

■ 技術報告 ■

平板型集熱器を用いた太陽熱利用システムの エクセルギーによる評価

Exergy Analysis of a Solar System with Plate Type Collectors

中西 重康* ・ 川島 陽介** ・ 村井 一弘*** ・ 榎本 智之****

Shigeyasu Nakanishi Yousuke Kawashima Kazuhiro Murai Tomoyuki Enomoto

1. はじめに

このところの化石燃料や原子力燃料による環境汚染に対する不安の声の高まりとともにクリーンな太陽熱の利用が再びクローズアップされてきているが、この太陽熱の利用をシステムとして考える際にはそのシステムの性能を熱力学的に評価することは重要である。

これまで各地でさまざまな太陽エネルギー利用が行われ、それを行うシステムの性能評価もいくつかなされているが、太陽エネルギーを熱の形で受け入れる太陽熱利用システムの評価においては、熱のエネルギーとしての特殊性、すなわちその量のみでなくその質をも同時に考慮する必要がある。そのような熱の評価としてはすでにエクセルギー（有効エネルギーとも呼ぶ）が提案され、熱を伴うエネルギー変換の評価においてかなりの普及を見ている^{1,2,3)}。このエクセルギーとは与えられた環境下において理論的に取り出し得る最大の機械的仕事として定義できるもので、太陽熱利用システムの評価においてもこのエクセルギー概念を用いて行うことが望ましく、これまでもいくつかの試みがなされている^{2,4-8)}が、十分な展開がなされたとはいえない。

太陽エネルギーを熱エネルギー源として評価してまず太陽熱エクセルギーを定義し、その考えに基づいて太陽熱エクセルギーを推算する方法を与え、日射データを基に平板型及び真空円筒型集熱器をもつ太陽熱利用システムを用いた一日通算のエネルギー変換効率の限界等を評価した。さらに、ヒートポンプを組み込んだシステムについても一般的に用いられる成績係数に代えて熱力学的基礎がより明確な成績係数比（実際の

成績係数とそれと同じ外的条件下で働く熱力学的損失の全く無いヒートポンプの持つ成績係数との比として定義）を導入し、これに基づいてヒートポンプ組み込みシステムの性能評価を行った。本報告はこれらの評価の一例を解説したものである。

2. 太陽エネルギーのエクセルギー評価

2.1 黒体放射のエクセルギー

大気に入射する直前の太陽光はほぼ5780Kの黒体からの放射に等価であるとされるが、地表に到達するまでに吸収と散乱とによってその特性はかなりの変形を受ける。しかし、黒体放射はその評価の基本となるものである。

絶対温度 T_B の空洞内の熱的に平衡した放射についての考察からPetela⁹⁾は単位時間、単位面積当りの黒体放射のエクセルギー流として

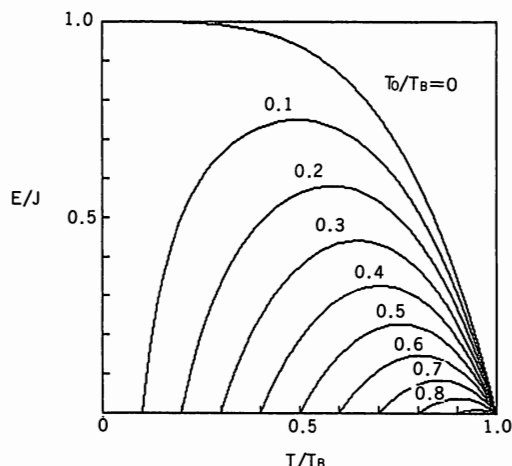


図-1 集熱面温度と集熱エクセルギー

* 姫路工業大学産業機械工学科教授

** " 講師

*** " 助教授

**** " "

$$E = J \{ 1 - (4/3) (T_o/T_B) + (1/3) (T_o/T_B)^4 \} \quad (1)$$

を得ている。Jは単位時間、単位面積当りの放射エネルギーでT_oは外界の絶対温度である。厳密には空洞放射に対する関係を放射流に対して適用可能かという異論が有り得るが²⁾、現在のところ他に適切なものがないのでここではこの式を認めることにする。しかし、黒体放射のエネルギーを放射伝熱によって吸収しようとするとこれがそのまますべて捕集した熱のエクセルギーとはなりえない。絶対温度Tの単位面積の完全黒体受光面に入射する温度T_Bの黒体からの放射エネルギーがJであると受光面からの逆放射のためこの面が捕集する熱量QはJより小さく、

$$Q = J \{ 1 - (T/T_B)^4 \} \quad (2)$$

外界の絶対温度T_oにおいて、絶対温度Tの熱量Qが持つエクセルギー量EはQ(1 - T_o/T)である¹⁻³⁾から

$$E = J \{ 1 - (T/T_B)^4 \} \{ 1 - (T_o/T) \} \quad (3)$$

これはT_o/T_Bを固定するとT/T_Bの関数であって、図-1に示すように最大値を持つが、このEの最大値が熱放射機構によって獲得できるエクセルギーの最大量になる。そこでこれを黒体放射の熱エクセルギーと定義し、E_tと記すことにし、式(1)で与えられるものをこのE_tと区別するため仮に黒体放射の物理的エクセルギーと呼び、E_pと記すことにする。図-2にE_t/JとE_p/Jの計算結果を示す。図には物理的エクセルギーの熱エクセルギーへの変換率E_t/E_pも合わせて記入した。

2.2 太陽熱エクセルギーの評価

地表における太陽光のスペクトル分布は黒体放射と明白な差を示し、また、直達日射と散乱日射(天空日

射)の二つの異なるモードの放射光で構成されている。そのため、物理的エクセルギーの評価に当たっては各周波数成分毎に放射輝度温度を求めたうえで単色光としてのエクセルギーを式(1)に従って算出しすべての周波数について積分しなければならない。しかし、ここでは太陽エネルギーを電磁波としてではなく熱源として扱うため、物理的エクセルギーについてはこれ以上議論しないこととする。一方、熱エクセルギーについてはスペクトル分布の高周波数帯へのシフトのためやはり厳密には分光測定データを用いてかなり複雑な計算をしなければならないが、大局的な議論にはその様な精密な見積りの必要性はないので、ここでは直達光と散乱光を異なる仮想的な放射源から入射するものと見なしてそのエクセルギーを評価する。直達日射は黒体放射と近似しても余り大きな間違いはおこらない。法線面直達日射量をJ_{ND}とするとそれに対応する黒体温度T_{ND}は太陽との角関係(形態係数)が

$$\begin{aligned} (\sin 16')^2 &= 1/46200 \text{ であるので} \\ J_{ND} &= \sigma (T_{ND}^4 - T_o^4) / 46200 \\ &\approx \sigma T_{ND}^4 / 46200 \end{aligned}$$

したがって、

$$T_{ND} = (46200 J_{ND} / \sigma)^{1/4} \quad (4)$$

ここで、σはStefan-Boltzmannの定数5.67×10⁻⁸ W/m²K⁴である。J_{ND}に対する熱エクセルギー(E_t)_{ND}はこのT_{ND}をT_Bとすることにより図-2より求めることができる。天空日射については水平受熱面を中心とする半径無限大の半球の内面から放射されるものと仮定する。このとき角関係は1となる。水平面天空日射量J_{HS}が黒体放射によるものとみなすと直達日射の場合と同様にしてこれに対応する黒体温度T_{HS}は次式で与えられる。

$$T_{HS} = (J_{HS} / \sigma + T_o^4)^{1/4} \quad (5)$$

このT_{HS}はかなり低い値を与えるため対応する熱エクセルギー(E_t)_{HS}も非常に小さく、エクセルギー的には天空日射の寄与はごく小さいものになる。押田の指摘²⁾のように天空日射には高周波数成分が多くそれに対する放射輝度温度は高いので光エネルギーとしての価値はなお高いものであるが熱エネルギーとしての価値は低いものである。

2.3 傾斜受光面への入射エクセルギー算定法

図-3に受光面と太陽の関係を示す。ここで受光面単位面積あたりの全日射量Jと法線面直達日射量J_{ND}、水平面天空日射量J_{HS}との周知の関係式¹⁰⁾がエクセルギー入射に対しても成立するとすると受光面が単位時

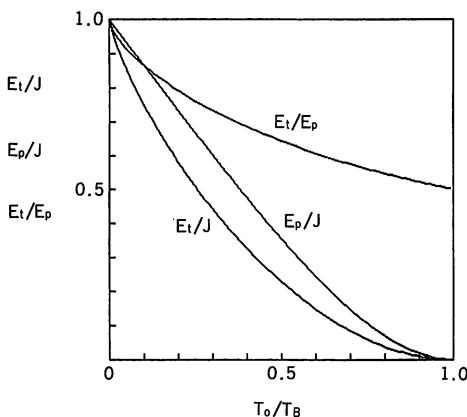


図-2 太陽放射熱エクセルギー

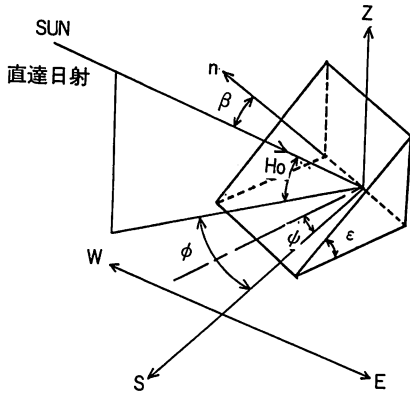


図-3 傾斜面への日射

間、単位面積当たりに受け取るエクセルギー E_{S01} は

$$E_{S01} = (Et)_{ND} \cos \beta + (Et)_{HS} (1 + \cos \epsilon) / 2 + (Et)_R (1 - \cos \epsilon) / 2 \quad (6)$$

ここで、 $(Et)_R$ は反射光のエクセルギー流束であるが、反射光はエクセルギー的には非常に劣化しているのて特に反射板等を設置して対策を講じない限り無視できる。なお、

$$\cos \beta = \cos \epsilon \cdot \sin h_o + \sin \epsilon \cdot \cosh_o \cdot \cos(\phi - \phi) \quad (7)$$

ここで、 h_o : 太陽高度、 ϕ : 太陽方位角、 ϵ : 受光面傾斜角、 ϕ : 受光面方位角、 β : 受光面への入射角。

3. 平板型集熱器をもつシステムの評価

3.1 解析モデル

図-4に示すような平板型集熱器を持つ太陽熱利用システムについて24時間の運転解析を行い、実測の日射

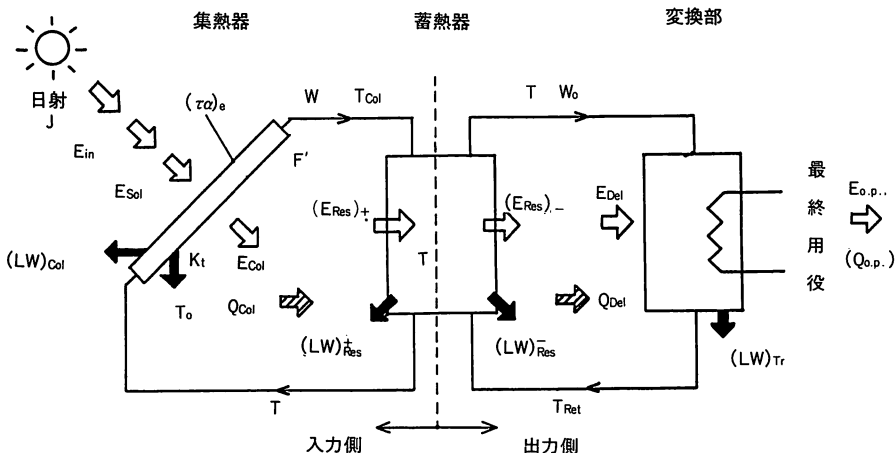


図-4 太陽熱利用システム

データに基づいたエネルギー変換効率の限界などのシステム性能評価を行った。システムに対する主な仮定は次の通りで、かなり理想化されたものである。

- 1) 集熱温度は逆放射が問題になるほど高くはない。
- 2) 集熱器以外での熱損失、補機での動力消費は無視できる。また、変換部のエクセルギー効率 ϵ は1とする。
- 3) 蓄熱器は完全混合で、システム中には他に遅れ要素はない。
- 4) 運転は1日で1サイクルを完了し、システムはもとの状態に戻るように行われる。

3.2 熱的解析

まず通常の熱的解析¹⁰⁾を行うが、諸量は集熱器単位面積当たりに対するものとする。

[集熱器] プレートファクター F' を用いると集熱器集熱量 Q_{C01} 及び集熱器出口熱媒温度 t_{C01} は次式で与えられる。

$$Q_{C01} = C_P \rho W \{ t_0 + (\tau \alpha)_e J / K_t - t \} \times \{ 1 - \exp[-K_t F' / (C_P \rho W)] \} \quad (8)$$

$$t_{C01} = t + \{ t_0 + (\tau \alpha)_e J / K_t - t \} \times \{ 1 - \exp[-K_t F' / (C_P \rho W)] \} \quad (9)$$

ここで、 J : 受熱面単位面積あたりの全天日射量、 t : 集熱器入口熱媒温度 (蓄熱器温度に等しい)、 t_0 : 外界温度、 C_P 、 ρ : 熱媒の比熱および密度、 W : 受熱面単位面積あたりの熱媒流量、 $(\tau \alpha)_e$: 透明板の透過率と集熱板の吸収率の相当積、 K_t : 集熱器の熱損失の相当熱通過率。

[蓄熱器] 集熱器単位面積当たりの蓄熱器体積を V とし蓄熱器内は完全混合で温度は一律で t であるとすると $dt/d\tau = (Q_{C01} - Q_{D01}) / (C_P \rho V) \quad (10)$

ここで、 τ : 時間, Q_{De1} : 蓄熱器からの熱出力. 式(9)を代入し, 入力 J , 出力 Q を時間の関数として与えらると式(10)は t に対する初期値問題となる.

ただし, 式(8)が $Q_{Co1} \leq 0$ を予測する条件では集熱器の運転を停止する. 蓄熱器-変換部の熱媒循環量 W_0 は熱媒の戻り温度を t_{Ret} ℃とすれば

$$W_0 = Q_{De1} / \{ C_p \rho (t - t_{Ret}) \} \quad (11)$$

通常あまり注目されない戻り温度もエクセルギー的には重要である.

3.3 エクセルギー解析

熱的解析の結果を用いてエクセルギーの計算を行う. 以下, 大文字の T は絶対温度を意味する.

集熱器で捕集するエクセルギー E_{Co1} は次式により算出される.

$$E_{Co1} = Q_{Co1} \{ 1 - T_0 \ln (T_{Co1} / T) / (T_{Co1} - T) \} \quad (12)$$

蓄熱器の保有エクセルギーも同様にして求め, その時間的な変化率 E_{Res} は次式ようになる.

$$E_{Res} = (E_{Res})_+ - (E_{Res})_- \quad (13)$$

ここで, $(E_{Res})_+$ は蓄熱器エクセルギー増成分, $(E_{Res})_-$ は蓄熱器エクセルギー減成分で, それぞれ次式で与えられる.

$$\begin{aligned} (E_{Res})_+ &= Q_{Co1} (1 - T_0 / T), \\ (E_{Res})_- &= Q_{De1} (1 - T_0 / T) \end{aligned} \quad (14)$$

蓄熱器より取り出されるエクセルギー E_{De1} は

$$E_{De1} = Q_{De1} \{ 1 - T_0 \ln (T / T_{Ret}) / (T - T_{Ret}) \} \quad (15)$$

最終目的の用途に変換部で変換され出力されたエクセルギーは E_{Op} と表す (熱の形では Q_{Op} が対応するものとする).

集熱器, 蓄熱器, 変換部でのそれぞれのエクセルギーは通常

$$E_{So1} > E_{Co1} > (E_{Res})_+ > (E_{Res})_- > E_{De1} > E_{Op}$$

となり各部で有効仕事損失(LW)の発生がある. 集熱器では熱的にみても入力 J より出力 Q_{Co1} は少なく熱損失がある. しかし, 集熱器の下流では理想的モデルであってもエクセルギー的には損失が発生する.

3.4 計算例

以上の結果を使って次の条件でとる計算を行った.

蓄熱器のパラメーター: $V = 0.05 \text{ m}^3 / \text{m}^2$

$$t - t_{Ret} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

熱媒のパラメーター: $\rho = 985 \text{ kg} / \text{m}^3$,

$$w = 0.05 \text{ m}^3 / \text{m}^2 \text{ h}$$

集熱器には表1に示す6種類を代表的なものとして

表1 集熱器特性値¹⁰⁾

集熱器形式	BP-0	BP-1	BP-2	SS-1	SS-2	真空円筒型
$F'(\tau\alpha)_e$	0.97	0.83	0.73	0.80	0.70	0.46
$F'K_t$	17	6.2	4.1	4.3	3.2	0.98

注: BPは黒色塗装, SSは選択面処理, 数字はガラス板枚数を表す

選び(特性値は[10]による), 日射データは図-5にしめすような月平均全日射量から水平面全日射量の時間変化を木村に従いコサイン分布を仮定して得られるもの¹⁰⁾と, 実際に著者らが測定した晴天時の日射量データを用いた. なお直散分離はIEAの方法によって行った¹⁰⁾.

図-6は一日通算の変換効率 η_m を0時における蓄熱器温度に対してプロットしたものである. コサイン分布を仮定したものは1月15日と8月15日のもので, 実測データは1月20日のものである. ただし, 変換効率はずぎのように定義する.

$$\eta_m = \int E_{Op} d\tau / \int J d\tau \quad (16)$$

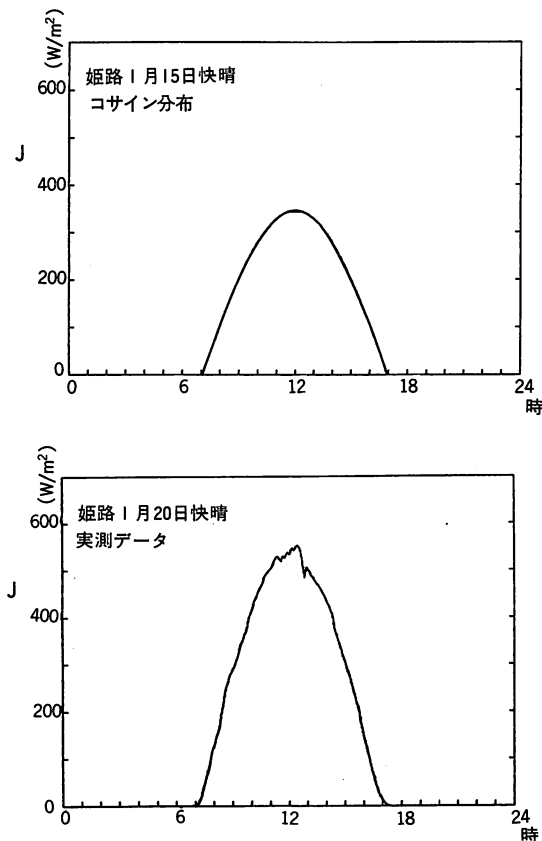


図-5 水平面日射量データ

図より本平板型集熱器を持つシステムで変換効率の最高値は、コサイン分布を仮定したもので5%，実測データを使ったもので7%弱であることがわかる。なお、集熱器の傾斜角は35°としたが集熱器の傾斜角の変換効率に対する効果は通常採用される数値ではほとんどない。

次に集熱器にSS-1を用い、日射データに先ほどのコサイン分布を仮定したものと、実測のデータを使ったものについてそれぞれシステムの計算を行いその結果を比較した。図-7はそれぞれについての総合熱効率 η_{tot} 及び総合エクセルギー効率 ξ_{tot} を蓄熱器温度に対してプロットしたものである。ただし、総合熱効率、総合エクセルギー効率は次のように定義する。

$$\eta_{tot} = \int Q_{o.p.} d\tau / \int J d\tau \quad (17)$$

$$\xi_{tot} = \int E_{o.p.} d\tau / \int E_{s,0} d\tau \quad (18)$$

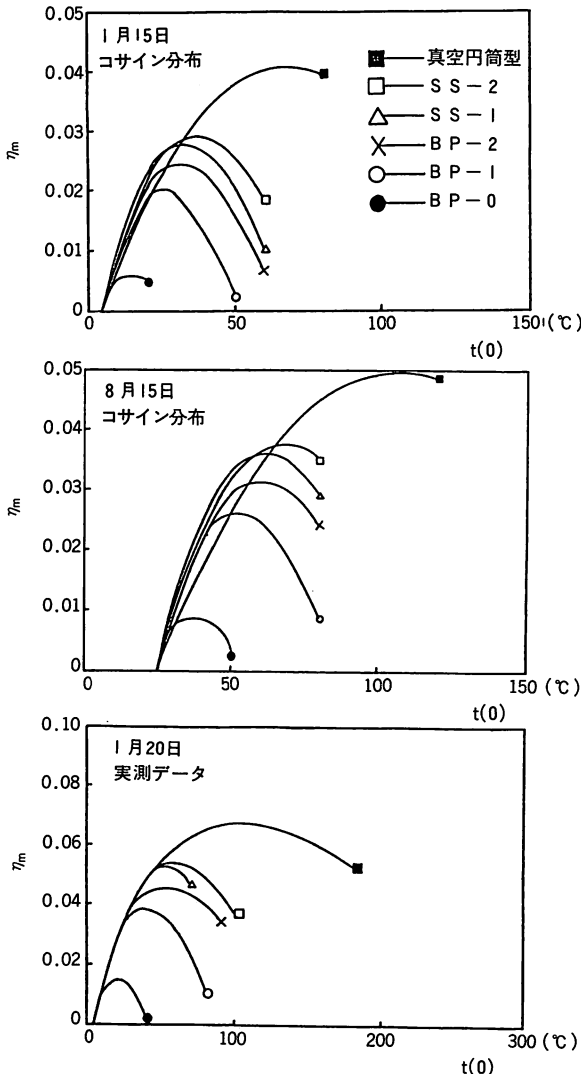


図-6 変換効率 η_m の計算例

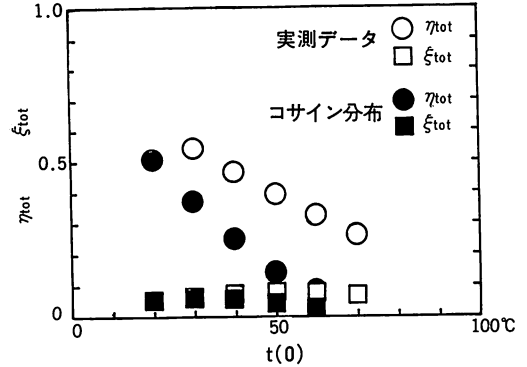


図-7 総合熱効率 η_{tot} 、総合エクセルギー効率 ξ_{tot} の計算例

図より総合効率は蓄熱器温度の低下にしたがってどんどん上昇するが、エクセルギー効率には最適値が存在する。コサイン分布を仮定したものでは30°C前後で効率6%強、実測データでは50°C前後で8%弱となっている。本例では変換部の効率を100%としているが、実際にはここに供給された熱のエクセルギーをできるだけ損失を少なく変換することも重要となる。

4. ヒートポンプを含む太陽熱利用システムの評価

4.1 ヒートポンプの成績係数比

ヒートポンプを組み込んだシステムの評価を行うにあたって、ヒートポンプの新しい性能指数として成績係数比を導入した。これは、熱力学的損失が皆無の、可逆な、エントロピー増大の無いヒートポンプで得られる最大の成績係数を考え（これを可逆成績係数とよび $(COP)_R$ と表す）実際の成績係数 (COP) との比で装置の性能を表したものである。これをRと表すと

$$R = COP / (COP)_R \quad (19)$$

この成績係数比Rを用いて昇温型ヒートポンプ（第二種吸収式ヒートポンプ）及び増熱型ヒートポンプ（蒸気圧縮式ヒートポンプ及び第一種吸収式ヒートポンプ）の熱力学的評価を行った。

〔昇温型ヒートポンプの場合〕温度一定で熱源との熱授受が行われる場合、図-8の様に温度 T_1 (K)の熱源1から熱量 Q_1 の供給を受けてヒートポンプは温度 T_2 (K)の熱源2へ熱量 Q_2 を排出するものとする。熱損失が無いものとして熱収支とエクセルギー収支をとると

$$Q_1 = Q_2 + Q_0 \quad (20)$$

$$(1 - T_0 / T_1) Q_1 = (1 - T_0 / T_2) Q_2 + LW \quad (21)$$

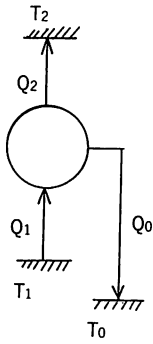


図-8 第2種吸収
ヒートポンプ

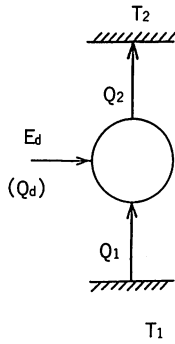


図-9 蒸気圧縮式
ヒートポンプ

LWは有効仕事損失である。成績係数COPは、

$$COP = Q_2 / Q_1 = 1 - Q_0 / Q_1 \quad (22)$$

で定義されるから、式(22)を代入して

$$COP = (1 - T_0 / T_1) / (1 - T_0 / T_2) - (LW / Q_1) / (1 - T_0 / T_2) \quad (23)$$

が得られる。可逆、無損失の場合(LW=0)の成績係数、可逆成績係数(COP)_Rは、

$$(COP)_R = (1 - T_0 / T_1) / (1 - T_0 / T_2) \quad (24)$$

[増熱型ヒートポンプの場合] 温度一定で熱源との熱授受が行われる場合、エネルギーの流れは図-9の通りとする。駆動エネルギー源から与えられるエネルギー量をQ_d、そのエクセルギーをE_d(有効比E_d/Q_dをεとする)とし、外界への放熱Q₀とそれによる有効仕事(LW)₀は、

$$Q_0 = \zeta_a Q_d; (LW)_0 = \zeta_e E_d = \zeta_e \varepsilon Q_d \quad (25)$$

で与えられると仮定する。ここで、ζ_a、ζ_eは熱及びエクセルギーに対する損失係数である。熱収支及びエクセルギー収支を取ると、

$$Q_1 + Q_d = Q_2 + Q_0 = Q_2 + \zeta_a Q_d \quad (26)$$

すなわち、

$$Q_1 + (1 - \zeta_a) Q_d = Q_2 \quad (27)$$

$$(1 - T_0 / T_1) Q_1 + E_d = (1 - T_0 / T_2) Q_2 + \zeta_e E_d + LW \quad (28)$$

成績係数COPは、

$$COP = Q_2 / Q_d \quad (29)$$

で定義されるから、可逆成績係数は、

$$(COP)_R = \{ \varepsilon - (1 - T_0 / T_1) \} / \{ T_0 (1 / T_1 - 1 / T_2) \} \quad (30)$$

エネルギー源として電力(ε=1)を用いるとすると

$$(COP)_R = 1 / (1 - T_1 / T_2) \quad (31)$$

4.2 計算例

太陽熱利用システムにヒートポンプを組み込んだシステムとして図-10(b)第二種吸収式ヒートポンプ利用システムと図-11(b)蒸気圧縮式ヒートポンプ利用システムの二つのシステムを考えた。集熱系からの供給熱量をQ_{De1}、システムへの負荷熱量をQ_{O.P.}とすると、第二種吸収式ヒートポンプ利用の場合

$$Q_{O.P.} = COP \cdot Q_{De1} = R (COP)_R Q_{De1} \quad (32)$$

蒸気圧縮式ヒートポンプ利用の場合

$$Q_{De1} + Q_d = Q_{De1} + Q_{O.P.} / COP = Q_{De1} + Q_{O.P.} / \{ R (COP)_R \} = Q_{O.P.} \quad (33)$$

よって

$$Q_{De1} = Q_{O.P.} [1 - 1 / \{ R (COP)_R \}] \quad (34)$$

$$Q_d = Q_{O.P.} / \{ R (COP)_R \} \quad (35)$$

以上の関係より図-12に示す計算フローチャートに基づいて解析を行った。性能評価の方法として、吸収式ヒートポンプ利用システムの場合は図-10(a)の単純な高温集熱システムと負荷温度を同一とした上で比較し、変換効率の限界をヒートポンプの成績係数比Rを用いて表したものが図-13である。ヒートポンプのRが決まれば曲線との交点以上の領域でヒートポンプの採用が有利となる。例えば、集熱器SS-1で、R=0.8の場合T_{O.P.}=80℃以上ならばヒートポンプ採用が有利となる。また、圧縮式ヒートポンプ利用システムの場合は集熱器SS-1について図-11(a)の補助加熱を行うシステムと負荷温度を同一とした上で比較し、負荷熱量

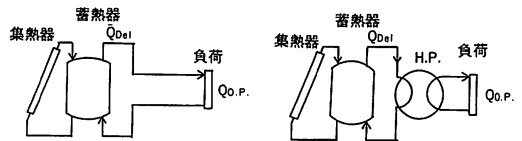


図-10 (a)単純ソーラーシステムと(b)第2種吸収ヒートポンプ利用ソーラーシステム

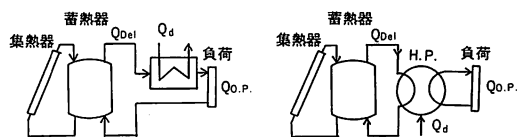


図-11 (a)補助加熱ソーラーシステムと(b)蒸気圧縮式ヒートポンプ利用ソーラーシステム

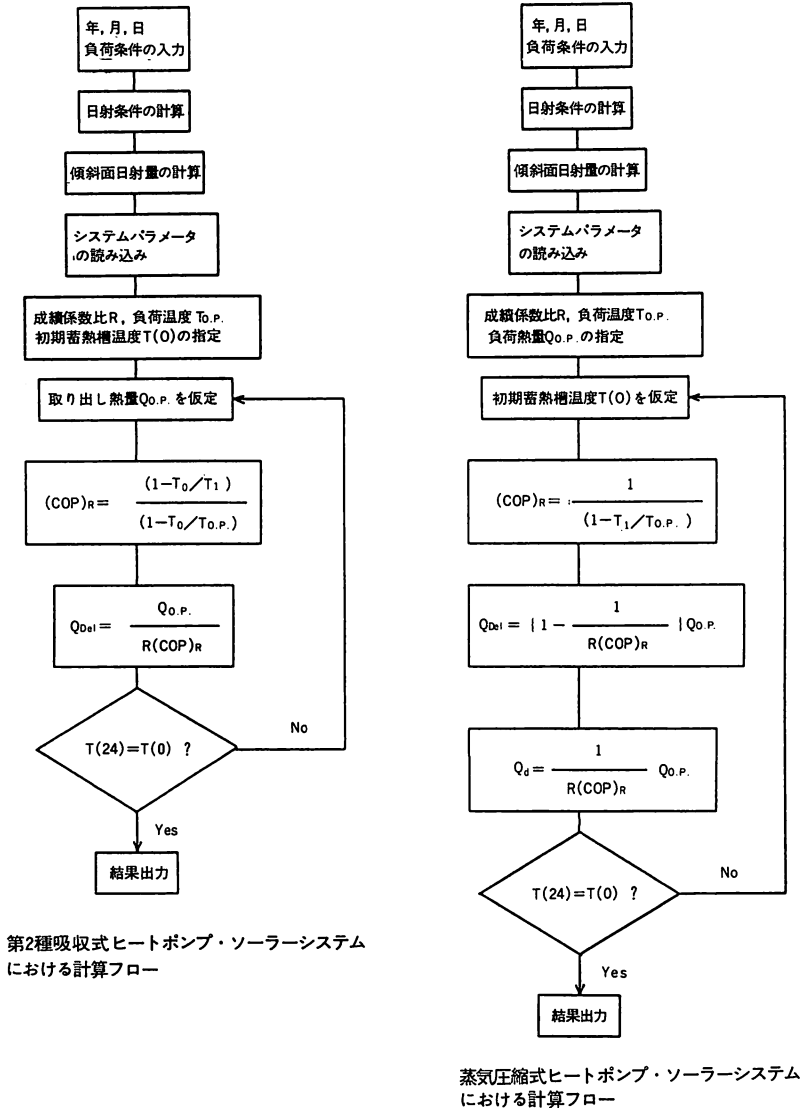


図-12 評価計算フローチャート

に対する成績係数COPをヒートポンプの成績係数比Rをパラメータに表したものが図-14である。補助加熱システムのCOP(破線)より上の領域でヒートポンプの採用が有利となる。例えば、 $T_{o.p.} = 60^{\circ}\text{C}$ で $R = 0.2$ の時、 $Q_{o.p.} = 210$ 以上ならヒートポンプ採用が有利となる。これらより負荷温度レベルが低いほど成立条件がきびしくなることが分かる。

5. おわりに

本解説では、太陽エネルギーを熱として利用するシステムの性能評価をエクセルギー概念を基に行われた結果について当研究室で行われたものについてのみ述

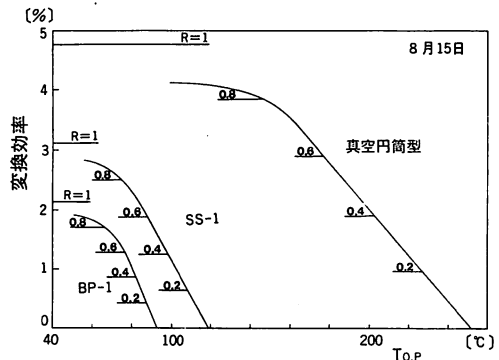


図-13 第2種吸収式ヒートポンプ利用システムの性能評価例

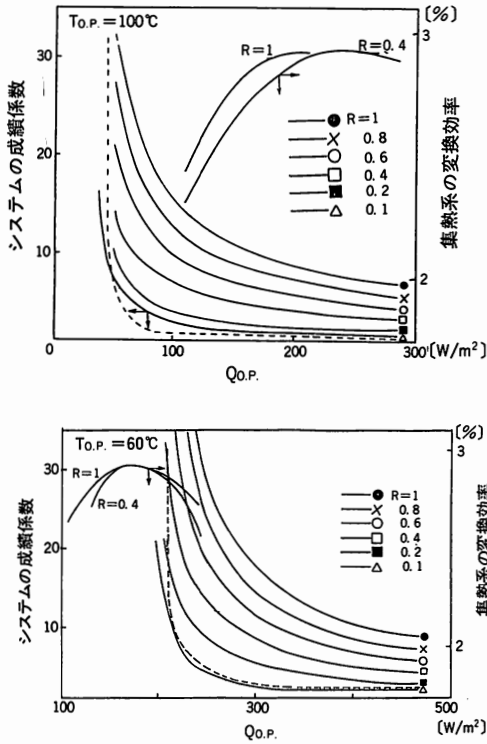


図-14 蒸気圧縮ヒートポンプ利用システムの性能評価例

べたが、エクセルギーを基にした解析を行うことにより、熱収支による評価では得られなかった熱力学的性能の限界の存在を明らかにすることができた。これか

らは日々の天気によって左右される日射データの蓄積を待って長期的な評価も行わなければならないと考えている。

最後に、本研究は文部省科学研究費補助金（エネルギー重点領域研究・太陽熱エネルギーの資源化に関する研究：研究代表者 藤井 哲：課題番号62603026）の援助を受けた。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- (1) 石谷清幹 (著編);「熱管理士教本」, 共立出版 (1977)
- (2) 押田勇雄;「エクセルギー講義」, 太陽エネルギー研究所
- (3) W.Fratzcher, V.M.Brodjanskij and K.Michalek, "Exergie", VEB (1986)
- (4) F.Bosnjakovic, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 6, Nr. 89 (1981)
- (5) 藤原正純ほか6名;「エクセルギーに基づく集熱器の最適使用条件」, 日本太陽エネルギー学会第7回研究発表会講演論文集 (1981), 69
- (6) 鈴木研夫;「平板型コレクターの最適温度・流量条件」, 太陽エネルギー, Vol.8, No.4 (1982), 5
- (7) 鈴木研夫;「平板型コレクターの最適温度・流量条件II」, 同上, Vol.9, No.3 (1983), 57
- (8) 鈴木研夫;「太陽エネルギー取得追尾系のエクセルギー論」 同上, Vol.10, No.5 (1984), 30
- (9) R.Petela, "Energy of Heat Radiation", J.Heat Transfer, Vol.86C (1964), 187
- (10) 日本太陽エネルギー学会 (編);「太陽エネルギーの基礎と応用」, オーム社 (1978)

