

## 温泉・温度差発電

(第2報：フロンタービンと性能予測)

植木 弘 信\*・児玉 好 雄\*\*・栗 須 正 登\*\*

Thermal Energy Conversion between Hot Spring and Sea Water

(II : Flon Turbine and System Performance)

by

Hironobu UEKI\*, Yoshio KODAMA\*\*, and Masato KURISU\*\*

Ocean thermal energy conversion system has been studied by many scientists and engineers for the alternative energy technology. Particularly, it has been pointed out that the decision of the component of the system is very important. To optimize the component for the small scale power plant, a screw expander was selected for the turbine and 3 substances (flon R11, R12 and R114) were used as working fluid. The experiment was held on Obama in Nagasaki prefecture, utilizing the temperature difference between hot spring water and seawater. The turbine performance and the system operating characteristics were studied. Furthermore in order to find better operating condition, the experimental results were compared with the results from a simple power calculation.

## 1. まえがき

工場の廃熱を回収して発電を行なうシステムにおいて、廃熱温度が150~200℃以下と低い場合には作動媒体としてアンモニアやフロンなどの低沸点媒体が用いられている<sup>(1)(2)</sup>。また、海洋温度差発電などの低温度差発電の場合にもタービンを駆動する媒体として、低沸点媒体が適当と言われている<sup>(3)(4)</sup>。低沸点媒体は分子量が大きく高密度であるためタービンを小型にできる利点はあるが、熱伝達率が悪く大型の熱交換器を必要とする。この低沸点媒体用のタービンとして軸流あるいはラジアル式のいわゆるターボ型のタービンが従来用いられており比較的効率は高いが、100℃以下の熱源に関して十分な性能で運転されている報告例は見当たらない。

スクリュ膨張機はスクリュ圧縮機(リシヨルム圧縮

機)を改造し膨張機として使用するものであり、近年地下熱水を利用した発電システムのタービンとして研究が始められており、気液2相の熱水を用いて運転された場合<sup>(5)(6)</sup>やソーラシステムのタービンとして使用した報告例<sup>(7)</sup>がある。また金子ら<sup>(8)</sup>はスクリュ膨張機を規模の小さい廃熱回収用のタービンとして取り上げ、作動媒体として空気を用いて性能を実験的に調べている。

本研究では、タービンとしてスクリュ膨張機を用いた低沸点媒体として3種類のフロンを用いて、100℃以下の温泉熱水と海水との間の低温度差発電の実験を行ない、特にタービンと発電機を直結した低速回転時における特性について調べた。

昭和59年4月28日受理

\*機械工学第二学科 (Department of Mechanical Engineering II)

\*\*機械工学科 (Department of Mechanical Engineering)

2. 実験装置および実験方法

実験装置<sup>(9)(10)</sup>のダイアグラムを Fig. 1 に示し、図中の記号について説明を Table 1 にまとめて示している。実験装置システムは、蒸発器、凝縮器、フロン循環ポンプ、タービン（スクリュ膨張機）、発電機およびその他の補助装置より構成される。フロンのサイクルは以下に示す通りである。即ち、受液タンク(6)に

溜められたフロンはポンプ(7)によって蒸発器に送られ、蒸気となる。次にこの蒸気はタービン(2)に送られ、発電機(4)を駆動し、その後凝縮器へ導かれ液化して(6)へ戻る。このようなフロンの循環により発電が行われる。

タービンの出力は光電ピックアップで測定された回転数とトルクメータ(3)の測定値より算出した。また発

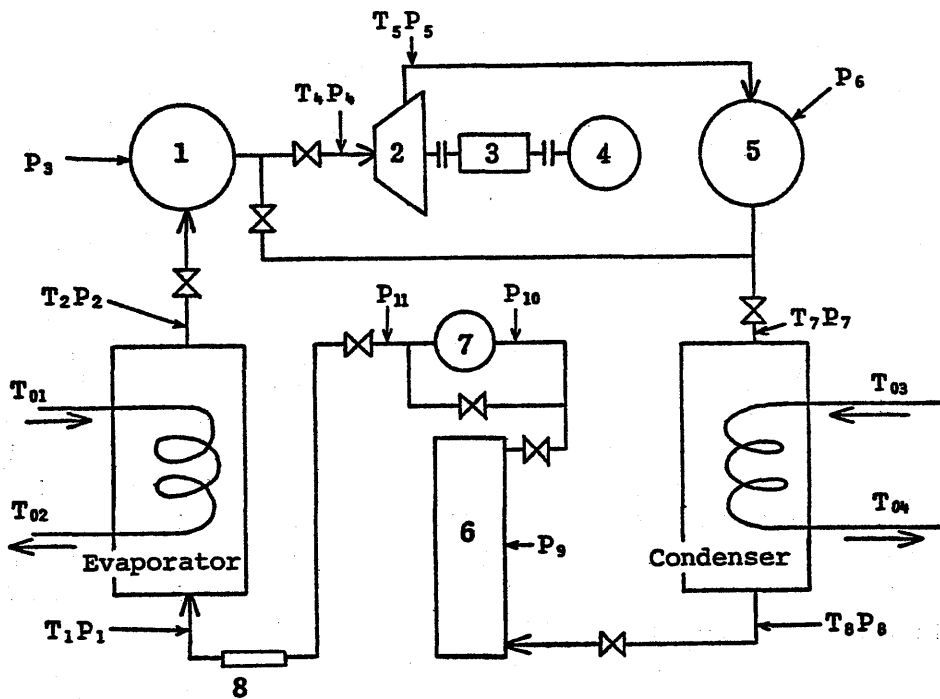


Fig. 1 System Diagram

Table 1 Symbols in Fig. 1

1-気液分離器	T <sub>1</sub> -蒸発器入口温度	P <sub>1</sub> -蒸発器入口圧力
2-タービン (スクリュ膨張機)	T <sub>2</sub> -蒸発器出口	P <sub>2</sub> -蒸発器出口
3-トルクメータ	T <sub>4</sub> -タービン入口	P <sub>3</sub> -気液分離器
4-発電機	T <sub>5</sub> -タービン出口	P <sub>4</sub> -タービン入口
5-油分離器	T <sub>7</sub> -凝縮器入口	P <sub>5</sub> -タービン出口
6-受液タンク	T <sub>8</sub> -凝縮器出口	P <sub>6</sub> -油分離器
7-フロンポンプ (ギヤ・ポンプ)	T <sub>01</sub> -温水入口	P <sub>7</sub> -凝縮器入口
8-検流計	T <sub>02</sub> -温水出口	P <sub>8</sub> -凝縮器出口
	T <sub>03</sub> -冷水入口	P <sub>9</sub> -受液タンク
	T <sub>04</sub> -冷水出口	P <sub>10</sub> -フロンポンプ入口
		P <sub>11</sub> -フロンポンプ出口

電機(4)には負荷としてスライダックと抵抗器が直列に接続されている。温度測定にはCA熱電対を用い、圧力測定はブルドン管式圧力計によった。Fig. 1においてTは温度測定点を示し、Pは圧力測定点を示している。

また、フロン循環流量は計測のために流量計(8)が設けられているが、作動不良のため熱交換器の交換熱量より算出した。即ち、蒸発器において温水が放出した熱量  $Q_{EW}$  [kcal/h] は、温水の入口温度および出口温度をそれぞれ  $T_{01}$ 、 $T_{02}$  [°C] とし、比熱を  $C$  [kcal/kg°C]、流量を  $G_{EW}$  [kg/h] とすると、 $Q_{EW} = C \cdot G_{EW} \times (T_{01} - T_{02})$  である。またフロンが受け取った熱量  $Q_{EF}$  はフロン流量を  $G_{EF}$ 、蒸発器入口および出口の温度と圧力より求まるエンタルピ差を  $\Delta I_{EF}$  [kcal/kg] とすると  $Q_{EF} = G_{EF} \cdot \Delta I_{EF}$  であるから、 $Q_{EW} = Q_{EF}$  とすることにより  $G_{EF}$  を求めることができる。さらに同様にして凝縮器からもフロン流量  $G_{CF}$  を算出し、 $G_{EF}$  と  $G_{CF}$  の平均としてシステムのフロン循環流量  $G_F$  を求めた。

フロンは R12, R11, R114 の 3 種類を用い、実験は冷水温度約 20°C に対して温水温度を 40°C から 90°C まで変化させてタービン出力の変化を調べた。また蒸発器出口で圧力が 10 ata 以下となるようにフロンポンプによる昇圧量を制御しこの圧力以下で運転を行った<sup>(40)</sup>。

Fig. 2 にフロンタービン (スクリュ膨張機) および発電機の概観を示す。フロンタービンは発電機とトルクメータを介して直結されている。Fig. 3 はスクリュ膨張機の断面を示している。スクリュ膨張機は回転容積型であり、おすすめ 1 対のロータおよびケーシングより構成され、ロータは大きくねじれた歯面を持ち噛み合せて回転する。しゅう動部がないため高速回転が可能であるが、ケーシングやロータでの作動媒体の漏れを防ぐために潤滑油が必要であり、潤滑ポンプや油分離器 (Fig. 1 (5)) を設けなければならない。なお実験に用いたスクリュ膨張機的设计圧力比  $\pi_1$  は 2 である。

**3. フロンタービン (スクリュ膨張機) の性能**

Fig. 4 は回転数に対するフロン体積流量の変化を示している。三角、四角および丸印はそれぞれ R12, R11, および R114 に対するデータである。スクリュ膨張機は回転容積型であるからフロン体積流量は回転数に比例するはずである。フロン循環流量の算出に誤差が多く含まれているためデータはばらついており、R12のデータは R11および R114の場合からはずれているようである。これは作動媒体の変化による運転条件の相違のためとも考えられるが、後に示すように R12を用いた実験は他と比べて出力が小さいので R11 および R114のデータを基に最小二乗法近似で回転数  $N$  [rpm] に対するフロン体積流量  $V_2$  [m<sup>3</sup>/min] を求めると、

**3. フロンタービン (スクリュ膨張機) の性能**

Fig. 4 は回転数に対するフロン体積流量の変化を示している。三角、四角および丸印はそれぞれ R12, R11, および R114 に対するデータである。スクリュ膨張機は回転容積型であるからフロン体積流量は回転数に比例するはずである。フロン循環流量の算出に誤差が多く含まれているためデータはばらついており、R12のデータは R11および R114の場合からはずれているようである。これは作動媒体の変化による運転条件の相違のためとも考えられるが、後に示すように R12を用いた実験は他と比べて出力が小さいので R11 および R114のデータを基に最小二乗法近似で回転数  $N$  [rpm] に対するフロン体積流量  $V_2$  [m<sup>3</sup>/min] を求めると、

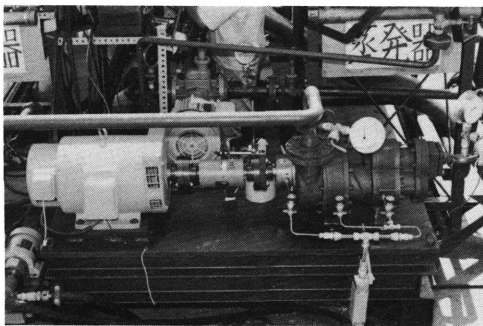


Fig. 2 Fluon Turbine and Generator

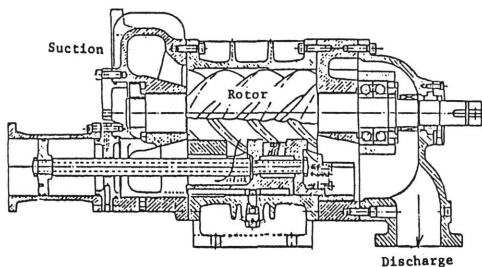


Fig. 3 Fluon Turbine Cross Section

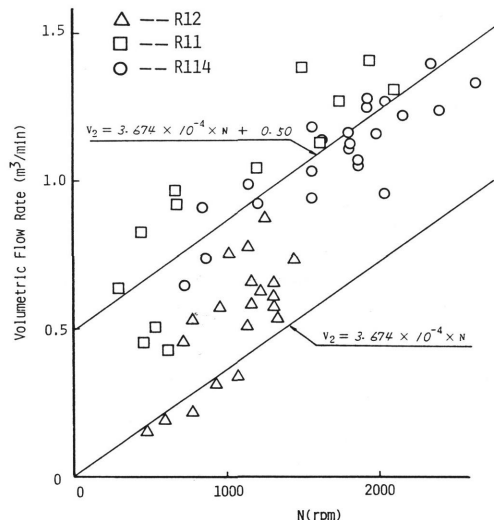


Fig. 4 Volumetric Flow Rate

$$V_2 = 3.67 \times 10^{-4} \times N + 0.5 \quad (1)$$

となった。(1)式の0.5はロータ間およびケーシング内の漏れ流量と考えられるから、タービンの出力に寄与するのは近似的に(1)式の右辺第1項のみである。漏れ流量が回転数の変化とともにあまり変化しないとすれば低回転数では漏れの影響が顕著にあらわれ、いわゆる体積効率が悪くなる。実験結果から回転数が2500 rpm のとき体積効率は約65%程度であると考えられる。

Fig. 5はタービンの入口出口の圧力比 $\pi$ を横軸にとり、タービンの出力を実験における最高出力値との比( $L_t/L_{tmax}$ )で示したものである。フロンR12, R11, R114に対し実験点をそれぞれ三角, 四角および丸印で示しており、回転数をパラメタとして各種の線で示している。同一圧力比では高回転数で高い出力が得られている。また3種類のフロンを比較するとR114がタービン回転数が高く出力も大きい。一方、運転圧力比 $\pi$ は1と2の間に制約されており、これはシステムがクローズドサイクルであるため圧力比の上限が設計圧力比 $\pi_1$ で抑えられているものと考えられる。また、R12の実験点について $\pi$ が低く出力も低いのは実験圧力を最高10ataに制限したために生じたもので本実験に特有の現象である。

Fig. 6はタービン出力比( $L_t/L_{tmax}$ )に対するフロンガス消費率[kg/kw.h]の変化を示したものである。実験は温水温度を変化させて特性を調べたため各実験点で回転数は異なるが表示の回転数に対して $\pm 200$ rpmの範囲に入るデータを示している。実験の

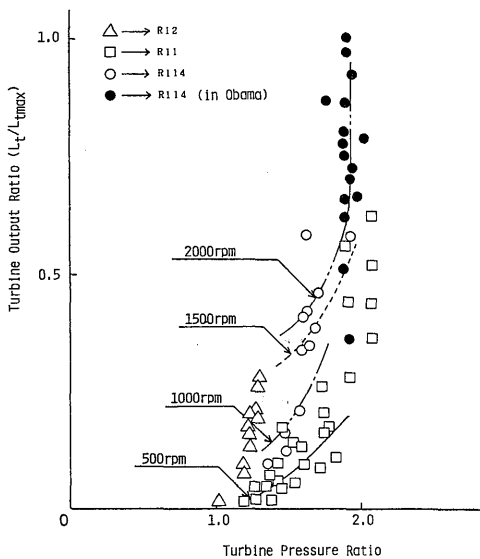


Fig. 5 Turbine Output vs. Pressure Ratio

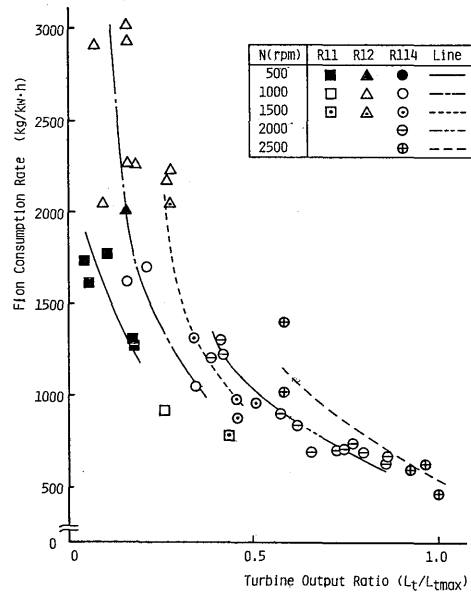


Fig. 6 Flon Consumption Rate

範囲では3種類のフロンではほぼ同様の変化を示し、回転数が高い運転の場合にフロンガス消費率は小さい。またR12やR11に比べてR114が小さい値を示している。

Fig. 7は作動媒体としてフロンR114を用いた実験で得られたモリエル線図の1例であり、横軸はエンタルピ[kcal/kg]、縦軸は圧力[kgf/cm<sup>2</sup> abs]である。Fig. 7において、(1)は蒸発器入口であり以下、(2):蒸発器出口、(2'):タービン入口、(3'):タービン出口、(3):凝縮器入口、(4):凝縮器出口であって、(4)→(1)はポンプによる昇圧を示している。またAおよびBは温水および冷水の温度に相当するR114の飽和圧力レベルであり、P.およびP.は蒸発器および凝縮器の圧力を表わす。図より明らかなように蒸発器出口とタービン入口の間、さらにタービン出口と凝縮器入口の間の2箇所で大いなる損失があらわれている。このとき蒸発器出口と凝縮器入口の圧力比は1.8であり、タービンの運転圧力比は1.5である。また蒸発器出口温度は温水温度に近くピンチ温度は2℃程度であるが、凝縮器出口温度は冷水温度から大きくずれている。たとえタービンの運転圧力比を2まで増したとしても温度差を持つエネルギーを十分取り出すには不足であり、クローズドサイクルにスクリュウ膨張機を用いる場合には圧力比の決定は重要と考えられる。

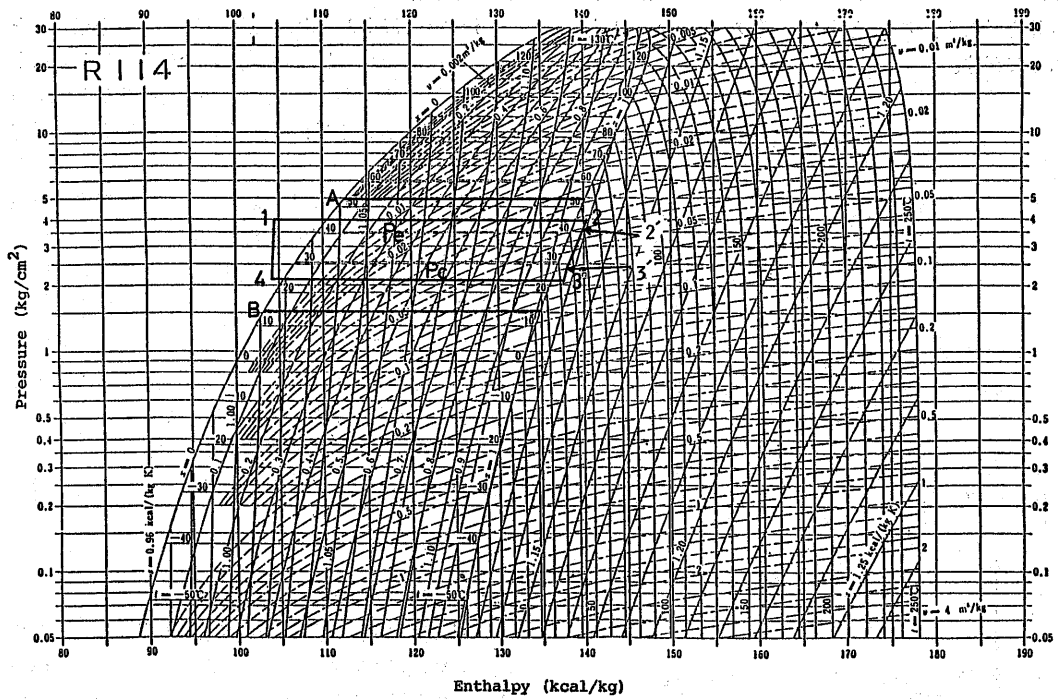


Fig. 7 Mollier Diagram of Fluon R114

4. 出力の計算

低温度差発電システムの出力を以下に示す簡易計算によって求める。計算に際し次の2項目を仮定する。

(i) フロン流量はタービンの要求するだけ熱交換器より供給される。(ii) サイクルは温水および冷水の温度に対応して理想的に運転される。即ち、Fig. 8に示すモリエル線図上において、タービンの入口(2)の温度は温水温度に等しく、またタービン出口(3)の温度は冷水温度に等しく飽和蒸気であって、タービンでは断熱変化とする。

タービンの出力  $L_t$  は

$$L_t = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_2 V_2 \left( 1 - \pi^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right) \cdot \eta_1 \cdot \eta_t \quad (2)$$

であらわされる<sup>(8)</sup>。ここに  $\kappa$  は比熱比である。

また、フロン流量は(1)式より近似的に

$$V_2 = 3.67 \times 10^{-4} \times N \quad (3)$$

本実験に用いた発電機の発電電圧  $E$  は回転数  $N$  に比例し次式で表わされる。

$$E = 0.083 \times N - 21.9 \quad (4)$$

発電機入力  $L_G$  および 発電機出力  $L_W$  は

$$L_G = \sqrt{3} \cdot E^2 / R \cdot \eta_G \quad (5)$$

$$L_W = L_G \cdot \eta_G \quad (6)$$

と書ける。

ここで、(2)~(6)式において

$\eta_1$  : スクリュー膨張機の理想効率

$$\eta_1 = \frac{\left( 1 - \pi_1^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right) + (\kappa - 1) \left( 1 - \pi_1^{\frac{1}{\kappa}} / \pi \right)}{\kappa \left( 1 - \pi_1^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right)}$$

$\eta_t$  : タービン効率

$\eta_G$  : 発電機効率

である。

計算は、温水および冷水の温度条件よりタービンの入口および出口の状態を求め、タービン回転数を仮定

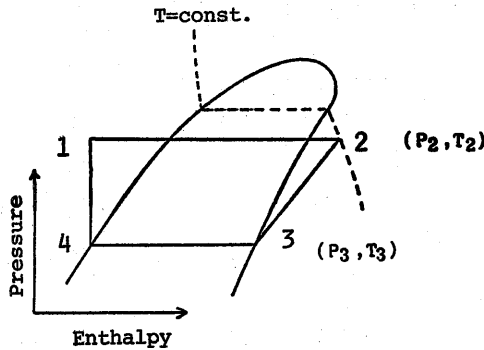


Fig. 8 Mollier Diagram

して、タービン出力が発電機入力と等しいことから収束計算を行なう。このときの計算フローチャートを Fig. 9 に示す。

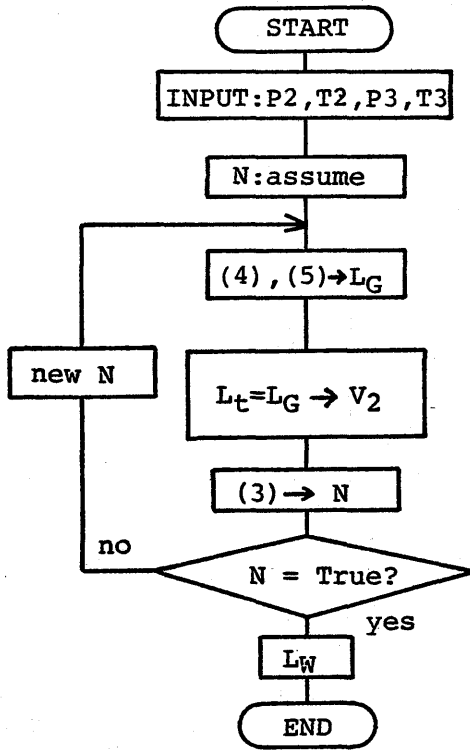


Fig. 9 Output Calculation Flow Chart

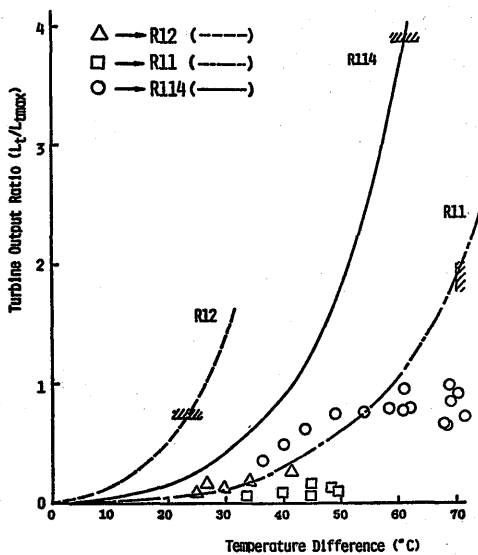


Fig. 10 Turbine Output vs. Temperature difference

5. 計算結果

Fig. 10 は温水と冷水の温度差  $4T[ \cdot ^\circ C ]$  を横軸にとり、タービン出力比  $L_t/L_{tmax}$  の変化を示したのもある。R12, R11およびR114に対して代表的な実験点をそれぞれ三角、四角および丸印で示しており、計算結果を一点鎖線、破線および実線で示す。この図において冷水温度は $20^\circ C$ である。斜線は圧力制限を10ataとしたことおよび温水温度の上限を $90^\circ C$ と設定したことを意味する。R12の場合は実験値は予測より低い値であるが、R11および R114では予測のほぼ半分の出力量が得られている。また、R114の実験点は予測線と比較して  $4T$  が $50^\circ C$ 以上では出力が横ばいになっていると判断される。これは運転圧力比がすでに2に達していることおよび温水温度の上昇に比べてタービン入口の圧力レベルの上昇が不十分であったためと考えられる。

6. まとめ

温泉の熱水を高温熱源とし海水を低温熱源とした低温度差発電において、タービンとしてスクリュ膨張機を用いた作動媒体としてフロンR12, R11およびR114を用いて実験し、さらに簡便な出力計算結果と比較することによって次の結果を得た。

- (1) スクリュ膨張機をクローズドサイクルで用いる場合、運転圧力比は設計圧力比によって抑えられるから設計圧力比の決定は重要である。
- (2) 実験の範囲では、スクリュ膨張機は回転数が高い方がフロンガス消費率が小さい。
- (3) 最高圧力を10ata と制限し、温泉熱水と海水の間で温度差発電を行なう場合、作動媒体としてはR12および R11に比べて R114の方が適している。
- (4) 簡便な出力計算により運転特性について考察の結果、高温熱源の温度が増すとともに運転圧力比および圧力レベルが共に増加しないと高出力は得られないと考えられる。

最後に、本研究にご協力戴いた流体研究室の田中清裕技官および当時の卒研生の佐藤敏満君、山口淳一君、猪口義明君に謝意を表す。

参考文献

- (1) 池田, 福田, 日本機械学会誌, 83巻745号, 昭和55年12月
- (2) 瀬賀, 日本機械学会誌, 83巻745号, 昭和55年12月
- (3) 上原, 楠田, 門出, 宮崎, 火力原子力発電, Vol.

- 31, No. 5, 1980
- (4) Ganic, E. N. and Wu, J., Energy Conversion, Vol. 20, No. 1, 1980
- (5) Weiss, H., Steidel, R. and Lundberg, A., UCRL-51861, 1975
- (6) House, P. A., UCRL-52043, 1976
- (7) Merigoux, J. M. and Pocard, P., Solar Energy International Progress, Proceedings of The International Symposium-Workshop on Solar Energy, 1980
- (8) 金子, 平山, 日本機械学会講演論文集, No. 830-12, 昭和58年10月
- (9) 栗須, 児玉, 田中, 日本機械学会講演論文集, No. 835-4, 昭和58年
- (10) 栗須, 田中, 児玉, 東, 高橋, 植木, 長崎大学工学部報告, 23, 昭和59年

