熱特性

集熱器で吸収される熱量は一般に次式で表すことができる[55][56].

$$Q_{c1} = \{ I \alpha - \beta (T_{c1} - T_a) \} A \quad \dots (2.1)$$

ただし,

Q_{c1} : 集熱量 (W)

I : 日射量 (W/m²)

α : 日射吸収率

A : 集熱面積 (m²)

β : 熱損失係数 (W/m²K)

T_{c1} : 集熱温度 (K)

T_a : 外気温度 (K)

(2.1)式より,

$$Q_{c1} = \beta A \left(\frac{I \alpha}{\beta} + T_a - T_{c1} \right) \quad \dots (2.2)$$

ここで,

$$T_e = \frac{I \alpha}{\beta} + T_a$$

$$B = \beta A$$

とおくと, 集熱量は次のように表される.

$$Q_{c1} = B (T_e - T_{c1}) \quad \dots (2.3)$$

T_o は与えられた条件で集熱が可能な最高温度であり，最高到達温度と呼ばれる。
 T_o と B は気象条件と集熱器の固有変数から決まる数値で，集熱温度 T_{cl} や集熱量 Q_{cl} には影響されない。従って(2.3)式より集熱器は“無限大の熱容量を持つ温度 T_o の物体から，伝熱係数 B の伝熱抵抗を経て伝熱されるモデル”と同等に考えることができる。

次にカルノーサイクルの出力は次式で表される[57]。

$$P = Q_s \left(1 - \frac{T_{sc}}{T_{sh}} \right) \quad \dots (2.4)$$

また伝熱の式より，

$$\begin{aligned} Q_s &= K_h (T_{cl} - T_{sh}) \\ Q_s \frac{T_{sc}}{T_{sh}} &= K_c (T_{sc} - T_c) \end{aligned} \quad \dots (2.5)$$

ただし，

- P : 理論出力 (W)
- Q_s : 出力部に流入する熱量 (W)
- T_{sh} : 出力部高温側温度 (K)
- T_{sc} : 出力部低温側温度 (K)
- K_h : 出力部高温側の伝熱係数 (W/K)
- K_c : 出力部低温側の伝熱係数 (W/K)
- T_c : 冷却温度 (K)

(2.5)式より,

$$\begin{aligned}
 T_{sh} &= T_{cl} - \frac{Q_s}{K_h} \\
 T_{sc} &= K_c T_c \frac{K_h T_{cl} - Q_s}{K_c (K_h T_{cl} - Q_s) - K_h Q_s}
 \end{aligned}
 \quad \dots (2.6)$$

(2.6)式を(2.4)式に代入して,

$$P = Q_s \left\{ 1 - \frac{K_h K_c T_c}{K_h K_c T_{cl} - (K_h + K_c) Q_s} \right\} \quad \dots (2.7)$$

ここで,

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_h} + \frac{1}{K_c}$$

とおくと, (2.7)式は次のようになる.

$$P = Q_s \left(1 - \frac{K T_c}{K T_{cl} - Q_s} \right) \quad \dots (2.8)$$

従ってこの場合, カルノーサイクルの高温側と低温側に接続している伝熱抵抗については, それらが接続している場合と同じように, ひとつのファクターとして計算することができる. また決められたコストで熱交換器などの伝熱系を製作する場合は目安として, $1/K_h + 1/K_c$ ができるだけ小さくなるように設計すればよい.

次に、定常状態では $Q_s = Q_{c1}$ であるから、(2.3)式と(2.8)式より、次式が得られる。

$$P = B (T_e - T_{c1}) \left\{ 1 - \frac{K T_c}{K T_{c1} - B (T_e - T_{c1})} \right\} \quad \dots (2.9)$$

ここで出力 P を最大にする集熱温度を T_{c1}^* とすると、

$$\left. \frac{dP}{dT_{c1}} \right|_{T_{c1}=T_{c1}^*} = 0$$

より、

$$T_{c1}^* = \frac{K (T_e T_c)^{1/2} + B T_e}{K + B} \quad \dots (2.10)$$

また、このときの出力 P_{max} は次式で表される。

$$P_{max} = \frac{KB}{K+B} (\sqrt{T_e} - \sqrt{T_c}) \quad \dots (2.11)$$

システムが蓄熱部を含まない場合、以上に述べた定常状態についての計算によって、ある瞬間の最大出力とそれを与える運転条件の目安を知ることができる。しかし蓄熱部を有する場合は次に述べるように、時間的変動を含む非定常状態の解析を行う必要がある。

2. 2 非定常熱特性

2.2.1 モデルの想定

システムが蓄熱部を有する場合の熱特性を知るには、非定常特性を表わす微分方程式を解くことが必要になる。また蓄熱部が無い場合でも、システムを構成するユニットや作動流体などがいくらかの熱容量を持っているので、厳密には非定常状態の解析が必要となる。比較的簡単に解析できるシステムのモデルとして、ここでは図2-2 (P.15)に示すような系を想定する。このモデルは図2-1 のモデルに蓄熱部を加えたものである。蓄熱の方式によっては集熱部と蓄熱部の間に伝熱抵抗が入るが、ここでは直接蓄熱[58]を想定し、集熱温度と蓄熱温度は等しいとした。また集熱過程は(2.3) 式のように表わされることが明かとなったので、図2-2 ではそのモデルを図示した。

このシステムの特徴は以下の方程式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} Q_{c1} &= B (T_e - T_r) && (T_r < T_e) \\ Q_{c1} &= 0 && (T_r \geq T_e) \end{aligned} \right\} \dots (2.12)$$

$$P = Q_s \left(1 - \frac{K T_c}{K T_r - Q_s} \right) \dots (2.13)$$

$$C_r \frac{dT_r}{dt} = Q_{c1} - Q_s \dots (2.14)$$

ここで、(2.12)式は(2.3) 式と同じであるが、集熱温度が蓄熱温度 T_r に等しい

ので、 T_{c1} を T_r に書き直した。(2.13)式も(2.8)式と同じである。また蓄熱部の熱容量を C_r (J/K)と おくと蓄熱温度の変化に関して(2.14)式が得られる。これらの式から Q_{c1} および Q_c を消去すると次式のようなになる。

($T_r < T_c$ のとき)

$$C_r \frac{dT_r}{dt} = B(T_c - T_r) - [P + K(T_r - T_c) - \{P^2 - 2PK(T_r + T_c) + K^2(T_r - T_c)^2\}^{1/2}] / 2$$

($T_r \geq T_c$ のとき)

$$C_r \frac{dT_r}{dt} = - [P + K(T_r - T_c) - \{P^2 - 2PK(T_r + T_c) + K^2(T_r - T_c)^2\}^{1/2}] / 2 \dots (2.15)$$

さて、蓄熱の主な役割はふたつあり、ひとつはエネルギーの供給と需要に時間的なずれが生じた場合にそれを解消することである。もうひとつはエネルギー供給が変動する場合に、システムの運転状態や出力を安定させるバッファとしての役割である。蓄熱部の評価を行うには、状況に応じて設定した条件の下で先にあげた方程式を解き、その結果を考察すればよい。しかし設定する状況は無数に考えられる。そこでここではひとつの例として、日射量が周期的に変動する際の、蓄熱部のバッファとしての役割について考察した。

2.2.2 熱特性の計算例

2.1.2 で述べたように日射量の変動は（厳密には気温の影響も含めた形で），コレクタでの最高到達温度 T_c の変動として表わすことができる．ここでは， T_c の値として図2-3 に示したモデルを与えた．すなわち， T_c は $T_{e,h}$ と $T_{e,l}$ の間で方形波状に変動するものとし，その周期を t_r とした．このうち $T_c = T_{e,h}$ となる時間を t_i とおいた．また冷却温度 T_o および蓄熱容量 C_r は一定であるものとした．バッファとして蓄熱を行う目的は，運転条件の安定化と出力の安定化があるが，ここでは出力の安定化について評価した．すなわち日射量の変動しても蓄熱の効果によって，一定の出力が得られることを示し，その最大値とそれを与える蓄熱温度を数値計算によって求めた．計算方法を次に示す．

- 1) パラメータ ($T_{e,h}$, $T_{e,l}$, T_o , C_r , t_r , t_i) を設定する
- 2) 蓄熱部の初期温度 $T_{r,0}$ を設定する
- 3) 出力 P を設定し，数値計算で(2.15)式を解くと T_r の曲線が得られる．
- 4) 2分法[59]によって，3)の計算を繰り返して， $t = t_r$ において $T_r = T_{r,0}$ となるような（すなわち1周期で蓄熱温度がもとにもどるような） P を求める．
- 5) Fibonacci法[60]によって，2)~4)を繰り返して，最大の一定出力とそれを得るための蓄熱温度を求める．

図2-4 は計算結果の例であり，蓄熱温度の1周期の変動を表わす．この計算例では蓄熱容量 C_r を10~200 kJ/K まで図のように変化させてその影響を調べた．その他のパラメータは図中に記入した値に設定した．この場合，0~24分までは仕事をしながら蓄熱を行うので温度が上昇し，その後は蓄えられた熱によって仕事をするので温度が下がり，1周期（この場合は60分）でもとの温度にもどる．蓄熱温度にこのような曲線を描かせることによって，60分一定という条件下での，

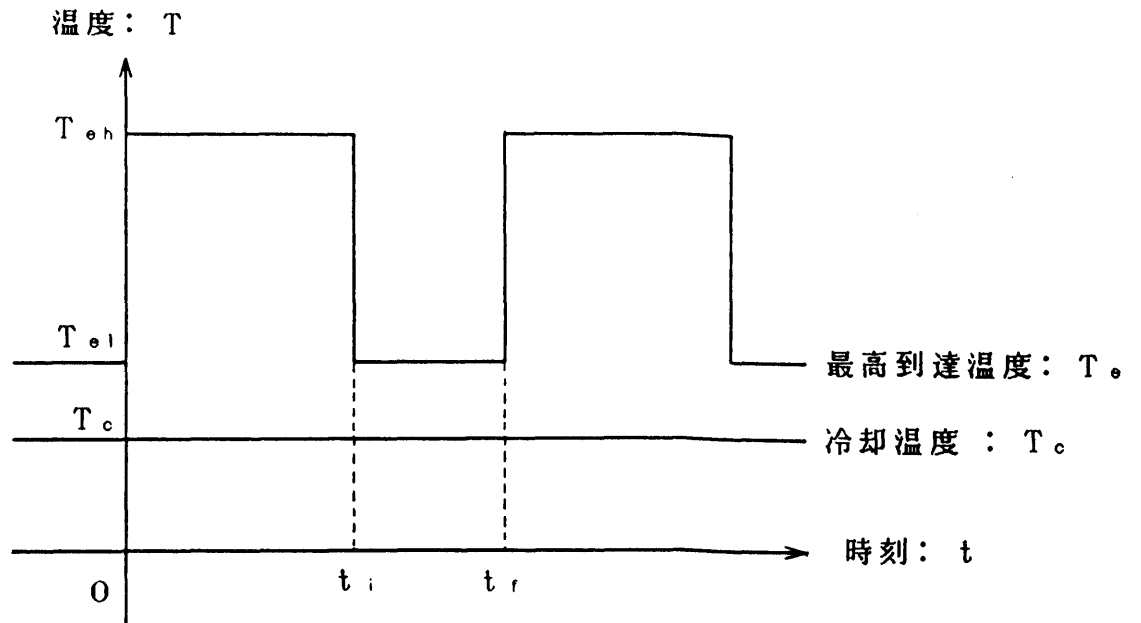


図 2-3 日射変動モデル

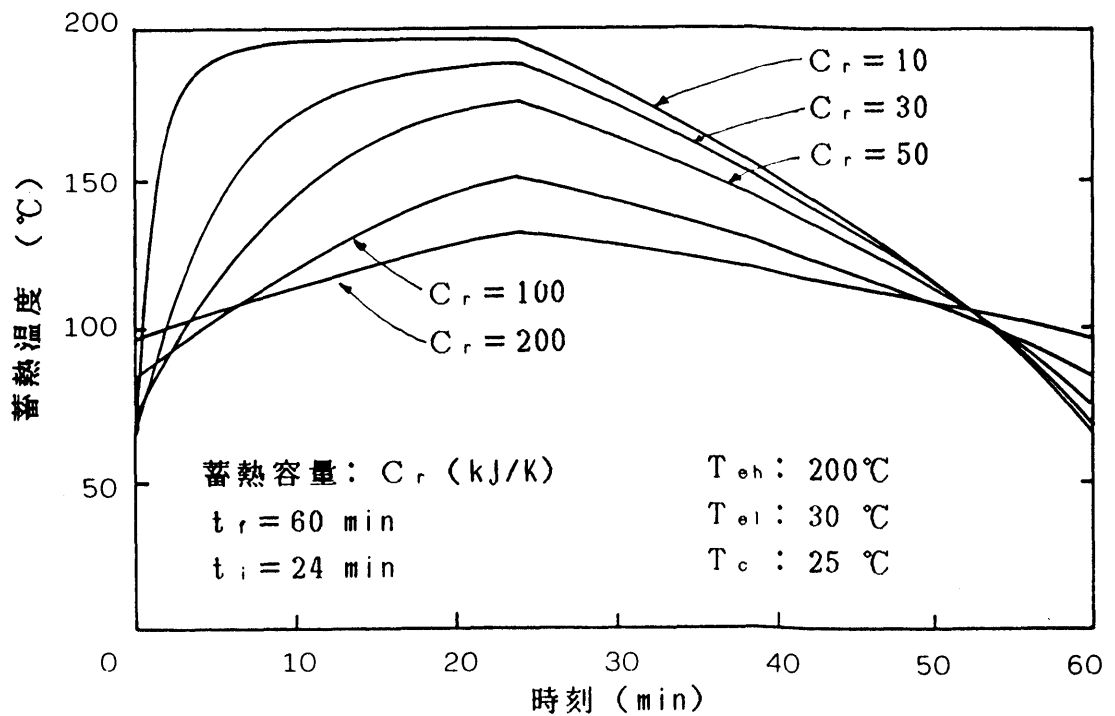


図 2-4 蓄熱温度の変化

最大出力を得ることができる。得られる出力は図2-5 に示した。この図では t_i (1周期のうちで日射量が大きい時間) をパラメータとして蓄熱容量 C_r が出力に及ぼす影響を示した。図で、 $t_i = 60\text{min}$ の場合は日射量が一定ということなので、蓄熱容量に拘らず一定の出力を得ることができる。その他の場合は日射量が変動するので蓄熱の効果によって一定の出力を得る。ここで $C_r = 0$ の場合は蓄熱を行わないので一定出力を得ることはできず、従って (出力) = 0 となる。蓄熱容量を大きくするに従って出力も大きくなるが、 $C_r = 150\text{kJ/K}$ くらいで出力は最大に近づきそれ以上はほとんど変化しない。 $C_r = \infty$ で出力は最大になる。ここで $C_r = \infty$ というのは理想的な潜熱蓄熱を想定して、蓄熱温度がまったく変化せず常に最適な温度で集熱ができると仮定した場合である。

図中の破線は参照として示した値で、蓄熱を行わず1周期で $0 \sim t_i$ の時間だけ定常的に運転した場合の仕事量を時間 t_r で割った値である。これはすなわち、定常運転の場合の平均出力である。図によると C_r が小さい場合は定常運転の方が仕事量が大きく、 C_r がある程度以上になると、蓄熱を行って一定出力を得た方がわずかであるが、仕事量が大きくなっている。

仕事量についてのみ考えると、蓄熱を行うことの利点(a)と欠点(b)は以下のようになれることができる。

(a) 日射量が激しく変動する場合、蓄熱を行って出力部への熱の流れを平滑化すると、伝熱抵抗の両端に生じる温度差が平均的には小さくなる。これによってエントロピーの生成量が小さくなり、これは仕事量の増大につながる。

(b) 出力を一定にするために蓄熱を行うと、集熱温度を常に理想的な値に維持することができない。たとえば図2-4 で $C_r = 10\text{kJ/K}$ とした場合は蓄熱温度 (すなわち集熱温度) が最高到達温度に近づき過ぎている。これによって集熱量が小さくなり、これは仕事量の減少につながる。

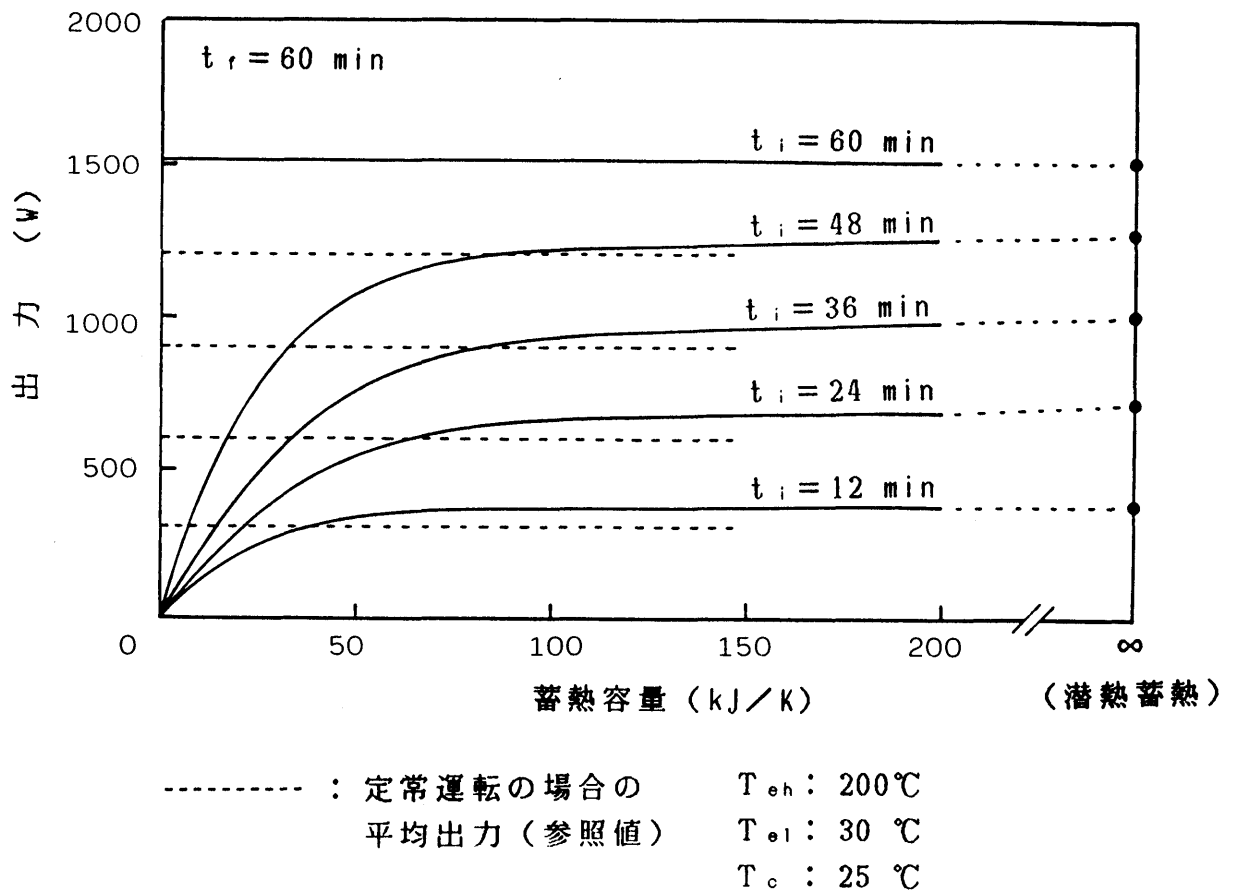


図 2-5 蓄熱容量による出力の変化

一定の出力を得るために蓄熱を行うとき、蓄熱容量が小さい場合は(b)の影響が大きくなるので、出力が小さくなり、蓄熱容量が大きい場合は(a)の影響が大きくなって、出力が大きくなる。

ここではひとつの計算例として、図2-5を得た。これはあくまでも理想的なモデルを想定した場合の結果であるが、図から次のことがわかる。

(c) 蓄熱はシステム運転状態の安定化のみではなく、仕事量にも影響する。

(d) 蓄熱の効果は、蓄熱容量を大きくすればいくらかでも大きくなるというものでなく、ある値に収束する。

(e) ある程度以上の容量で蓄熱を行えば、仕事量を定常運転の場合より大きくすることができるが、その違いはわずかである。

実際のシステムでは放熱損失があり、また出力部の効率がカルノーサイクルからずれる。システムを具体的に設計する場合は他の要素も考慮して、詳細な検討を行わなければならない。しかし、目安としてこの計算例から考えられることがある。例えば主に小型のシステムで、蓄熱容量の割に放熱損失が大きい場合は、積極的な蓄熱をせずに、入ってくる熱エネルギーをそのまま変換する方が仕事量が大きくなるであろう。またサイクルの特性が運転条件の変動に伴って大きく変化する場合（例えば、タービンを動かす場合）は、蓄熱の効果が大きくなると考えられる。

第3章 ランキンサイクルとその特性分析

3.1 基本ランキンサイクル

3.1.1 ランキンサイクルの特徴[61][62]

(1) 基本飽和サイクル

太陽熱などの低温度差熱源より得られる熱エネルギーを、動力に変換する熱サイクルのひとつに、ランキンサイクルが考えられる。ランキンサイクルは1854年に Rankinによって提唱された熱サイクルである。その中で最も基本的な基本飽和サイクルの構成を図3-1に示す。発電所など一般のシステムでは、このサイクルを基本にし、さらにいくつかの過程を加えている。図において、

1→2：ポンプにより作動流体の液を断熱圧縮してエバポレータへ送る。

2→3：エバポレータ内で等圧加熱され、液は蒸発する。

3→4：エキスパンダで蒸気が断熱膨張し、仕事を行う。

4→5：コンデンサ内で蒸気は定圧のもとで凝縮する。

このサイクルをT-s, P-h線図に表すとそれぞれ図3-2, 図3-3のようになる。図中の数字は図3-1に共通している。

(2) 基本過熱サイクル

エバポレータとエキスパンダの間にスーパーヒータをおいて蒸気を過熱すると基本過熱ランキンサイクルとなる。本研究の実験装置は基本的にはこのサイクルによっている。一般に蒸気の過熱はエキスパンダへミストが混入するのを防ぎ、またエキスパンダ内での蒸気の凝縮を防止する目的で行われる。図3-4, 図3-5

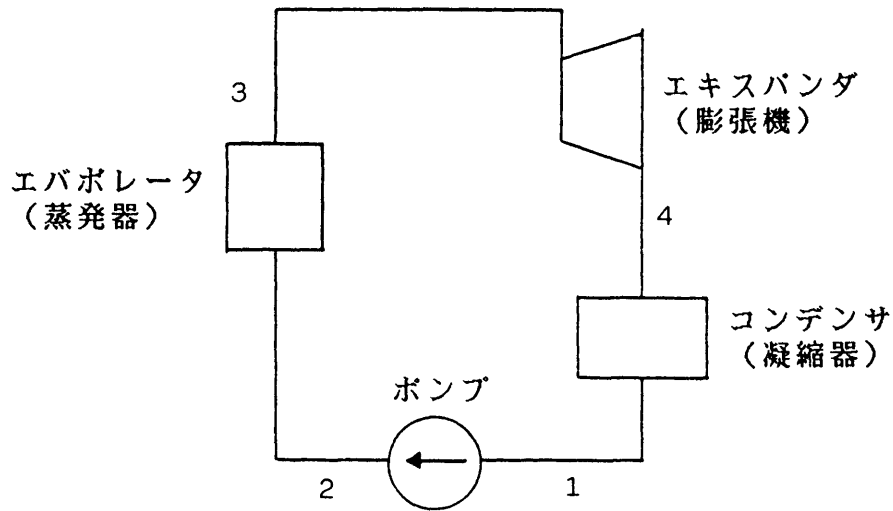


図 3-1 基本飽和ランキンサイクルの構成

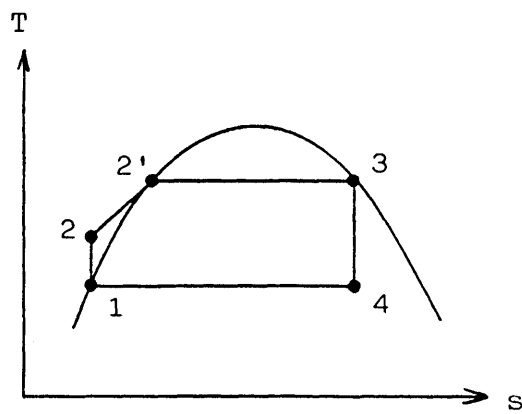


図 3-2 基本飽和ランキンサイクルの T - s 線図

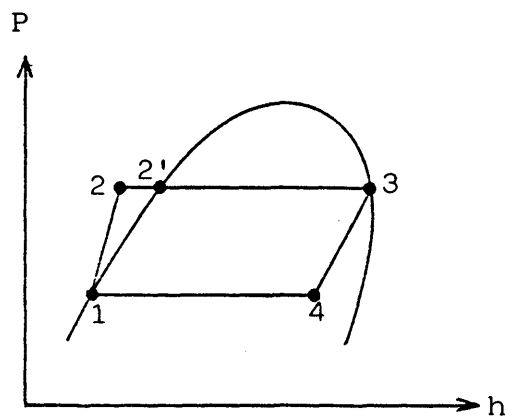


図 3-3 基本飽和ランキンサイクルの P - h 線図

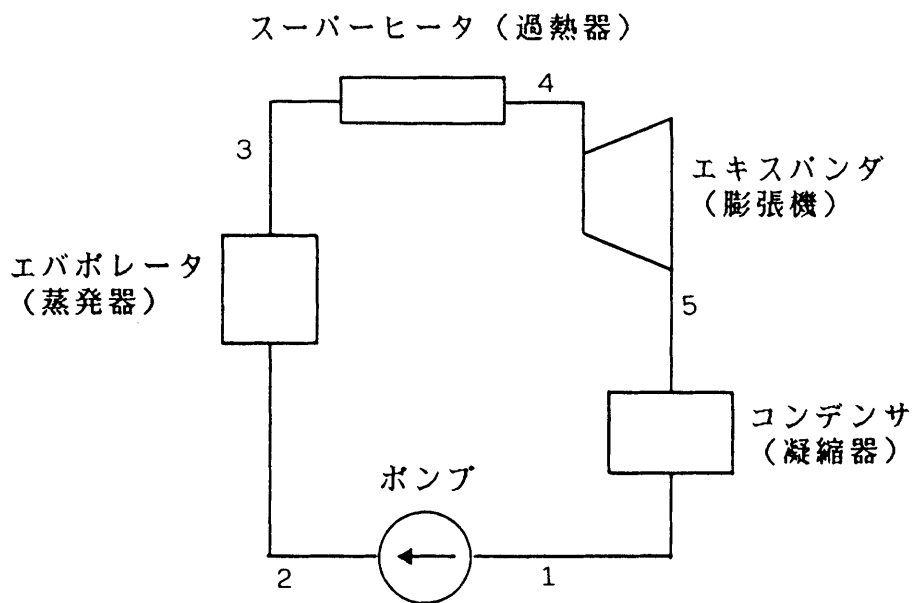


図 3-4 基本過熱ランキンサイクルの構成

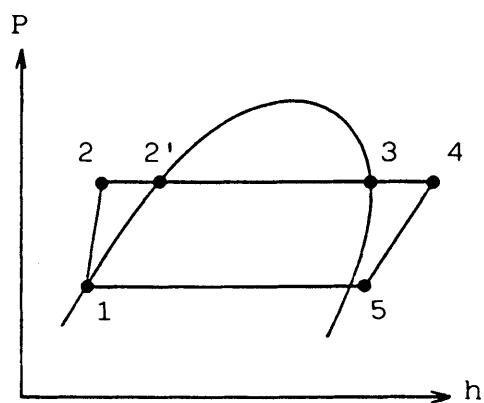


図 3-5 基本過熱ランキンサイクルのP-h線図

にサイクルの構成とP-h線図をそれぞれ示す。

(3) ランキンサイクルの特徴

ランキンサイクルはサイクル中で作動流体が気相と液相に分かれる気液二相サイクルである。このことから各過程において次のような特徴をもつ。

- (a) 昇圧過程：液相で行うので，作動流体の密度が大きく，ポンプの仕事量は小さくてすむ。
- (b) 蒸発過程：沸騰による熱伝達が行われるので熱伝達率が大きく能率がよい。また飽和圧力に応じて飽和温度が定まるために，温度の設定が容易である。
- (c) 膨張過程：作動流体の液化に注意を要する。
- (d) 凝縮過程：相変化を伴う熱伝達が行われるので，蒸発過程と同じような特徴をもつ。

3.1.2 理論熱効率

ランキンサイクルでは加熱，冷却の大部分をしめる蒸発過程と凝縮過程が等温，等圧の可逆変化となる。従って熱効率はカルノーサイクルに近い値となり[61]，低温度差熱源を利用する場合でも相対的に高い熱効率が得られる。

基本飽和ランキンサイクルでは，図3-3 において，点1～4に対応する作動流体の比エンタルピを $h_1 \sim h_4$ とすると，単位質量流量当たりの入力と出力は次のようになる。

- (a) 昇圧ポンプの仕事量・・・ $h_2 - h_1$
- (b) エバポレータでの熱入力・・・ $h_3 - h_2$
- (c) エキスパンダでの出力・・・ $h_3 - h_4$

(d) コンデンサでの排熱量・・・ $h_4 - h_1$

したがって基本飽和ランキンサイクルの理論熱効率 η は次式で表される[57].

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad \dots (3.1)$$

同様にして基本過熱ランキンサイクルでは，図3-5 に対応して理論熱効率が次の様に表される[57].

$$\eta = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{h_4 - h_2} \quad \dots (3.2)$$

3.1.3 作動流体

ランキンサイクルの作動流体となり得る物質は数多く存在する。高温高圧の大規模システムではほとんどの場合，水が用いられているが，本研究のような低温度差利用のシステムでは低沸点流体を用いることが多い。以下に作動流体の選定にあたって検討しなければならない事項をあげる[63].

- (a) システムの運転条件に応じた飽和蒸気圧を有すること。
- (b) 取り扱いが簡単で安全であること。
- (c) 液体の密度が大きいこと。
- (d) 蒸発潜熱が小さいこと。
- (e) 比熱が小さいこと。
- (f) 液体の熱伝導率が大きいこと。

- (g) 化学的に安定していること。
- (h) システムの構成機器を腐食しないこと。
- (i) 安価であること。

作動流体はこれらのことを総合的に評価して選定しなければならない。太陽熱や排熱利用の場合はフロンを利用することが多いが、最近では広範囲の有機流体の適用が検討されてきている[64]。図3-6 にランキンサイクルの作動流体として考えられる主な物質の蒸気圧曲線を示す（文献[64]より引用）。

本研究では熱力学的特性と安全性を重視して、作動流体にフロンのひとつであるR-114 を用いた。先に述べた事項の他にR-114 には飽和蒸気の状態から可逆的に断熱膨張すると過熱蒸気となる特性がある。この特性により、外部への放熱がない限りエキスパンダ内で蒸気が液化することがなく好都合である。R-114 について一般的な物性値を付録1に、P-h 線図を付録2に示す（ともに文献[65]より引用）。本研究で行ったR114の計算式では、文献[65]などの数値から近似多項式を作成してそれを用いた。

3. 2 自然循環式ランキンサイクル

3.2.1 サイクルの概要

先に述べたようにランキンサイクルは低温度差熱源に対しても比較的高い理論効率が得られる熱サイクルであるが、農業用などの小型システムに適応する場合は、作動流体の昇圧ポンプなどの消費電力が問題となる。これらの補助機器が消費するエネルギーは通常、外部から供給する必要があるが、小型システムではこの

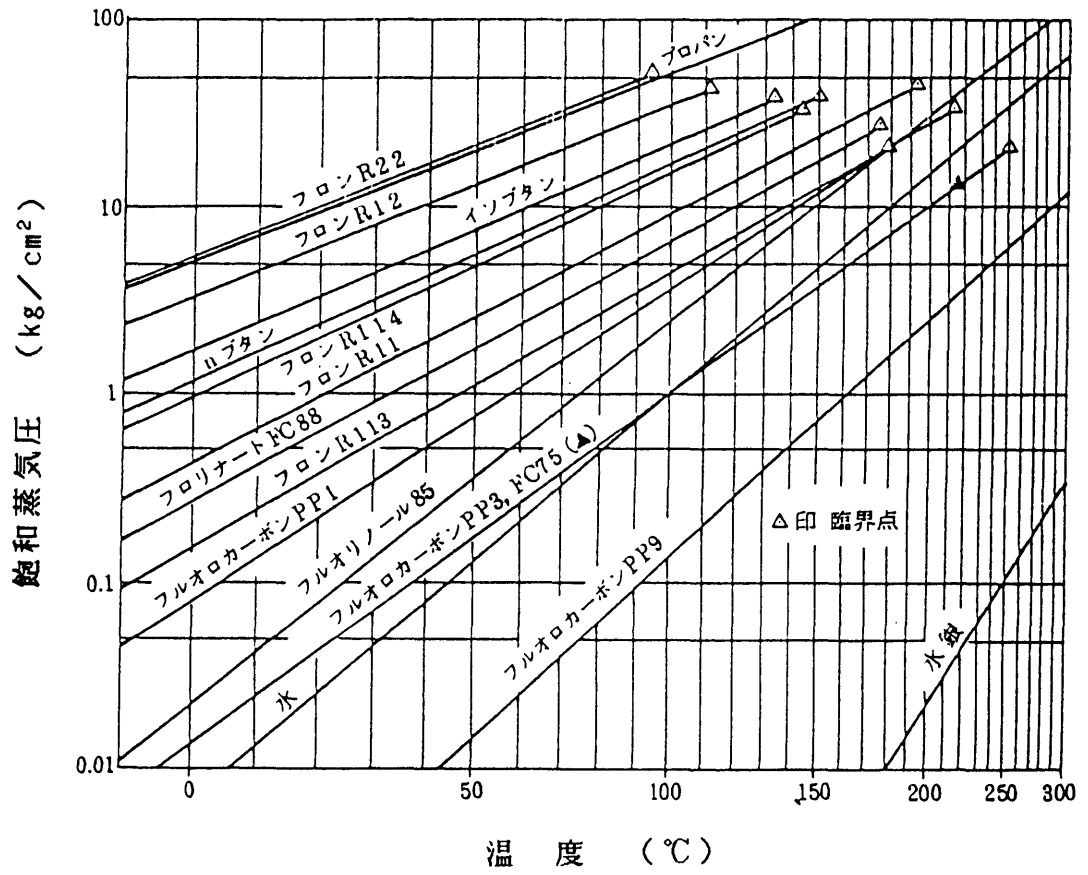


図 3-6 ランキンサイクル用作動流体の飽和蒸気圧

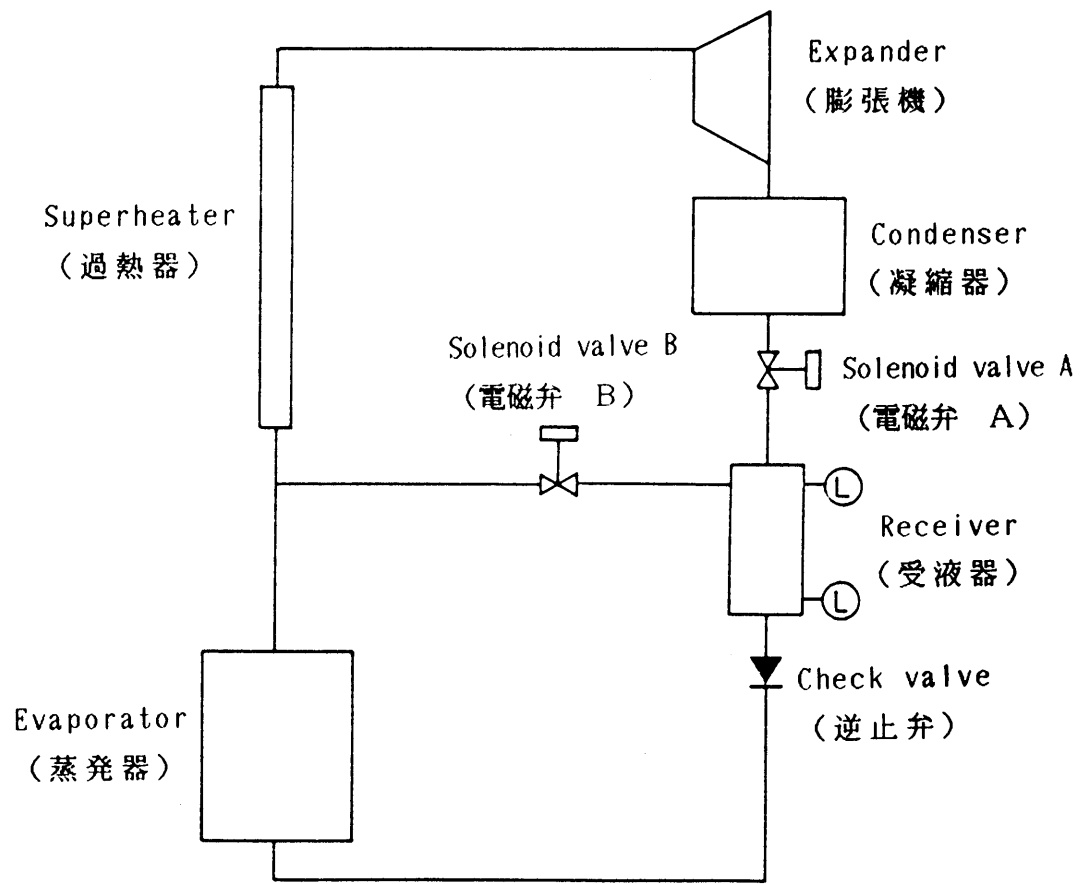
補助エネルギーがシステムの出力の割りに大きくなるからである。またとくに低温差熱源を利用する機関では作動流体にフロンなどの有機流体を用いることが多いが、これらは一般に液の粘性係数が小さく、また液の過冷却が小さい状態でポンプに吸入されるので[64]、摺動面からの洩れや、キャビテーションによりポンプの機械効率が低くなりやすい。

この対策としてこれまでに、エキスパンダの出力軸と作動流体のポンプを直結した装置がいくつか試作された[36][38]。この形式ではポンプの電力消費をなくすことはできるが、ポンプの効率の低さなどポンプ自体に付随する問題は本質的には解決され得ない。またポンプが無く昼夜の温度差を利用して運転を行うシステムも実験されたが[37]、この場合は非常に多くの作動流体が必要となる。

そこで本研究ではこの問題に対処するために、作動流体の昇圧ポンプを用いない自然循環式ランキンサイクルについて理論的考察を行い、それによる太陽熱ポンプを試作した。ここではそのサイクルの構成と特徴、および理論効率について述べる。

3.2.2 基本構成と作動原理

自然循環式ランキンサイクルでは通常のランキンサイクルとは異なり、作動流体の昇圧ポンプを用いない。それに代わって、電磁弁の切り替えにより、流体を循環させ、動力を取り出す。このとき、作動流体が得た熱エネルギーの一部と位置エネルギーを利用する。図3-7にサイクルの基本構成を示す。このサイクルではエバポレータで蒸発した作動流体がスーパーヒータを通過して過熱され、エキスパンダで膨張して仕事を行う。膨張した蒸気はコンデンサで液化してレシーバにたまる。作動流体の液を低圧側のレシーバから高圧側のエバポレータに移送するのは、電磁弁の操作による。電磁弁Aには通電時閉のタイプを用い、Bには通電時開の



Ⓛ: レベルスイッチ

図 3-7 自然循環式ランキンサイクルの構成

タイプを用いている。従って、最初はAが開いておりBは閉じているので、回路は通常のランキンサイクルと同じ状態にある。レシーバが液化した作動流体で満たされるとレシーバの上部に取り付けたレベルスイッチが作動して、電磁弁に通電する。そこでAが閉じてコンデンサとレシーバが遮断され、Bが開いて高圧の蒸気がエバポレータからレシーバに引き込まれる。レシーバ内の液は重力によってこの蒸気と置換される。このとき液は逆止弁を通してエバポレータに流れ込む。液の移送が終わり、レシーバ内の液位が下がると、レシーバ下部のレベルスイッチが作動して、電磁弁への通電を止め、回路をもとの状態にもどす。ここで弁をもとにもどした瞬間にレシーバ内に入った高圧の蒸気がコンデンサに流入し、一時的にコンデンサの圧力が上昇する。しかし高圧側の圧力に比べると低いので、運転は連続して行うことができる。

3.2.3 システムの特徴

自然循環式ランキンサイクルは基本ランキンサイクルと比較して、特に小型のシステムで有利であると考えられる。その特徴を次に述べる。

(1) 利点

- (a) 構造が簡単であり、製作や維持管理の点で有利である。
- (b) システムの内部で消費する補助エネルギーが微少である。
- (c) 制御が簡単である。
- (d) 作動流体にキャビテーションが生じる恐れがないので、液を過冷却する必要がない。

(2) 欠点

- (a) 電磁弁の開閉に伴って出力が変動する。

(b) 構成機器の配置にレベル差をつける必要があり，若干背の高い構造になる。

3.2.4 理論熱効率

自然循環式ランキンサイクルの理論効率は，基本ランキンサイクルのそれにほぼ等しい。これについて説明する。図3-8 はサイクルのP-v 線図である。このサイクルでは，動力取り出しのための作動流体(a) と、凝縮液を移送するために直接レシーバに引き込まれる作動流体(b) とを分けて考える必要がある。(a) の方は基本過熱ランキンサイクルと同じであり，次の過程から成り立っている。

1→2 : 液の昇圧

2→3 : 蒸発

3→4 : 過熱

4→5 : 膨張

5→1 : 凝縮

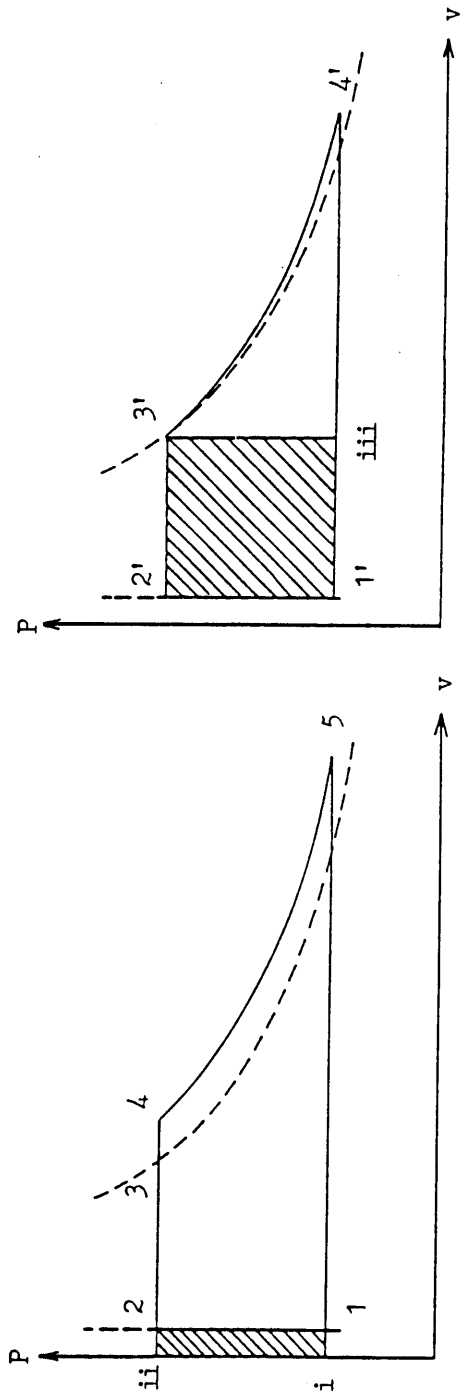
このうち液の昇圧に必要な工業仕事 (図(a)の斜線部分) は，通常のランキンサイクルでは外部からの動力によって与えられるが，このサイクルでは作動流体の一部 (図(b)の流体) が持つエンタルピが利用される。すなわちレシーバ内の液がそれとほぼ同体積の飽和蒸気と置換される。このとき飽和蒸気の行う仕事は図3-8(b)の斜線部分に相当する。そこで図3-8 において次の式が成立する。

$$G \times (\text{面積 } i \text{ ii } 2 \text{ 1}) = g \times (\text{面積 } 1' \text{ 2}' \text{ 3}' \text{ iii}) \quad \dots (3.3)$$

ただし，

G : 動力取り出しのための作動流体の質量流量

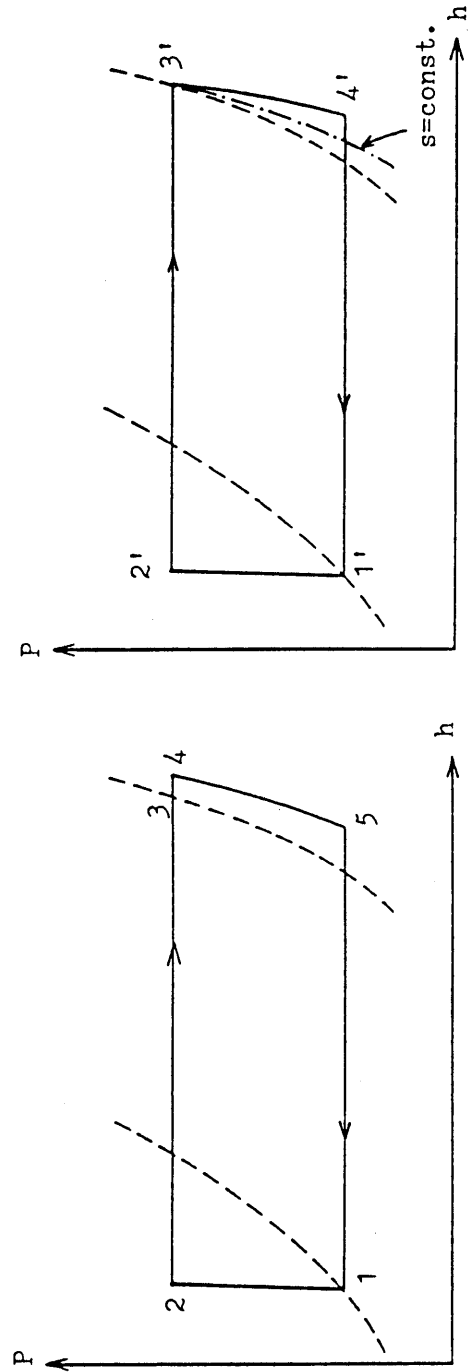
g : 凝縮液を移送するための作動流体の質量流量



(a) 動力取り出しのための作動流体

(b) 凝縮液を移送するための作動流体

図 3-8 自然循環式ランキンサイクルのP-v線図



(a) 動力取り出しのための作動流体

(b) 凝縮液を移送するための作動流体

図 3-9 自然循環式ランキンサイクルのP-h線図

g は G と比べて微少である。なお面積 $3'4'$ iii は、レシーバに引き込まれた飽和蒸気がコンデンサ内に非可逆膨張するための損失に相当する。この分のエネルギーは原理的には回収可能であるが、微量であるし回路が複雑になるので、本研究では回収していない。この損失が、自然循環式ランキンサイクルと基本ランキンサイクルの理論効率の差となる。

次に P - h 線図を図3-9 に示す。図中の番号は図3-8 での番号と一致している。この図からサイクルの理論効率は次式で表される。

$$\eta = \frac{G (h_4 - h_5)}{g (h_3 - h_2) + G (h_4 - h_2)} \quad \dots (3.4)$$

ただし、

η : 理論効率

h : 作動流体の比エンタルピ

(添字は図3-8 および図3-9 中の番号の状態を表す)

また(3-3)式より、

$$\begin{aligned} & g v_3 (P_2 - P_1) - g (h_2 - h_1) \\ &= g v_3 (P_2 - P_1) - g (h_2 - h_1) \\ &= G (h_2 - h_1) \end{aligned}$$

よって、理論効率は次のように表される。

$$\eta = \frac{h_4 - h_5}{(h_3 - h_2) g / G + (h_4 - h_2)}$$

$$g / G = \frac{h_2 - h_1}{v_3 (P_2 - P_1) - (h_2 - h_1)} \quad \dots (3.5)$$

ただし,

P : 作動流体の圧力

v : 作動流体の比体積

(添字は図3-8 および図3-9 中の番号の状態を表す)

作動流体にR-114 を用いた場合の理論効率の計算結果を図3-10に示す。図示した温度範囲ではこのように自然循環式ランキンサイクルの理論効率は、通常の基本過熱ランキンサイクルの理論効率にほぼ等しくなる。ここで両者の差はレシーバからコンデンサへの蒸気の非可逆膨張によるものであり、蒸発温度の上昇とともにこの損失は大きくなる。これは蒸発温度の上昇に伴い、圧力比が大きくなることと、気液の体積比が小さくなることによる。しかし、より高温で運転する場合は、それに適した別の作動流体を用いることになるので、その場合はR-114 を作動流体とした場合に比べてこの損失を小さくすることができる。

3. 3 特性分析の方法

3.3.1 エクセルギ

本研究のように低密度、低温度差の熱エネルギーを利用する場合には、エネルギーの量のみならずその質にも着目する必要がある。そこで本研究では熱移動とエクセルギ移動の観点からシステムの特性を分析した。

エクセルギとはエネルギーの有効量を表す数値で、物質が外界と平衡な状態に達

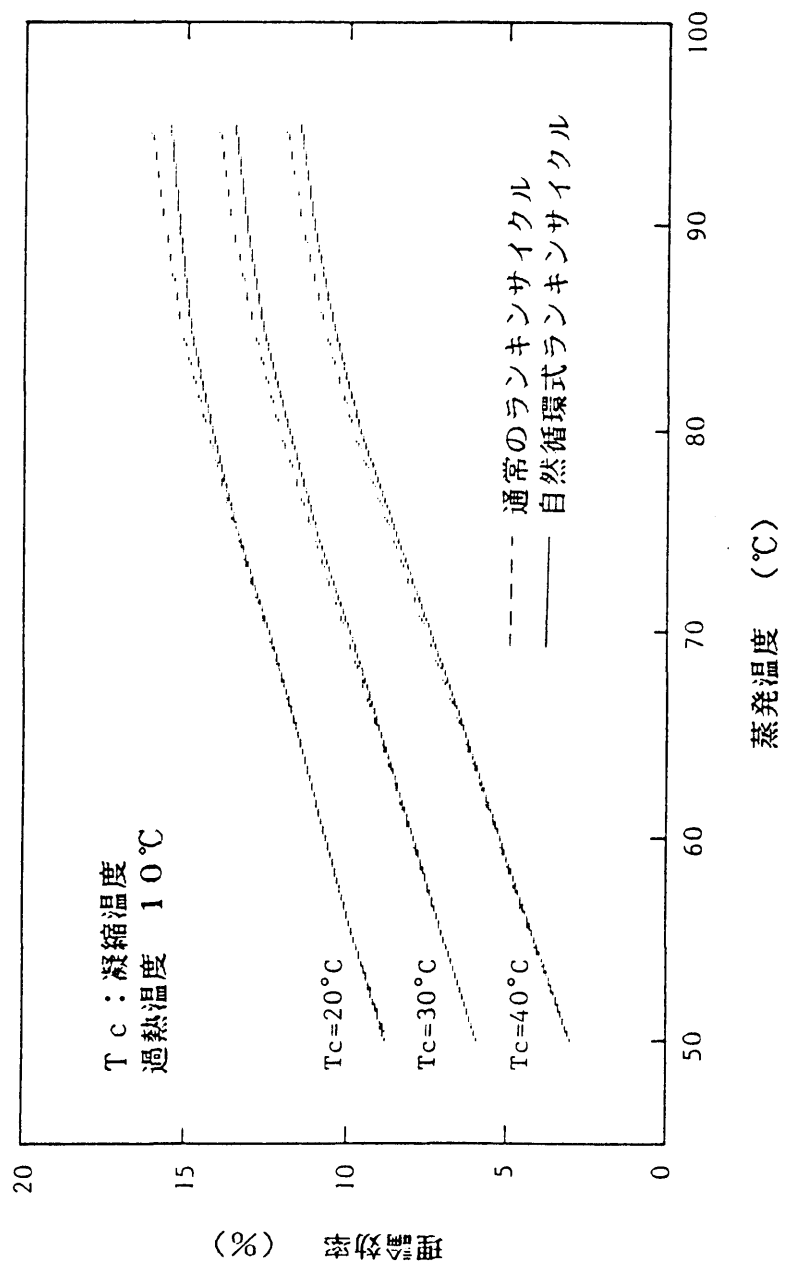


図 3-10 R114による自然循環式ランキンサイクルの理論効率

するまでに行うことができる理論的**最大仕事量**のことである[66]。この平衡状態における物質の温度と圧力をそれぞれ**基準温度**、**基準圧力**と言い、この状態は**基準状態**と呼ばれる。基準のとりかたでエクセルギは変化するので**元来エクセルギ収支**の少ない低温度差システムでは、分析の際、基準のとり方を検討する必要がある。

ランキンサイクルのエクセルギ分析では冷却水の温度を基準にする場合もあるが[67]、本研究では基準温度には外気温度を採用した。また基準圧力は、作動流体については外気温度における飽和圧力とし、集熱用の温水および冷却水については1気圧とした。これは以下の理由による。

- (a) 低温度差利用の小型システムでは外気温度が比較的大きく影響する。
- (b) 低温度差システムでは外気温度と冷却水温度との差が無視できず、冷却水温度の方が低い場合は、冷却水が低温のエクセルギを有していると考え方が自然である。
- (c) 作動流体は密封されていて、直接大気圧の影響を受けることはない。
- (d) 温水および冷却水は圧縮率が小さく、圧力の変化に伴うエクセルギの変化は無視できる[68]。

3.3.2 出力の計算

太陽熱ポンプシステムでは、水の圧送というかたちで力学的エネルギーを取り出している。従って出力は吐出水の圧力と流量から求めた。

また、回転式のベーンエキスパンダの特性を調べる実験は、エキスパンダにトルクメータと発電機を連結して行った。従って、出力軸の回転速度と発生トルクから軸出力を、発電機の電圧と電流から発電機出力をそれぞれ計算した。

レシプロ型の電子制御エキスパンダの実験では、出力軸の回転速度とトルクから軸出力を求めた。

3.3.3 熱およびエクセルギ収支の計算

本研究の熱およびエクセルギ分析では、文献[66]-[68]により以下に述べる計算式を用いた。

(1) 流体の移動に伴う熱およびエクセルギの流量

実験装置の回路内での流体の移動に伴う熱流量 Q ，およびエクセルギ E は，

$$Q = (h - h_0) F \quad \dots (3.6)$$

$$E = \{ (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \} F \quad \dots (3.7)$$

ただし，

h : 流体の比エンタルピ

s : 流体の比エントロピ

h_0 : 基準状態における流体の比エンタルピ

s_0 : 基準状態における流体の比エントロピ

T_0 : 基準温度

F : 流体の質量流量

(2) 各ユニット（回路要素）において流体が得た熱およびエクセルギ

ユニットで得た熱 Q ，およびエクセルギ E は，

$$Q = (h_2 - h_1) F \quad \dots (3.8)$$

$$E = \{ (h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1) \} F \quad \dots (3.9)$$

ただし添え字については、

1 : ユニット入口の状態量

2 : ユニット出口の状態量

(3) 各ユニットにおける放熱および非可逆変化による損失

放熱による熱損失 Q_r 、エクセルギ損失 E_r 、および非可逆変化によるエクセルギ損失 E_i は、

$$Q_r = \Sigma Q_1 - \Sigma Q_2 \quad \dots (3.10)$$

$$E_r = Q_r (T_m - T_0) / T_0 \quad \dots (3.11)$$

$$E_i = \Sigma E_1 - \Sigma E_2 - \Sigma E_r \quad \dots (3.12)$$

ただし、

ΣQ_1 : ユニットに入る流体の持つ総熱量

ΣE_1 : ユニットに入る流体の持つ総エクセルギ

ΣQ_2 : ユニットを出る流体の持つ総熱量および有効熱量

ΣE_2 : ユニットを出る流体の持つ総エクセルギおよび有効エクセルギ

T_m : 平均放熱温度

ここで、有効熱量および有効エクセルギとは、ユニットで有効に利用された熱量とエクセルギのことで、具体的にはエキスパンダにおける取り出し仕事と、蓄熱槽における蓄熱材の温度上昇分を指す。

(4) 太陽光のもつエクセルギ

太陽光線は太陽表面温度約5770Kにおける熱放射のスペクトル強度分布を示している。そこで太陽熱は5770Kレベルの熱エネルギーとみなすことができ[67]、これより太陽光の持つエクセルギを計算した。例として外気温度が30℃の場合、日射量の約94.7%がエクセルギであることになる。

3.3.4 効率の計算

システムおよび各ユニットの熱効率 η_Q およびエクセルギ効率 η_E は基本的には次式で定義した。ただし、エキスパンダの効率は別の方法で表わした。またソーラーコレクタの集熱効率については、次項で詳しく述べる。

$$\eta_Q = W / Q \quad \dots (3.13)$$

$$\eta_E = W / E \quad \dots (3.14)$$

ここで、

W : 系からの取り出し仕事

Q : 系への入熱

E : 系へ入るエクセルギ

エキスパンダの効率についてはこの式を用いるのは不適當である。排気を大気中に放出する場合はよいが、閉鎖系であるランキンサイクルの場合は、エキスパンダの出力が入熱やエクセルギだけではなくコンデンサの性能に直接影響されるからである。本論文ではいくつかの形式のエキスパンダについて調べたが、エキスパンダの性能は統一的に“全断熱効率”で表わすことにした。全断熱効率は次式で定義される。

$$(\text{全断熱効率}) = \frac{(\text{実出力})}{(\text{断熱理論出力})}$$

ここで、断熱理論出力というのは、エキスパンダに入る作動流体が、排気側の圧力に達するまで可逆的に断熱膨張した場合に、取り出し得る最大理論出力のことである。

3.3.5 ソーラーコレクタの集熱特性

(1) コレクタ内での集熱温度の変化が小さい場合

本研究では様々なタイプのソーラーコレクタを用いたので、以下に述べる様な計算方法によって、コレクタの集熱特性を評価し、各タイプの比較検討を行った。

2.1.2で述べたようにコレクタで単位時間当たりに吸収される熱量は一般に次式で表される。

$$Q_{c1} = \{ I \alpha - \beta (T_{c1} - T_a) \} A \quad \dots (3.15)$$

ただし、

Q_{c1} : 集熱量 (W)

I : 日射量 (W/m²)

α : 日射吸収率

A : 集熱面積 (m²)

β : 熱損失係数 (W/m²K)

T_{c1} : 集熱温度 (K)

T_a : 外気温度 (K)

ここで、 α および β がコレクタの集熱特性を表す指標である。 α が大きいほど、また β が小さいほど高性能であるといえる。(3.15)式を変形すると次式が得られる。

$$\frac{Q_{c1}}{IA} = \alpha - \beta \frac{T_{c1} - T_a}{I} \quad \dots (3.15')$$

実験結果から α および β を求めるには、縦軸に集熱効率 Q_{c1}/IA をとり、横軸に $(T_{c1} - T_a)/I$ をとって、実験結果をプロットし最小自乗法により直線を引く。この直線から α および β が求められる。このグラフの例を図3-11に示す。この図は文献[69]からの引用であるが、この表示方法はよく用いられる。コレクタ内での流体の温度変化が小さい場合は、集熱温度としてコレクタ入口とコレクタ出口での集熱流体の平均温度をとることができ、集熱量は次式で表される。

$$Q_{c1} = \{ I \alpha - \beta (T_m - T_a) \} A \quad \dots (3.16)$$

$$T_m = (T_1 + T_2) / 2$$

ただし、

T_m : 平均集熱温度 (K)

T_1 : コレクタ入口の流体温度 (K)

T_2 : コレクタ出口の流体温度 (K)

本研究でも第4章で述べる基本ランキンサイクルによる実験結果の分析はこの方法によった。

(2) コレクタ内での集熱温度の変化が大きい場合

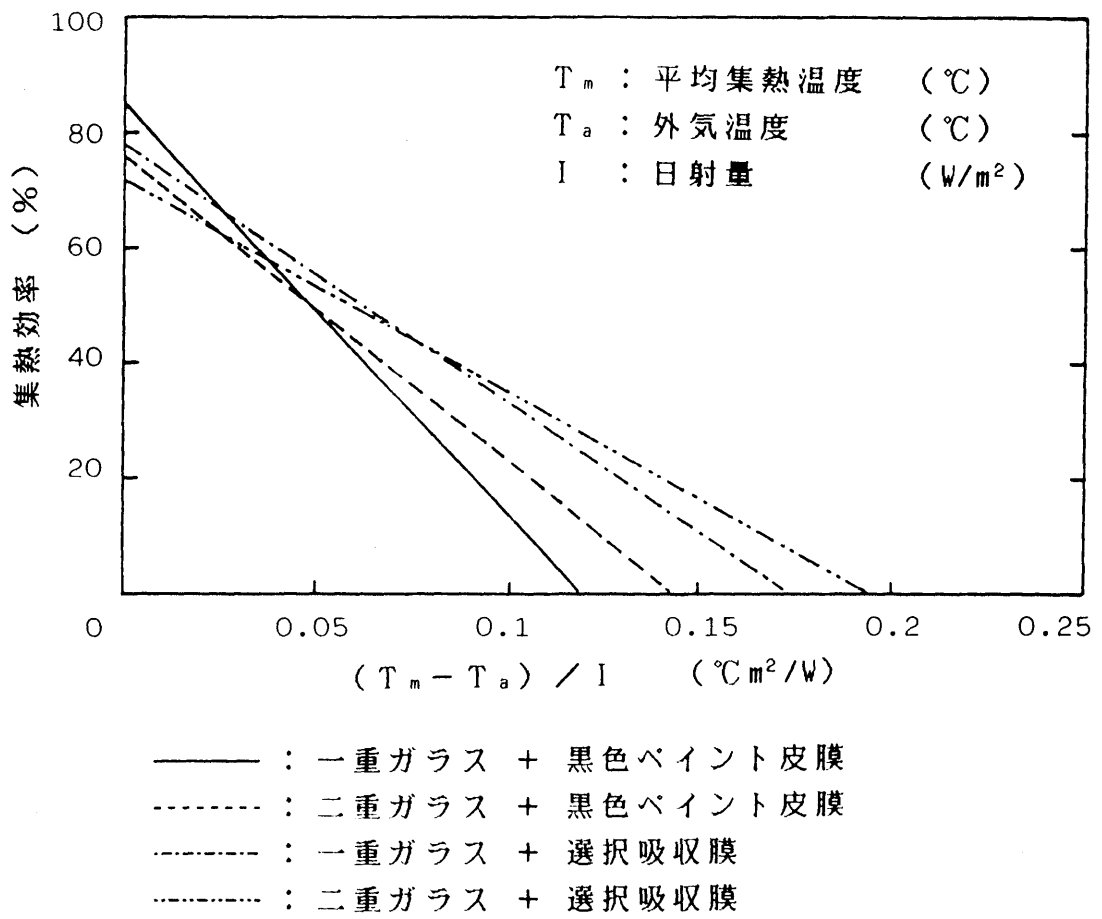


図 3-11 一般的なソーラーコレクタの集熱特性

コレクタ内での流体の温度変化が大きい場合は平均集熱温度を(1)で述べたようにとるのは不適當であり、(1)の方法で集熱特性を正確に評価することはできない。そこで本研究では、熱交換器における対数平均温度差[70]と似た考え方で平均集熱温度を定義した。

(3.15)式から微小集熱面積 dA による単位時間当たりの集熱量 dQ_{c1} が次のように表される。

$$dQ_{c1} = \{ I \alpha - \beta (T_{c1} - T_a) \} dA \quad \dots (3.17)$$

第2章で述べた最高到達温度 T_o すなわち、

$$T_o = \frac{I \alpha}{\beta} + T_a$$

を導入して、(3.17)式に代入すると次式が得られる。

$$dQ_{c1} = \beta (T_o - T_{c1}) dA \quad \dots (3.18)$$

ここで、上式の微小熱量 dQ_{c1} による、流体の温度上昇を dT_{c1} とすると、

$$F C_p \cdot dT_{c1} = dQ_{c1} \quad \dots (3.19)$$

となる。ただし、

F : 集熱流体の流量 (kg/s)

C_p : 集熱流体の定圧比熱 (J/kg·K)

(3.18),(3.19)式より,

$$\beta (T_e - T_{c1}) dA = F C_p \cdot dT_{c1} \quad \dots (3.20)$$

流体が温度 T_1 (K) の状態でコレクタに流入したとき, 温度 T_2 (K) に達するまでに必要な集熱面積 A (m^2) は, (3.20)式を積分して得られる. すなわち,

$$A = \int_{T_1}^{T_2} \frac{F C_p}{\beta (T_e - T_{c1})} dT_{c1} \quad \dots (3.21)$$

流体の比熱が近似的に一定であり, またコレクタの全ての部分で集熱特性が等しいと仮定できる場合, (3.21)式は次のように積分される.

$$A = \frac{F C_p}{\beta} \log \frac{T_e - T_1}{T_e - T_2} \quad \dots (3.22)$$

また, このとき流体が得る熱量 Q_{c1} は次式で表される.

$$Q_{c1} = F C_p (T_2 - T_1) \quad \dots (3.23)$$

(3.22), (3.23)式より F を消去すると次式が得られる.

$$Q_{c1} = A \beta \frac{T_2 - T_1}{\log \{ (T_e - T_1) / (T_e - T_2) \}} \quad \dots (3.24)$$

ここで、平均集熱温度を T_m (K) とする。 T_m については(3.15)および(3.18)式から次式が与えられる。

$$Q_{c1} = A \beta (T_e - T_m)$$

この式と(3.24)式を比較すれば、平均集熱温度 T_m が次のように与えられる。

$$T_m = T_e - \frac{T_2 - T_1}{\log \{ (T_e - T_1) / (T_e - T_2) \}} \quad \dots (3.25)$$

例として T_2 を 80°C 、 T_1 を $0 \sim 80^\circ\text{C}$ とした場合の平均集熱温度 T_m の変化を図 3-12 に示す。図では最高到達温度 T_e をパラメータとし、 T_e を 100°C および 200°C とした。図からわかるように最高到達温度が低くなるほど平均集熱温度が高くなる。これは高温部においてコレクタの負担が増えるからである。最高到達温度が高くなると平均集熱温度は相加平均 $(T_2 + T_1) / 2$ に近くなる。極限として、 $T_e \rightarrow \infty$ のとき、 $T_m \rightarrow (T_2 + T_1) / 2$ となる。従って最高到達温度が高いとき（日射量が大きく気温が高いとき）は(1)の場合と同じように $(T_2 + T_1) / 2$ を平均集熱温度としても大きな違いはないが、一般には(3.25)に示した値を用いる方がよいことがわかる。

この平均集熱温度を用いることにより、(1)で述べたのと同じ方法でコレクタの特性を直線で図示することができ、他のコレクタとの比較も行える。ところが(3.25)式の中に出てくる最高到達温度 T_e は、日射量と外気温度の他に、コレクタの特性値であるところの α / β にも依存する。従って、得られた実験結果から一義的に平均集熱温度を求め、図にプロットすることはできない。なぜなら、コ

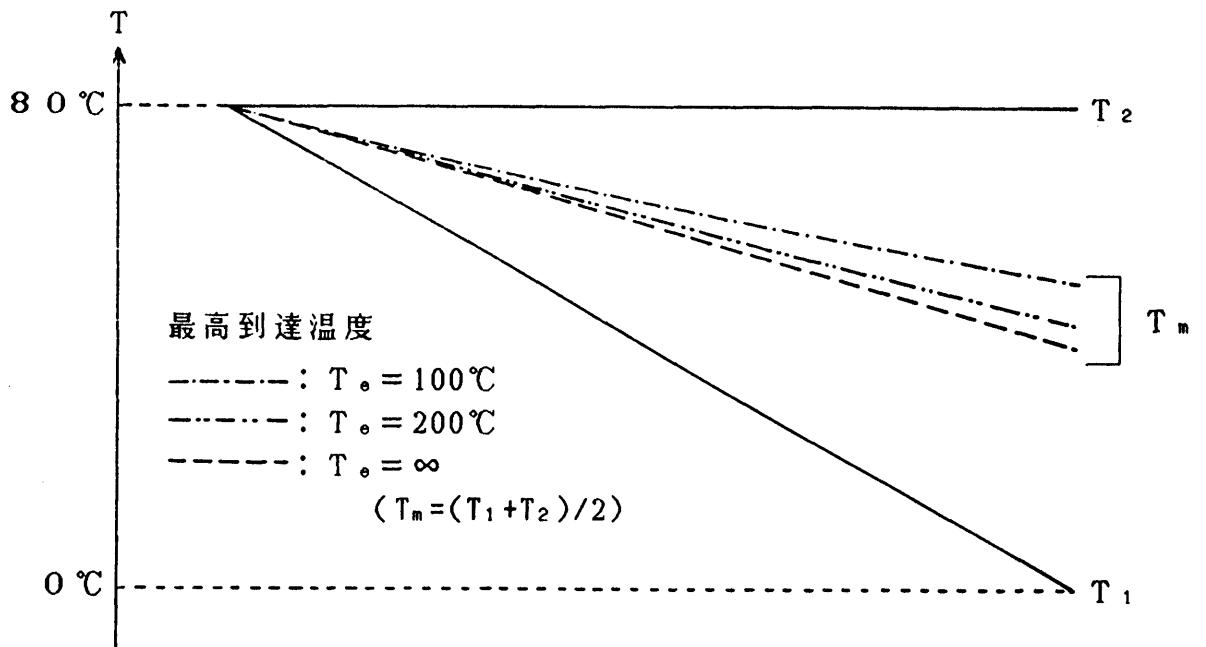


図 3-12 流体の温度変化が大きい場合の平均集熱温度

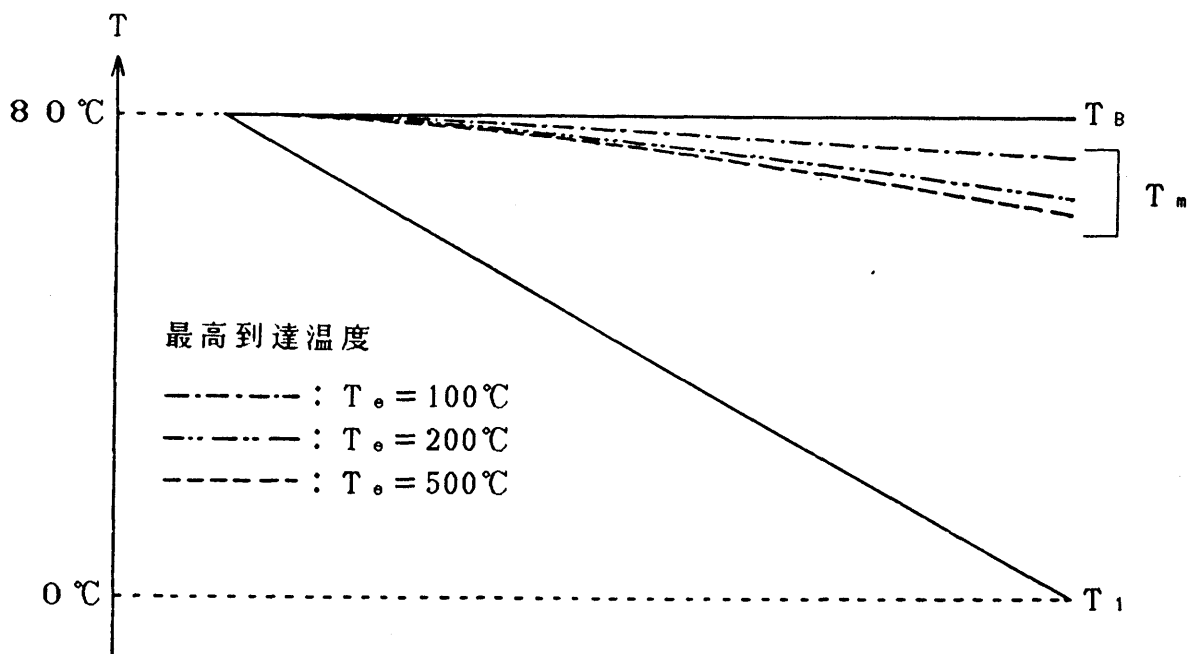


図 3-13 液体 (R114) が蒸発する場合の平均集熱温度

レクタの特性によって、コレクタ内での流体の温度プロファイルが変化し、それによって平均集熱温度が変わるからである。しかし以下の方法による繰り返し計算で比較的簡単にまとめることができる。

- (a) $(T_2 + T_1) / 2$ を平均集熱温度として、(1) で述べたのと同じ方法で実験データをプロットする。
- (b) 最小自乗法でコレクタの特性 α , β を決定する。
- (c) これより各実験データの最高到達温度が決まるので、(3.25)式から平均集熱温度を決定して、(1) で述べたのと同じ方法でデータをプロットし直す。
- (d) (b)と(c)を繰り返して α , β を収束させる。

コンピュータを用いれば、この計算は短時間で行うことができる。現実的には2, 3回の繰り返しによってほとんど収束する。

(3) 流体の相変化を伴う場合

コレクタ内で液体が蒸発する場合は、さらに潜熱を計算に入れる必要がある。本研究でも第5章で述べる自然循環式の装置では蒸発過程が含まれているので、ここで述べる方法によって平均集熱温度を定義し、コレクタの評価を行った。

まず液体が温度 T_1 (K) でコレクタに流入し、蒸発温度 T_B (K) に達するまでに必要な集熱面積 A_L (m^2) は、(3.21)式より得られる。すなわち、

$$A_L = \int_{T_1}^{T_B} \frac{F C_{PL}}{\beta (T_e - T_{c1})} d T_{c1}$$

ここで、 C_{PL} (J/kg·K) は液体の比熱である。

また、流体の蒸発潜熱を R (J/kg) とすると、蒸発に必要な熱量は $F R$ である。
従って、蒸発に必要な集熱面積 A_E (m^2) は、次のように表される。

$$A_E = F R / \beta (T_e - T_B)$$

また、コレクタ内部で蒸気が温度 T_2 (K) まで過熱される場合、それに必要な集熱面積は液体の温度上昇の場合と同様の式で表される。

従って、温度 T_1 の液体がコレクタに流入し、温度 T_B で蒸発して、さらに温度 T_2 まで過熱される場合、総集熱面積 A は次式で表される。ただし C_{PU} は蒸気の比熱を表す。

$$A = \int_{T_1}^{T_B} \frac{F C_{PL}}{\beta (T_e - T_{c1})} d T_{c1} + \int_{T_B}^{T_2} \frac{F C_{PU}}{\beta (T_e - T_{c1})} d T_{c1} + \frac{F R}{\beta (T_e - T_B)} \quad \dots (3.26)$$

流体の比熱が近似的に一定であり、またコレクタの全ての部分で集熱特性が等しいと仮定できる場合、(3.26)式は次のように積分される。

$$A = \frac{F}{\beta} \left[C_{PL} \log \frac{T_e - T_1}{T_e - T_B} + C_{PU} \log \frac{T_e - T_B}{T_e - T_2} + \frac{R}{T_e - T_B} \right] \quad \dots (3.27)$$

また、このとき流体が得る熱量 Q_{c1} は次式で表される。

$$Q_{cl} = F \{ C_{PL} (T_B - T_1) + C_{PU} (T_2 - T_B) + R \} \quad \dots (3.28)$$

以後は(2) で述べたのと同様に計算すれば、相変化を伴う場合の平均集熱温度として次式が得られる。

$$T_m = T_e - \frac{C_{PL} (T_B - T_1) + C_{PU} (T_2 - T_B) + R}{C_{PL} \log \frac{T_e - T_1}{T_e - T_B} + C_{PU} \log \frac{T_e - T_B}{T_e - T_2} + \frac{R}{T_e - T_B}} \quad \dots (3.29)$$

この場合も(2) で述べたのと同じように繰り返し計算によって実験結果からコレクタの集熱特性を図示することができる。ただ相変化がある場合は蒸発に要する集熱面積が大きくなるので、平均集熱温度は蒸発温度に近くなる。そこで平均集熱温度の初期値を蒸発温度にとって計算を始める方が早く収束する。なお、蒸気が過熱されない場合は(3.29)式で $C_{PU} = 0$ とすればよい。

例として、流体をR-114，蒸発温度 T_B を 80°C ，初期温度 T_1 を $0 \sim 80^\circ\text{C}$ とし、過熱がない場合の平均集熱温度 T_m の変化を図3-13 (P.52)に示す。この図でも(2)と同様に、最高到達温度 T_e をパラメータとし、 T_e を $100, 200, 500^\circ\text{C}$ とした。平均集熱温度は蒸発温度に近く、また最高到達温度が高くなるほど平均集熱温度が低くなることがわかる。

第4章 基本ランキンサイクルによる 太陽熱ポンプ

4.1 温水集熱式太陽熱ポンプの実験

4.1.1 実験装置

(1) 実験装置の概要

3.1で述べた基本ランキンサイクルによる太陽熱ポンプ実験装置を試作し、実験を行った。本装置は太陽熱を吸収、蓄積し、その熱エネルギーを水の圧送という形の力学的エネルギーに変換するシステムである。システムの基本構成を図4-1に、回路図を図4-2に示す。また写真を図4-3～6に示す。システムは基本的には集熱部、出力部、冷却部、計測・制御部から成る。集熱部では温水により太陽熱を集熱する。温水は蓄熱槽からポンプでエバポレータとスーパーヒータに送られ、ランキンサイクルの作動流体（フロン R114）に熱を与えた後、ソーラーコレクタで再び加熱されて蓄熱槽にもどる。蓄熱槽は日射量や負荷の変動を吸収し、システムの運転状態を安定させる働きをする。

出力部はランキンサイクルによって仕事を取り出す部分である。エバポレータで蒸発したフロンはスーパーヒータで過熱され、その蒸気圧でダイヤフラムポンプ型のエキスパンダを駆動し、圃場に設置したスプリンクラに水を圧送する。スプリンクラ以外の装置に液肥や農薬、空気などの流体を送ることも可能である。

冷却部は冷却水によって排熱を行いフロン蒸気を液化させるはたらきをする。冷却水は貯水槽からコンデンサに送られフロンの熱を受け取った後、冷却塔で放熱し、貯水槽へもどる。

計測・制御部は計測機器からの入力を記録し、またそれに応じて、温水やフロ

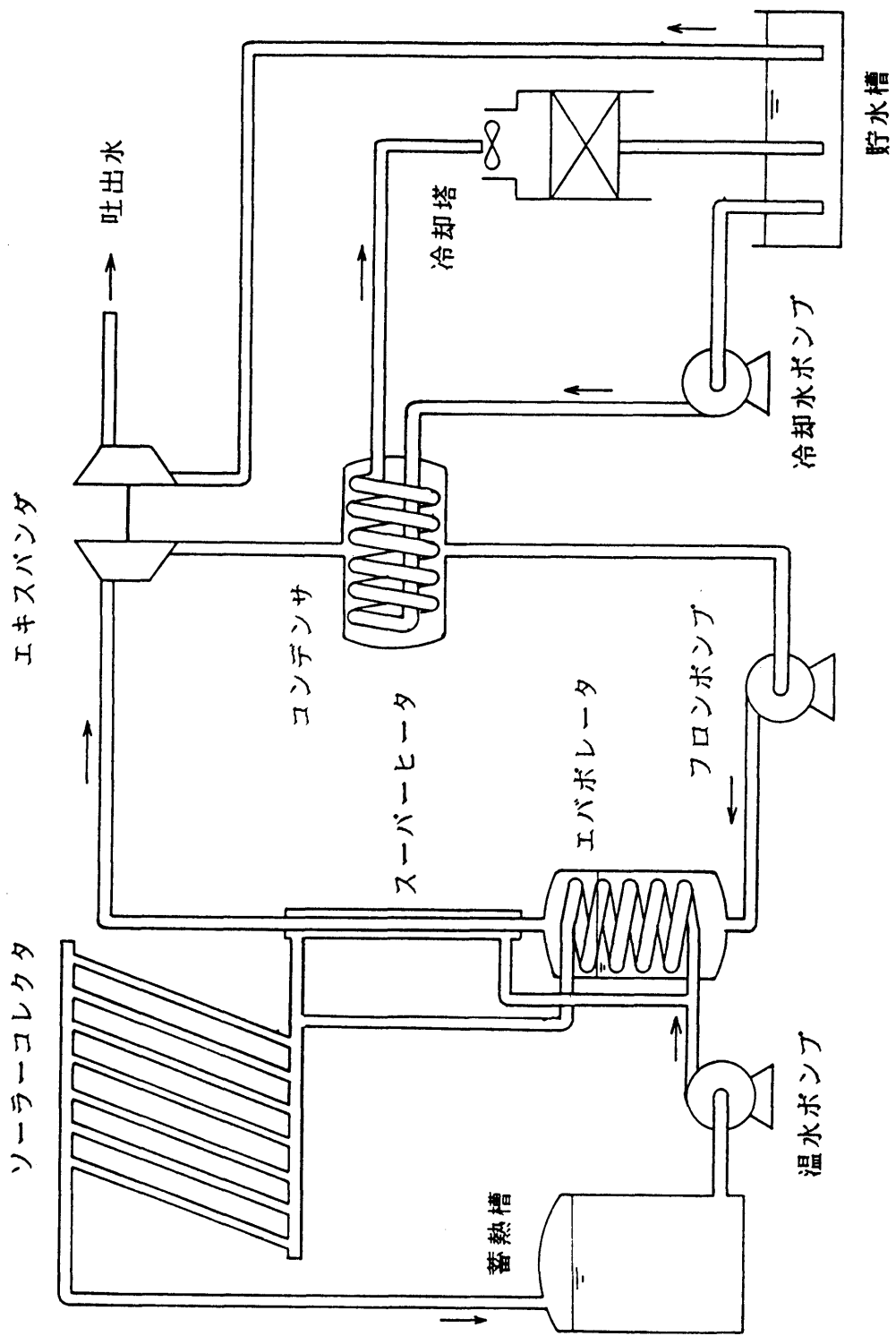


図 4-1 温水集熱式太陽熱ポンプの基本構成

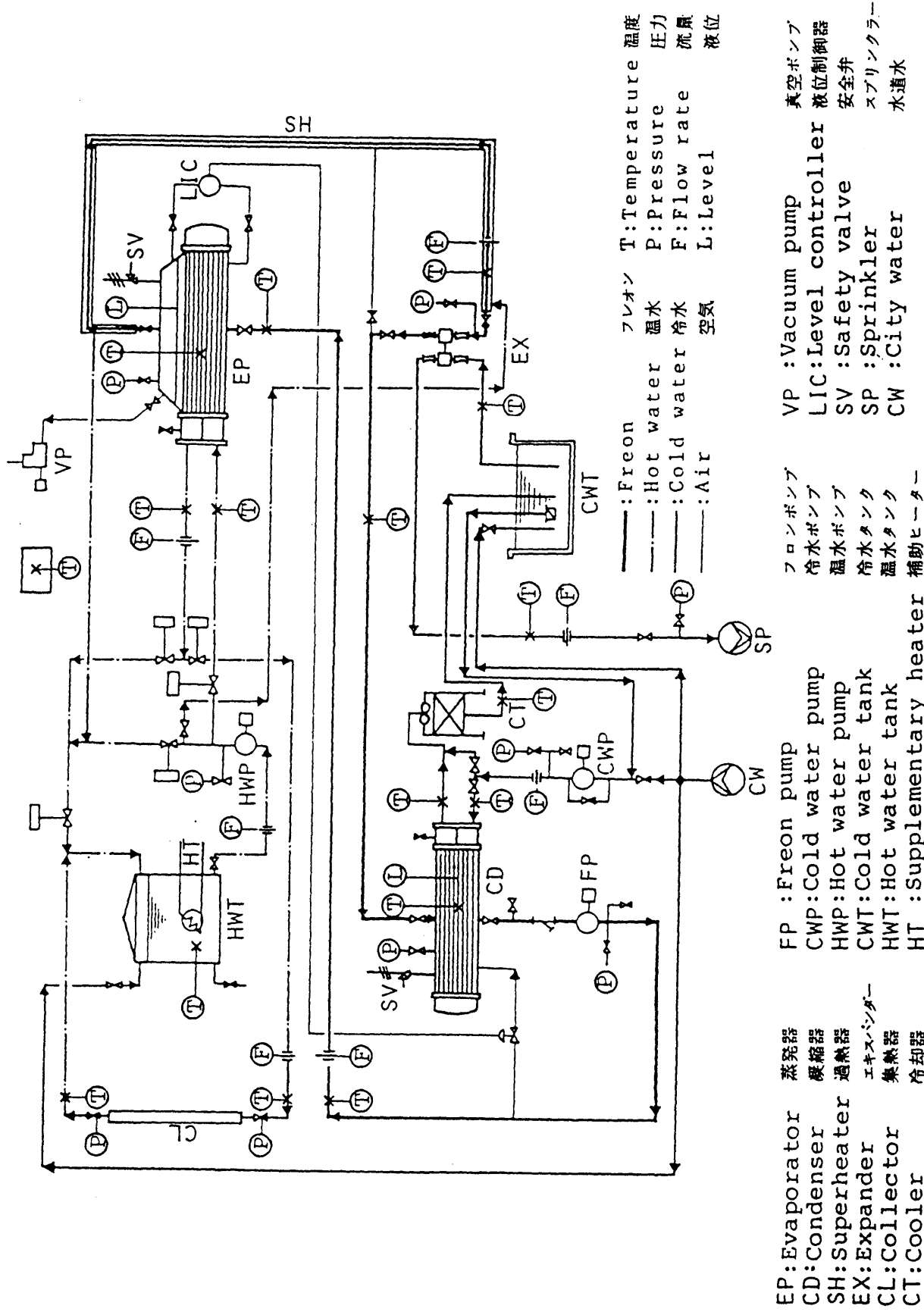


図 4-2 温水集熱式太陽熱ポンプ実験装置の回路図

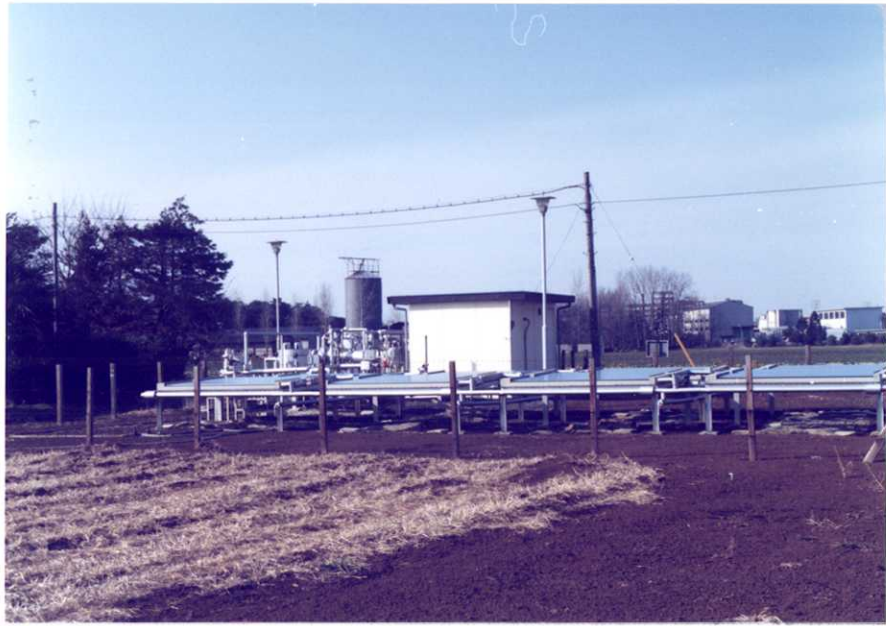


図 4-3 温水集熱式太陽熱ポンプ全景



図 4-4 フロンランキンサイクルの部分



図 4-5 真空管式ソーラーコレクタ

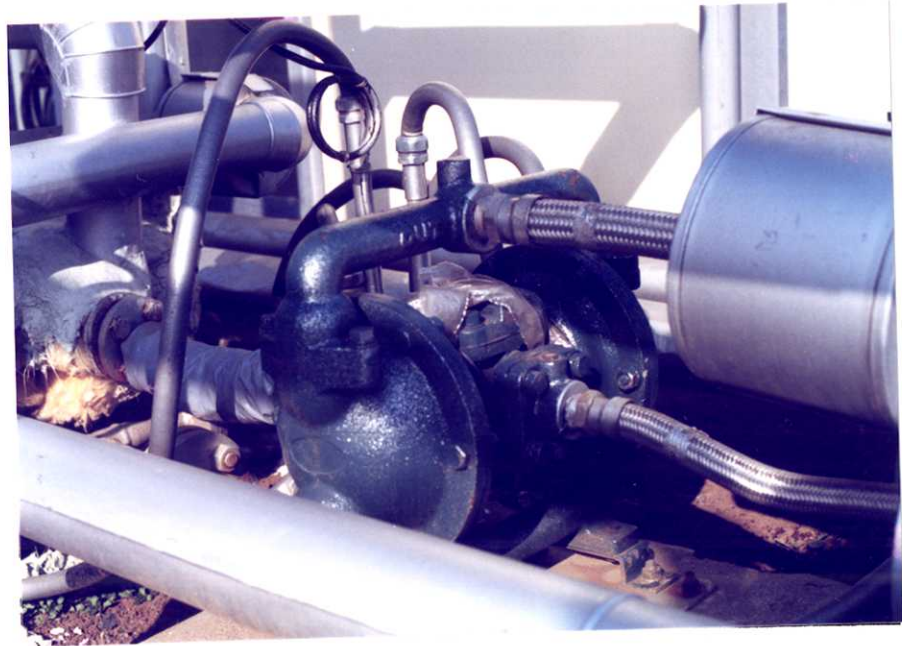


図 4-6 エキスパンダ (ダイヤフラムポンプ)

ン液用のポンプを駆動し，流量や液位を制御する．本実験装置では系内に17箇所の温度測定点（図4-2 内の“T”），10箇所の圧力測定点“P”，9箇所の流量測定点“F”を設けて，システムの運転状態を計測した．

(2) サイクルの構成機器

本実験装置を構成する基本ユニットの諸元は次の通りである．

- (a) 作動流体 : フロン R-114
- (b) ソーラーコレクタ: 真空管式平板型集熱器（サンヨウSTC-CV250型）
集熱面積 $1.75\text{m}^2 \times 16$ 枚（図4-5）
- (c) 蓄熱槽 : 容量660 ℓ （実容量480 ℓ ，補助ヒータ5kW \times 2付）
- (d) エバポレータ : ステンレス製シェルアンドチューブ型，チューブ外表
面積 1.75m^2 ，シェル内容積28 ℓ
- (e) コンデンサ : ステンレス製シェルアンドチューブ型，チューブ外表
面積 1.75m^2 ，シェル内容積20 ℓ
- (f) スーパーヒータ : ステンレス製2重管向流型，内管外表面積 0.37m^2
- (g) エキスパンダ : 山田ダブルダイヤフラムポンプ，DP-25型（図4-6）
- (h) フロンポンプ : バイキングポンプ（GG-195型）
- (i) 温水ポンプ : 六王プラント機器製 渦巻ポンプ（HOL-DC型）
- (j) 冷却水ポンプ : 六王プラント機器製 渦巻ポンプ（HOL-DC型）
- (k) 冷却塔 : 日立 MT-2135型

このうちソーラーコレクタは図4-7 に示す配列で設置した．また本実験装置ではエキスパンダとしてダイヤフラムポンプを用いた．ダイヤフラムポンプはランキンサイクルのエキスパンダとしての作用と，その負荷となる水の圧送ポンプの作用を同時に行っている．

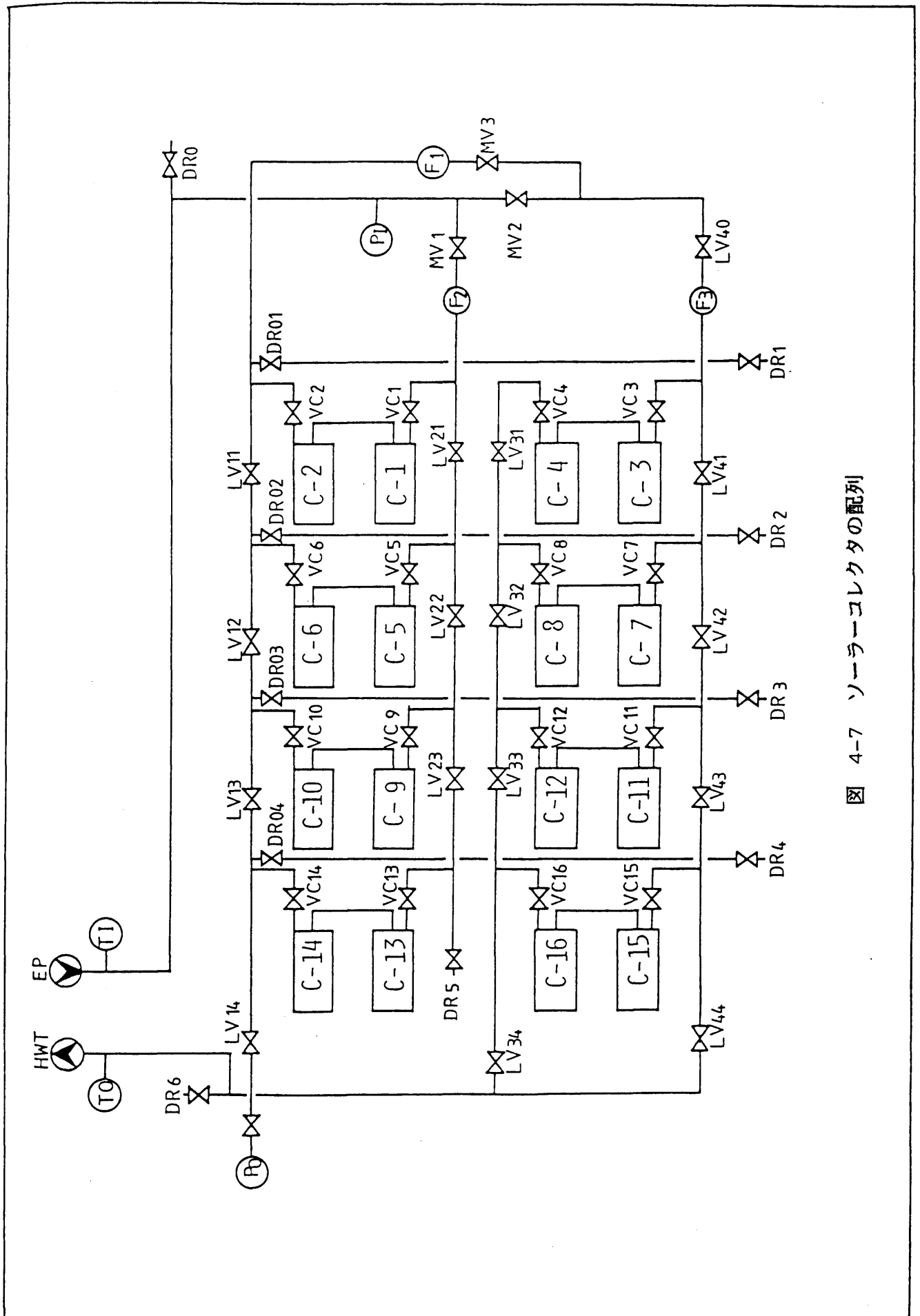


図 4-7 ソーラーコレクタの配列

(3) 計測機器

計測機器の諸元は次のとおりである。

- (a) 温度 (17点) : ϕ 4.9 シース測温抵抗体
- (b) 圧力 (10点) : ブルドン管式圧力計
- (c) フロン液位 (2点) : フロート式液位計
- (d) 日射量 (1点) : ネオ日射計
- (e) 流量 (9点) : 面積型 5点, 積算型 3点, 差圧型 1点
- (f) データ収集 : パーソナルコンピュータ PC-8001

これらの測定値の一部を電圧に変換し, A/Dコンバータを介してパーソナルコンピュータに入力して, データの収集とシステムの制御を行った。

(4) 回路系

本システムの集熱部と冷却部, すなわち温水回路と冷却水回路は実験の目的および方法により, いくつかの系統の中から選択することが可能である。これについて以下に示す。

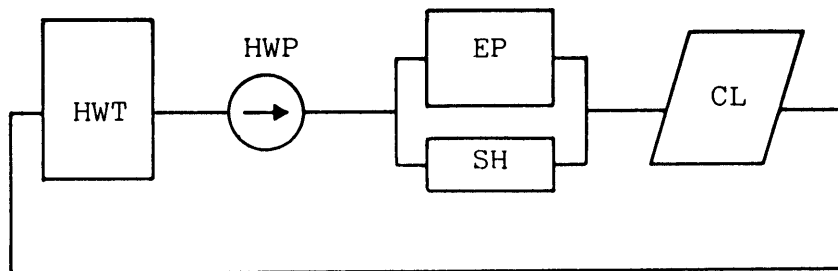
① 温水回路

温水回路は図4-8 に示した3系統の中から選択する。系統の初期設定および変更はパーソナルコンピュータからの信号あるいは手動スイッチにより4箇所の電磁弁を操作することにより行う。各系統について以下に述べる。

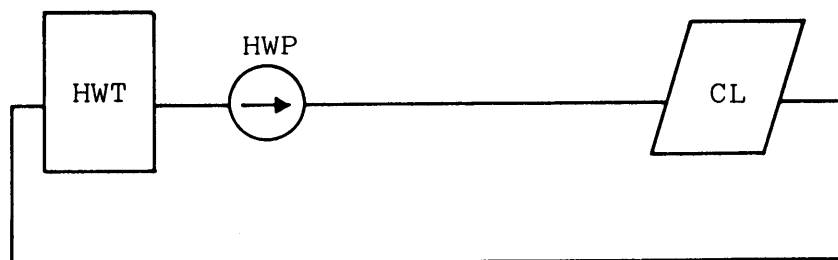
A回路系: 太陽熱による動力取り出し実験を行う際にこの系統を用いる。

B回路系: 動力取り出しをせずに, 太陽熱により蓄熱槽内の水温を上昇させる必要があるとき, この系統を用いる。

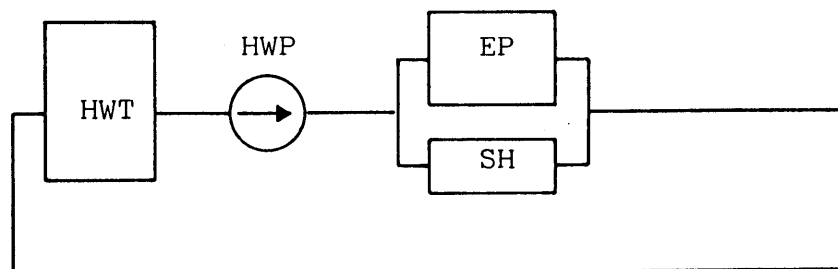
C回路系: 日射量が低下し, コレクタで集熱ができなくなった場合にこの系統



(a) A回路系



(b) B回路系



(c) C回路系

HWT : 蓄熱槽
 HWP : 温水ポンプ
 EP : エバポレータ
 SH : スーパーヒータ
 CL : ソーラーコレクタ

図 4-8 温水回路

を用いる。また実験上、一定温度の温水を必要とする場合はこの系統を用い、蓄熱槽に取り付けられた補助ヒータで水温を調節する。

②冷却水回路

冷却水回路は図4-9 に示した2系統の中から選択する。系統の初期設定および変更は手動バルブの操作により行う。各系統について以下に述べる。

A回路系：通常はこの系統を用い、冷却塔で放熱させる。

B回路系：実験上、一定温度の冷却水を必要とする場合にこの系統を用い、比較的溫度変化の少ない冷却水を供給する。

(5) 自動制御系

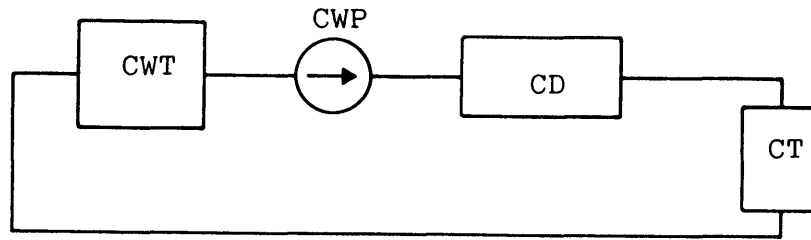
実験ではシステムの安定を保ち、適切な実験条件を得るために、パーソナルコンピュータにより2系統の自動制御を行った。詳細については4.1.4 節で説明することとして、ここではその概要を述べる。

①エバポレータへの温水流量

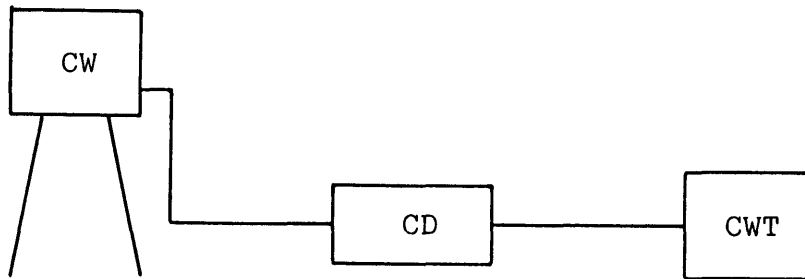
与えられた温度条件のもとでシステムを適切に作動させ、また各種の条件で実験を行うためには、温水流量をコントロールすることが必要である。本システムでは入力信号として温水流量を検出し、パーソナルコンピュータによるデジタルプロセス制御で流路のバルブ開度を操作することにより、エバポレータへの温水流量をコントロールした。

②エバポレータ内フロン液位

エバポレータ内のフロン液の量は適切な値に維持する必要がある。多過ぎるとエキスパンダに液が流入する恐れが生じ、少な過ぎると伝熱量が少なくなる。本



(a) A回路系



(b) B回路系

- CWT : 貯水槽
- CWP : 冷却水ポンプ
- CD : コンデンサ
- CT : 冷却塔
- CW : 市水タンク

図 4-9 冷却水回路

システムでは入力信号としてフロンの液位を検出し、フロンポンプの回転数を操作することによって、エバポレータ内の液位をコントロールした。

4.1.2 定常熱特性に関する実験

(1) 実験目的

太陽熱ポンプではシステムに影響するパラメータが数多く存在し、それらが複雑に影響しあっている。本実験ではシステムの特性を明らかにし、システムの最適設計および最適操作についての研究資料を得ることを目的として、各パラメータがシステムの運転状態におよぼす影響を調べた。

(2) 実験方法

本実験では調節可能な実験因子をそれぞれ変化させて、システムが定常状態に達した後その影響を調べた。この間、他の因子はできるだけ一定となるように調節した。

以下に実験因子とその調節方法を述べる。

(a) 温水温度

本実験ではコレクタは用いず、蓄熱槽に取り付けた補助ヒータにより水温を調節した。

(b) エバポレータへの温水流量

コンピュータによる自動制御で、流量調節弁を操作することにより、流量を調節した。

(c) スーパーヒータへの温水流量

流量調節弁を手動操作することにより、流量を調節した。

(d) エバポレータ内フロン液位

液位を検出して、フロンポンプの回転速度を自動制御することにより、フロン液位を調節した。

(e) 負荷圧力

エキスパンダでの負荷は吐出水の圧力をバルブ操作することにより調節した。

(f) エクスパンダの配列

ほとんどの実験は一台のエキスパンダで行った。エキスパンダの配列を調べる実験では2台のエキスパンダを用い、フロンの流路をバルブ操作で変更することにより、配列を組み変えてその影響を調べた。

(g) 冷却水流量

コンデンサへの冷却水流量は流量調節弁を手動操作することにより調節した。

(h) 冷却水温度

冷却水の温度を任意のレベルに設定することは困難であるので、この因子を変化させる実験は行わなかった。他の因子に関する実験では市水の注入によってコンデンサへの冷却水温度をほぼ一定に保った。

(3) 実験結果および考察

定常熱特性に関する実験の結果について述べ、考察を行う。なおこの節で用いる記号を表4-1に示す。

① 温水温度の影響

図4-10にエバポレータに流入する温水の温度を変化させた場合の熱収支および熱効率等を、図4-11に同じくエクセルギ収支およびエクセルギ効率等を示す。なおスーパーヒータへ流入する温水の温度もエバポレータ入口の温水温度に等しい。

表 4-1 記 号

F_F	m^3/h	フロンポンプでのフロン流量
F_{WeD}	"	エバポレータへの温水流量
F_{Wsh}	"	スーパーヒータへの温水流量
F_{Wcd}	"	コンデンサへの冷却水流量
F_{Wp}	"	吐出水流量
T_{WeD1}	$^{\circ}C$	エバポレータ入口の温水温度
T_{Wcd1}	"	コンデンサ入口の冷却水温度
T_{Fcd2}	"	コンデンサ出口のフロン温度
T_{col1}	"	コレクタ入口の温水温度
T_{col2}	"	コレクタ出口の温水温度
T_{Wt}	"	蓄熱槽内の温水温度
T_{Wts}	"	蓄熱槽設定温度
T_A	"	大気温度
ΔT_{WeD}	"	エバポレータ出入口の温水の温度差
ΔT_{Fsh}	"	スーパーヒータ出入口のフロンの温度差
P_i	MPa	吐出水の負荷圧力
L_F	%	エバポレータ内のフロン液位
I	W/m^2	日射量
W	W	エキスパンダの出力
Q_{WeD}	"	エバポレータで温水が失った熱量
Q_{FeD}	"	エバポレータでフロンが得た熱量
Q_{Wsh}	"	スーパーヒータで温水が失った熱量
Q_{Fsh}	"	スーパーヒータでフロンが得た熱量
Q_{Fcd}	"	コンデンサでフロンが失った熱量
E_{WeD}	"	エバポレータで温水が失ったエクセルギ
E_{FeD}	"	エバポレータでフロンが得たエクセルギ
E_{Wsh}	"	スーパーヒータで温水が失ったエクセルギ
E_{Fsh}	"	スーパーヒータでフロンが得たエクセルギ
E_{Fex}	"	エキスパンダでフロンが失ったエクセルギ
$\eta - Q_{WeD}$	%	温水の熱効率 (W/Q _{WeD})
$\eta - Q_{FeD}$	"	フロンの熱効率 (W/Q _{FeD})
$\eta - E_{WeD}$	"	温水のエクセルギ効率 (W/E _{WeD})
$\eta - E_{FeD}$	"	フロンのエクセルギ効率 (W/E _{FeD})
η_{ad}	"	エキスパンダの全断熱効率

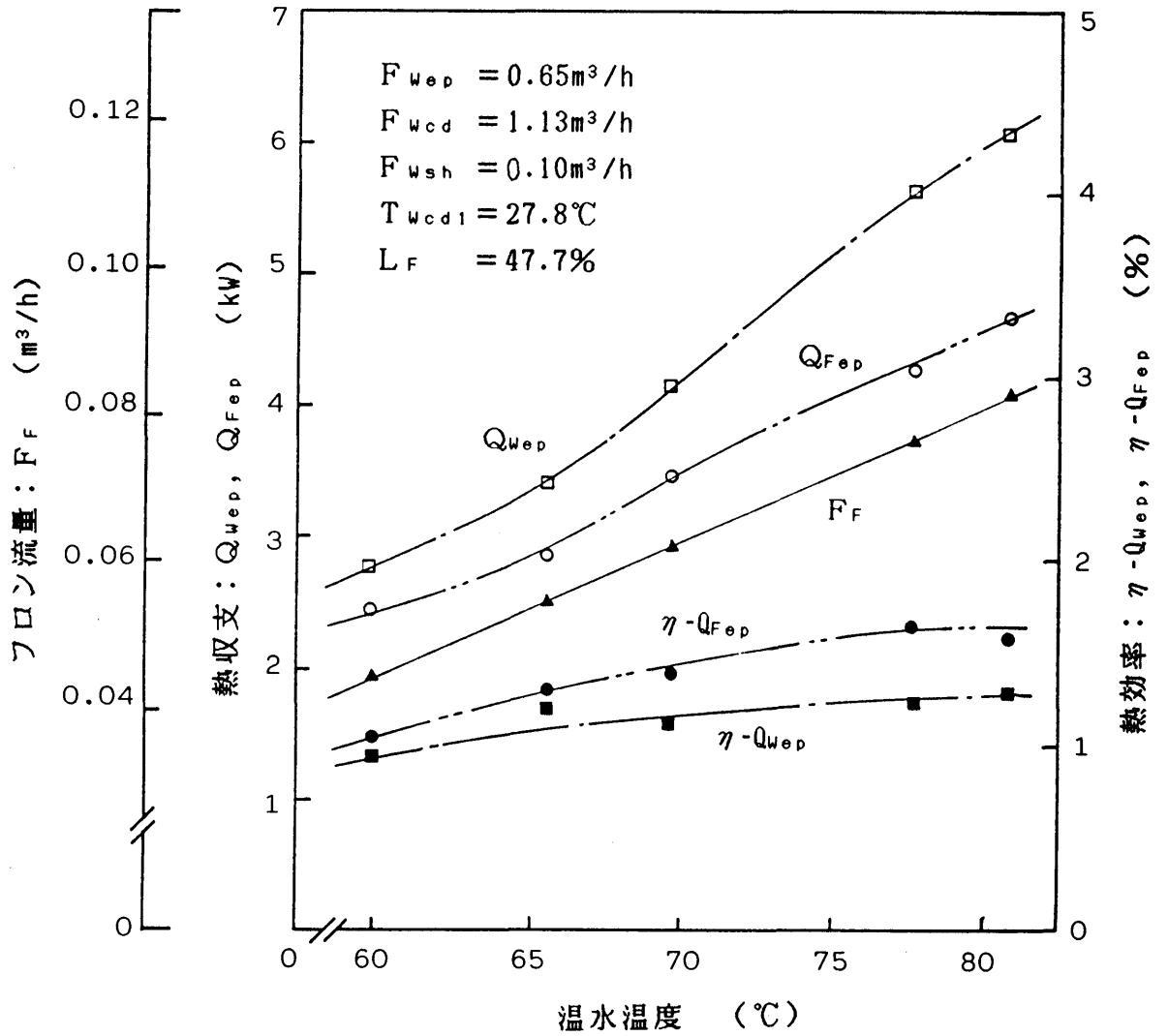


図 4-10 エバポレータ入口の温水温度と熱収支

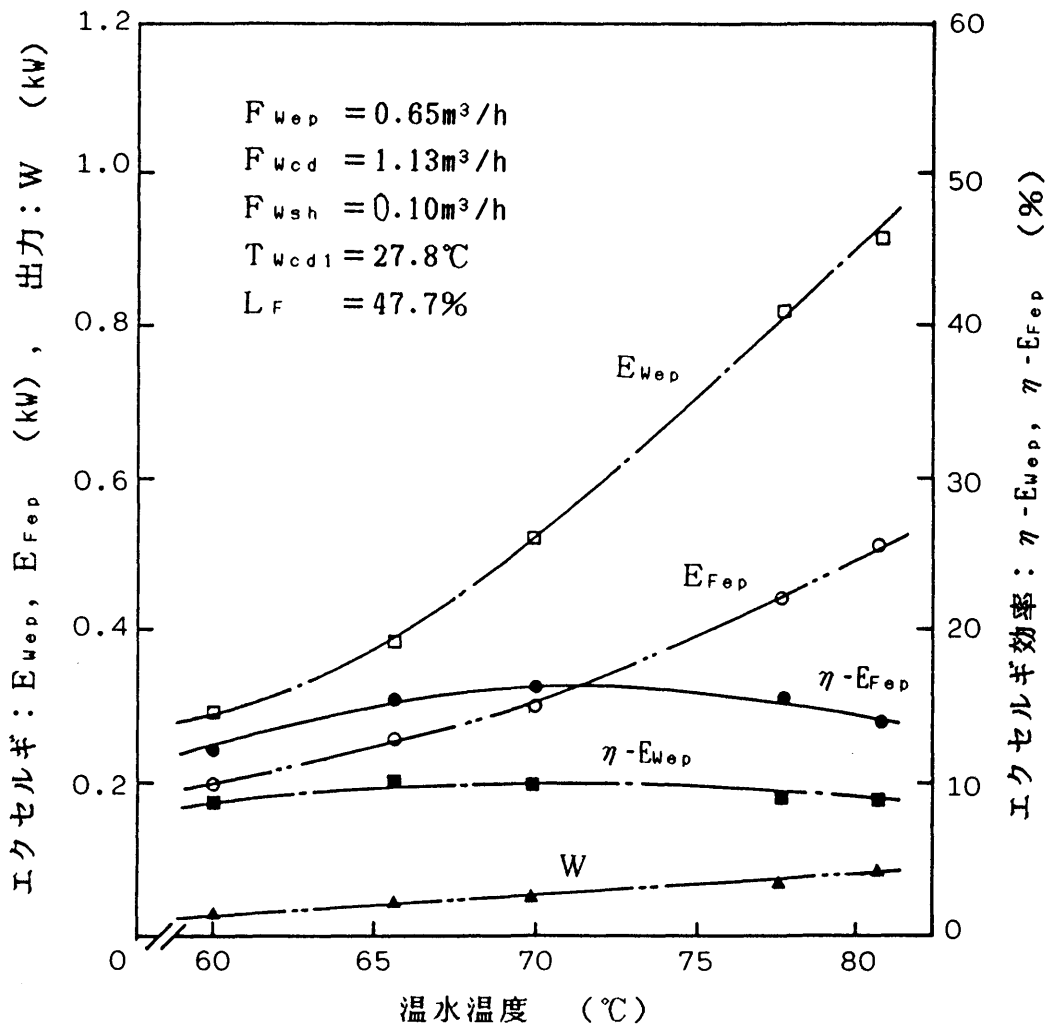


図 4-11 エバポレータ入口の温水温度とエクセルギ

図によると、温水温度の変化に対してフロンの得た熱量 $Q_{F\circ\circ}$ の変化率は多少変動している。しかし、フロン流量 F_F および出力 W の変化率は一定であり、エバポレータの温水に関するエクセルギ効率 $\eta-E_{W\circ\circ}$ はほぼ一定となっている。このことから本システムにおいてこの実験条件の範囲では、温水温度が変化してもほぼ一定のエクセルギ効率で出力が得られることがわかる。

②エバポレータへの温水流量の影響

図4-12にエバポレータに流入する温水流量を変化させた場合の熱収支および熱効率等を、図4-13に同じくエクセルギ収支およびエクセルギ効率等を示す。これによると温水流量の増加に伴いフロンが得た熱量 $Q_{F\circ\circ}$ およびエクセルギ $E_{F\circ\circ}$ は増加するものの、その変化率は次第に小さくなっている。出力 W にも同様の傾向がみられる。温水に関する熱効率 $\eta-Q_{W\circ\circ}$ およびエクセルギ効率 $\eta-E_{W\circ\circ}$ は温水流量が約 $1.2\text{m}^3/\text{h}$ のとき最大となっている。このことから効率的には最適流量が存在し、本実験条件の範囲では最適値は $1.2\text{m}^3/\text{h}$ 付近であることがわかる。

③エバポレータ内フロン液位の影響

エバポレータ内のフロン液位を変化させた場合の熱収支等を図4-14に、エクセルギ収支等を図4-15に示す。これによると液位の上昇に伴い、フロンが得た熱量 $Q_{F\circ\circ}$ およびエクセルギ $E_{F\circ\circ}$ は増加している。これはエバポレータ内でフロン液と温水の間の伝熱面積が増加するためであると考えられる。本装置では液位が73%以上のとき、すべての温水管がフロン液に浸される。また、エバポレータ内のフロン液位を上昇させるとコンデンサ内の液位が低下し、フロン蒸気の凝縮がより速やかに行われる。このためフロンに関するエクセルギ効率 $\eta-E_{F\circ\circ}$ は急激に上昇している。

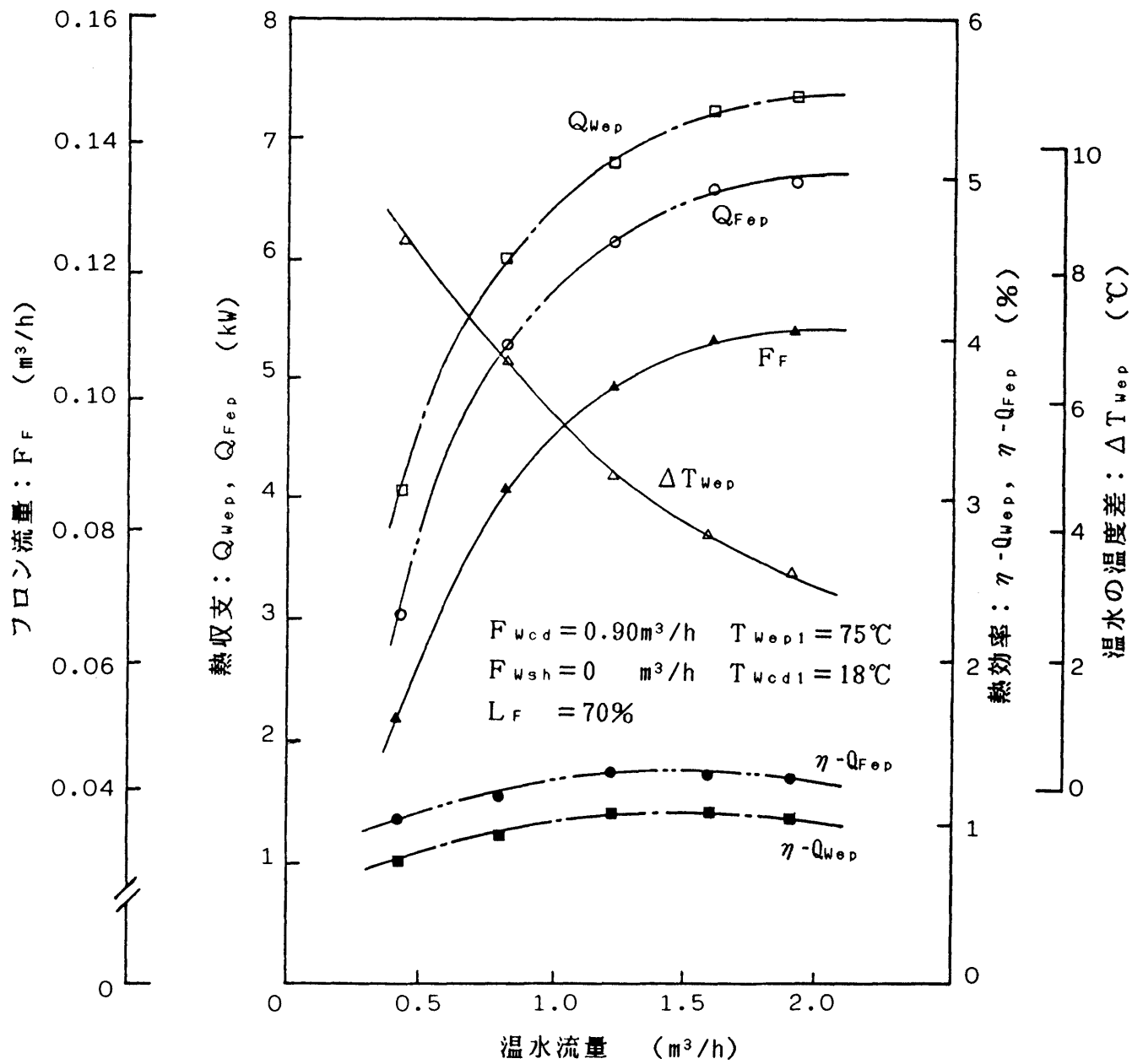


図 4-12 エバポレータへの温水流量と熱収支

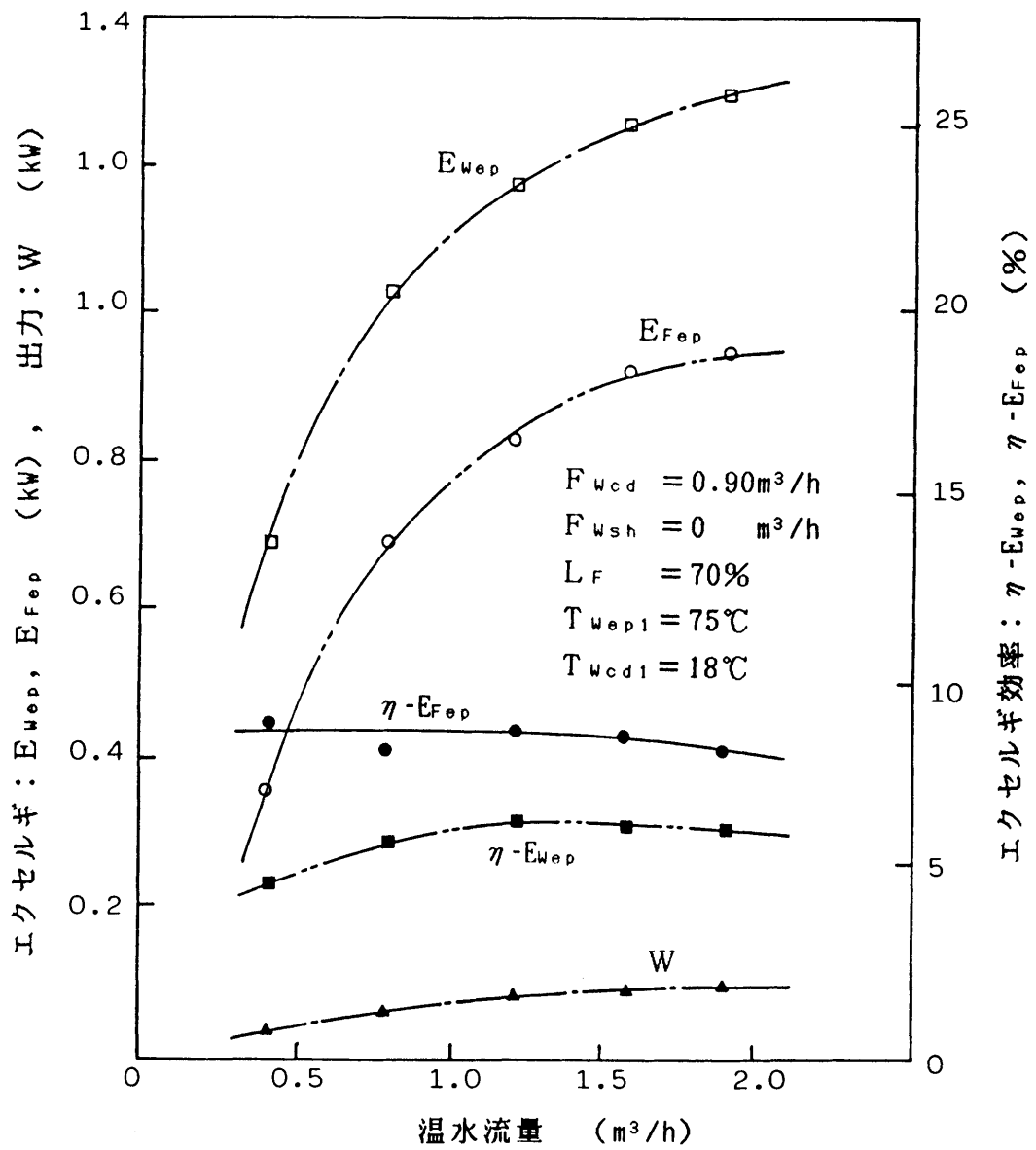


図 4-13 エバポレータへの温水流量とエクセルギ

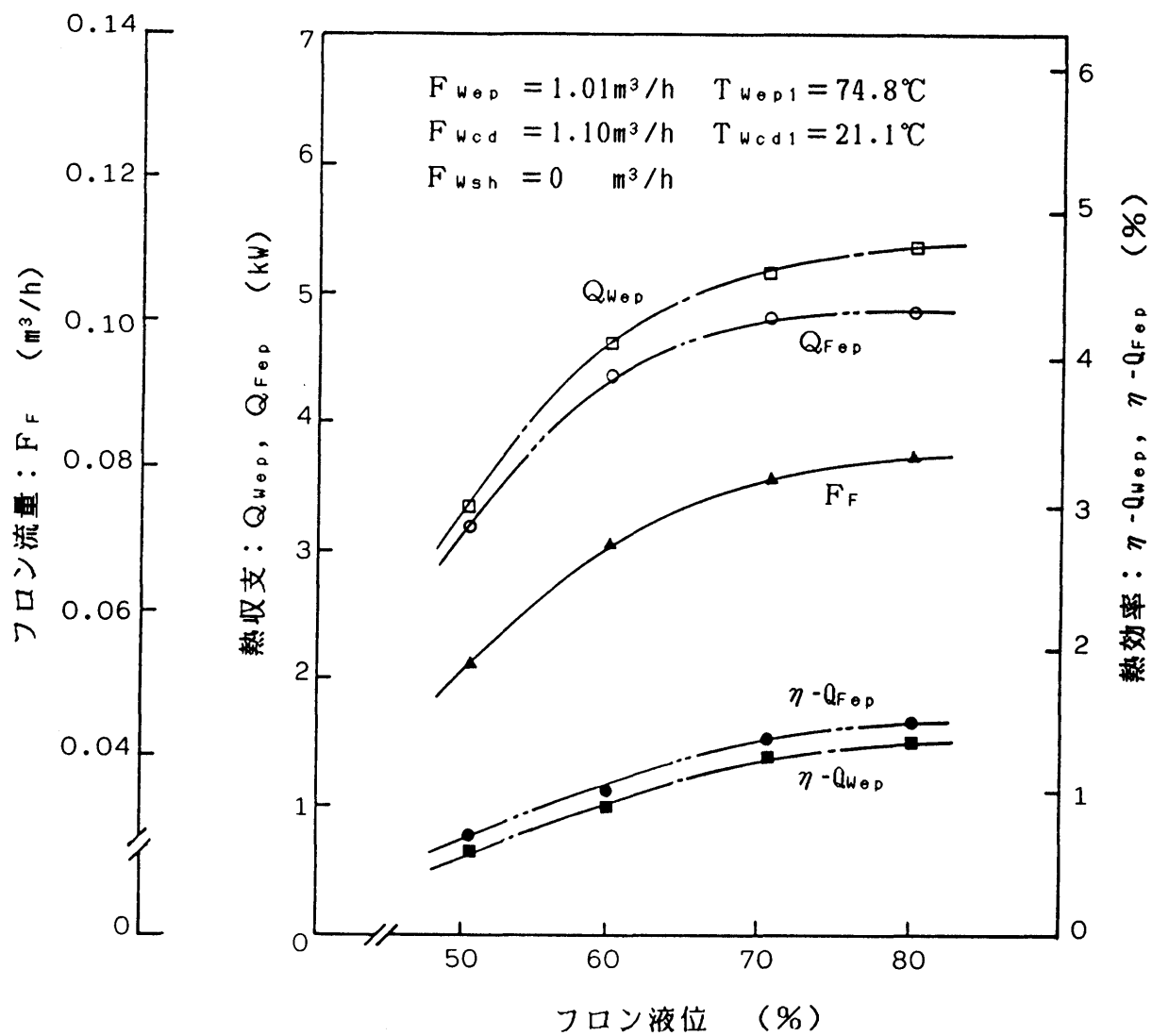


図 4-14 エバポレータでのフロンの液位と熱収支

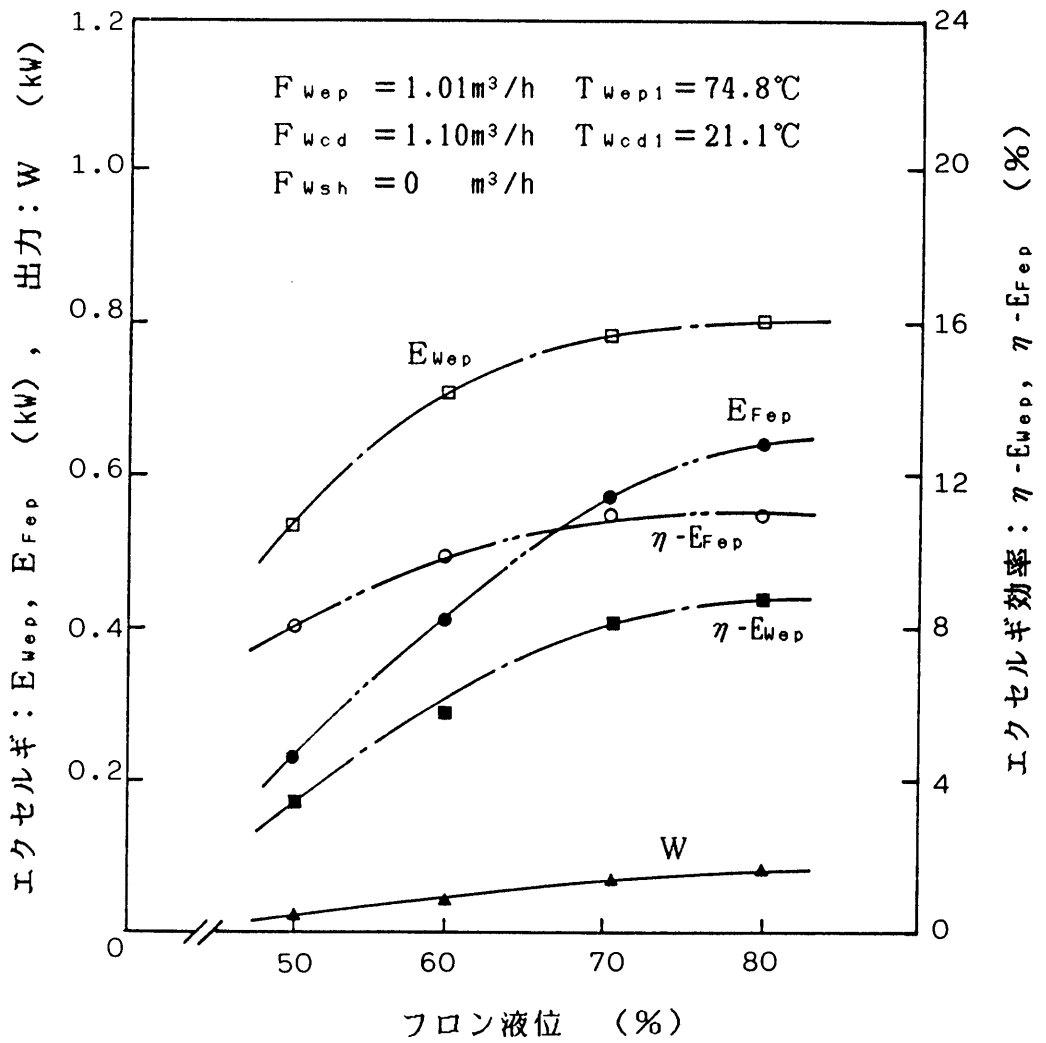


図 4-15 エバポレータでのフロン液位とエクセルギ

④スーパーヒータへの温水流量の影響

図4-16にスーパーヒータに流入させる温水量を変化させた場合の実験結果を示す。これによるとスーパーヒータで温水の失った熱量 Q_{wsh} とフロンの得た熱量 Q_{fsh} ，同じくエクセルギ E_{wsh} と E_{fsh} ，およびフロン蒸気の過熱度 ΔT_{sh} は温水流量が約 $0.2\text{m}^3/\text{h}$ になるまで急増し， $0.4\text{m}^3/\text{h}$ になるまで増加を続けるが，その後はほぼ一定の値をとる。出力 W はそれほど変化していない。

スーパーヒータは通常，エキスパンダでの断熱膨張による作動流体の液化を防ぐ目的で用いられる。しかし本システムでは作動流体にR-114を使用しており，断熱膨張によって液化することはない。スーパーヒータはエキスパンダへ蒸気とともにミストが混入するのを防止する目的で設置している。従ってエバポレータから出た飽和蒸気にさらに熱を与えて混入するミストを完全に蒸発させ，また配管での放熱損失を補った後は出力に寄与する分は少ないと思われる。実験結果もそれを示している。

⑤負荷圧力とエキスパンダの配列の影響

負荷圧力とエキスパンダの配列を変化させた場合の，エキスパンダの出力，全断熱効率等を図4-17,18,19に示す。図4-17はエキスパンダとしてダイヤフラムポンプを1台使用した場合，図4-18は同型のものを2台並列にして用いた場合，図4-19は2台直列にして用いた場合の結果である。図によると，いずれの場合も負荷圧力の上昇に伴いフロン流量 F_f は減少し，出力 W および全断熱効率 η_{ad} は最大値を有する曲線を描いている。

エキスパンダの配列の影響については2台を並列にして使用した場合に最大の出力および効率が得られた。2台を直列にして使用した場合は低圧力レベルでしか作動させることができず，出力，効率とも相対的に低い値となった。

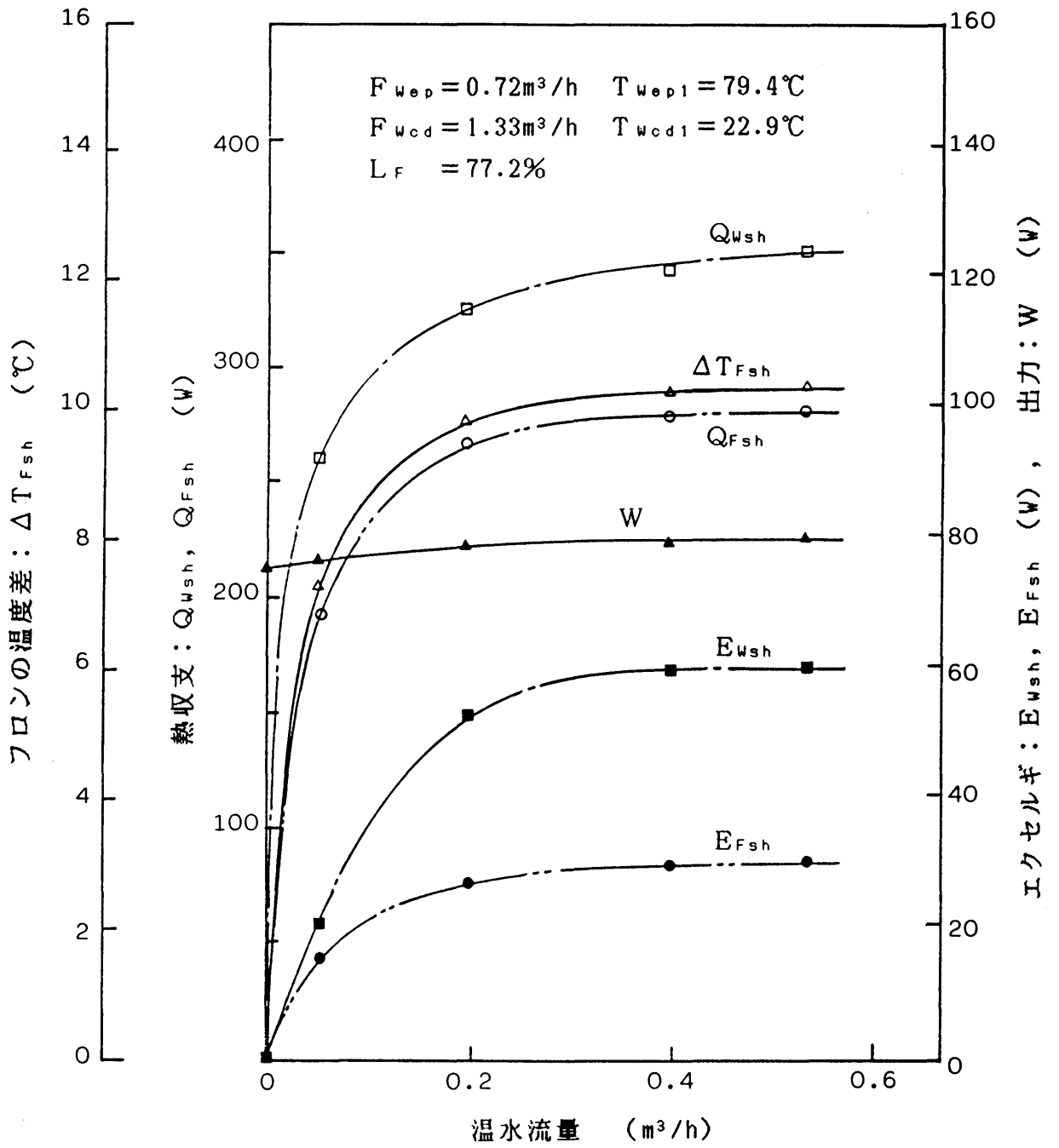


図 4-16 スーパーヒータへの温水流量の影響

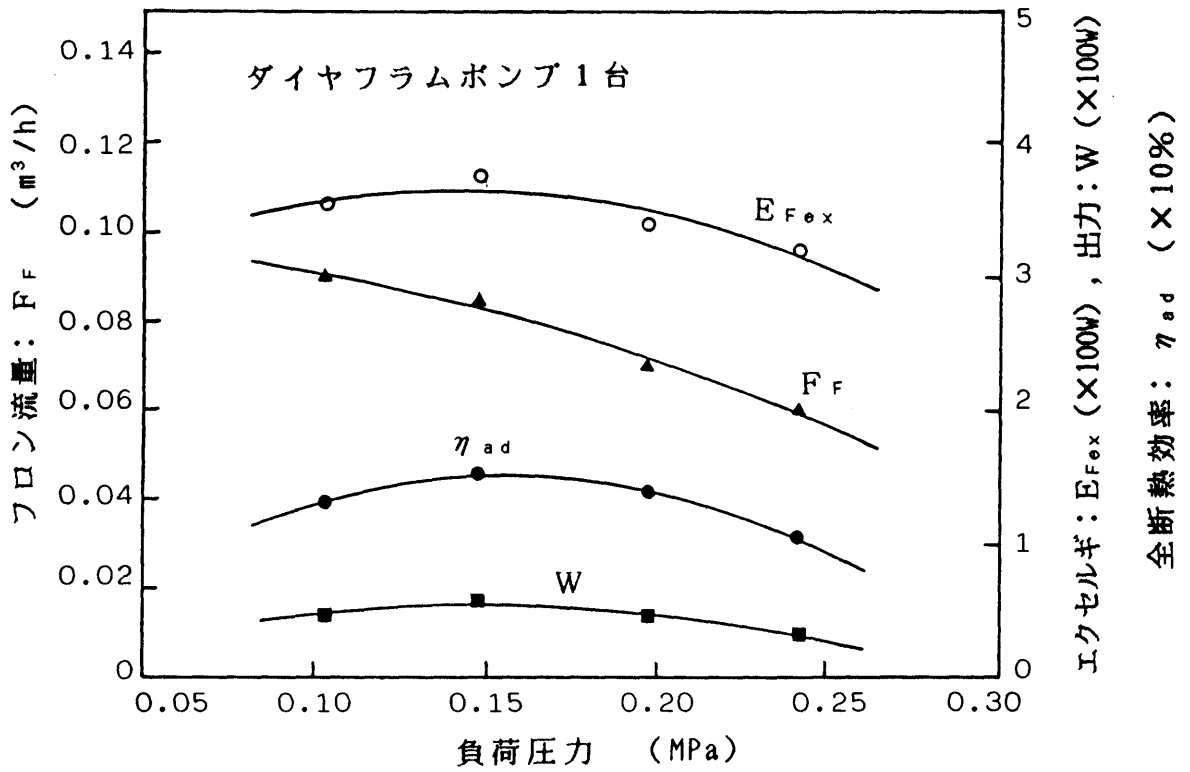


図 4-17 負荷圧力の影響

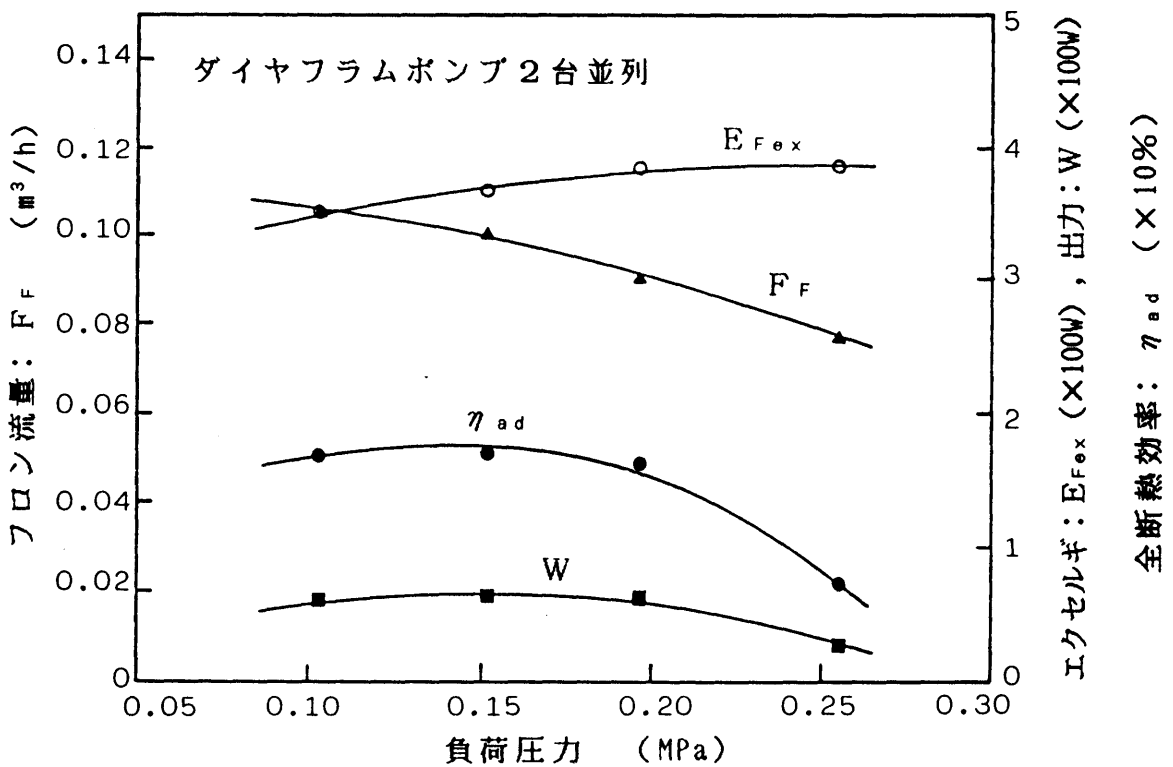
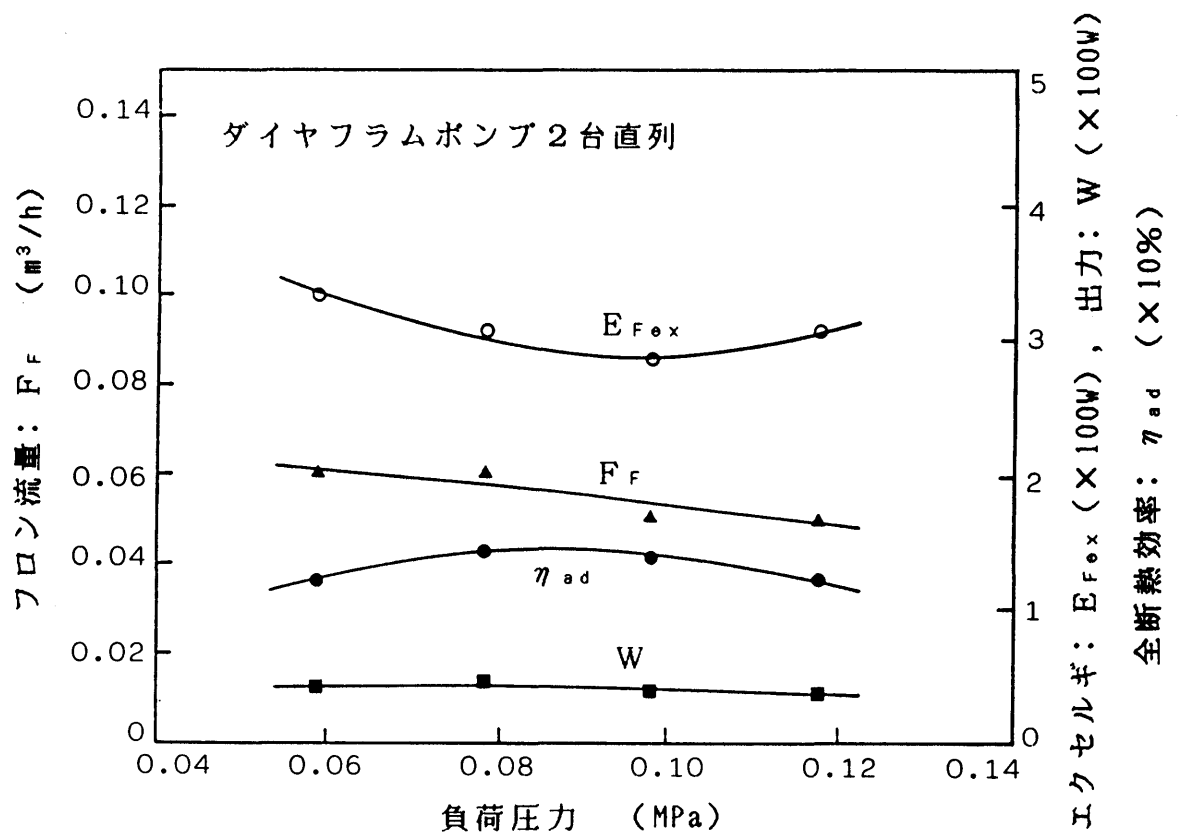


図 4-18 負荷圧力の影響



$F_{wep} = 1.0 \text{ m}^3/\text{h}$ $L_F = 77 \%$
 $F_{wcd} = 1.0 \text{ m}^3/\text{h}$ $T_{wep1} = 68 \text{ }^\circ\text{C}$
 $F_{wsh} = 0.2 \text{ m}^3/\text{h}$ $T_{wcd1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

図 4-19 負荷圧力の影響

⑥コンデンサへの冷却水流量の影響

コンデンサに流入する冷却水の流量を変化させた場合のコンデンサにおける排熱量 Q_{Fcd} ，エキスパンダでの全断熱効率 η_{ed} および出力等を図4-20に示す。これによると冷却水流量の増加に伴って排熱量は増加し，フロン液の温度 T_{Fcd2} は低下している。しかしその変化率は小さくなり，流量が $1.5\text{m}^3/\text{h}$ 以上ではほとんど変化していない。出力 W も $1.5\text{m}^3/\text{h}$ 付近までは上昇している。ことからシステムの規模や運転条件に応じた最適流量が存在することがわかる。

4.1.3 太陽熱による駆動実験

(1) 実験目的

システムの定常特性を踏まえ，適切な操作方法を把握した上で，非定常な太陽エネルギーを高温熱源に利用した場合のシステムの動特性と問題点を調べるのが実験の目的である。

(2) 実験方法

太陽熱による実験は以下の手順で行った。

- (a) 温水回路をB回路系に設定し，蓄熱槽とコレクタの間で水を循環させて，水温を上昇させた。
- (b) 蓄熱槽内の水温が 65°C に達したら温水回路をA回路系に切り替え，動力取り出しを開始した。エバポレータへの温水流量は約 $0.8\text{m}^3/\text{h}$ ，スーパーヒータへの温水流量は約 $0.2\text{m}^3/\text{h}$ とした。
- (c) 動力取り出し中はエバポレータ内のフロン液位を約75%に保った。
- (d) 冷却水の流量は通常は $1\text{m}^3/\text{h}$ としたが，フロンの凝縮温度が 40°C を超えた場合は $1.5\text{m}^3/\text{h}$ とした。

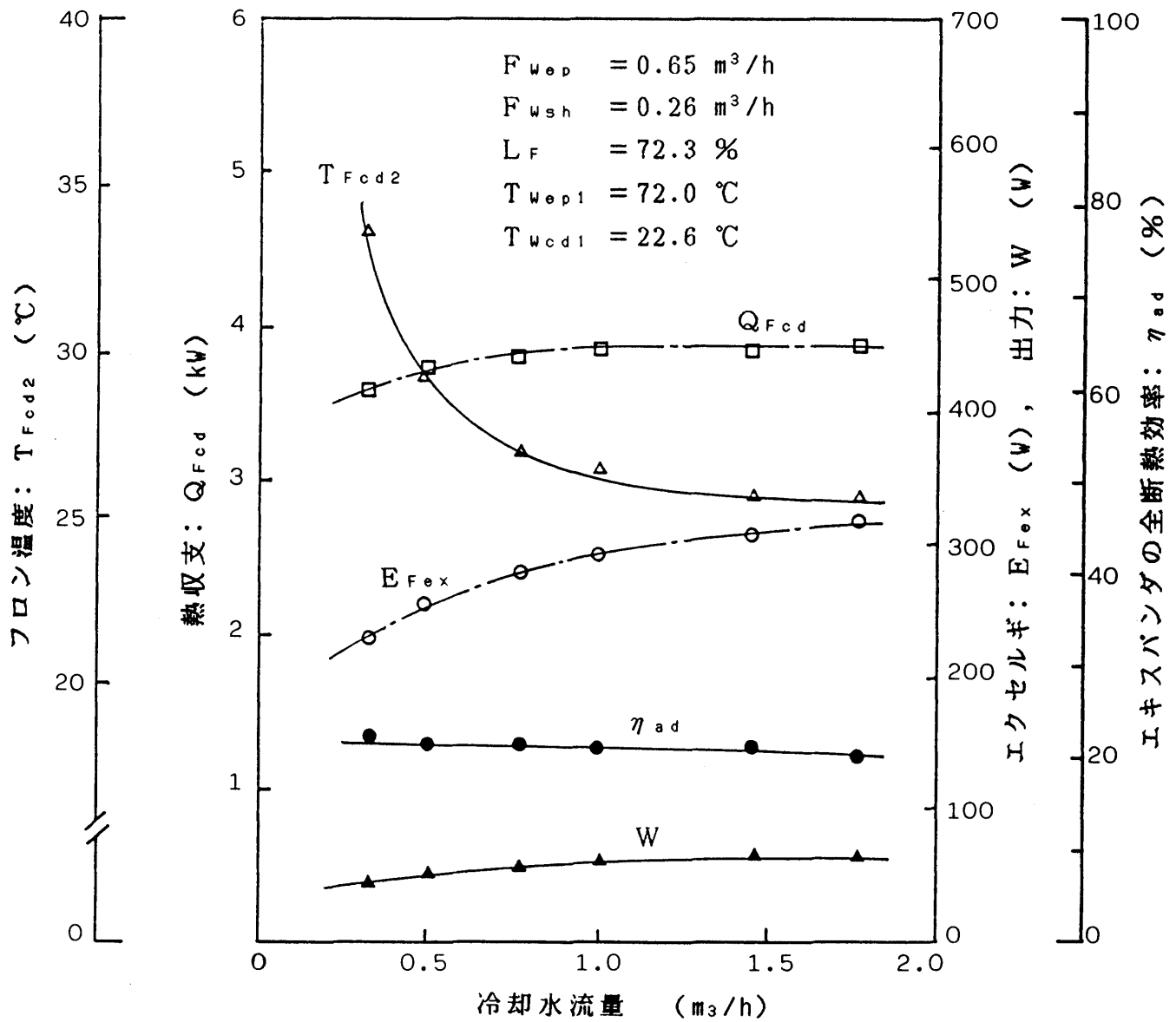


図 4-20 コンデンサへの冷却水流量の影響

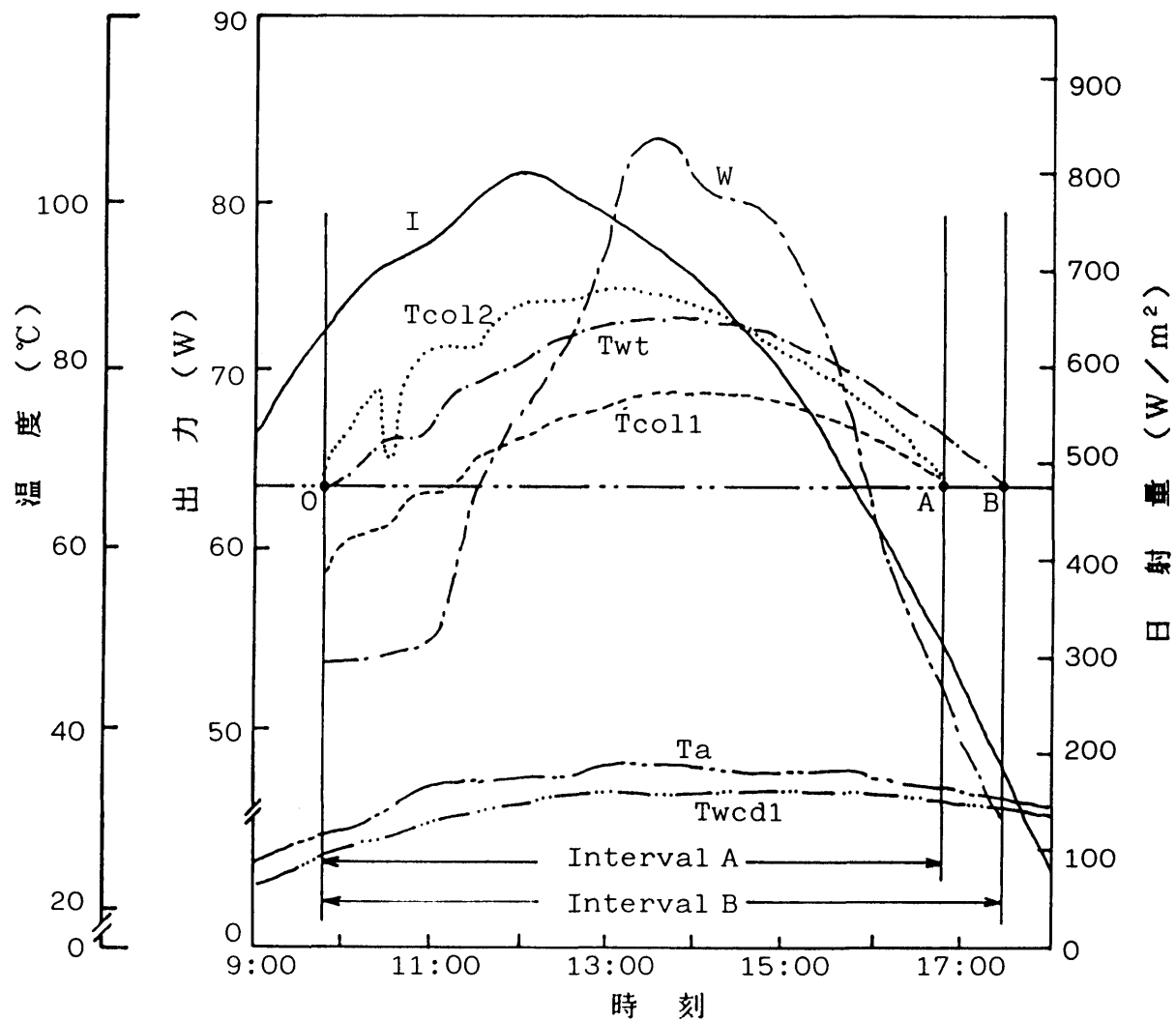
- (e) 負荷圧力はフロンの差圧に応じて、0.15～0.23 MPaの間で調節した。
- (f) 日射量が減少し、コレクタ出口の温水温度がコレクタ入口の温水温度より低下した時点で温水回路をC回路系に切り替えた。
- (g) 蓄熱槽内の温水温度が低下し、約65℃となった時点で運転を終了した。

(3) 実験結果とシステムの分析

実験結果の例を図4-21に示す。図中、点O、A、Bはそれぞれ動力取り出しの開始、コレクタ使用の終了、運転の終了を表す。図によると出力の曲線は日射量の曲線に比べて約2時間遅れているが、この時間遅れは蓄熱槽の熱容量により決まる。蓄熱槽の熱容量はこの他にも入熱の平均化などシステムの動特性に大きい影響を及ぼしている。熱容量を大きくすれば、安定した出力が得られるが放熱損失が大きくなる。

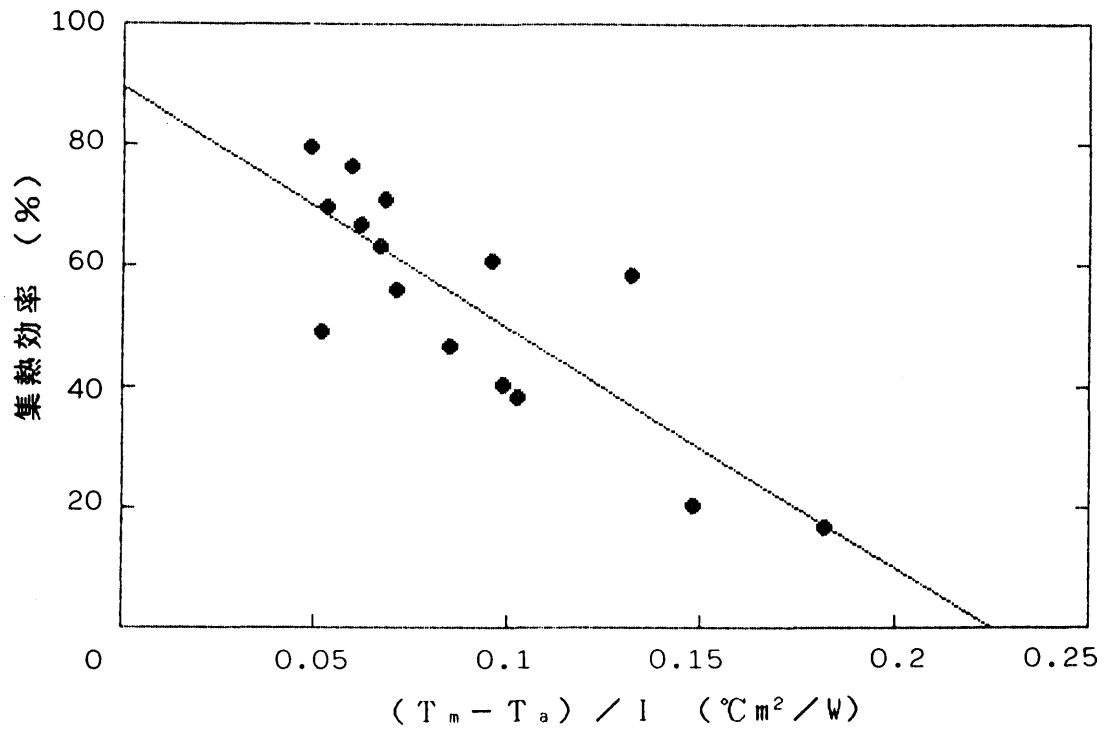
実験結果から得られた真空管式ソーラーコレクタの集熱特性を図4-22に示す。また、実験例の中で12時40分における熱の流れを図4-23に、エクセルギの流れを図4-24に示す。図中の数値は外気温度でのフロン飽和液のエンタルピを基準にして計算したものである。主なユニットでの熱損失は以下の通りで、また熱損失に対する改善策が次のように考えられる。

- (a) 蓄熱槽：蓄熱槽からの放熱量は大きく、高温での放熱であるので、それによるエクセルギ損失も大きくなる。断熱を強化するとともにシステムの使用条件に応じた熱容量を決定する必要がある。
- (b) エバポレータ：温水とフロンの間の伝熱によるエクセルギ損失が大きい。損失を小さくするには伝熱面積を増やし、温度差を小さくすればよいが、これはシステムの規模と製造コストとの関連で決定すべき問題である。



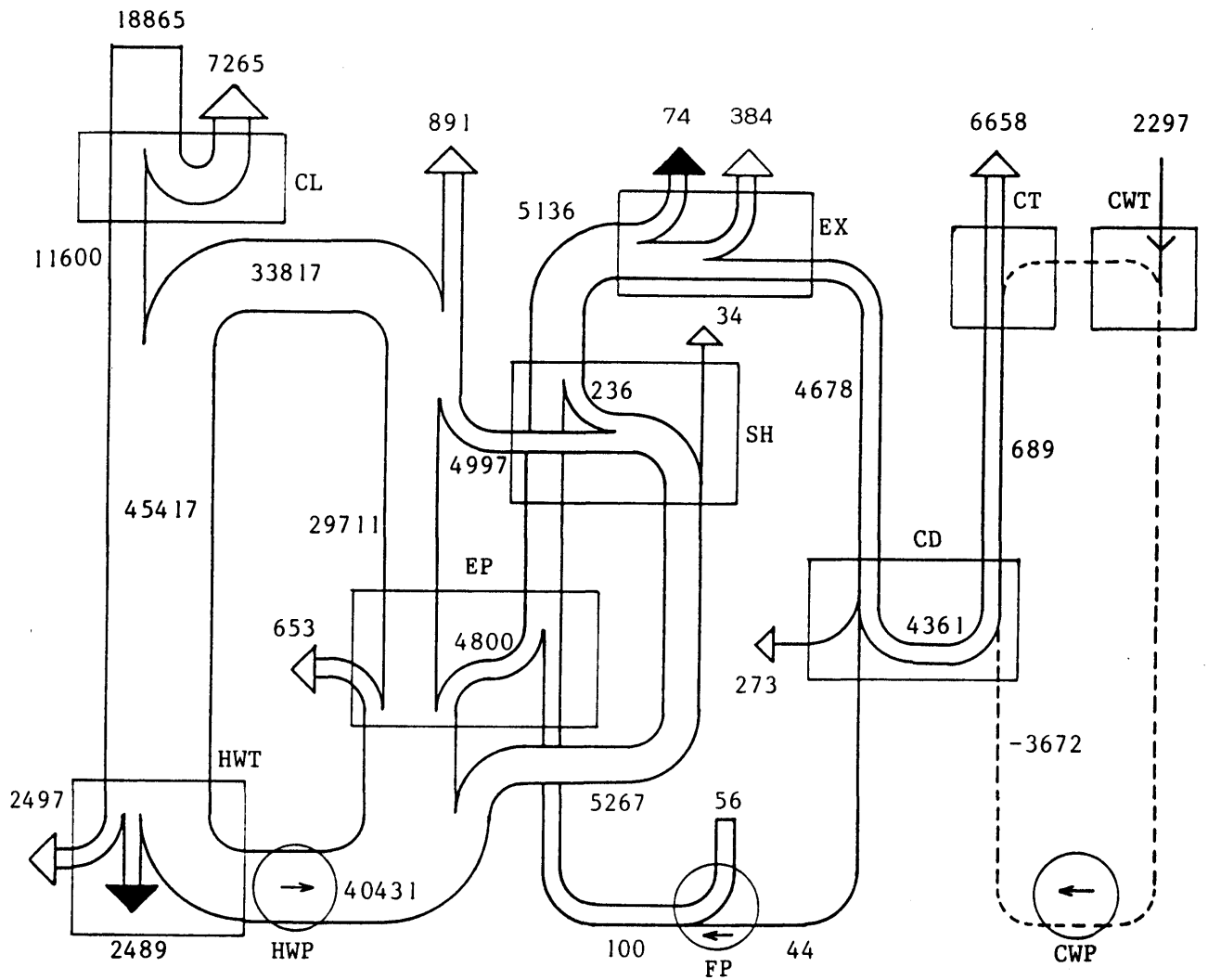
- I : 日射量
- W : 出力
- Tcol1: コレクタ入口の温水温度
- Tcol2: コレクタ出口の温水温度
- Twt : 蓄熱槽内の温水温度
- Ta : 外気温度
- Twcd1: 冷却水温度

図 4-21 太陽熱による実験結果の例



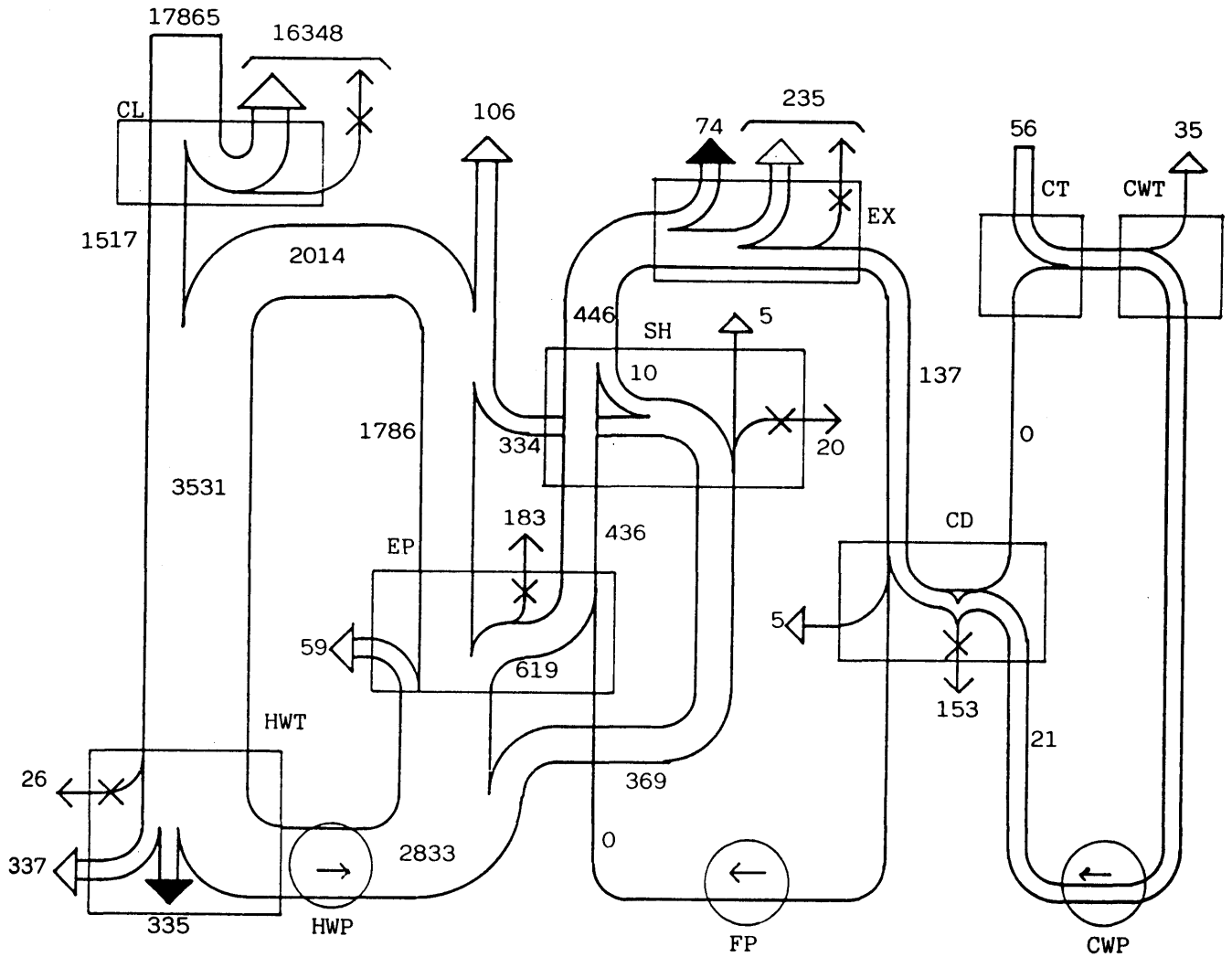
T_a : 外気温度
 T_m : 平均集熱温度
 I : 日射量

図 4-22 ソーラーコレクタの集熱特性



← : available energy (有効エネルギー) unit: (W)
 ← : radiant heat (放熱)
 - - - : cold water (冷却水)

Fig.4-23 Flow chart of energy
エネルギー流れ図



unit:(W)

- ◀ : available exergy (有効エクセルギ)
- ◀ : radiant heat (放熱)
- ✖ : loss by irreversible process (非可逆損失)

Fig. 4-24 Flow chart of exergy
エクセルギ流れ図

- (c) コンデンサ：コンデンサ内のフロン液位が高くなると、過冷却度が大きくなる。別にリザーバを設け、過冷却をコントロールする必要がある。
- (d) エキスパンダ：ダイヤフラムポンプでは内部での気体の膨張率が小さいので、フロンの持つエクセルギを充分利用できなかった。他のタイプのエキスパンダを用いて効率を上げることも考えられるが、ダイヤフラムポンプには構造が簡単で取り扱いが容易であるという利点がある。システムの使用条件に応じて適切なエキスパンダを検討する必要がある。なお図4-23において「エキスパンダでの放熱損失」の数値には「機械的損失」も含まれている。ダイヤフラムポンプではその構造上、これらを区別して測定することはできない。

4.1.4 システムの自動制御

(1) 制御系統

太陽熱ポンプでは日射量や作業負荷の変化に伴い、運転条件が著しく変化する。従ってシステムの安定を保つためには操作因子を適切な状態に維持する必要がある。そこで本研究では操作因子の中でも重要であるエバポレータへの温水流量とエバポレータ内のフロン液位の自動制御を行い、実験および一部はシミュレーションによって制御特性を調べた。

① 温水流量制御系

エバポレータへの温水流量制御系を図4-25に示す。温水流量は面積型の流量計によって0~2m³/hの範囲で測定され、パーソナルコンピュータに入力される。コンピュータは制御プログラムに基づく計算を行い、操作量を求め、温水流量調節弁を操作する。

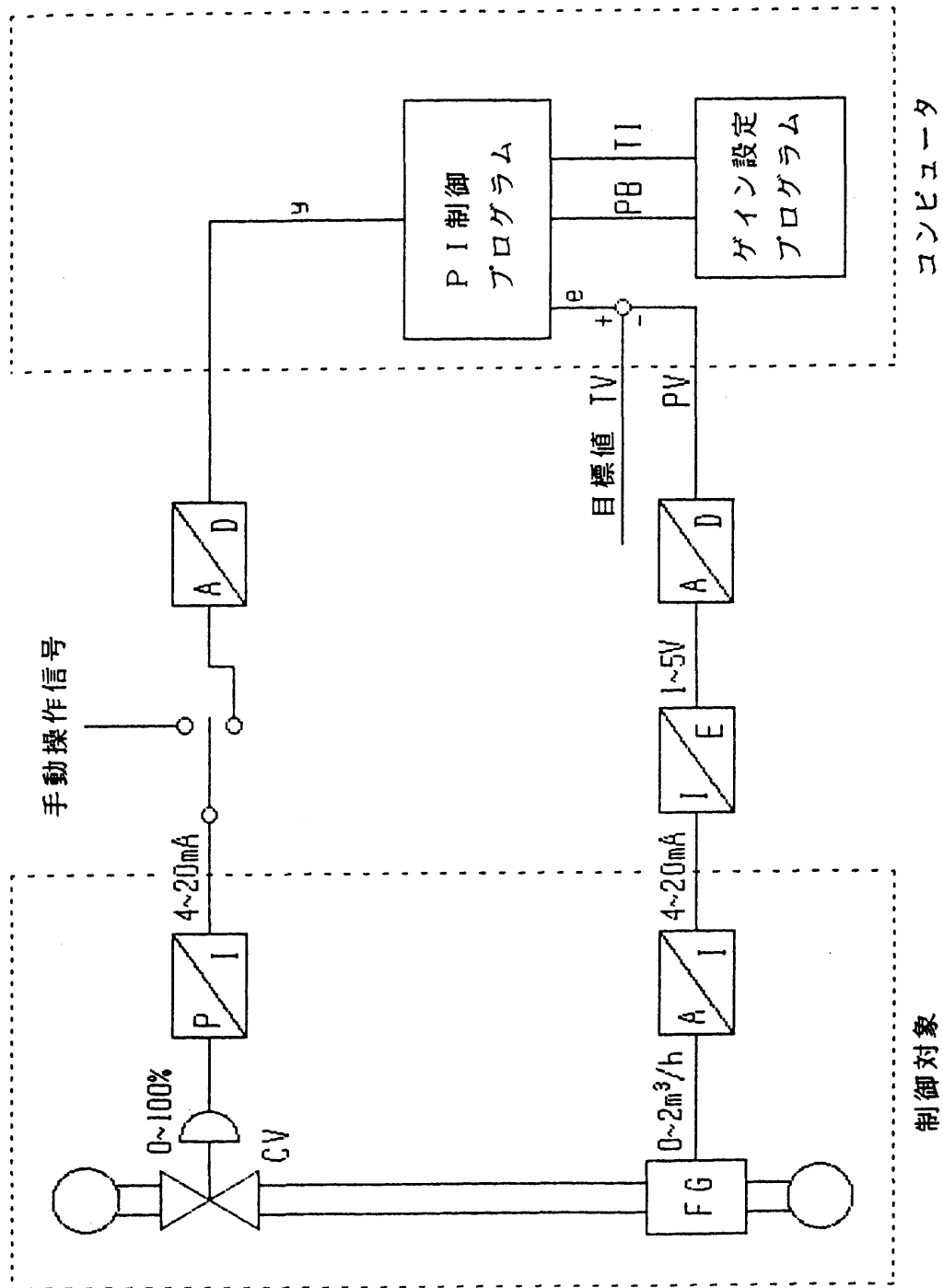


図 4-25 温水流量制御系

②フロンの液位制御系

エバポレータ内のフロンの液位制御系を図4-26に示す。フロンの液位はフロート式液位計により0～100%の範囲で測定され、パーソナルコンピュータに入力される。コンピュータからの信号はフロンのポンプの回転数を操作する。

(2) 制御方式

①デジタルプロセス制御

制御はパーソナルコンピュータを用いてデジタルプロセスで行い、同時に測定値を記録した。デジタル制御はアナログ調節と比較して次のような利点を持つ [71]。

- (a) 1台の計算機で多数のループを制御できる。
- (b) 制御方式の変更が容易である。
- (c) 比較演算が容易で警報を出すことや回路の変更が容易である。
- (d) 他の計算機との情報の交換が可能である。
- (e) デジタルフィルタを実現したり、プロセス特性の変動に応じ、設定モードを自己調整することなどが可能である。

以下PID制御に関する事項として、

- (f) 制御式の係数を物理的制約をうけることなく任意に設定でき、ドリフトが避けられる。
- (g) 係数間の干渉が避けられる。
- (h) リセットウィンドアップが防止できる。

また欠点としては、

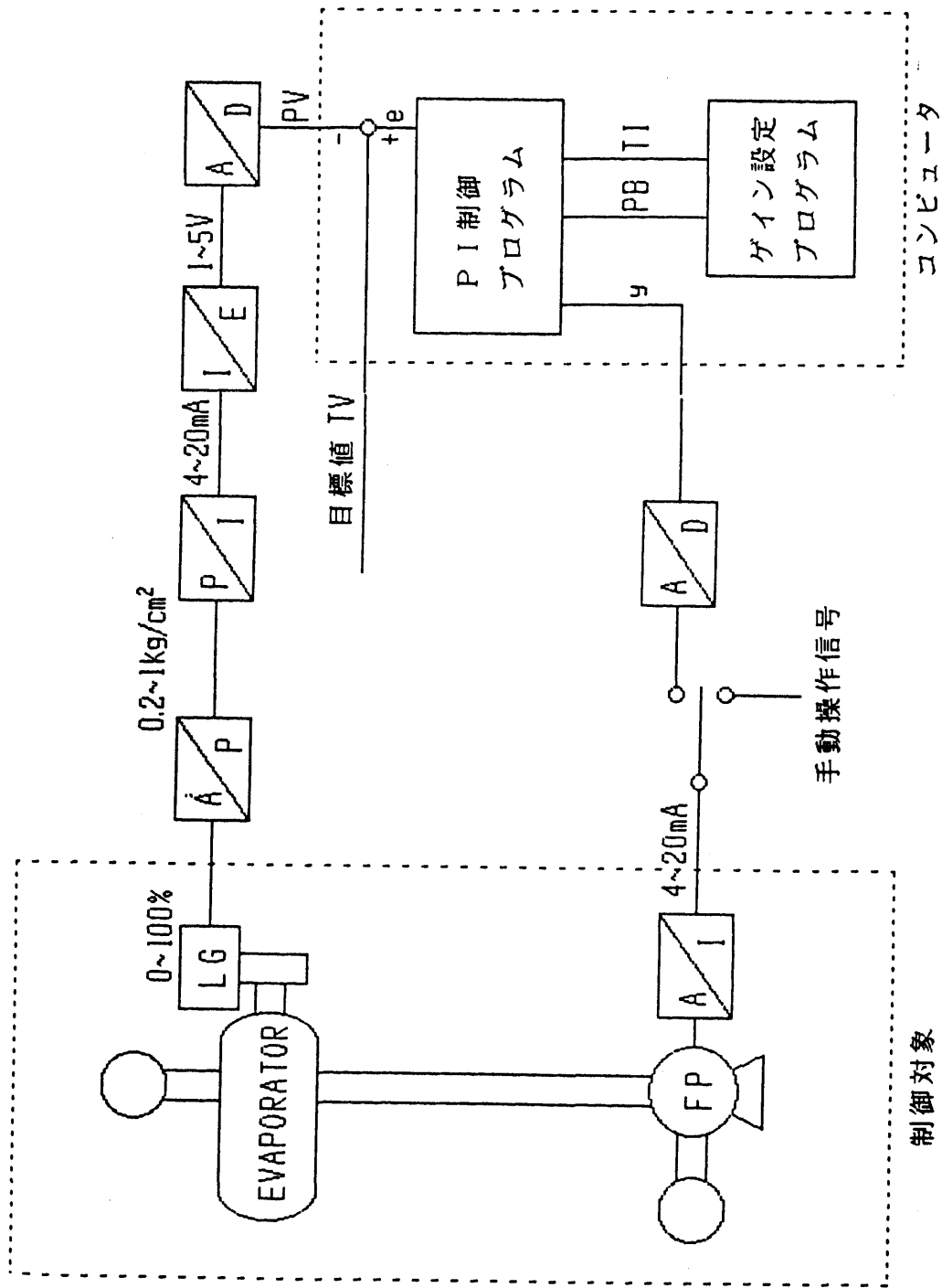


図 4-26 フロン液位制御系

- (a) ループを多重化している場合は、多重化部分が故障すると全体のループに影響を与える。
- (b) 保守員にある程度の技術的レベルが要求される。

② P I 制御

制御方式は2系統ともP I 制御によった。P I 制御は操作量を偏差に比例させるP 動作と、操作量を偏差の時間積分に比例させるI 動作から成る。P 動作は残留偏差を残すことがあるが、I 動作を挿入することによりそれをなくすることができる。P I 制御の基本式は[72]、

$$y = - \frac{100}{P b} \left(e + \frac{1}{T_i} \int e dt \right) + y_0 \quad \dots (4.1)$$

ただし、

y : 直接操作量

e : 偏差

$P b$: 比例帯 (比例感度の逆数)

T_i : 積分時間

y_0 : 基準操作量

本研究ではこの式から誘導される差分形の式を基本制御式として用いた。

$$y(k) = - \frac{100}{P b} \left\{ e(k) + \frac{T}{T_i} \frac{e(k) + e(k-1)}{2} \right\} + y_0 \quad (4.2)$$

ただし、

$y(k)$: 直接操作量 (%)

$e(k)$: 偏差	(%)
P_b : 比例帯	(%)
T_i : 積分時間	(min)
y_0 : 基準操作量	(%)
T : サンプルング時間	(min)

ここで、直接操作量とはコンピュータからの出力信号としての操作量である。また基準操作量は、偏差および偏差の時間積分がゼロの場合の直接操作量である。

(3) 制御変数の決定

制御変数の最適調整法としては、限界感度法、インディシャル応答法などがあるが[72]、本研究では参考にしたにとどめ、実験での経験およびシミュレーションにより制御変数を求めた。

① 温水流量の決定

エバポレータへの温水流量の制御では、制御系に作用する主な外乱として水圧の変化が考えられるのみである。この水圧も特定の回路を使用している限りは変化量が少ない。従って温水流量の制御は比較的容易であり経験的に定めた制御変数により良好な制御を行うことができた。

② フロン液位の制御

エバポレータ内のフロン液位の制御では外乱としてフロン液の状態の変化、エバポレータからのフロン蒸気流出量の変化などが考えられる。また、エバポレータ内の液位と液量の関係が複雑であることなどから、制御は温水流量の場合に比べて困難である。したがって本研究では実験に基づいて制御の数式モデルを作成

し、コンピュータシミュレーションによって適切な制御変数を求めた。

(4) フロン液位制御のシミュレーションプログラム

①モデルの構成

表4-2 に本節で用いる記号をまとめる。シミュレーションプログラムはフロンポンプのモデル、エバポレータのモデルおよびP I制御のモデルにより構成されており、入力として

- (a) 液位の初期値
- (b) 液位の目標値
- (c) P I制御の制御変数
- (d) エバポレータからのフロン流出量
- (e) フロンポンプの特性

を与えると、フロン液位の経時変化を出力する。以下各モデルについて述べる。

②フロンポンプのモデル

フロンポンプからのフロン流量に影響する因子としては、

- (a) フロン液の状態
- (b) コンピュータからの直接操作量
- (c) フロンポンプの変速機の応答速度

などが考えられるが、ここではモデルを簡単にするために、重要な因子だけを取りあげ、フロン流量 W_i はポンプ出入口の圧力差 ΔP と直接操作量 y のみによって決まるものと仮定した。

フロンポンプの特性を表す式は実験により求めた。図4-27にフロンポンプの特性を示す。これよりフロン流量 W_i は差圧 ΔP が一定の場合、直接操作量(回転

表 4-2 フロン液位制御モデルの記号

L	%	フロン液位
L_s	%	フロン液位の目標値
V	ℓ	エバポレータ内フロン体積
W_i	ℓ/s	フロン流入量
W_o	ℓ/s	フロン流出量 (液体体積への換算)
Y	%	直接操作量
Y_0	%	基準操作量
e	%	フロン液位の制御偏差
P b	%	比例帯
T_i	s	積分時間
T_s	s	シミュレーションの刻み時間
ΔP	MP a	フロンポンプ出入口の圧力差
V_0	ℓ	エバポレータのシェル内容積
V_n	ℓ	エバポレータの実容積
D	m	エバポレータのシェル内径
W	m	エバポレータのシェル内長さ

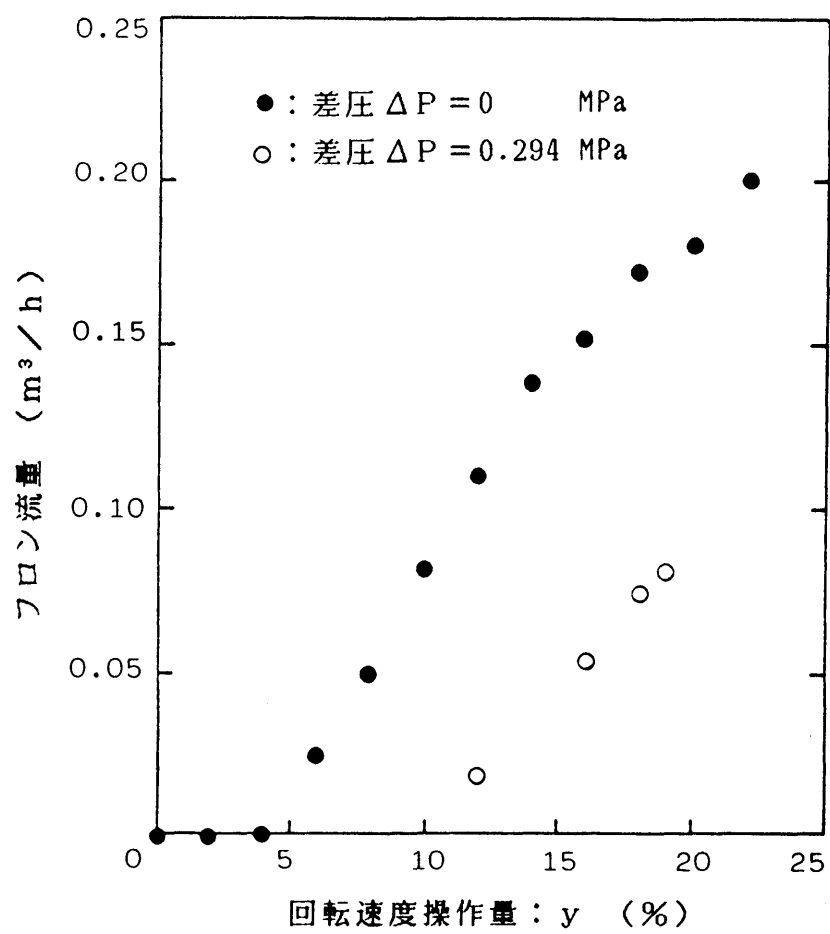


図 4-27 フロンポンプの特性

速度操作量) y の一次式で近似でき次式で表される。

$$\left[\begin{array}{ll} W_i = a (y - b) & (y > b) \\ W_i = 0 & (y \leq b) \end{array} \right. \quad \dots (4.3)$$

ここで a , b は差圧 ΔP により決まるものとする。

③エバポレータのモデル

エバポレータ内でのフロン液の密度変化は、シミュレーションの目的から考えれば無視できるほどに小さい。従ってエバポレータ内のフロン液の体積について次式が成り立つ。 W_o はエバポレータからのフロン流出量を液体の体積に換算したものである。

$$dV = (W_i - W_o) dt \quad \dots (4.4)$$

またエバポレータのシェルは円筒型であり、フロン液位 L (%) と体積 V の間に次式が成り立つ。

$$dV = 2 \{ 50^2 - (L - 50)^2 \}^{1/2} \left(\frac{D}{100} \right)^2 W \frac{V_n}{V_o} \times 10^3 dL \quad (4.5)$$

式(4.4), (4.5)より

$$dL = \frac{(W_i - W_o) V_o}{2 (-L^2 + 100L)^{1/2} D^2 W V_n} 10 dt \quad \dots (4.6)$$

差分形にして

$$L(k+1) = \frac{(W_i(k) - W_o(k)) V_o}{2(-L(k)^2 + 100L(k))^{1/2} D^2 W V_n} 10T_s + L(k) \quad \cdot \cdot (4.7)$$

なお本システムのエバポレータでは、

$$D = 0.259 \text{ m}$$

$$W = 0.612 \text{ m}$$

$$V_o = 32.34 \text{ l}$$

$$V_n = 27.78 \text{ l}$$

ここで、 V_o はシェルの内容積、 V_n は V_o から温水チューブの体積を差し引いた容積である。温水チューブは近似的にシェル内に均一に存在すると仮定した。

④ P I 制御のモデル

P I 制御のモデル式は基本的には(4.2)式によった。ただし $k=0$ のとき $e(k)=0$ とし、また直接操作量 y の範囲は実際の制御と同じように0~100%に限定した。

⑤ シミュレーションプログラム

図4-28にフロン液位制御系のシミュレーションのフローチャートを示し、付録3にプログラムを示す。シミュレーションはパーソナルコンピュータPC-8801を用いて行った。刻み時間 T_s は0.5秒とした。

(4) フロン液位制御のシミュレーション結果

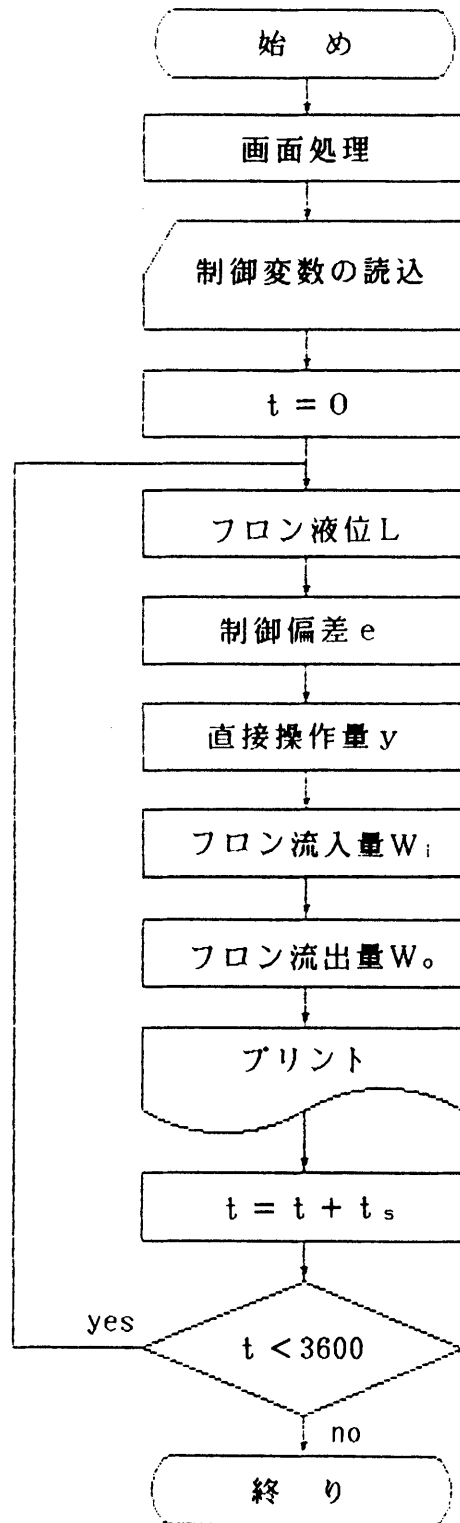


図 4-28 フロン液位制御シミュレーションのフローチャート

シミュレーションによって制御変数および不感帯の影響を調べた。以下にその結果を述べる。

①比例帯の影響

図4-29に比例帯 P_b のちがいによる応答曲線の変化を示す。設定としてはフロンの差圧 ΔP が0.294MPaのときを想定し、図4-27に示したフロンポンプの特性に基づき、ポンプの特性式(4.3)において、 $a = 0.0025 \text{ l/s}$ 、 $b = 10\%$ とした。エバポレータからのフロン流出量 W_0 は実験結果に基づき 0.025 l/s とした。基準操作量 y_0 はフロンの流入量が流出量に等しくなる操作量として $y_0 = 20\%$ に設定した。図4-29はフロン液位の初期値を50%とし、目標値を60,70,80%とステップ状に変化させた場合の応答曲線で、積分時間を300秒、比例帯を25, 50, 100, 200%と設定したものである。

図中、最も立ち上がりの速い曲線が $P_b = 25\%$ の場合で、以下速い順に50, 100, 200%の場合である。これによると $P_b = 25\%$ としたとき最も制御性が良いと思われた。しかし実際の運転では、フロン流量の変化が大き過ぎるので不安定であった。 $P_b = 50\%$ と設定して良好な制御を行うことができた。

②積分時間の影響

図4-30に比例帯を50%とし、積分時間 T_i を30, 100, 300, 1000 秒と設定した場合の応答曲線を示す。その他の設定は①と同じである。

図中、最も立ち上がりの速い曲線が $T_i = 30$ 秒の場合で、以下100, 300, 1000 秒と続く。図からわかるように、積分時間を短くとり過ぎると振動し、長くとり過ぎると残留偏差をなくすのに時間がかかる。この設定の場合では $T_i = 300$ 秒としたときに最良の制御性が得られている。実験でも $T_i = 300$ 秒と設定して良好な制御が行えることを確認した。

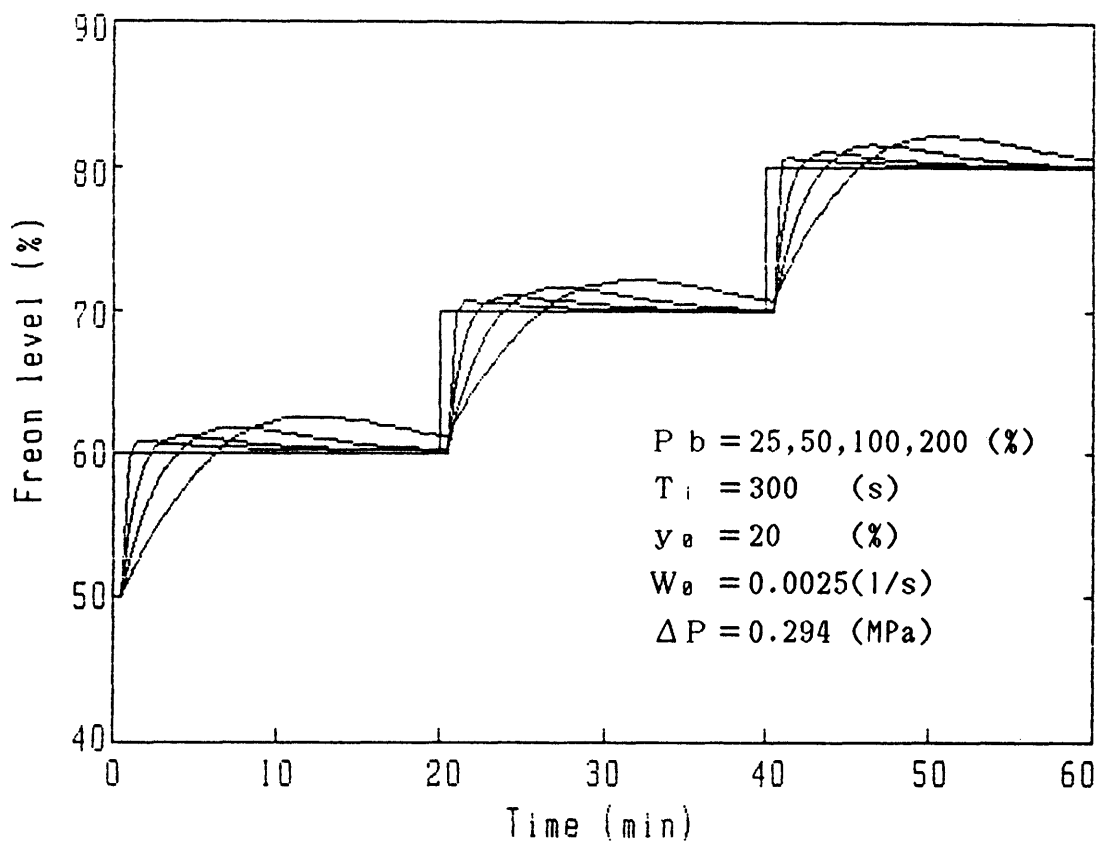


図 4-29 比例帯の影響

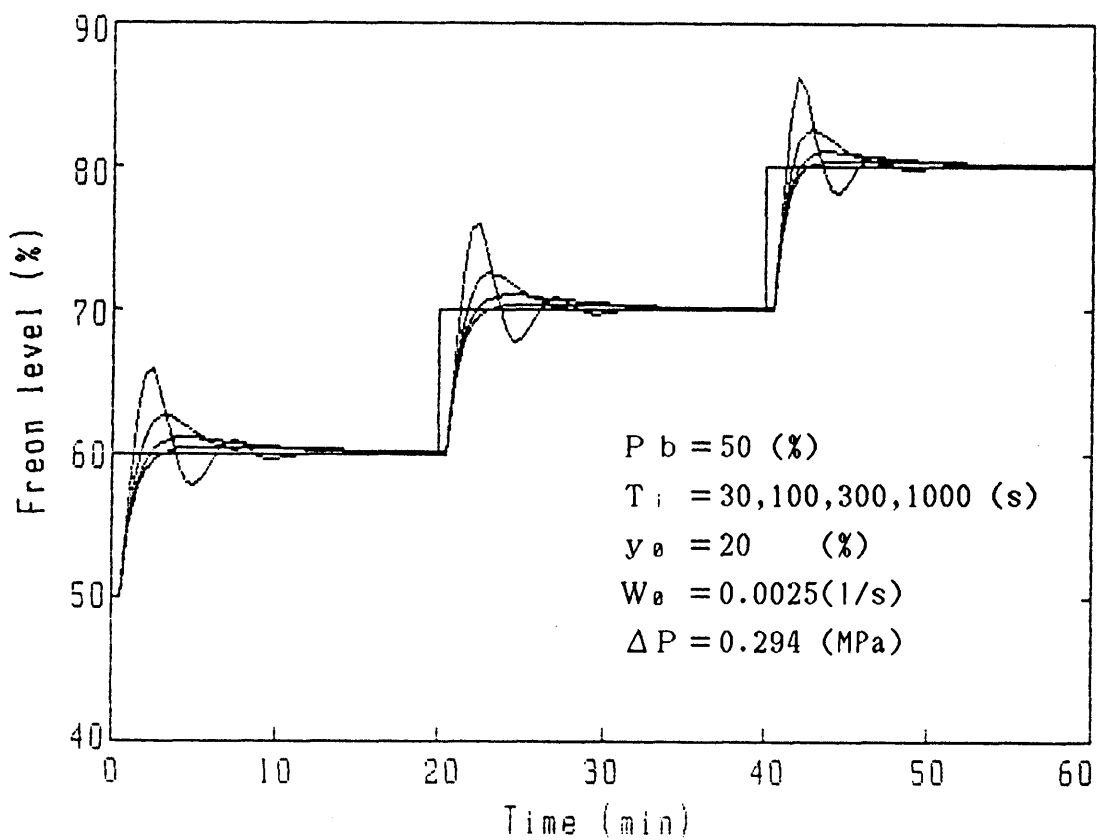


図 4-30 積分時間の影響

③基準操作量の影響

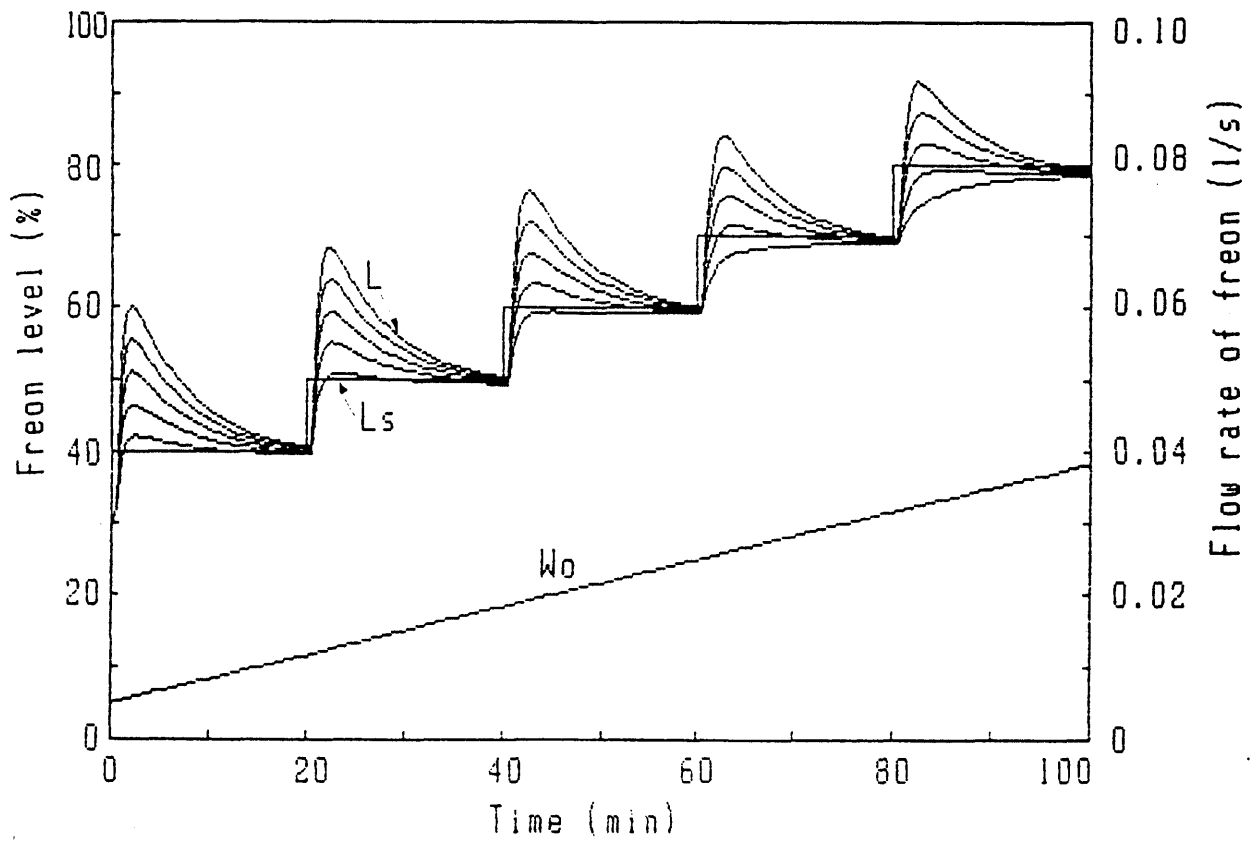
図4-31に基準操作量 y_0 のちがいによる応答曲線の変化を示す。図(a)は液位の目標値をステップ状に上昇させた場合、図(b)は同じく下降させた場合を示す。 y_0 の設定値は双方とも10, 20, 30, 40, 50%とした。図(a)(b)とも、最も上の曲線が $y_0 = 50\%$ の場合である。比例帯は50%, 積分時間は300秒とした。またフロン流出量 W_o は液位の変化に伴って変化するという想定で、図示したように変化させた。フロンポンプの特性も変化するものとし、図(a)の場合ではポンプの特性式(4.3)における a の値を 3.50×10^{-3} から 1.84×10^{-3} l/s まで、 b の値を5.0 から10.8%まで直線的に変化させた。図(b)の場合はこれとは逆に a を 1.84×10^{-3} から 3.50×10^{-3} l/s まで、 b を10.8 から5.0%まで変化させた。

図によると双方とも $y_0 = 20\%$ としたときに最も良好な制御特性を得ている。これは後に示すように実験でも確認できた。

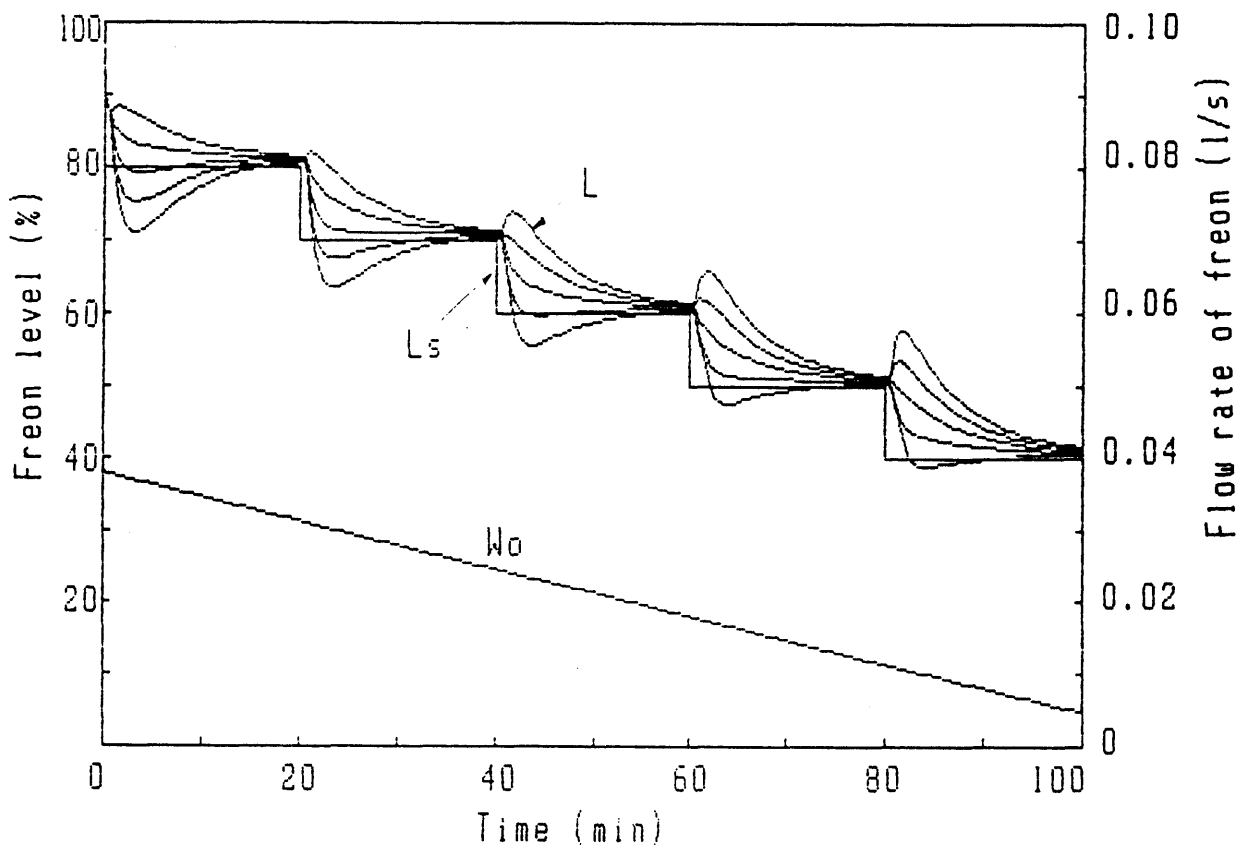
④不感帯の影響

制御プログラム中に不感帯を設けた場合の影響を図4-32に示す。図(a)は不感帯を設けない場合のシミュレーションで、液位 L 、液位の目標値 L_s 、フロン流入量 W_i およびフロン流出量 W_o を示したものである。制御変数は、 $P_b = 50\%$ 、 $T_i = 300$ 秒、 $y_0 = 20\%$ とした。図(b)は同様の設定で不感帯を設けた場合の結果であり、制御偏差 e について、 $|e| \leq 1$ のとき $e = 0$ とみなしたものである。

不感帯は制御系の微小な振動を押さえるために導入するものであるが、図によると逆に不感帯を設けた場合に、 W_i が不安定となり、不感帯を設けない場合の方が良好な制御結果が得られた。実験では制御系の反応遅れがあるために、 W_i が不安定となることはなかったが、それでも残留偏差などの点で不感帯を設けない方が良好な制御を行うことができた。

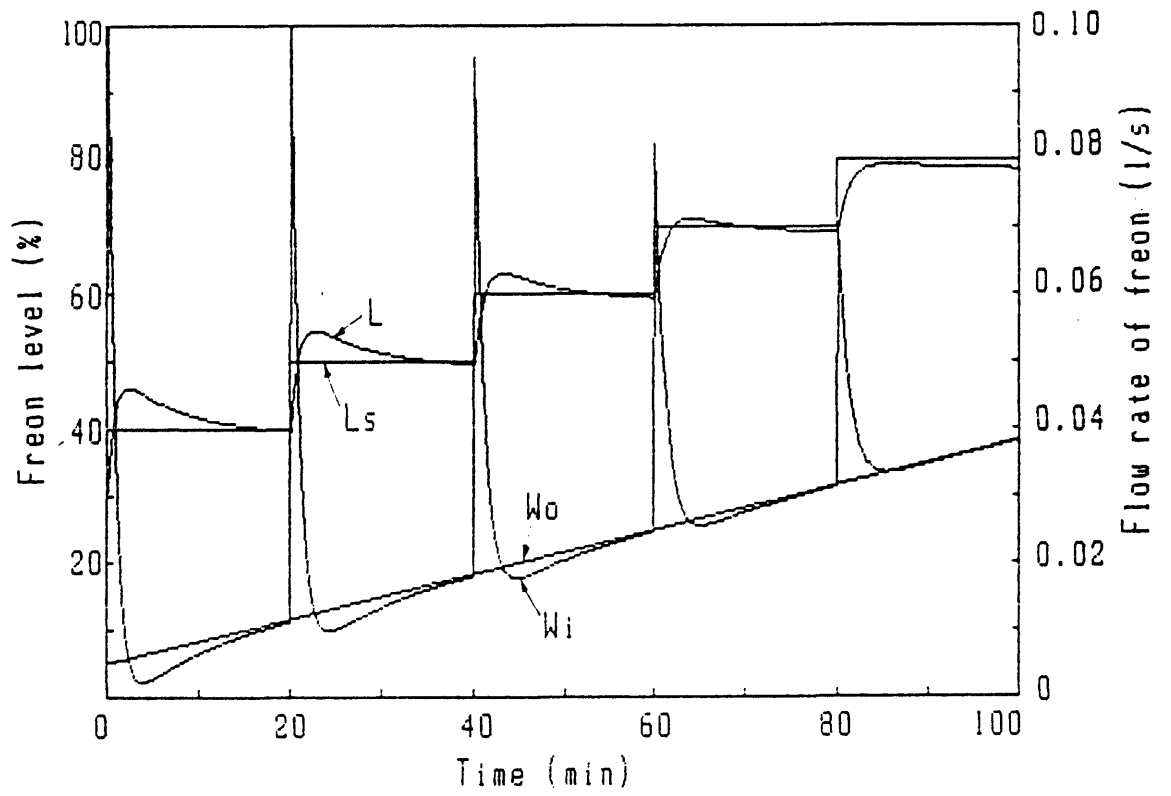


(a) 液位を上昇させた場合

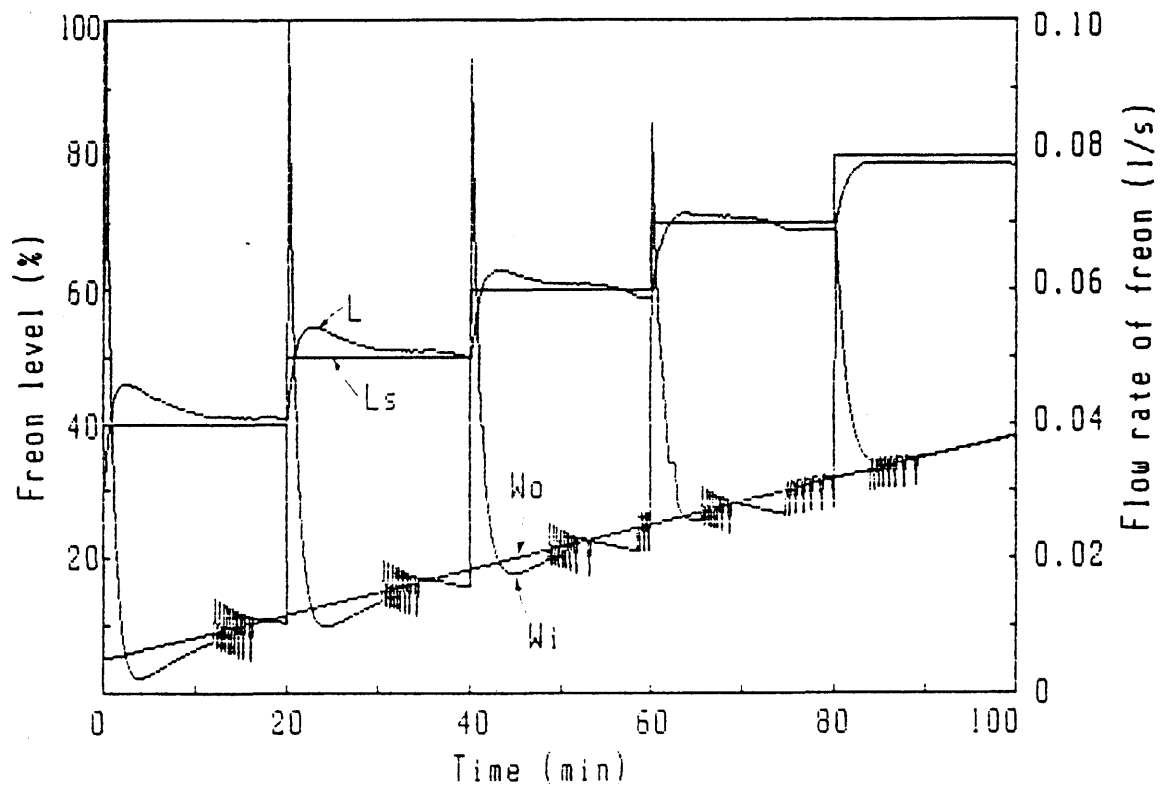


(b) 液位を降下させた場合

図 4-31 基準操作量の影響



(a) 不感帯を設定しない場合



(b) 不感帯を設定した場合

図 4-32 不感帯の影響

(5) 自動制御の実験結果

制御系の応答例を図4-33に示す。図(a)はフロンの液位を変化させた実験の結果であり、図(b)は温水流量を変化させた実験の結果である。図中の記号については、

F_{ws} : 温水流量の目標値

F_w : 温水流量の測定値

L_{fs} : フロン液位の目標値

L_f : フロン液位の測定値

F_f : フロン流量

温水流量の制御変数は、

$P_b = 200\%$

$T_i = 6$ 秒

$y_0 = 50\%$

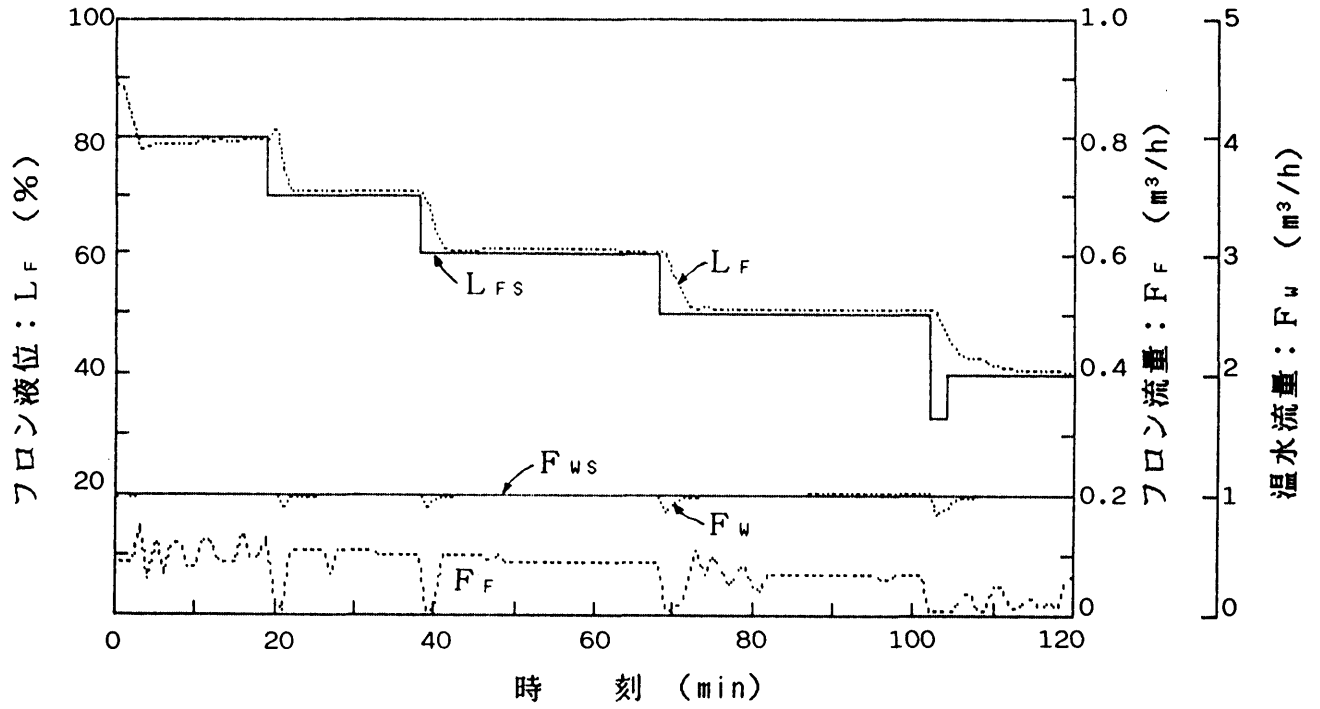
フロン液位の制御については、

$P_b = 50\%$

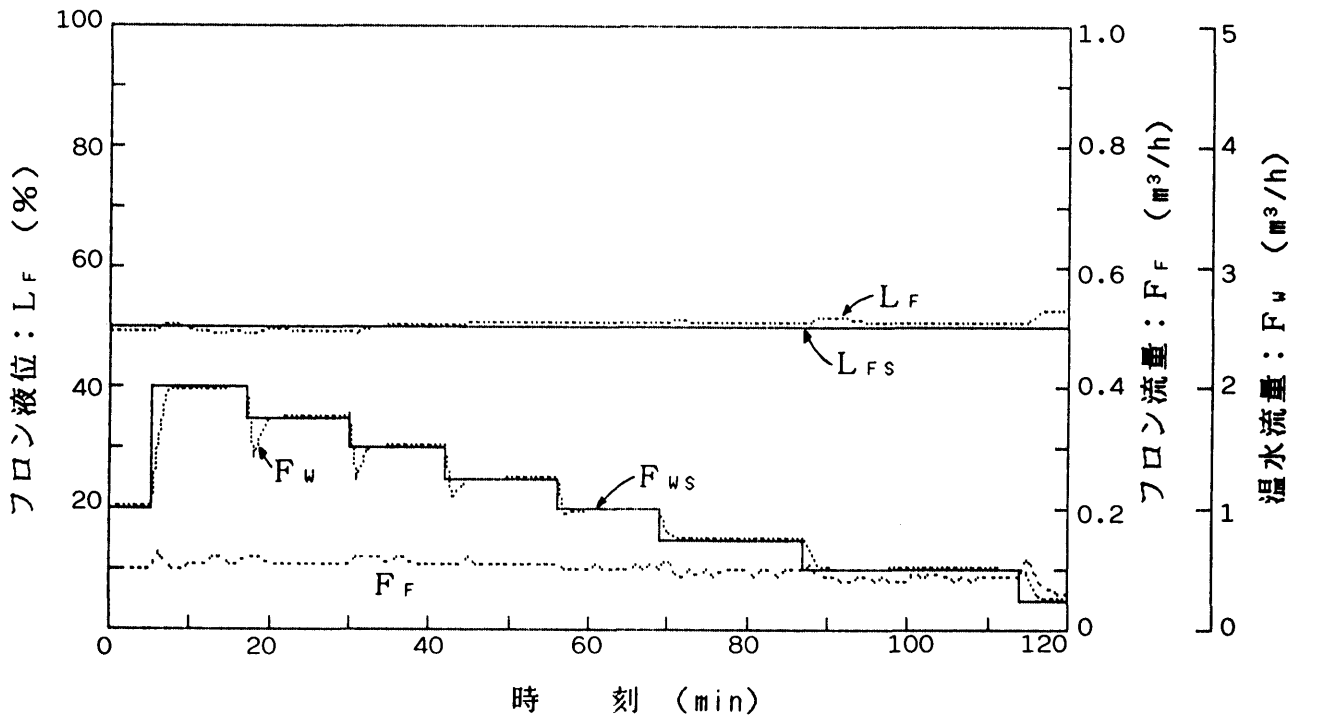
$T_i = 300$ 秒

$y_0 = 20\%$

とした。実験の結果、図のように双方とも目標値を変更しても測定値が速やかに追従し、良好な制御を行うことができた。



(a) フロン液位を変化させた場合



(b) 温水流量を変化させた場合

図 4-33 自動制御の実験結果

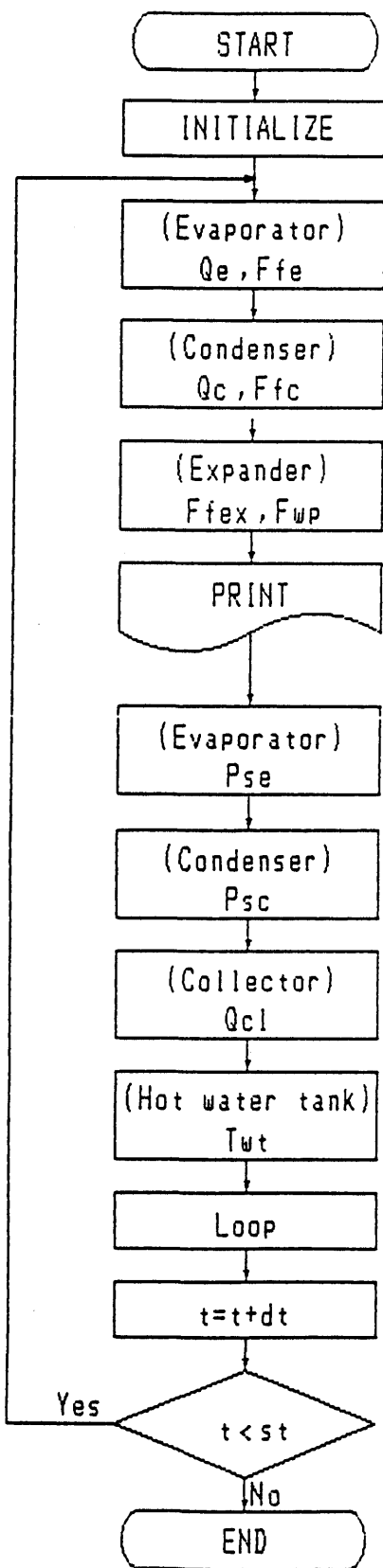
4.2 温水集熱式太陽熱ポンプの シミュレーション

4.2.1 モデル作成の目的

太陽熱ポンプでは、熱入力や所要動力の経時変化および地域差によって運転条件が大きく変化する。従って実験のみでシステムの特性を完全に把握することは困難である。そこでシステムの特性を明かにし、適切な操作方法を見いだすこと、およびより実用的なシステム設計の資料を得ることを目的として、システムの数式モデルを作成し、シミュレーションによる考察を行なった。

4.2.2 モデルの構成

システムのシミュレーションモデルは実システムに対応し、各ユニットのモデルを組み合わせて構成した。このシミュレーションではシステムの初期状態、日射量、外気温度、冷水温度、負荷圧力を入力し、温水温度や吐出水の流量などを出力させる。シミュレーションは差分法で行い、刻み時間はシミュレーションの目的に応じて10秒から10分の間にとった。図4-34にフローチャートを示す。またプログラムリストを付録4に掲載する。プログラムは当初 CPM 上で走るFORTRAN-80で作成したが[45]、その後MS-DOSのBASICに書き換えてパーソナルコンピュータPC-9801VM を用いて追加のシミュレーションを行った。各モデルにおいて水、フロン液、およびフロンの飽和蒸気の物性値は温度の多項式で近似した。また過熱蒸気の状態にあるフロンの物性値は比エンタルピと比体積の関数としてその近似式を求めた。フロン(R114)は、近年ヒートポンプでの需要から研究が進み、物性値の新しい測定データがまとめられたので[65]、プログラムを書き換えた際、



F_{fc} : Condensation rate of freon
 F_{fe} : Evaporation rate of freon
 F_{fex} : Flow rate of freon in expander
 P_{sc} : Saturation pressure in condenser
 P_{se} : Saturation pressure in evaporator
 Q_c : Heat exchanged in condenser
 Q_{cl} : Collected heat
 Q_e : Heat exchanged in evaporator
 T_{wt} : Temperature of stored water
 t : Time
 dt : Step time
 st : Set time

図 4-34 太陽熱ポンプシミュレーションのフローチャート

それに合わせて近似式を修正した。なおスーパーヒータについては本実験装置のようなシステムではその影響が小さいことが実験からわかったのでシミュレーションモデルには組み入れていない。

(1) エバポレータ

フロンを蒸発させるエバポレータとして、実験装置では図4-35に示すようなシェルアンドチューブ型の熱交換器を用いている。シミュレーションでも同様のエバポレータを想定して、図4-36のように内部を水平な9層に分割してモデル化した。図でフロン液はエバポレータ下部から入り、上部から蒸発する。温水は左下から入り、 $s = 1, 2, 3$ とした3つの層内のチューブを通過した後、右側で混合して $s = 4, 5, 6, 7$ の層内のチューブを折り返す。なお研究目的に応じ、精度を損なわない範囲でモデルを簡単にするために次の仮定を行った。

- (a) フロンの液位は一定に保たれるものとする。
- (b) サブクール沸騰により生じた気泡は、その層内で再び液化するものとする。
- (c) フロンの圧力は均一であるとする。
- (d) 下の層へのフロンの移動はないものとする。

①プログラムの構成

ここで用いる記号を表4-3 にまとめる。またエバポレータモデルのフローチャートを図4-37に示す。これはシステムのシミュレーションプログラムのうち、エバポレータ内でのフロンおよび温水の1ステップの変化を計算するものである。フローチャートにそってプログラムの構成を述べる。エバポレータのサブルーチンは、入力として飽和圧力 P_s 、各層のフロン温度 $T_F(s, 1)$ および質量 $W_F(s, 1)$ 、温水温度 $T_w(s)$ および温水流量 $V_w(s)$ の値を受け取る。次に飽和温度 T_s を求めた後、温水とフロン間の熱流束 $q(s)$ を求める。この計算については後に述べる。

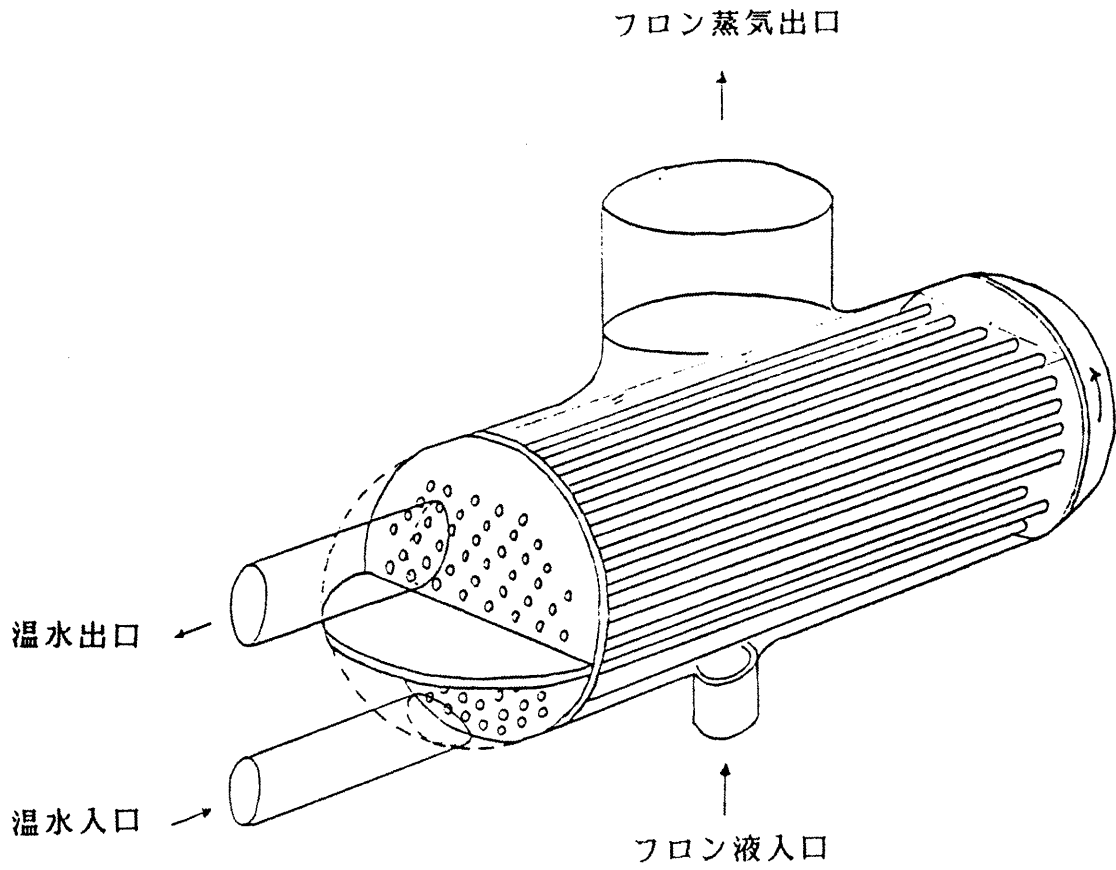


図 4-35 エバポレータの略図

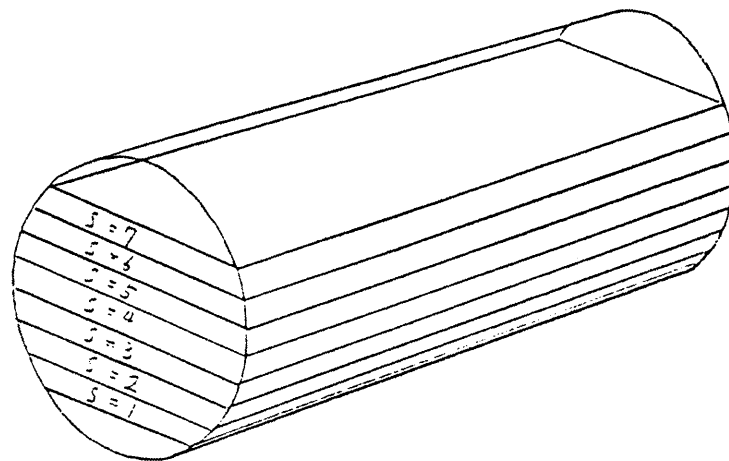


図 4-36 エバポレータモデル

表 4-3 エバポレータモデルの記号

A_{to}	m^2	チューブ外表面積
A_w	m^2	チューブ内断面積
C_{PF}	$J / kg \text{ } ^\circ C$	フロンの定圧比熱
C_{PW}	$J / kg \text{ } ^\circ C$	温水の定圧比熱
dt_{ime}	s	シミュレーションの刻み時間
F_w	kg / s	温水流量
q	W / m^2	熱流束
Q_L	J / kg	フロンの蒸発潜熱
qq	J	伝熱量
s		エバポレータ内のフロン層の位置
T_F	$^\circ C$	フロン液の温度
T_{Foi}	$^\circ C$	エバポレータへ流入するフロン液の温度
T_s	$^\circ C$	フロンの飽和温度
T_w	$^\circ C$	温水の温度
T_{woi}	$^\circ C$	エバポレータへ流入する温水の温度
T_{wi}	$^\circ C$	チューブ入口の温水温度
T_{wo}	$^\circ C$	チューブ出口の温水温度
V_{oi}	m^3	各層の体積
V_w	m / s	温水の流速
W_F	kg	フロンの質量
W_{Fov}	kg / s	フロンの蒸発速度
W_{Fm}	kg	下の層からのフロンの移動量
ρ_F	kg / m^3	フロンの密度
ρ_w	kg / m^3	温水の密度

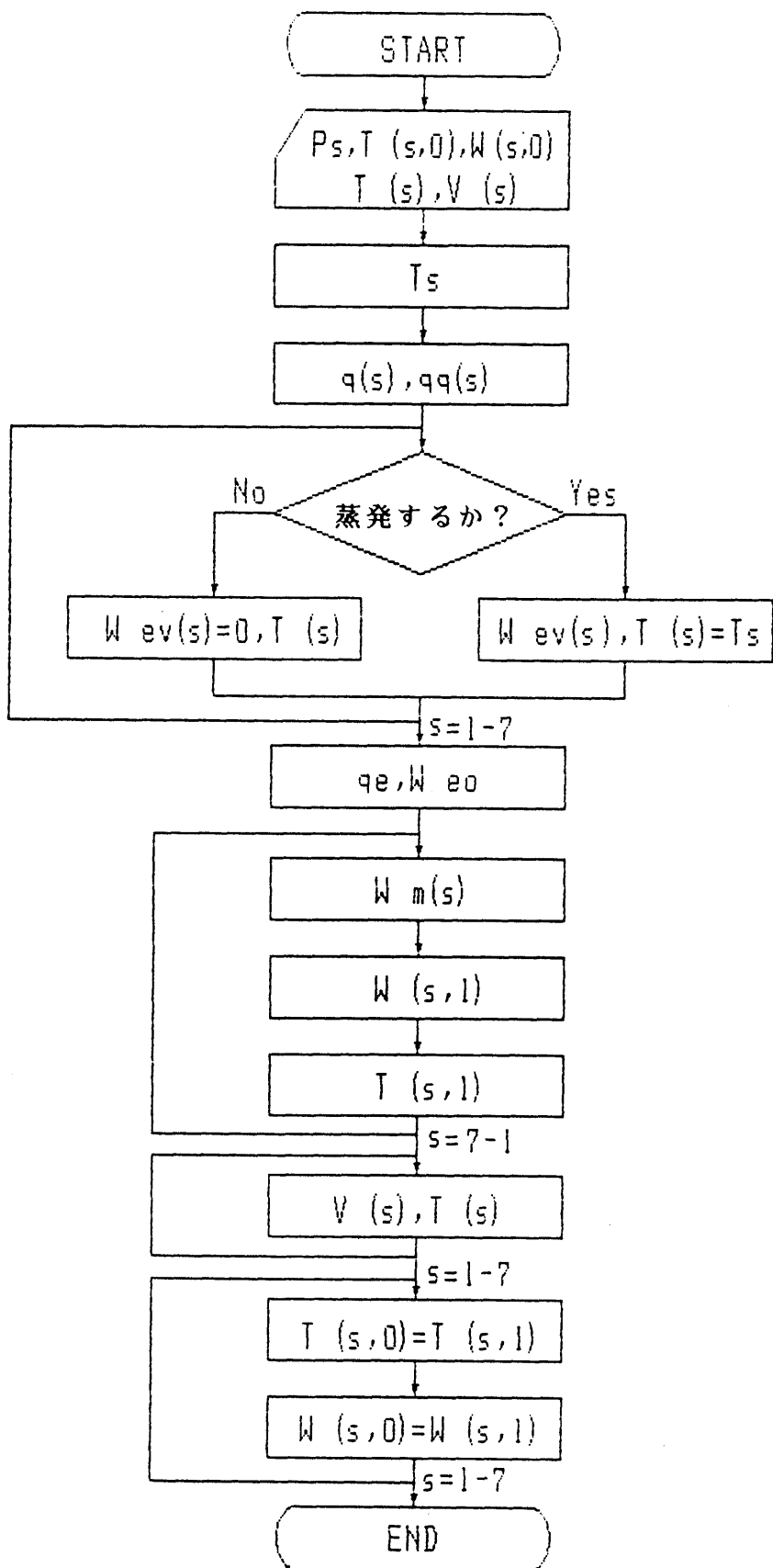


図 4-37 エバポレータモデルのフローチャート

総熱量 q $q(s)$ は次式で計算される。

$$q \text{ } q(s) = q(s) \cdot A_{to}(s) \cdot d_{time} \quad \dots (4.8)$$

フロンの蒸発するかどうかの判定は次式で行った。

$$q \text{ } q(s) > \{T_s - T_F(s,1)\} C_{PF}(s,1) \cdot W_F(s,1) \quad \dots (4.9)$$

(4.9)式が成り立つときフロンは蒸発し、蒸発量 $W_{Fev}(s)$ は次式で求められる。

$$W_{Fev}(s) = \frac{q \text{ } q(s) - \{T_s - T_F(s,1)\} C_{PF}(s,1) \cdot W_F(s,1)}{Q_L} \quad (4.10)$$

(4.9)式が成り立たないときは、フロンは蒸発しないものとし、温水からの受熱はすべて温度上昇に用いられる。このときのフロン温度は次式で表される。

$$T_F(s,1) = T_F(s,1) + \frac{q \text{ } q(s,1)}{C_{PF}(s,1) \cdot W_F(s,1)} \quad \dots (4.11)$$

各層においてこれらの計算を行った後、プログラムは1ステップ後のフロンの状態を求める。フロンの蒸発分はひとつ下の層からの液の移動で補われる。その移動量 $W_{Fm}(s)$ は次式で計算される。

$$W_{Fm}(s) = \{V_{ol}(s) - \frac{W_F(s,1) - W_{Fev}(s) - W_{Fm}(s,1)}{\rho_F(s)}\} \cdot \rho_F(s-1) \quad \dots (4.12)$$

1ステップ後の各層のフロン質量 $W_F(s,2)$ およびフロン温度 $T_F(s,2)$ は次式で計算される。

$$W_F(s,2) = W_F(s,1) - W_{Fev}(s) - W_{Fm}(s+1) + W_{Fm}(s) \quad \dots (4.13)$$

$$T_F(s,2) = \frac{T_F(s,1) + \{W_F(s,2) - W_{Fm}(s)\} + T_F(s-1,1) \cdot W_{Fm}(s)}{W_F(s,2)} \quad \dots (4.13)$$

ただし $T_F(0,1) = T_{Fei}$

温水に関しては以下の式によって流速 $V_w(s)$ および温度 $T_w(s)$ が求められる。

$$V_w(s) = \frac{F_w}{\sum_{s=1}^3 \{A_w(s) \cdot \rho_w(s)\}} \quad \dots (4.14)$$

$$\left. \begin{aligned} T_{wi}(s) &= T_{wei} && (s=1, 2, 3) \\ T_{wi}(s) &= \frac{\sum_{s=1}^3 \{T_{wo}(s) \cdot A_w(s)\}}{\sum_{s=1}^3 A_w(s)} && (s=4, 5, 6, 7) \end{aligned} \right\} \dots (4.15)$$

$$T_{wo}(s) = T_{wi}(s) - \frac{A_{to}(s) \cdot q(s)}{A_w(s) \cdot \rho_w(s) \cdot C_{pw}(s) \cdot V_w(s)} \quad \dots (4.16)$$

$$T_w(s) = \frac{T_{wi}(s) - T_{wo}(s)}{\log \frac{T_{wi}(s) - T_F(s,2)}{T_{wo}(s) - T_F(s,2)}} + T_F(s,2) \quad \dots (4.17)$$

プログラムはこれらの計算を行った後、 $T_F(s,2)$ を $T_F(s,1)$ に、 $W_F(s,2)$ を $W_F(s,1)$ に移してエバポレータに関する計算を終える。

②温水側熱伝達

温水側の熱伝達率の計算式は層流の場合と乱流の場合で異なる。本プログラムではレイノルズ数が1500以下の場合を層流と想定し、次に示すKaysの式[73]によって平均ヌセルト数を求めた。

$$Nu = 3.65 \frac{0.104 (d/L) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0.016 \{ (d/L) \cdot Re \cdot Pr \}^{0.8}} \quad \dots (4.18)$$

またレイノルズ数が3500以上の範囲ではHausenの式[74]によった。

$$Nu = 0.116 \{ Re^{2/3} - 125 \} Pr^{1/3} (1 + d/L) \cdot k \mu^{0.14} \quad (4.19)$$

ただし、

Nu：ヌセルト数

Re：レイノルズ数

Pr：プラントル数

d：チューブの内径 (m)

L : チューブの長さ (m)

$k \mu$ は平均温度における水の粘性係数と壁面温度における水の粘性係数の比であるが、ここでは近似的に 1 とした。

層流と乱流の過渡状態では現象が複雑で適当な式が見当たらないので、図4-38に示すように両式をプラントル数に応じて、レイノルズ数の3次式でなめらかに補間して熱伝達率を計算した。

③ フロン側熱伝達

フロン側の熱伝達率の計算式は非沸騰領域と沸騰領域で異なる。非沸騰領域では次に示す自然対流熱伝達の式[75]を用いて計算した。

$$Nu = 0.53 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad \dots (4.20)$$

ここで、

Nu : ヌセルト数

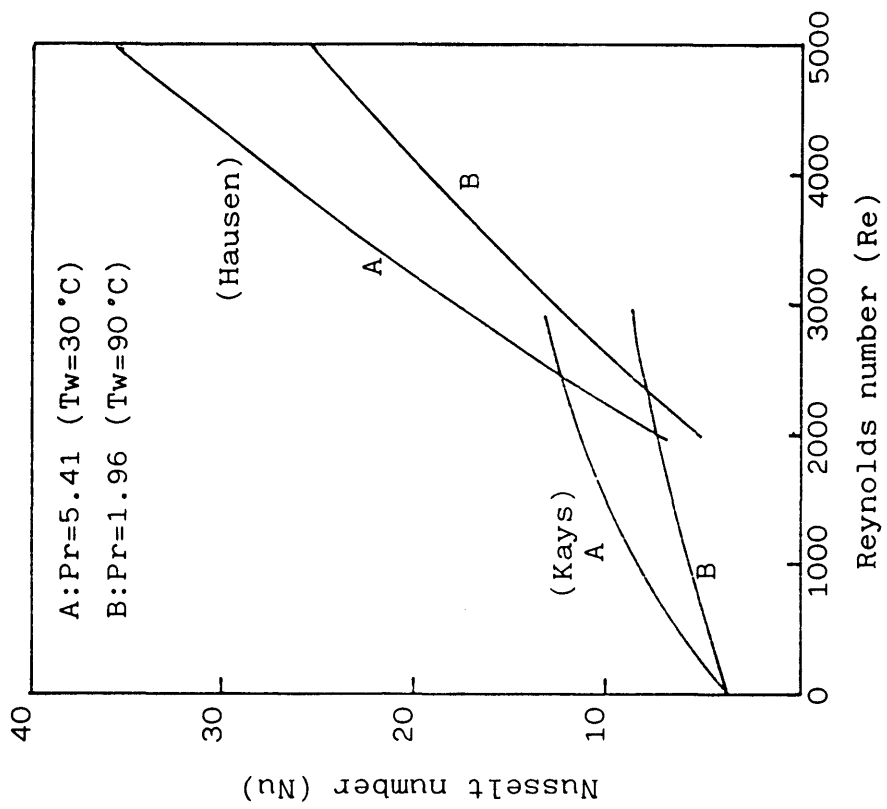
Gr : グラスホフ数

Pr : プラントル数

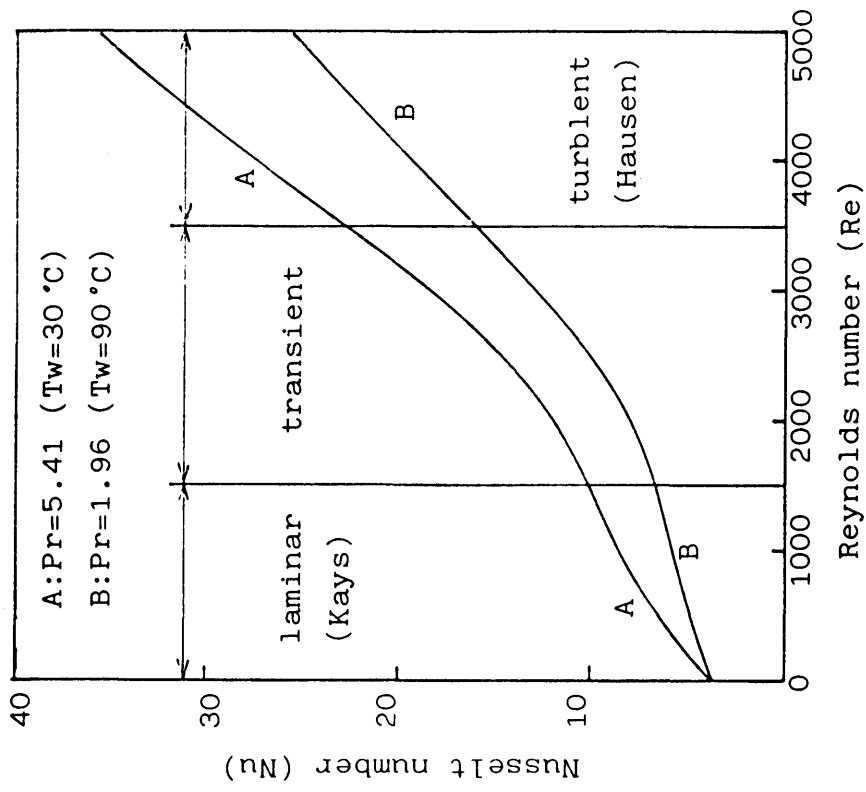
また沸騰領域では次に示す西川らのブール核沸騰熱伝達の式[76]によって計算した。

$$q = 8.0^2 f_p^2 \left\{ \frac{1}{M^2 P_0} \cdot \frac{\lambda_1^2 \cdot C_{p1}^2 \cdot \rho_1^2}{(\sigma/g) \cdot L \cdot \rho_v} \right\} \Delta T_s^3$$
$$f_p = \frac{P_s}{P_a}, \quad M = 900 \text{ m}^{-1}, \quad P_0 = 1.976 \text{ W} \quad \dots (4.21)$$

ただし、



(a) Re-Nu curve (formular)



(b) Re-Nu curve (developed)

図 4-38 温水側の熱伝達

q	: 熱流束	(W/m ²)
λ_1	: 液体の熱伝導率	(W/m°C)
C_{p1}	: 液体の定圧比熱	(J/kg°C)
σ	: 表面張力	(N/m)
g	: 重力加速度	(m/s ²)
L	: 蒸発潜熱	(J/kg)
ρ_l	: 液体の密度	(kg/m ³)
ρ_v	: 蒸気の密度	(kg/m ³)
ΔT_s	: 伝熱面の過熱度	(°C)
P_s	: 飽和圧力	(Pa)
P_a	: 大気圧	(Pa)

(4.20)式からわかるように、非沸騰領域では熱伝達量は伝熱面の温度とフロン液の温度との差の5/4 乗に比例し、その係数が求められる。また(4.21)式からわかるように沸騰領域では熱伝達量は伝熱面の過熱度の3乗に比例しその係数が求められる。この場合、伝熱面の過熱度というのは温水チューブの外表面の温度とフロンの飽和温度との差を意味する。

④温水からフロンへの熱流束

温水からフロンへの熱流束は温水チューブの外表面を基準にし、以下のようにして求めた。まず α_1 、 α_2 、 α_3 を次のように定義する（図4-39参照）。

$$\alpha_1 = \alpha_w \frac{d_1}{d_2} = \frac{q}{T_w - T_{t1}} \quad \dots (4.22)$$

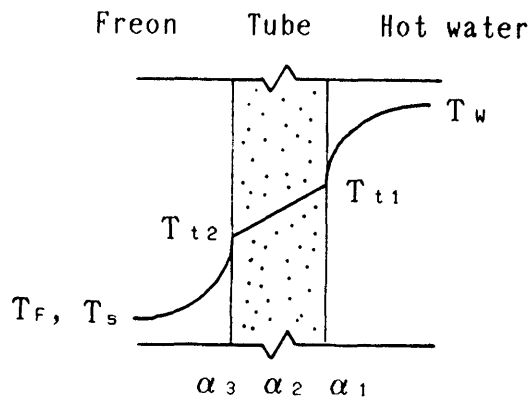


Fig. 4-39 Heat transfer in the evaporator
エバポレータでの伝熱

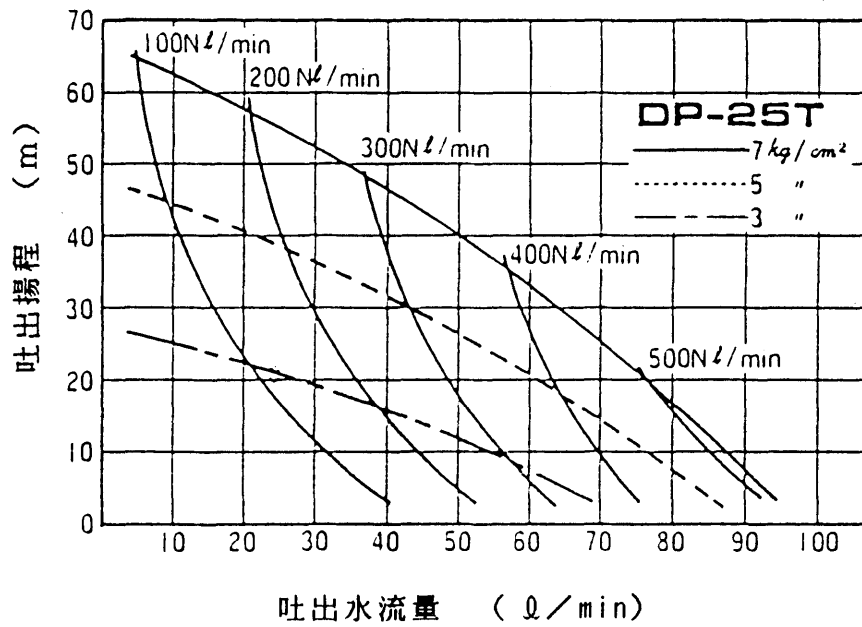


図 4-40 ダイアフラムポンプの特性

$$\alpha_2 = \frac{2\lambda_t}{d_2 \log(d_2/d_1)} = \frac{q}{T_{t1} - T_{t2}} \quad \dots (4.23)$$

$$\alpha_{3n} = \frac{q}{(T_{t2} - T_F)^{5/4}} \quad \dots (4.24)$$

$$\alpha_{3b} = \frac{q}{(T_{t2} - T_s)^3} \quad \dots (4.25)$$

ここで,

T_w : 温水温度 (°C)

T_F : フロン液の温度 (°C)

T_s : フロンの飽和温度 (°C)

T_{t1} : 温水チューブ内表面の温度 (°C)

T_{t2} : 温水チューブ外表面の温度 (°C)

d_1 : 温水チューブの内径 (m)

d_2 : 温水チューブの外径 (m)

α_w : 温水側熱伝達率 (W/m²°C)

λ_t : 温水チューブの熱伝導率 (W/m°C)

q : 熱流束 (W/m²)

α をこのように定義すると、 α_{3n} は(4.20)式より、 α_{3b} は(4.21)式よりそれぞれ求められる。また非沸騰領域と沸騰領域での熱流束について、以下の式がそれぞれ成り立つ。

非沸騰領域では、

$$(q/\alpha_r) + (q/\alpha_1) + (q/\alpha_2) + (q/\alpha_{3n})^{4/5} = T_w - T_F \quad \dots (4.26)$$

沸騰領域では

$$(q/\alpha_r) + (q/\alpha_1) + (q/\alpha_2) + (q/\alpha_{3b})^{1/3} = T_w - T_s \quad \dots (4.27)$$

ここで、 α_r ($W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$) は熱交換器の汚れ係数の逆数であり、本モデルでは文献[73]などから $\alpha_r = 1163 W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$ とした。シミュレーションでは(4.26)および(4.27)式をニュートン・ラブソン法で解き、数値解として q を求めた。なお沸騰開始条件は明確にされていないので、両式で求めた大きい方の値をエバポレータの各層における熱流束とした。

(2) コンデンサ

①プログラムの構成

コンデンサとして使用している熱交換器はエバポレータと同形式で、チューブに冷却水を通し、シェル内のフロン蒸気を液化する。シミュレーションでは過冷却は生じないものとして伝熱量などを計算した。

コンデンサモデルのサブルーチンは入力として次の値を受けとる。

- (a) T_{wci} : コンデンサへの冷却水温度 ($^\circ\text{C}$)
- (b) T_{wco} : コンデンサ出口の冷却水温度 ($^\circ\text{C}$)
- (c) F_{wc} : 冷却水流量 (kg/s)
- (d) P_{sc} : フロンの飽和圧力 (Pa)
- (e) h_{Fci} : 流入するフロン蒸気の比エンタルピ (J/kg)

次にこれらの値から、

- (a) T_{wc} : 平均冷却水温度 ($^\circ\text{C}$)

(b) V_{wc} : 冷却水流速 (m/s)

(c) T_{sc} : 飽和温度 (°C)

をそれぞれ計算した後、熱流束 q を求め、伝熱面積を掛けて伝熱量 q_{Fc} を求める。
熱流束 q の計算式については後に述べる。さらに次式よりフロンの凝縮量 F_{Fco} およびコンデンサ出口の冷却水温度 T_{wco} を求め出力する。

$$F_{Fco} = \frac{q_{Fc}}{h_{Fci} - h_{Fco}} \quad \dots (4.28)$$

$$T_{wco} = T_{wci} - \frac{q_{Fc}}{F_{wci}} \quad \dots (4.29)$$

ここでフロン液の比エンタルピ h_{Fco} は飽和温度 T_{sc} から求める。

②フロンの凝縮熱伝達

フロンの凝縮熱伝達率の計算には、参考文献[73]より以下に示す水平円管群の膜状凝縮熱伝達の式を用いた。この式は飽和蒸気に関するものであるが、蒸気の流速が小さい場合は過熱蒸気にも数%の誤差で適用できる[73]。

$$Nu_L = \left\{ (K \cdot \chi_2)^4 Re_L^2 + 0.276 \frac{Ga_L \cdot Pr_L}{H} \right\}^{1/4}$$

$$\chi_2 = 0.90 \{1 + Pr_L / RH\}^{1/3}$$

$$R = (\rho_L \eta_L / \rho_V \eta_V)^{1/2}$$

$$H = C_{PL} (T_F - T_{t2}) / r$$

$$Re_L = U_\infty d / \nu_L, \quad Ga_L = d^3 g / \nu_L^2$$

$$K = 0.8$$

・・・(4.30)

ただし,

Nu : ヌセルト数

Pr : プラントル数

d : チューブ外径 (m)

U_{∞} : 平均蒸気流速 (m/s)

T_F : 蒸気温度 ($^{\circ}C$)

T_{t2} : チューブ外表面の温度 ($^{\circ}C$)

r : 凝縮潜熱 (J/kg)

C_p : 定圧比熱 (J/kg $^{\circ}C$)

ρ : 密度 (kg/m 3)

η : 粘性係数 (kg/m \cdot s)

ν : 動粘性係数 (m 2 /s)

添字については,

L : 液

V : 蒸気

なおコンデンサでは蒸気流速が極めて小さいので, $U_{\infty} = 0$ とした.

③熱流束の計算

冷却水からフロンへの熱流束は冷却水チューブの外表面を基準にし, 以下のようにして求めた.

(4.30)式より次の α_3 を求める.

$$\alpha_3 = \frac{q}{(T_F - T_{t2})^{3/4}} \quad \dots (4.31)$$

これより,

$$(q/\alpha_r) + (q/\alpha_1) + (q/\alpha_2) + (q/\alpha_3)^{4/3} = T_F - T_{wc} \quad \dots (4.32)$$

ここで, α_r , α_1 , α_2 の定義および計算方法はエバポレータの場合と同様である. q (W/m^2) はフロンから冷却水への熱流束を, T_{wc} ($^{\circ}C$) は冷却水の平均温度を表す. シミュレーションでは(4.32)式をニュートン・ラプソン法で解き, 数値解として q を求めた.

(3) フロンの飽和圧力

エバポレータとコンデンサにおけるフロンの飽和圧力は各ユニットの中で蒸気で満たされている部分について, 以下の式に従って計算することにより求めた.

$$\Delta W / \Delta t = W_i - W_o \quad \dots (4.33)$$

$$v = V / W \quad \dots (4.34)$$

$$\Delta H / \Delta t = W_i h_i - W_o h_o \quad \dots (4.35)$$

$$h = H / W \quad \dots (4.36)$$

$$P = \sum_i \sum_j a(i,j) h^i v^j \quad \dots (4.37)$$

ただし,

W : フロン蒸気の質量 (kg)

W_i : フロン蒸気の流入量 (kg/s)

W_o :	フロン蒸気の流出量	(kg/s)
v :	フロン蒸気の比体積	(m^3/kg)
V :	空間の容積	(m^3)
H :	フロン蒸気のエンタルピ	(J)
h :	フロン蒸気の比エンタルピ	(J/kg)
h_i :	流入するフロン蒸気の比エンタルピ	(J/kg)
h_o :	流出するフロン蒸気の比エンタルピ	(J/kg)
P :	フロン蒸気の圧力	(Pa)
$a(i, j)$:	近似式の各項の係数	

(4) エキスパンダ

① エキスパンダの特性

エキスパンダとして用いているダイヤフラムポンプの出力と、消費する気体の流量は気体の圧力差と負荷圧力によってほぼ決まる。しかし気体の種類や状態によりこの関係は変化する。実験で用いたダイヤフラムポンプについて、図4-40 (P.119) に圧縮空気により水を圧送する場合の特性を示す[77]。このデータをもとに本システムの圧力範囲で近似式を作成すると次のようになる。

$$F_{w_p} = 1.00 \times 10^{-7} (P_A - P_L)^{0.75} \quad \dots (4.38)$$

$$F_A = 1.84 \times 10^{-8} (P_A + 98000)^{0.5} (P_A - P_L)^{0.5} \quad \dots (4.39)$$

ただし、

$$F_{w_p} : \text{吐出水の流量 (} m^3/s \text{)}$$

$$F_A : \text{空気の流入量 (} m^3/s \text{)}$$

P_L : 負荷圧力 (Pa)

P_a : 空気圧 (Pa)

本研究ではダイヤフラムポンプ内でのフロンの移動と状態変化を究明するまでには到らなかったため、実験データに基づいて(4.38)、(4.39)式の係数を変えて、以下に示す式をシミュレーションに用いた。

$$F_{wD} = 6.52 \times 10^{-8} (\Delta P_F - P_L)^{0.75} \quad \dots (4.40)$$

$$F_F = 3.68 \times 10^{-9} (\Delta P_F + 98000)^{0.5} (\Delta P_F - P_L)^{0.5} \quad \dots (4.41)$$

ただし、

F_F : フロン蒸気の流入量 (m^3/s)

ΔP_F : フロン蒸気の圧力差 (Pa)

② エンタルピーの減少

エキスパンダにおける蒸気のエンタルピー降下は外部への仕事と放熱による。このうち仕事によるエンタルピーの減少量 ΔH_{Fw} (W) は次式で表される。

$$\Delta H_{Fw} = P_L F_{wD} \quad \dots (4.42)$$

放熱による損失 ΔH_{Fr} (W) は理論的に導くまでには到らなかったため、フロン流量 F_F (m^3/s) および大気と流入するフロンの温度差 ΔT ($^{\circ}C$) に比例するものとして実験データに基づき次式より計算した。

$$\Delta H_{Fr} = 1.46 \times 10^4 F_F \Delta T \quad \dots (4.43)$$

(5) ソーラーコレクタ

コレクタでの集熱量は第2章で述べたように、一般に次式で表される。

$$Q = A \{ \alpha I - \beta (T_w - T_a) \} \quad \dots (4.44)$$

ただし、

Q : 集熱量 (W)

A : 集熱面積 (m²)

α : 日射吸収率

I : 日射量 (W/m²)

β : 熱損失係数 (W/m²°C)

T_w : 集熱温度 (°C)

T_a : 外気温度 (°C)

温水温度の平均を集熱温度として

$$T_w = (T_{wi} + T_{wo}) / 2 \quad \dots (4.45)$$

また、

$$T_{wo} = T_{wi} + Q / (F_w C_w) \quad \dots (4.46)$$

ただし、

T_{wi} : コレクタ入口の温水温度 (°C)

T_{wo} : コレクタ出口の温水温度 (°C)

F_w : 温水流量 (kg/s)

C_w : 水の比熱 (J/kg°C)

C_w を一定とすれば, (4.44), (4.45), (4.46)式より次式が導かれる.

$$T_{w_o} = \frac{A \alpha I + A \beta T_a + F_w C_w T_{w_i} - A \beta T_{w_i} / 2}{F_w C_w + A \beta / 2} \quad \dots (4.47)$$

シミュレーションでは(4.47)式よりコレクタ出口の温水温度を計算した. なお実験装置には真空管式の平板コレクタを用いており, 実験結果から $\alpha = 0.9$, $\beta = 3.95 \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ という値が得られたので, シミュレーションでもこの値を用いた.

(6) 蓄熱槽

蓄熱槽内の温水温度の変化は次の仮定のもとに計算した.

- (a) 槽内の温水温度は均一とする.
- (b) 槽内の温水質量は一定とする.
- (c) 外部への放熱に関する伝熱係数は一定とする.

温水温度の計算式は,

$$T_{wt}(k+1) - T_{wt}(k) = \frac{[F_w C_w \{T_{wi}(k) - T_{wt}(k)\} - K_t A_t \{T_{wt}(k) - T_a(k)\}] \Delta t}{W_{wt} C_w} \quad \dots (4.48)$$

ただし,

- T_{wt} : 蓄熱槽内の温水温度 ($^\circ\text{C}$)
- T_{wi} : 蓄熱槽に入る温水の温度 ($^\circ\text{C}$)
- F_w : 温水流量 (kg/s)

C_w : 水の比熱	(J/kg°C)
K_t : 外部への伝熱係数	(W/m ² °C)
A_t : 伝熱面積	(m ²)
W_{wt} : 蓄熱槽内の温水量	(kg)
Δt : 刻み時間	(s)

このうち外部への伝熱係数については実験結果より $K_t = 3.8 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$ とした。

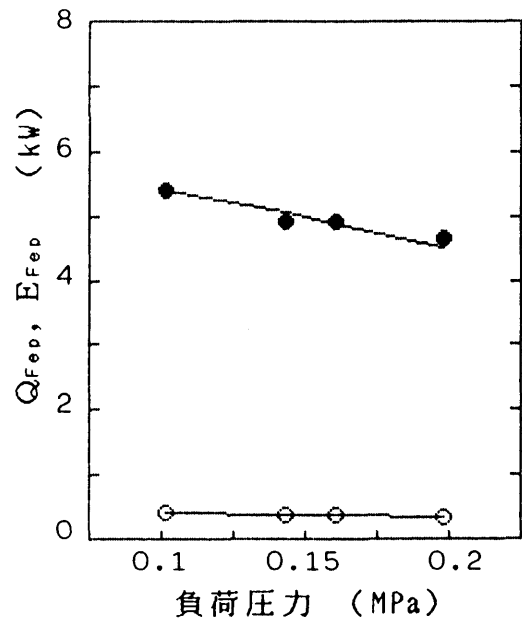
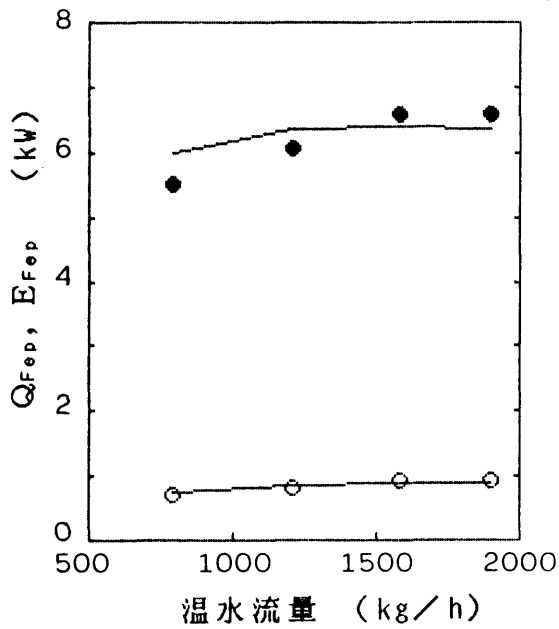
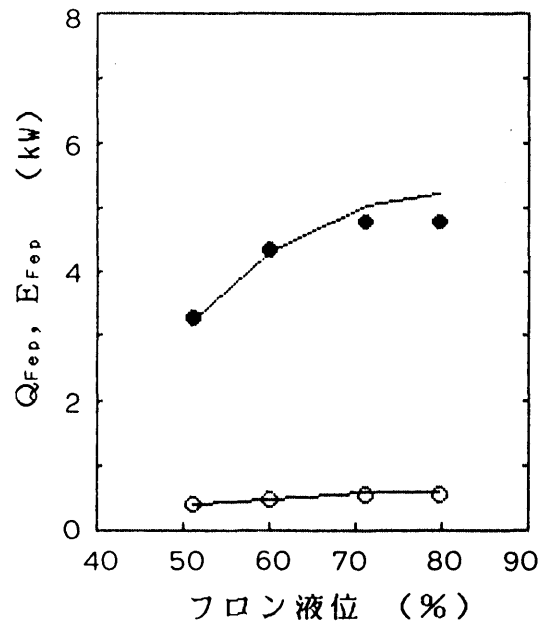
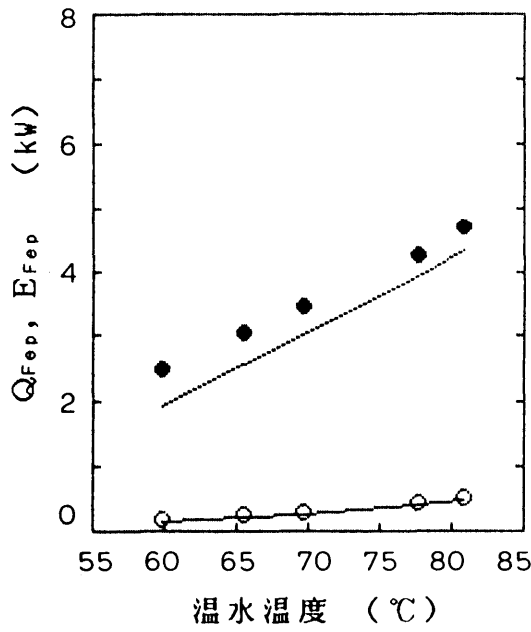
4.2.3 シミュレーションの結果と考察

(1) 実験結果との比較

シミュレーションモデルの妥当性を確認するために、定常状態におけるエバポレータでの熱交換量とシステムの動特性について実験結果との比較を行った。

エバポレータでの熱交換量に関する比較を図4-41に示す。図(a)はエバポレータへの温水温度を、図(b)はフロン液位を、図(c)は温水流量を、また図(d)はエキスパンダでの負荷圧力をそれぞれ変化させた場合である。いずれの場合も実験において他の因子はできるだけ一定となるようにしたが、それでも多少変化したので、実験と同じの設定をしたシミュレーションの結果もなめらかな曲線にはなっていない。しかし双方の値はほぼ一致しており、エバポレータでの熱交換量に関してモデルが妥当であることを示している。

次にシステムの動特性に関する実験とシミュレーションの比較を行う。図4-42(a)は図4-21に示した実験例をシミュレートしたものである。出力と蓄熱槽内の温水温度を図示したが、シミュレーション結果は実験結果をだいたいよく再現している。図(b)は蓄えた熱によって夜間、運転を行った結果である。この例では温水温度の方はよく一致しているものの、出力の方に若干の差が生じた。これは



- Q_{FeD} : フロンの得た熱量 (実験値)
- E_{FeD} : フロンの得たエクセルギ (実験値)
- : (計算値)

図 4-41 エバポレータの特性

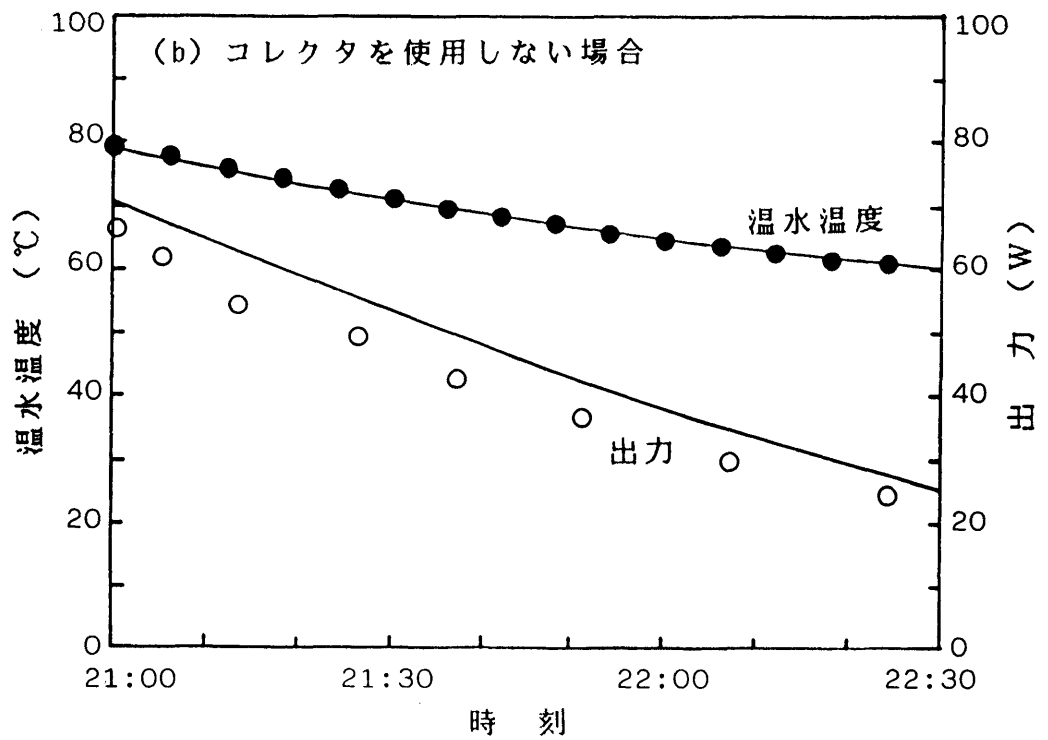
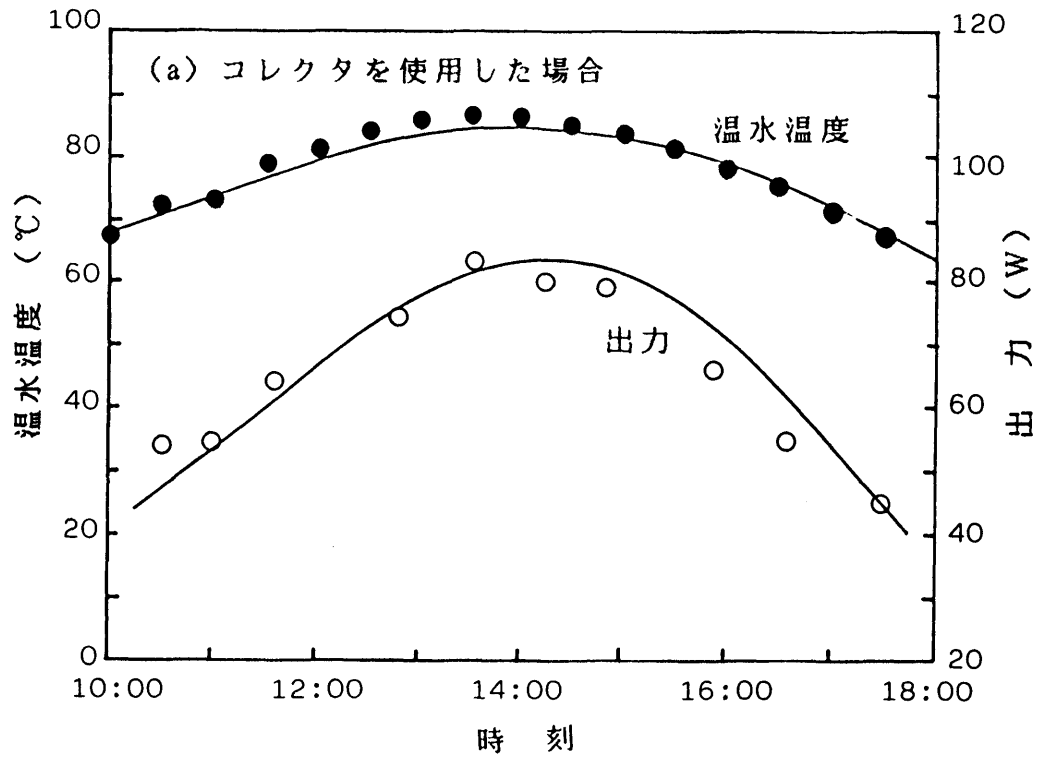


図 4-42 実験結果とシミュレーションの比較

夜間、外気温度が下がり、シミュレーションには組み込んでいないフロン配管系のバルブや計測器を通しての放熱が大きくなったことにより生じた差であると考えられる。しかしその差は10%程度であり、この種のシミュレーションにおいては許容できるものと思われる。

(2) システムの定常特性

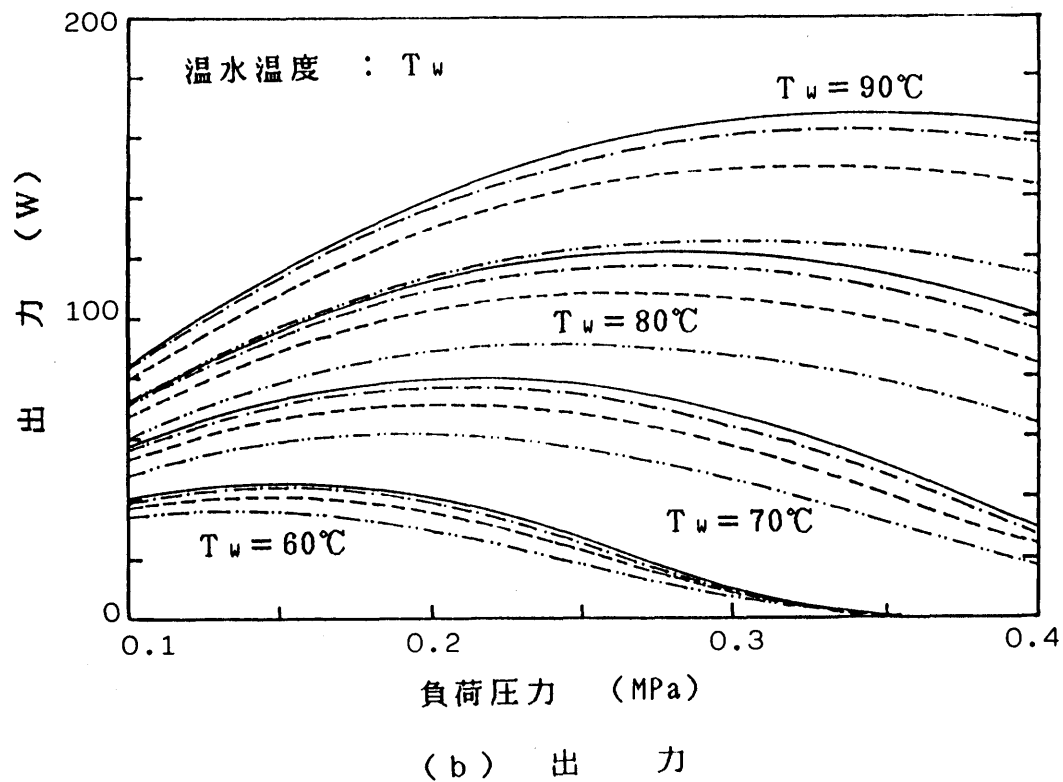
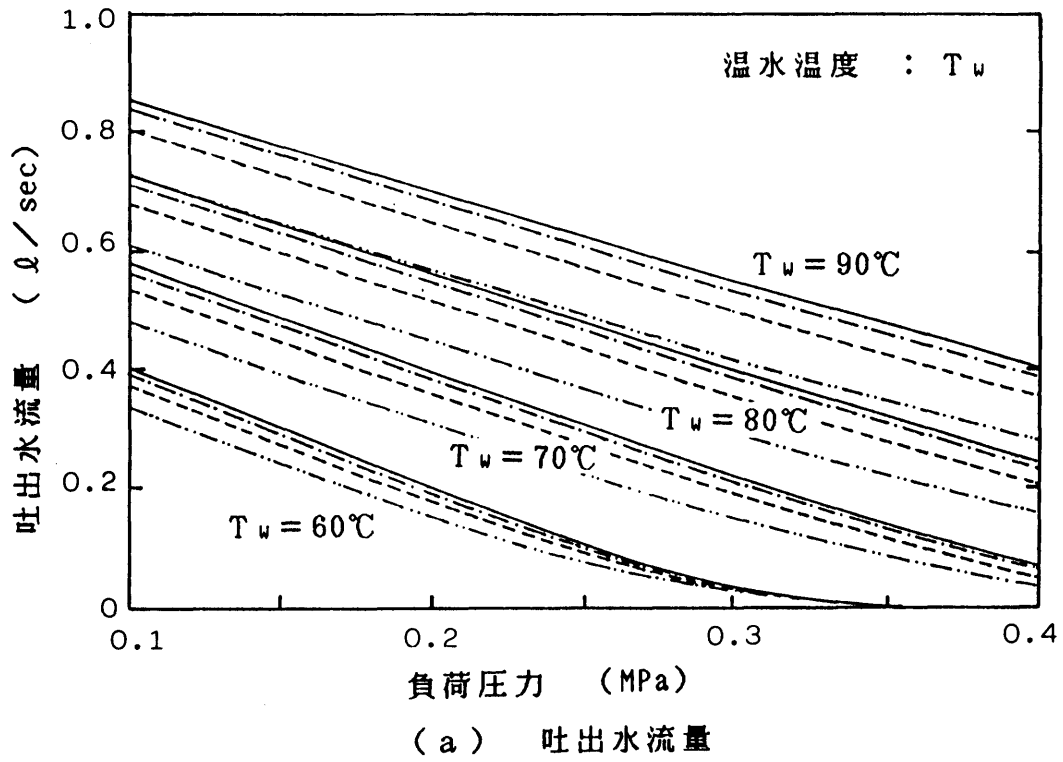
シミュレーションモデルがほぼ妥当であることがわかったので、このモデルにより一定の温水と冷水が供給される場合のシステムの性能を推定した。図4-43(a)はその例で、冷水温度を25℃、冷水流量を1 m³/hに設定し、温水の条件をパラメータにした場合の負荷圧力と吐出水流量の関係を表したものである。温水温度と温水流量はそれぞれ4段階に設定した。図(b)はこれと同じ設定で、縦軸に出力をとったものである。温水温度の上昇や温水流量の増加に伴って最大出力点が高圧側に移動している。これらのシミュレーションにより定常特性の観点から様々な運転条件に対応して、システムの操作因子の設定値を決定することが可能となった。

(3) システムの動特性

システムの定常特性が明らかになったので、次に太陽熱による非定常運転を想定し、動特性の観点からシステムの操作方法について検討した。

① 蓄熱容量の影響

図4-44は蓄熱槽内の温水量をパラメータにした場合の温水温度（実線）と出力（破線）の経時変化を示す。シミュレーションでは日照時間を12時間とし、日射量は正弦曲線で表されるものとした。図(a)は日射量を最大500W/m²とした場合で、図(b)は最大700W/m²とした場合である。負荷圧力は0.2MPaとした。図中の曲線で

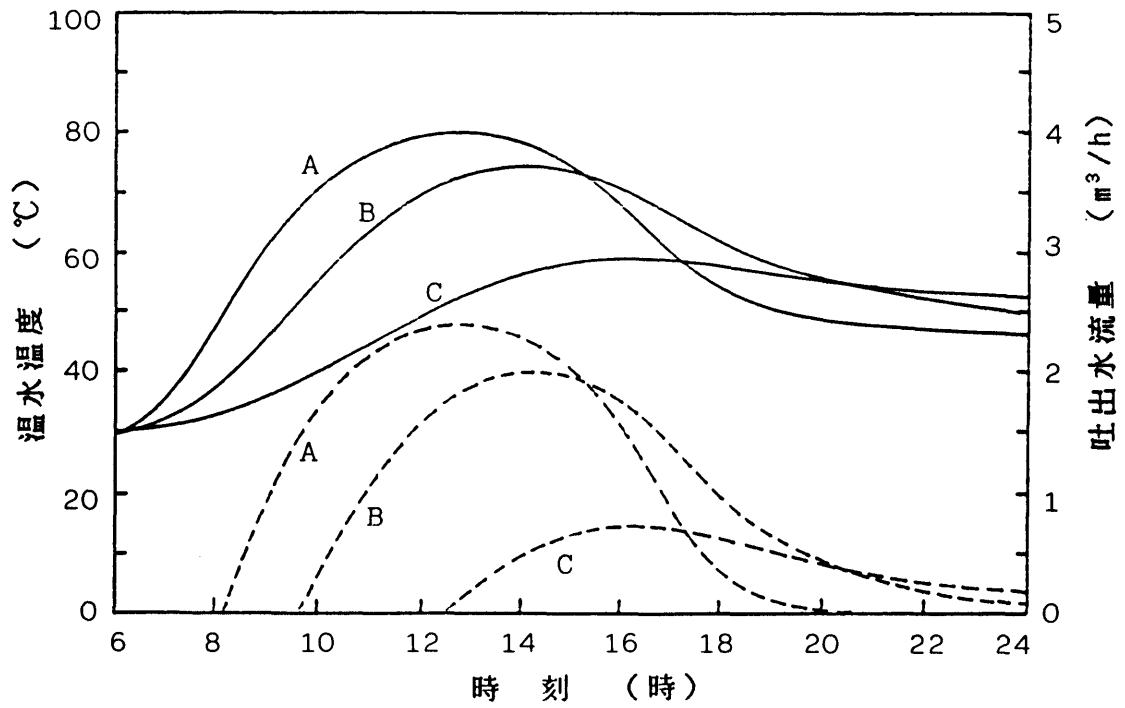


温水流量

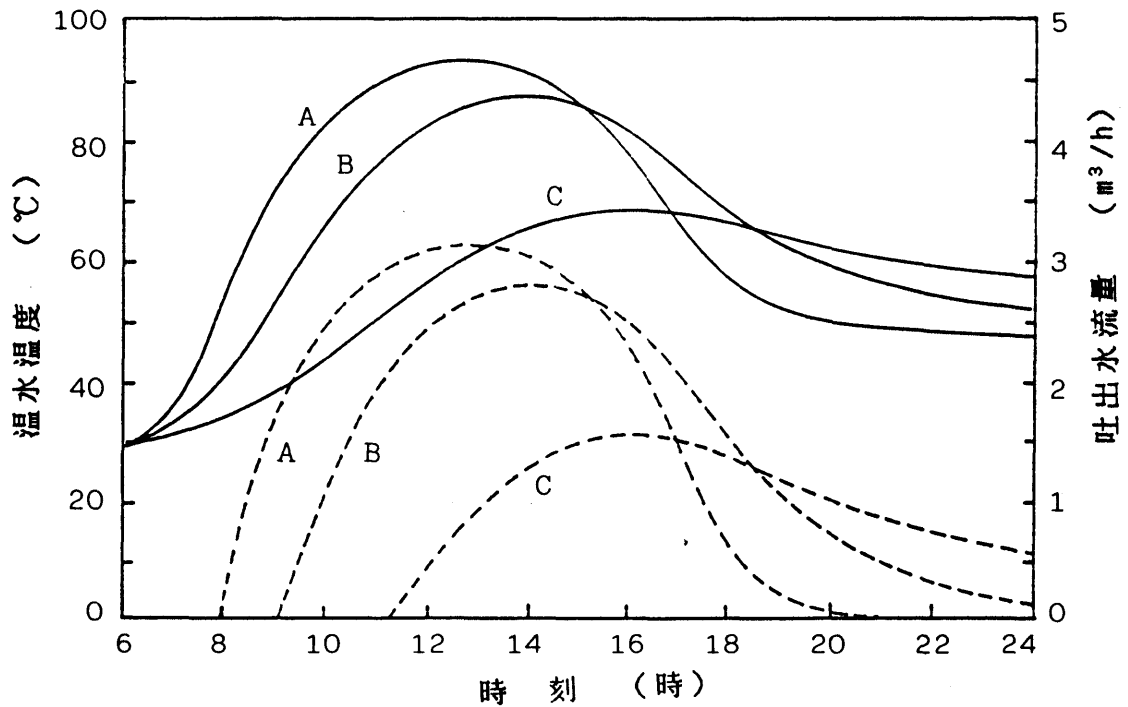
-----	0.5 m^3/h ,	-----	1.0 m^3/h
-----	1.5 m^3/h ,	-----	2.0 m^3/h

冷水温度 : 25 $^{\circ}C$ 冷水流量 : 1 m^3/h

図 4-43 シミュレーションによる太陽熱ポンプの性能曲線



(a) 最大日射量 500 W/m^2 の場合



(b) 最大日射量 700 W/m^2 の場合

A: 蓄熱容量 200kg — : 温水温度
 B: 蓄熱容量 600kg - - - : 吐出水流量
 C: 蓄熱容量 1800kg

図 4-44 蓄熱容量の影響

Aは蓄熱槽内の温水量が200kg，Bは600kg，Cは1800kgの場合を示している。蓄熱槽の表面積はそれぞれ2.0，4.2，8.8 m²とした。その他の設定値は次に示す通りで，これは以下②，③，で述べるシミュレーションでも共通の値である。

(a) 温水流量　：1m³/h

(b) 冷却水温度：25℃

(c) 冷却水流量：1m³/h

(d) 気温　　：30℃

(e) 集熱面積　：28m²

図によると蓄熱容量が少なくなるほど総仕事量が大きくなることがわかる。しかし，システムの安定性の点で蓄熱容量を極端に少なくすることはできない。特に図(b)ではAの場合より温水量を少なくするとコレクタ内で水が沸騰する危険性が生じる。日射量や運転条件に応じた蓄熱容量はこのシミュレーションにより決定することができる。

②初期水温の影響

晴天の日が続く場合に夕方その日の運転を早く切り上げて高温度の温水を蓄え，翌日の運転に備えることが有効かどうか検討した。

例として，蓄熱槽内の温水量を600kgに設定した場合には，温水温度が65℃，60℃，または55℃のとき，その日の運転を終えると夜間の放熱により（夜間の外気温は25℃とした）翌朝の温水温度はそれぞれ55.7℃，52.6℃，49.6℃になる。この温度からスタートした出力曲線は，日射量を最大700W/m²，負荷圧力を0.2MPaとすると図4-45のようになる。このように晴天日の通常の運転では出力曲線はそれほど変わらず，総仕事量としては，運転を早く切り上げることによるマイナスの方が大きくなる。このようなシステムでは，その日に得た熱はその日のうちに動力に変換してしまうことが得策であると考えられる。

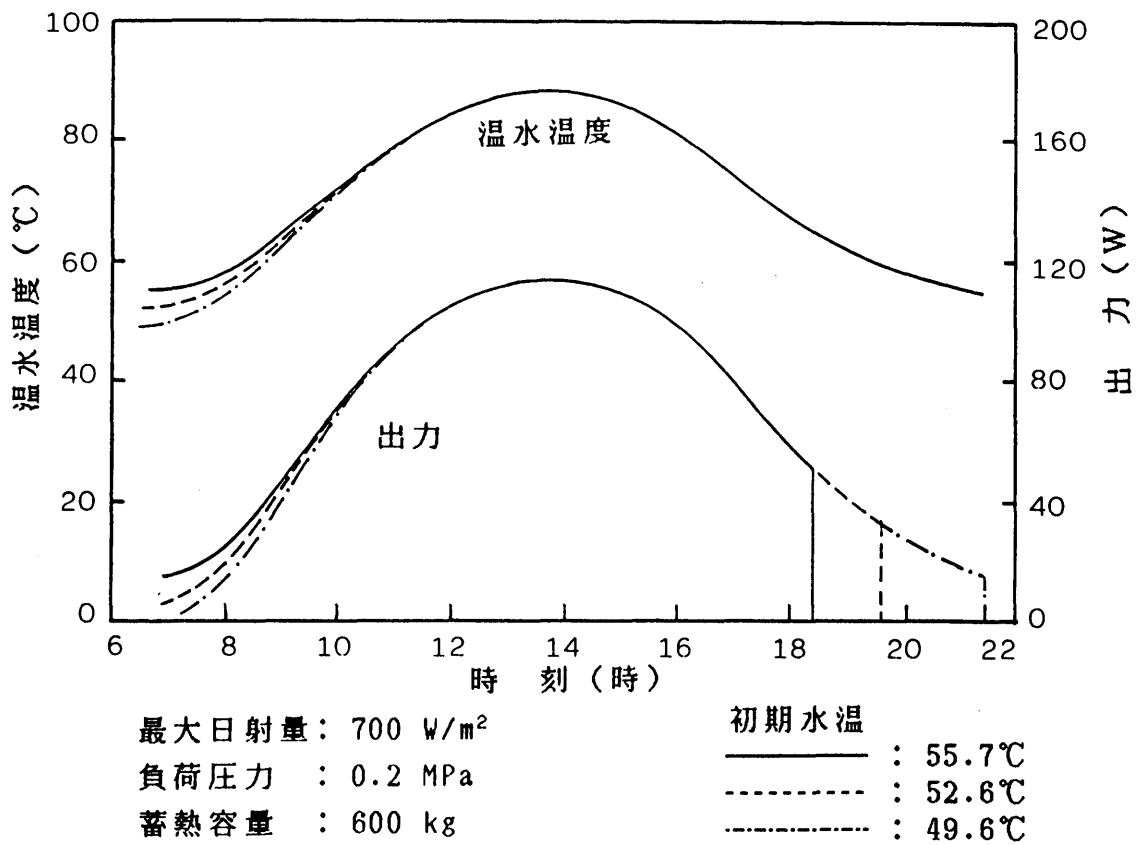


図 4-45 初期水温の影響

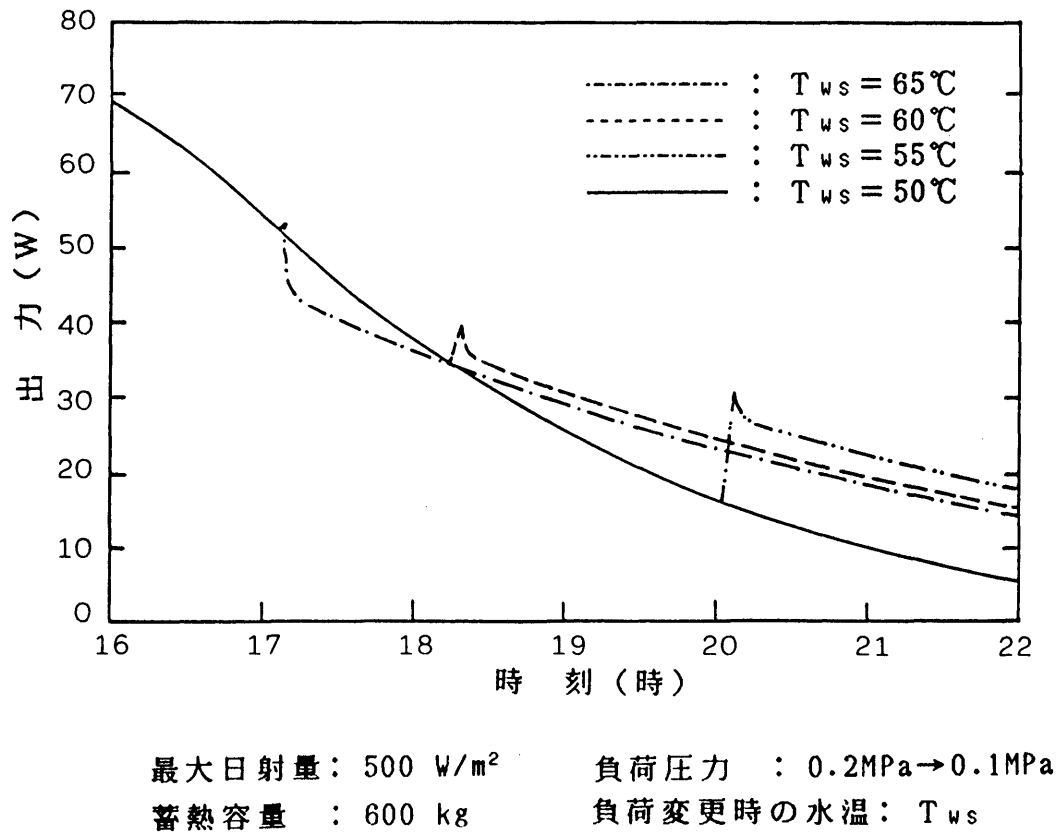


図 4-46 負荷圧力の影響

③負荷圧力の影響

図4-46は夕方、温水温度が設定温度 T_{ws} まで下がった時点で負荷圧力を0.2MPaから0.1MPaに変えた場合の出力曲線の変化を示したものである。日射量の最大値は $500\text{W}/\text{m}^2$ 、蓄熱槽内の温水量は600kgとし、 T_{ws} を 65°C 、 60°C 、 55°C 、 50°C にした場合をそれぞれ示した。この例では T_{ws} を 55°C にしたときに総仕事量は最大となった。このように作業負荷を変更することが可能な場合は、適時にそれを変更することにより仕事量を大きくすることができ、シミュレーションによりそのタイミングを決定できる。

(4) 地域特性

本実験装置と同様のシステムをいくつかの地域に設置した場合の特性をシミュレーションにより推定した。これは日射量ランク別日照時間、日照時平均気温などの資料[78]に基づき、単位集熱面積当りの月間吐出水量を計算したものである。計算結果を表4-4～7に示す。ここではコレクタの傾斜角を0度と30度、負荷圧力を0.2MPaと0.1MPaに設定した。冷却水温度は各地の浄水場平均水温の資料[78]に基づいて設定した。なおこの例は配管などからの放熱損失はないものとし、またエキスパンダとして用いているダイヤフラムポンプの容量は任意に設定できるものと仮定して、最適な運転状態におけるシステムの性能を推定したものである。高温部の配管系を短くし、かつ強力な断熱を施すことにより放熱損失を小さくすれば、表からわかるように冬季でもかなりの出力が得られる。例として表の一部を図4-47に示す。

なおここでは例として国内10地域におけるシミュレーション結果を示したが、気象データを入力すればいかなる地域についても太陽熱ポンプの吐出水量を推定することができる。また、このシミュレーションプログラムによって各地域の気

表4-4 集熱器1 m²当りの月間吐出水量 (m³)
(集熱器傾斜角0度, 負荷圧力0.1 MPa)

地域 \ 月	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
札幌	11.9	21.1	31.7	34.2	38.1	41.0	32.2	28.3	20.2	19.2	11.5	7.7
仙台	17.0	27.6	36.2	34.0	34.5	33.7	26.0	23.6	17.2	17.6	13.2	10.1
新潟	12.7	21.0	30.4	31.6	31.4	35.2	27.8	33.8	21.3	18.8	14.1	7.8
東京	21.9	30.0	33.6	32.7	33.8	29.4	31.0	27.3	17.1	17.9	15.0	13.5
名古屋	21.5	32.5	38.3	33.7	35.3	34.8	33.9	33.1	21.6	22.3	18.3	14.4
大阪	19.3	27.7	36.3	33.4	32.6	32.5	31.0	29.1	21.5	19.9	16.5	12.7
高知	22.4	31.7	36.0	31.1	32.8	32.9	30.5	28.0	21.6	22.1	18.1	15.6
福岡	16.2	24.8	34.7	32.6	32.5	33.7	33.2	32.0	21.3	23.7	17.7	12.0
鹿児島	18.7	27.0	34.2	28.5	29.3	29.8	31.3	30.4	22.3	23.5	18.4	14.2
那覇	18.4	25.7	28.5	25.4	25.3	31.6	35.6	29.8	24.9	23.0	18.3	12.6

表4-5 集熱器1 m²当りの月間吐出水量 (m³)
(集熱器傾斜角0度, 負荷圧力0.2 MPa)

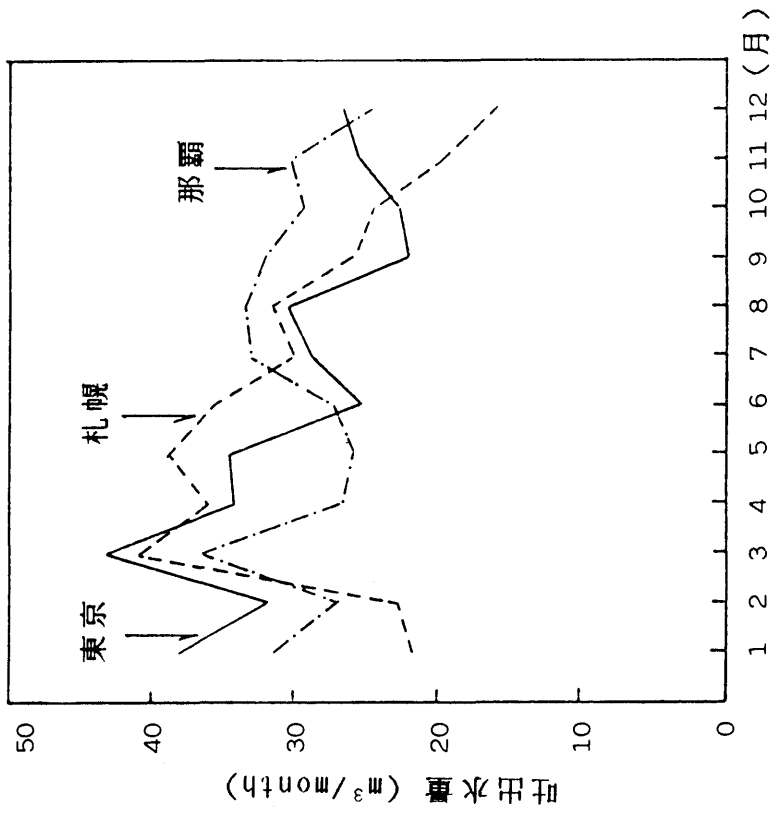
地域 \ 月	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
札幌	5.5	10.5	16.1	17.8	19.9	22.5	18.2	15.7	10.7	9.8	5.5	3.3
仙台	8.2	14.0	18.7	18.3	18.6	18.9	14.9	13.6	9.3	9.4	6.7	4.6
新潟	6.0	10.7	15.9	17.3	17.6	20.3	16.5	19.3	11.5	10.0	7.0	3.6
東京	10.8	15.6	18.0	17.8	18.5	17.0	17.6	15.8	9.5	9.7	7.8	6.4
名古屋	10.5	16.7	20.4	18.6	19.5	19.8	19.2	18.9	11.7	12.0	9.4	6.7
大阪	9.5	14.4	19.2	18.5	18.2	18.9	18.3	17.2	11.8	10.9	8.5	6.0
高知	11.3	16.9	19.7	17.5	18.3	18.9	17.9	16.5	12.0	12.2	9.5	7.5
福岡	8.1	13.1	18.7	18.0	18.1	19.4	19.1	18.5	11.7	12.8	9.1	5.7
鹿児島	9.6	14.6	18.9	16.2	16.5	17.4	18.6	17.8	12.5	13.0	9.8	6.9
那覇	9.9	14.4	16.5	15.1	14.9	18.9	21.4	17.7	14.2	13.1	10.1	6.6

表4-6 集熱器1 m²当りの月間吐出水量 (m³)
(集熱器傾斜角30度, 負荷圧力0.1 MPa)

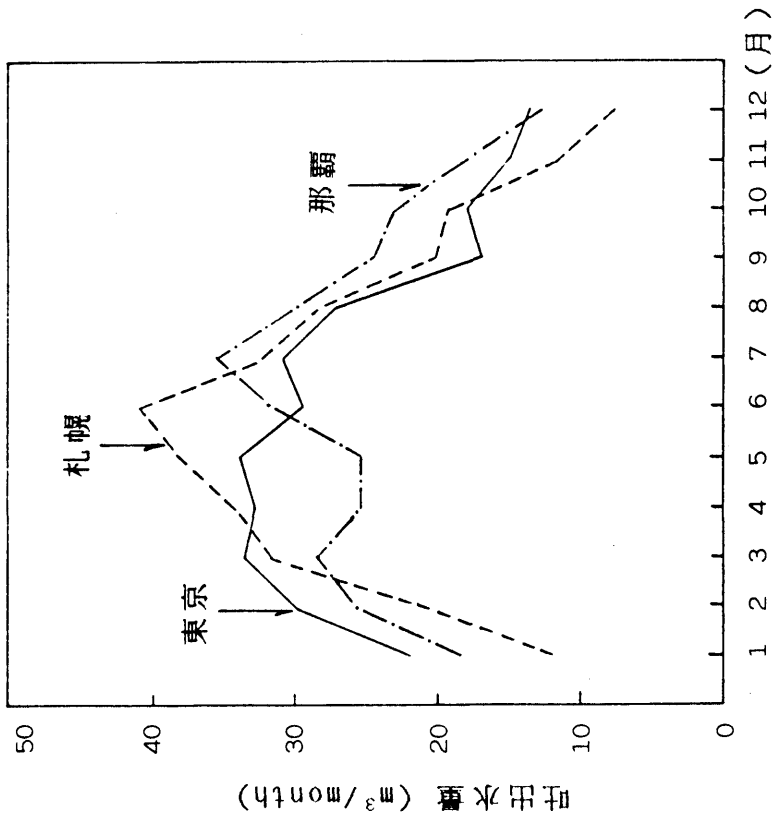
地域 \ 月	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
札幌	21.9	22.8	41.3	35.9	38.9	35.5	30.0	31.7	26.0	24.5	19.7	16.0
仙台	30.4	29.4	46.6	35.6	35.3	29.2	24.2	26.5	22.2	22.5	22.8	20.4
新潟	22.3	22.4	39.3	33.2	32.2	30.4	25.8	37.8	27.1	24.0	23.5	15.5
東京	38.1	31.8	43.2	34.2	34.6	25.4	28.8	30.6	22.0	22.8	25.6	26.6
名古屋	37.6	34.5	49.2	35.3	36.1	30.2	31.6	37.0	27.4	28.2	30.7	28.1
大阪	33.7	29.4	46.4	34.9	33.3	28.1	28.8	32.7	27.3	25.4	27.7	24.9
高知	39.4	33.6	46.3	32.5	33.6	28.5	28.3	31.5	27.6	28.1	30.6	30.7
福岡	28.4	26.4	44.5	34.1	33.2	29.2	30.9	35.8	27.2	30.1	29.6	23.4
鹿児島	33.1	28.7	44.0	29.8	30.0	25.8	29.1	34.1	28.5	29.9	31.1	27.9
那覇	31.5	27.1	36.5	26.7	25.9	27.3	33.1	33.5	92.0	29.2	30.2	24.4

表4-7 集熱器1 m²当りの月間吐出水量 (m³)
(集熱器傾斜角30度, 負荷圧力0.2 MPa)

地域 \ 月	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
札幌	11.5	11.8	21.8	18.8	20.5	19.3	16.8	17.9	14.3	13.0	10.3	8.1
仙台	16.2	15.4	25.1	19.3	19.2	16.2	13.8	15.5	12.5	12.5	12.7	10.8
新潟	11.7	11.7	21.3	18.3	18.1	17.4	15.3	21.8	15.2	13.2	12.5	8.1
東京	20.5	17.1	24.0	18.8	19.0	14.5	16.4	18.0	12.7	12.8	14.3	14.4
名古屋	20.2	18.3	27.0	19.6	20.0	17.0	17.8	21.3	15.4	15.7	17.0	14.9
大阪	18.2	15.8	25.4	19.5	18.7	16.2	17.0	19.5	15.6	14.4	15.4	13.4
高知	21.7	18.4	26.2	18.5	18.8	16.2	16.6	18.8	15.9	16.0	17.4	16.7
福岡	15.5	14.3	24.8	19.0	18.6	16.7	17.7	20.9	15.6	16.8	16.5	12.5
鹿児島	18.5	15.9	25.0	17.1	17.0	14.9	17.2	20.2	16.6	17.0	17.7	15.4
那覇	18.3	15.6	21.7	15.9	15.3	16.2	19.8	20.1	18.9	17.2	17.8	14.2



(a) コレクタ設置角0度



(b) コレクタ設置角30度

図 4-47 集熱面積 $1 m^2$ 当りの月間吐出水量

象条件と農作業形態に適したシステムの構成と規模，および操作方法を知ることが可能である。

(5)冷却水温度の影響

(2.11)式からもわかるように低温度差熱源を利用する太陽熱機関では，その出力が冷却水の温度に大きく影響される．これについて東京の例を示す．表4-8は市水，浄水場，井戸の水温の統計であり[78]，表4-9はこれに基づいたシミュレーションの結果である．なおコレクタの傾斜角は0度，負荷圧力は0.1Mpaとした．

4.3 集光集熱式太陽熱ポンプ

4.3.1 実験装置

(1) 実験装置の概要

平板型コレクタで集熱を行うシステムでは，集熱コストが低いという利点があるが，温度差が小さく理論効率が低いといううらみがあった．そこで集熱媒体にシリコンオイルを用い，CPC（複合パラボラ集光）コレクタにより集熱を行うシステムを試作して，入出力特性に関する実験を行った．CPCコレクタはシカゴ大学で開発され，NASA（アメリカ航空宇宙局）が改良発展させたものであり，広い角度で集光を行う．これによって定置式でありながら太陽追尾型に匹敵する高温集光を可能にするとされている[79]．

なお本システムには太陽電池による制御系を取り付け，集熱媒体と作動流体の循環ポンプを駆動した．システムの構成を図4-48に，外観を図4-49～52に示す．またCPCコレクタの集光原理を図4-53に示す[79]．

表 4-8 東京の水温

要素	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	年間	統計期間
	水温	5.5	5.9	8.9	13.5	18.2	20.6	20.6	26.5	22.3	19.3	13.2	8.2	15.2
浄水場	5.5	6.0	9.2	9.7	13.0	20.2	19.5	23.8	22.1	18.0	14.1	10.3	14.3	1976-1977年
井戸	15.5	15.5	15.3	15.5	15.4	15.6	15.9	16.2	16.1	16.1	16.0	15.8	15.7	1976-1977年

表 4-9 集熱面積 1 m² 当りの月間吐出水量 (m³)
(冷却水温度の影響)

適要	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月
市水	21.9	30.1	33.8	30.0	29.6	29.1	29.9	25.2	17.0	17.2	15.4	14.3
浄水場	21.9	30.0	33.6	32.7	33.8	29.4	31.0	27.3	17.1	17.9	15.0	13.5
井戸	16.6	23.8	29.0	28.5	31.8	33.0	34.3	34.0	20.6	18.8	14.2	11.3

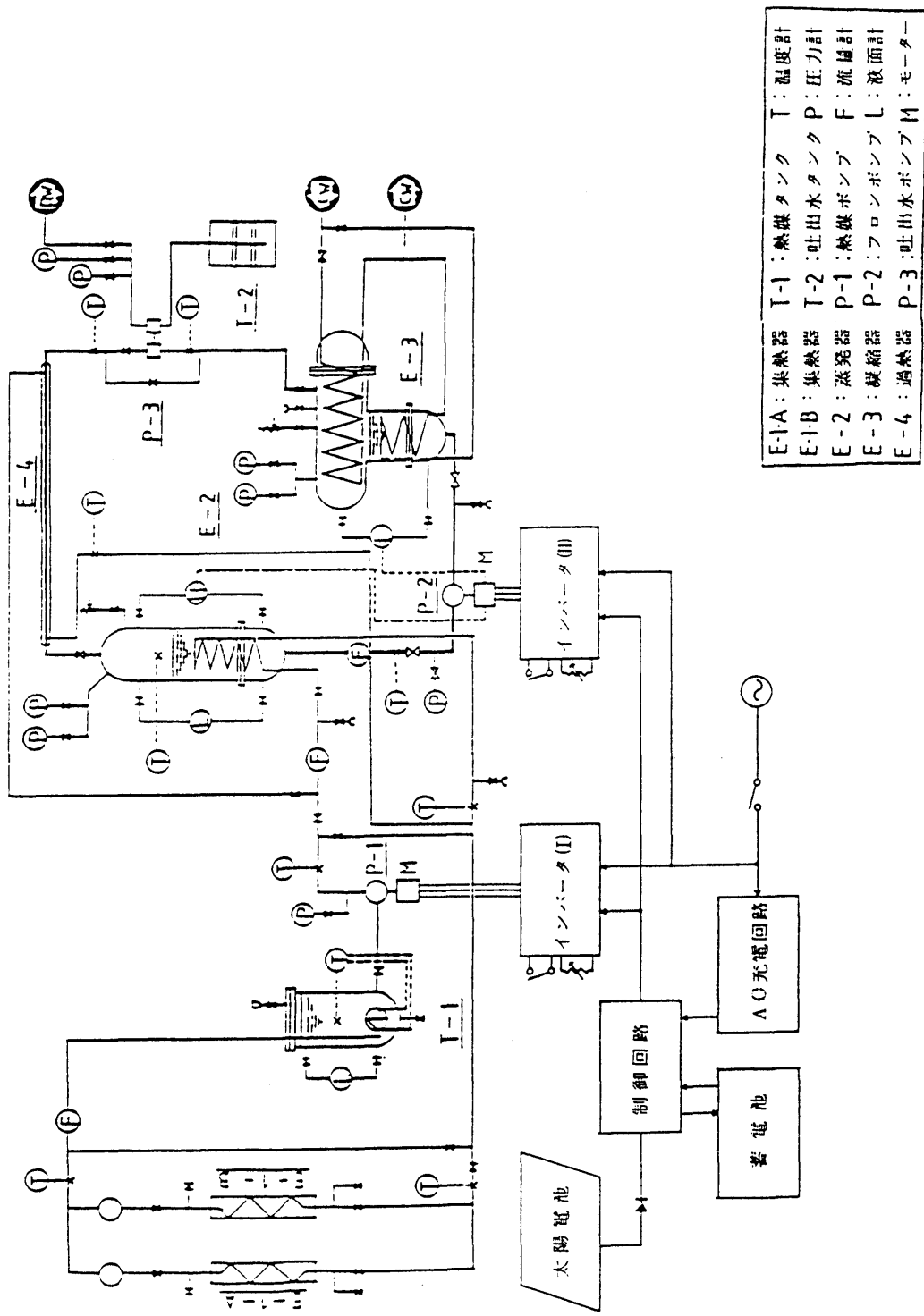


図 4-48 集光集熱式太陽熱ポンプの構成



図 4-49 集光集熱式太陽熱ポンプ全景

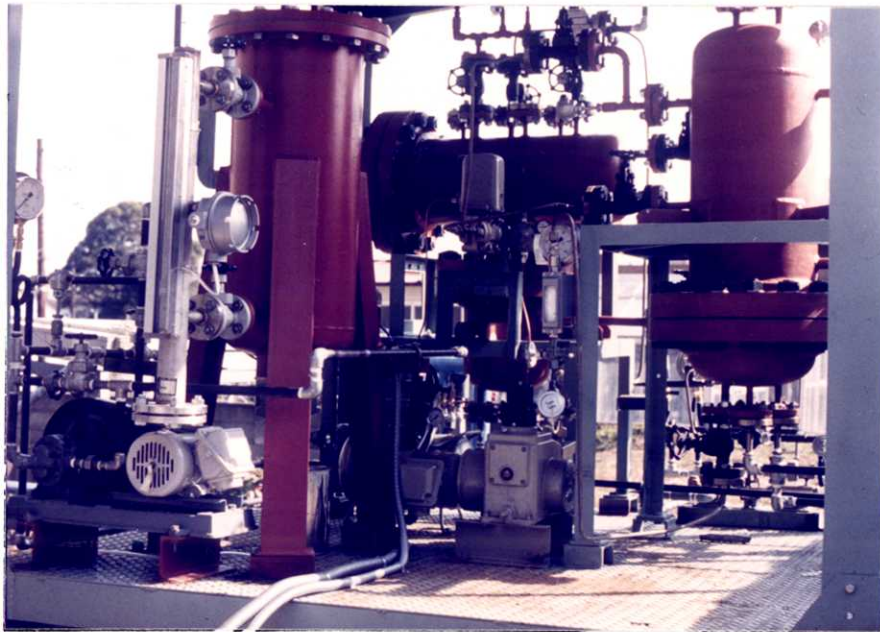


図 4-50 フロンランキンサイクルの部分（断熱前）

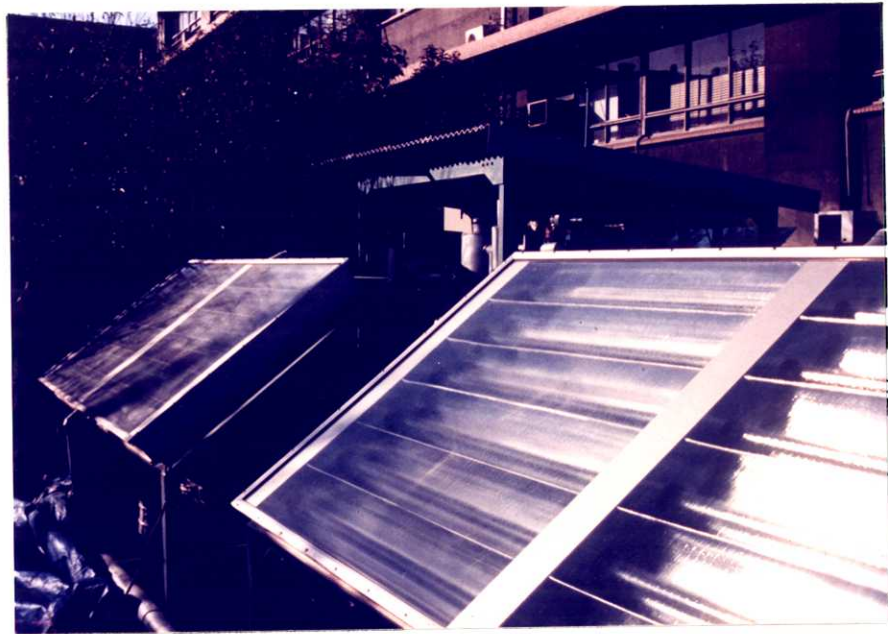


図 4-51 CPC型ソーラーコレクタ

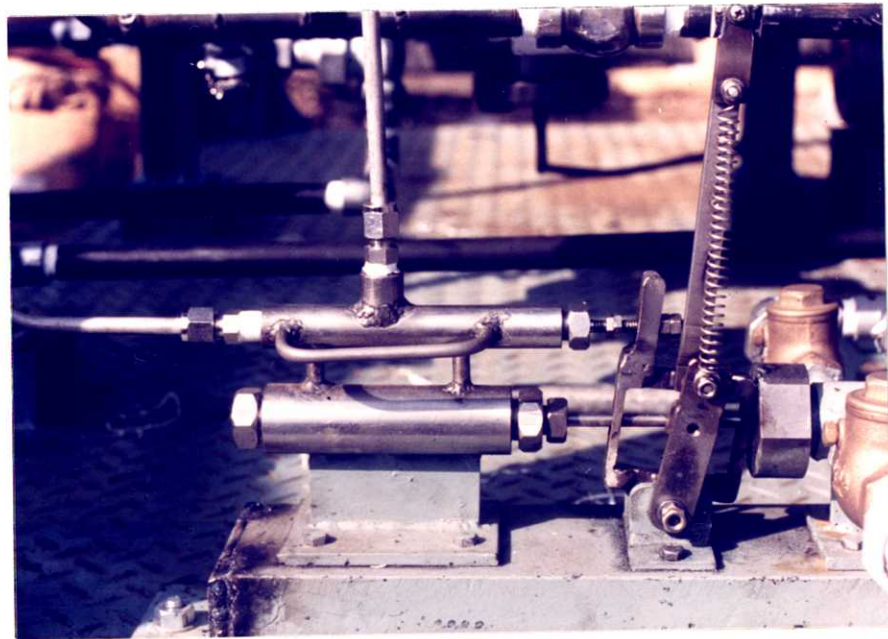


図 4-52 エキスパンダ

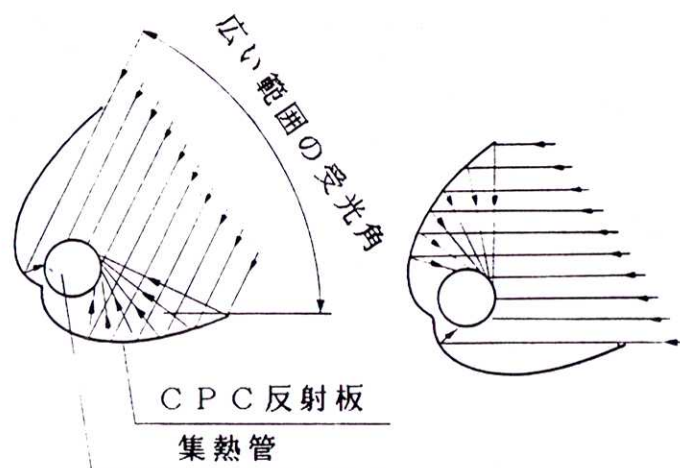


図 4-53 CPCコレクタの集光原理

(2) サイクルの構成機器

本実験装置の集熱部，出力部，冷却部の回路を構成する基本ユニットの諸元は次の通りである．

- (a) 作動流体 ： フロン R-114
- (b) 集熱媒体 ： シリコンオイル， トーレ・シリコーン (SH200-10cs)
- (c) ソーラーコレクタ： C P C 型集熱器 (サンヨウXE-300型)
 集熱面積 $2.6\text{m}^2 \times 2$ 枚 (図4-51)
- (d) 蓄熱槽 ： 容量50 ℓ (補助ヒータ4kW付)
- (e) エバポレータ ： シェルアンドチューブ型， チューブ外表面積 0.16m^2 ，
 シェル内容積60 ℓ
- (f) コンデンサ ： シェルアンドチューブ型， チューブ外表面積 0.40m^2 ，
 シェル内容積44 ℓ
- (g) リサーバ ： 多管円筒型， 管外表面積 0.12m^2 ， シェル内容積20 ℓ
- (h) スーパーヒータ ： 2重管向流型， 内管外表面積 0.065m^2
- (i) エキスパンダ ： レシプロ型 (図4-52)
- (j) フロンポンプ ： IWAKI (S-22型)
- (k) 熱媒 ： IWAKI (HSR-3高圧型)

シリコンオイルの物性値を付録5に示す．

なお冷却には水道水を用いた．

(3) 計測機器

計測機器の諸元は次のとおりである．

- (a) 温度 (10点) ： C C 熱電対

- (b) 圧力 (8点) : ブルドン管式圧力計 (5点), 歪ゲージ式 (3点)
- (c) 流量 (2点) : 面積型流量計
- (d) 液位 (4点) : フロート式 (3点), 差圧式 (1点)
- (e) 日射量 (1点) : ネオ日射計
- (f) データ収集 : デジタル多点記録機 YODAC-T50

4.3.2 実験方法および実験結果

(1) ソーラーコレクタの集熱特性

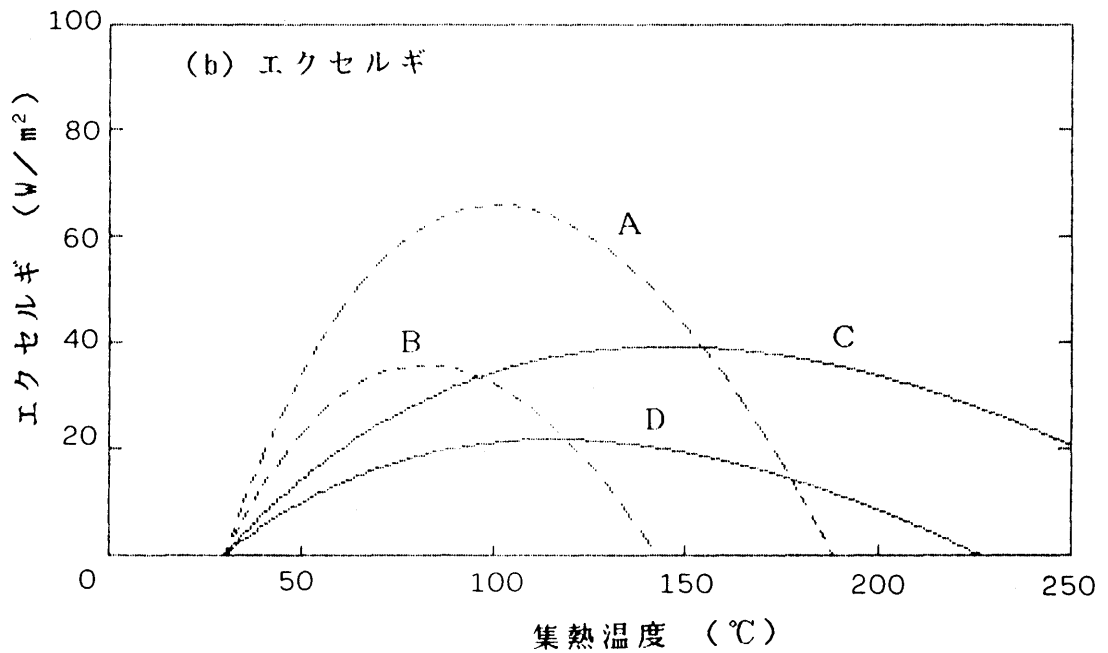
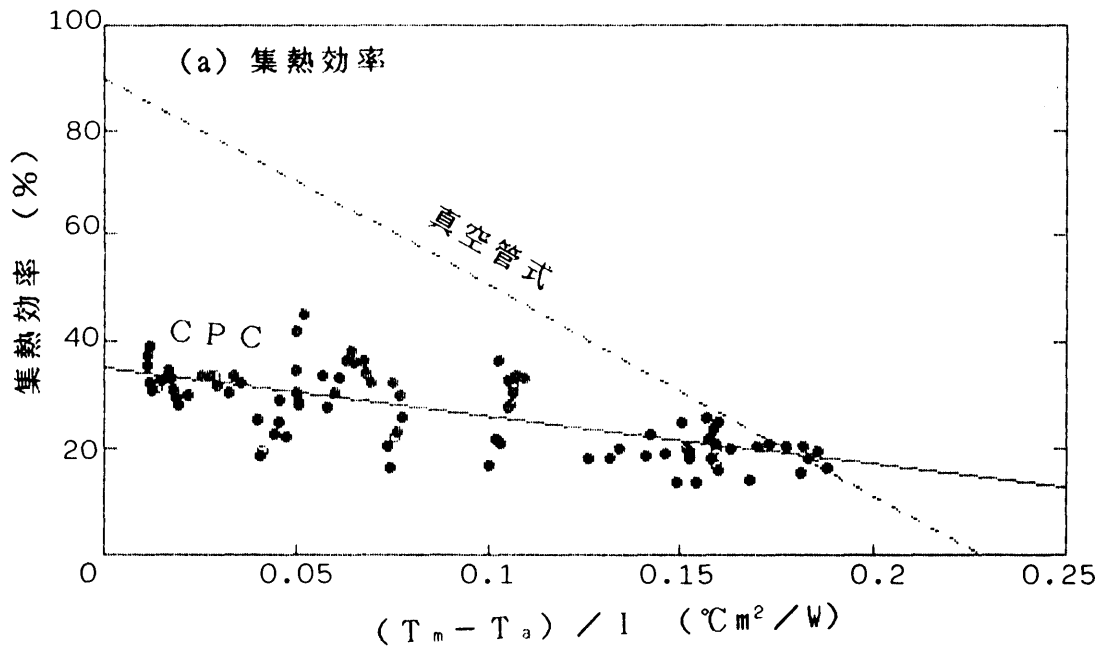
コレクタの集熱特性を調べる実験ではコレクタに熱媒としてのシリコンオイルを流し、1分間隔で次のデータを測定した。

- (a) コレクタ入口での熱媒温度 : T_i ($^{\circ}\text{C}$)
- (b) コレクタ出口での熱媒温度 : T_o ($^{\circ}\text{C}$)
- (c) 外気温度 : T_a ($^{\circ}\text{C}$)
- (d) 日射量 : I (W/m^2)
- (e) 熱媒の流量 : F (kg/s)

図4-54(a) にコレクタの集熱効率を示す。これは実験結果から最小自乗法で求めたもので、瞬間集熱効率 η を $(T_m - T_a) / I$ の一次関数で表したものである。なお比較のため温水集熱式システムで用いた真空管式平板コレクタの集熱効率も図に破線で記入した。 η および T_m については、

$$\eta = \frac{F C_p (T_o - T_i)}{A I} \quad \dots (4.49)$$

$$T_m = (T_i + T_o) / 2 \quad \dots (4.50)$$



T_a : 外気温度

T_m : 平均集熱温度

I : 日射量

A : 真空管式コレクタ, $I = 700 \text{ W/m}^2$

B : 真空管式コレクタ, $I = 500 \text{ W/m}^2$

C : CPCコレクタ, $I = 700 \text{ W/m}^2$

D : CPCコレクタ, $I = 500 \text{ W/m}^2$

図 4-54 ソーラーコレクタの集熱特性

ただし、

A : 集熱面積 (m²)

C_p: 熱媒の比熱 (J/kg°C)

図によると、 $(T_m - T_a) / I$ が $0.18^\circ\text{Cm}^2/\text{W}$ より大きい範囲ではCPCコレクタの集熱効率が真空管式平板コレクタを上回っている。このことから高温度あるいは小日射量での集熱ではCPCコレクタが有利であることがわかる。しかし本実験ではCPCコレクタの集熱効率について他に報告されている値[79][80]より全体に低い値しか得られなかった。

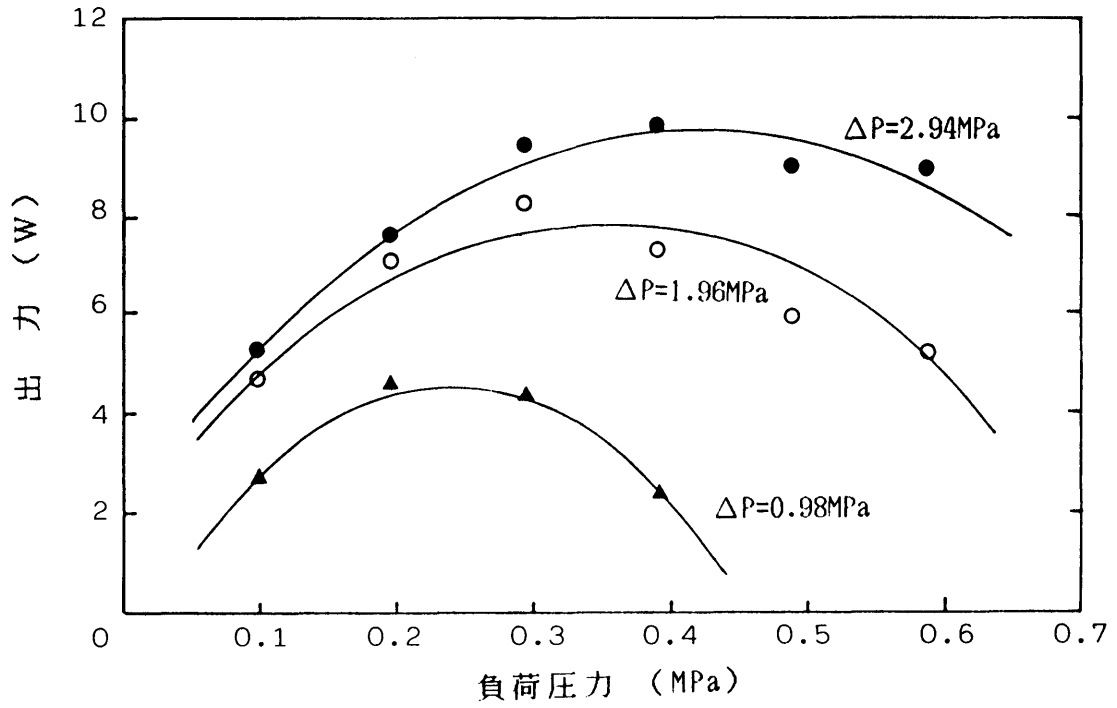
また基準温度を 30°C として両タイプのコレクタで得られるエクセルギを図(a)の直線から計算すると図4-54(b)のようになる。これによるとエクセルギ収量の最大値は真空管式平板コレクタの方が大きくなり、本実験ではCPCコレクタの高温集熱の利点をエクセルギ収量の点から確認することはできなかった。

(2) エキスパンダの特性に関する実験

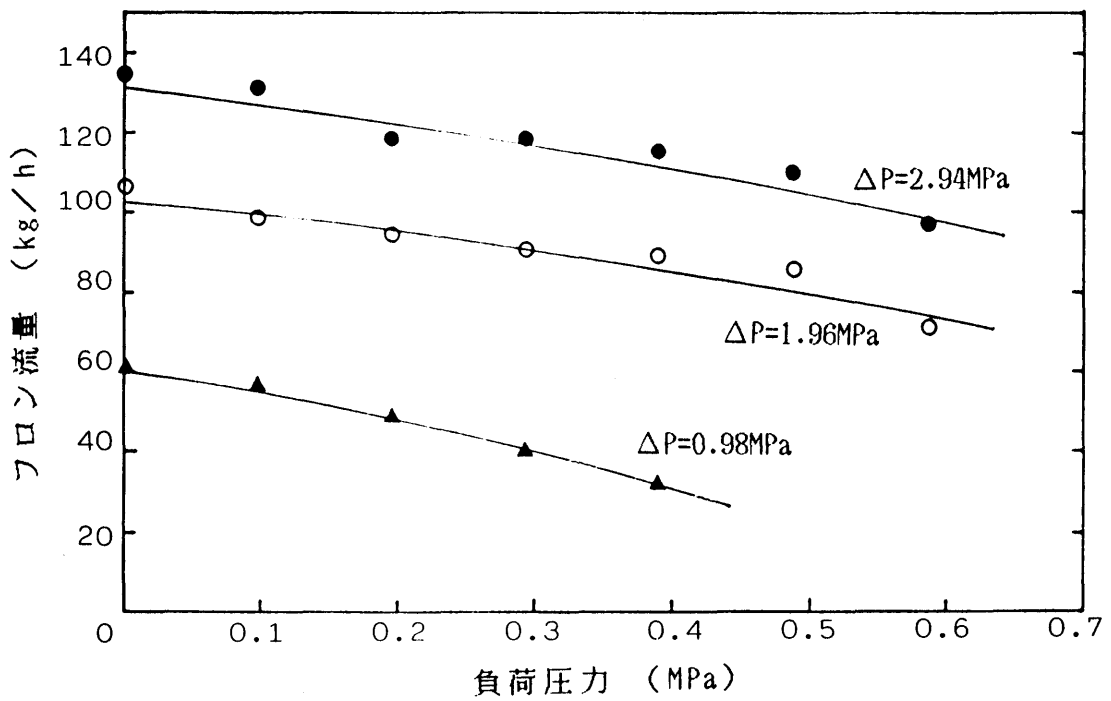
本システムのエキスパンダは油圧シリンダを利用したレシプロ式で、水を圧送するポンプを連動させる。外観を図4-51に示す。本実験ではポンプの負荷圧力とエバポレータ内のフロン圧力を変化させて、エキスパンダを通過するフロンの流量とポンプの出力を調べた。

エバポレータ内のフロン圧力は、中に通すシリコンオイルの温度と流量によって調節し、ポンプの負荷圧力は吐出水の圧力をバルブ操作することにより調節した。またコンデンサ内のフロン圧力は冷却水の流量を調節して約 0.1MPa に保った。

図4-55はフロンの差圧 ΔP を 0.98 , 1.96 , 2.94MPa に設定したときの実験結果である。図(a)は負荷圧力と出力の関係を表し、図(b)は負荷圧力とフロン流量の関係を表す。



(a) 出力特性



(b) フロン流量の特性

図 4-55 エキスパンダの特性

実験の結果、かなりの高圧力で水を吐出することができた。しかしフロン蒸気が100℃以上の高温となるので、ピストンリングや方向制御弁のシールが侵され、内部漏れが大きく予想以上の蒸気が流れた。またエキスパンダからの放熱によるフロンの液化も生じ、エキスパンダに関して多くの問題が残った。

(3)太陽電池による運転

システムを太陽エネルギーのみで運転する試みとして、太陽電池と制御装置を取り付け、熱媒と作動流体の循環ポンプを駆動した。その結果、3相200Vの商用電力に代わり、太陽電池と蓄電池によってシステムを運転することができた。

本システムではバルブ操作とプランジャのストローク操作によって熱媒とフロン液の流量をコントロールしていたが、本実験では直交変換型インバータからの出力周波数を操作してポンプの回転数を調節することにより流量を制御した。これによって、流量制御をより効率的に行うことができた。