

温泉熱発電

(油ポンプなしのねじ膨張機の湿り運転特性)

河部 秀彦* ・ 栗須 正登*
児玉 好雄* ・ 吉田 孝男**

Power from a Thermal Spring (Characteristics of a small-size Screw Expander with Wet Working Medium)

by

Hidehiko KAWABE*, Masato KURITSU*, Yoshio KODAMA*
and Takao YOSHIDA**

The performance characteristics of a small-size screw expander for energy conversion of hot springs are described in this report. Instead of lubrication oil, the test machine is fed high temperature oily working medium liquid for the lubricant. This idea is proposed in order to omit lubrication of pump. By feeding of the oily working medium liquid lubricant, the working fluids must be of low quality(dryness fraction). For the calculation of the wet expansion, we introduce the actual adiabatic expansion with thermophysical properties of the actual working medium. This expansion is the isentropic expansion in which the adiabatic exponent κ is variable. The calculated values of this method gives fairly good agreement with the experimental results. In this paper, as the result of the calculation and experimentation, we report the performance characteristics of a small-size screw expander operated with a low ($x = 0.6 \sim 1.0$) quality actual working medium.

1. 緒言

低温度差エネルギー回収サイクルで、比較的溫度が低い領域での小型動力回収装置として、ねじ型膨張機(以降膨張機と略記)が有効とされ種々の研究^{(2)~(6)}が進められている。著者らは、回収サイクルで内部動力を軽減することを目的とした研究を進めているが、今般、潤滑油ポンプを省略し、代わりに作動媒体に油を混入し、その高温の作動媒体液を潤滑剤とするシステムで実験を実施した。油分の多い作動媒体液を潤滑剤としたため、作動媒体は湿ったものになった。湿った状態でのねじ型膨張機の運転特性研究としては、乾き度の小さい部分での実験的研究⁽⁵⁾と、飽和液に近い湿り膨

張の研究⁽⁶⁾などがあるが、本報告では、乾き度が比較的大きい状態で、湿った場合の膨張機出力の予測方法について、計算と実験により検討した結果について報告する。

2. 実験発電システムとその特徴

図1は実験装置の主要部の写真で、図2は装置の系統図を示している。実験装置は、凝縮器、蒸発器、ねじ型膨張機、三相誘導発電機などで構成されている。本実験装置の特徴は、①温泉蒸気の熱水タンク内での復水過程で、気泡のドラフトを利用し温水ポンプを省略したこと。②潤滑油と燃料を一緒にして駆動する混

平成元年4月28日受理

*機械工学科 (Department of Mechanical Engineering)

**大学院海洋生産科学研究科 (Graduate School of Marine Science and Engineering)

合燃焼内燃機関の考えを取入れ、作動媒体と潤滑油の混合供給により潤滑油ポンプを省略したこと、③凝縮器内の冷却された作動媒体液に、下から作動媒体蒸気を吹き込むドラフト凝縮器を考案し、普通の熱交換器でも高い熱交換性能を得られるようにしたことである。これらにより、低温度差エネルギー回収サイクルで課題であった、内部動力軽減が可能となり、また高価な高性能熱交換器でなく、安価な熱交換器で十分な性能が得られることが明らかとなった。

ねじ型膨張機は、10kW級のスクリュウ圧縮機を改造し、設計容積比 ν_v を2.4としたものを用いた。図3に実験を用いたねじ型膨張機の断面概要図を、表1にその主要仕様を示す。

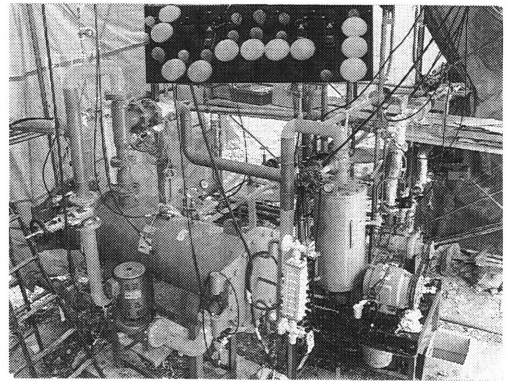


Fig. 1 Experimental apparatus

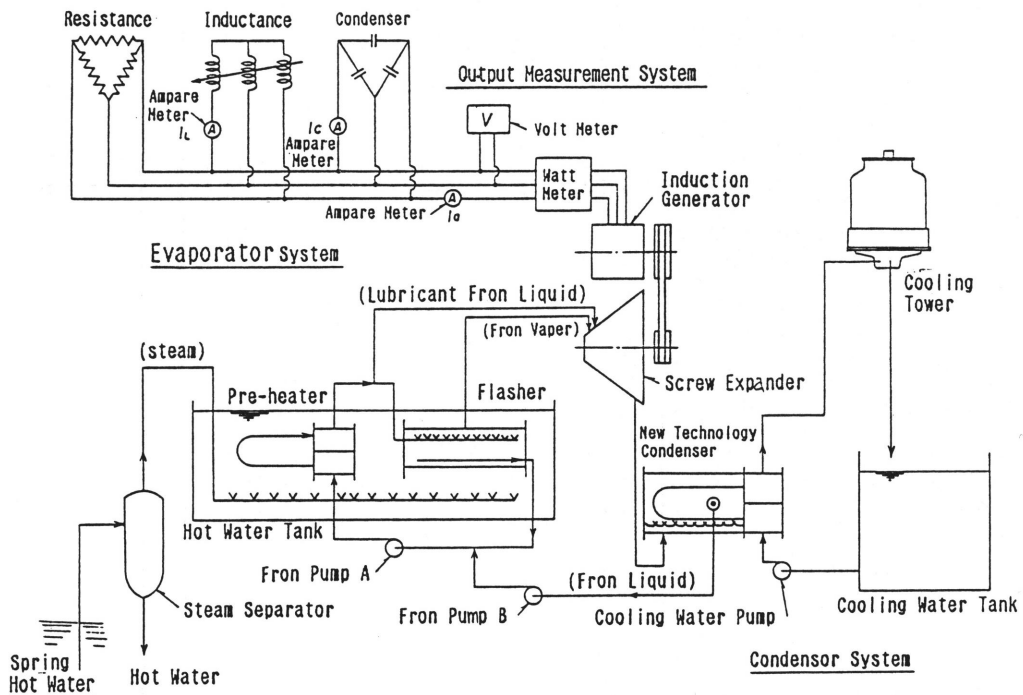


Fig. 2 Systematic diagram of experimental apparatus

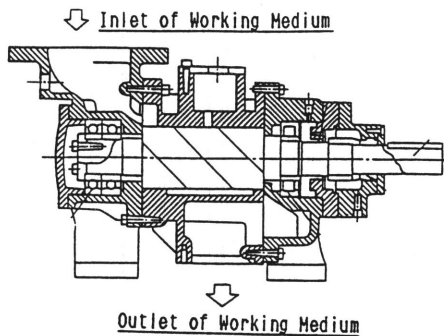


Fig. 3 Screw expander

Table 1 specification of screw expander

Maker	HOKUETSU INDUSTRIES	
Theoretical Outlet Volume	0.000816 m ³ /rev	
Built In Volume Ratio	2.4	
Rotor Diameter	112 mm	
Rotor Length	127 mm	
Max Inlet Pressure	0.931 MPa {9.5 kgf/cm ² }	
Min Outlet Pressure	0.186 MPa {1.9 kgf/cm ² }	
Working Medium	R11	
Motor (Generator)	Type	Induction Machine
	Phase/pole	3 / 4
	Rated Output	7.5 kW

実験の目的が作動媒体の乾き度が膨張機出力に及ぼす影響を調べることにあるので、膨張機の入口、出口に作動媒体の湿りの状況が肉眼で確認できるサイトグラスを設置してある。

発電には、三相200V-4P 7.5kWの誘導発電機を使用し、100W, 500Wの白熱灯を負荷とした。温度計測には P_2 測温体を、低温度差の計測には、精度が0.1%スパンの差温計測用 P_2 測温体を使用した。圧力計測は、拡散型半導体 (シリコン) の電子式圧力発信器を用いて、流量計測はポケットレス容積型流量計を使用して行った。

作動媒体は、安全上の理由から R11を使用した。

3. 主な記号

q_{mSF}	: 作動媒体のシステム循環質量流量	kg/s
x_{T1}/x_{T2}	: 膨張機入口/出口の乾き度	
x_{vT1}/x_{vT2}	: 膨張機入口/出口の体積流量比	
π	: 運転圧力比 (膨張比)	
π'_i	: 実作動物質の最適圧力比	
A'	: 実作動媒体の出力	K J
E_T	: 有効仕事	K J/kg
E_{Tad}	: 完全ガスの断熱仕事	K J/kg
E'_{Tad}	: 実作動媒体の断熱仕事	K J/kg
E'_{Tpol}	: 計測ポリトロップ仕事	K J/kg
E_{NW}	: 負の仕事	K J/kg
W_T	: 実膨張機の軸比仕事	K J/kg
W_{Tiop}	: 理想膨張機の運転断熱比仕事	K J/kg

4. 実験結果の整理とその検討

4. 1 計測ポリトロップ効率

実際に計測された膨張機の作動媒体単位質量当りの軸仕事を実膨張機の軸比仕事と名付け、これと計測した膨張機入口・出口のエンタルピ差から求めたポリトロップ仕事 (計測ポリトロップ仕事と呼ぶ) との比を計測ポリトロップ効率と名付ける。図4は、計測ポリトロップ効率 η'_{Tpol} に及ぼす圧力比 π の影響を示したものである。 π が大きくなるにつれて、 η'_{Tpol} は高くなる傾向がみられる。式(1)には、計測ポリトロップ効率を、式(2)には、比較の為従来用いられているポリトロップ効率を示している。

$$\eta'_{Tpol} = W_T/E'_{Tpol} \quad (1)$$

$$\eta_{Tpol} = W_T/E_{Tpol} = \frac{\kappa/(\kappa-1)}{m_i/(m-1)} \quad (2)$$

4. 2 実断熱仕事

潤滑油ポンプを省略するため、実験では、作動媒体

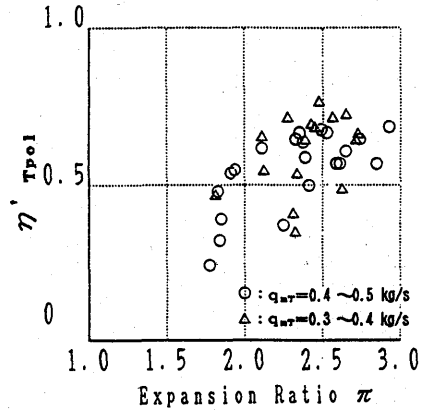


Fig. 4 Relation between measuring polytropic efficiency and pressure ratio

として R11 に冷凍機油を混入したものを用いた。この混合液は、1) 作動媒体の作用と 2) 膨張機の潤滑油の 2つの作用をする。潤滑系には高温の油分の多い作動媒体液を供給した。そのため運転の作動媒体の乾き度 (x_T) は、従来のものに比べて小さくなった。

式(3)は、完全ガス ($\kappa = \text{一定}$) で断熱変化 ($ds = 0$) した場合の断熱仕事の式⁽¹⁾であり、次に述べる実際の作動媒体の断熱仕事 (以下実断熱仕事と呼ぶ) との比較のために示した。

$$E_{Tad} = C_{v1} \{1 - (p_{t2}/p_{t1})^{(\kappa-1)/\kappa}\} \quad (3)$$

実験中の作動媒体は、 x_T が大巾に異なるため、完全ガス ($\kappa = \text{一定}$) とは取り扱えず、R11の蒸気表の数表を用いて、数値積分を行った。すなわち、 κ は蒸気表に従って変化 (数表の温度差 ΔT の間では一定) するものとして、取り扱った。

$$E'_{Tad} = \int v dp \quad (ds = 0) \quad (4)$$

$$A'_{Tad} = \int V dp \quad (dS = 0) \quad (4)'$$

実際の作動媒体の熱物性値を利用し、式(4)で計算される仕事を実作動媒体の実断熱仕事と定義した。ここで、 E'_{Tad} は実際の作動媒体の実断熱仕事である。なお式(4)は、単位質量 1kg についての、式(4)' は任意質量 m kg についての仕事である。

4. 3 実作動媒体の最適圧力比

図5は、式(4)'の計算に次の条件を加えて計算した結果を示したものである。ここで添字の 1, 2 はランキンサイクルのポイント No を示す。

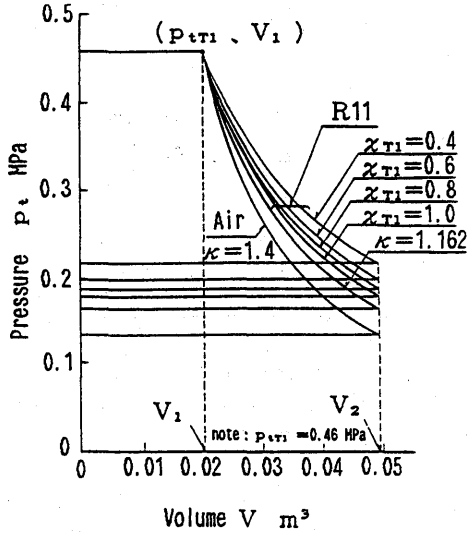


Fig. 5 p_t - V diagram

Table 2 Most suitable pressure ratio of working medium

Working Medium		π'_i
Ideal Gas	$\kappa = 1.4$	3.41
R11	$\kappa = 1.162$	2.77
	$x_{T1} = 1.0$	2.49
	$x_{T1} = 0.8$	2.44
	$x_{T1} = 0.6$	2.31
	$x_{T1} = 0.4$	2.10

入口： $p_{t1}, T_{t1}, V_1 = \text{一定}$
 出口： $V_2 = \text{一定}$ (5)

表 2 には、膨張機入口温度 T_{t1} が 348K の場合の、完全ガス断熱変化、R11 の断熱指数一定 ($\kappa = 1.162$) の断熱変化、および膨張機入口乾き度 x_{T1} 変化による等エントロピ膨張での最適運転圧力比の違いを示している。

図 5 および表 2 より、作動媒体の性質が異なれば、つまり断熱指数 κ とか、膨張機入口の湿り度が異なれば、作動媒体についての最良の運転圧力比 π'_i (実作動媒体の最適圧力比と名付ける) が変化することがわかる。

4. 4 理想ねじ膨張機

著者らは、理想ねじ膨張機⁽²⁾を、作動媒体の性質により決まる最適圧力比 π'_i (図 5 参照) があり、この最適圧力比で運転された場合、作動媒体の実断熱仕事 E'_{Tad} が、100% 膨張機の比仕事になるものとして定義している。

4. 4. 1 理想ねじ膨張機比仕事の運転による変化

低温度差エネルギー回収のサイクルでは、高温側温度はほぼ一定に保たれると予想されるが、低温側温度は、冷却水の冷熱源の種類により、日変動、季節変動が在り、したがって運転出口圧力 p_{t2} は、かなりの変化が予想される。

運転出口圧力 p_{t2} と設計出口圧力 p_{t2b} が一致しない場合の膨張⁽²⁾ についての p - v 線図を図 6 に示す。

理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{T10p} を式 (6) で定めるが、図 6 は、入口乾き度に応じての W_{T10p} および実作動媒体の実断熱仕事 E'_{Tad} の変化である。

同図の (d) は x_{T1} が 1.0 の場合であるが、図で ①②③④の面積が E'_{Tad} を示し、 x_{T1} が減少すればこの面積が小さくなるのがわかる。理想膨張機を、①②③④で運転すれば、 W_{T10p} と E'_{Tad} が等しくなるが、ねじ型であるため実際に得られる理想膨張機の運転断熱比仕事は、

$$W_{T10p} = E'_{Tad} - E_{NW} \quad (6)$$

式 (6) に示されるように、図 6 (d) の負仕事 ②②' ②'' だけ小さいものとなる。

図 8 は、入口乾き度 x_{T1} と理想膨張機の運転断熱比仕事 W_{T10p} の関係を示すもので、入口圧力 p_{t1} (入口温度 $T_{t1} = 348K$) を固定し、出口圧力 p_{t2} を 0.147, 0.196, 0.246MPa に固定 (したがって運転圧力比 π は 2.93, 2.34, 1.87) している。この図から、 x_{T1} が減少

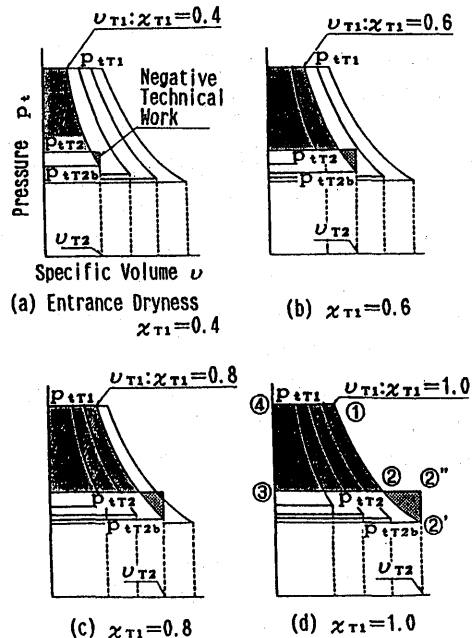


Fig. 6 p_t - V diagram

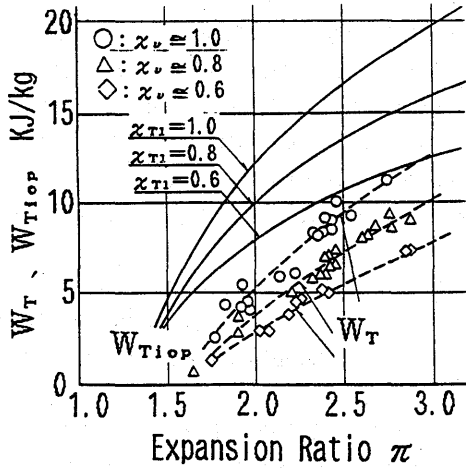


Fig. 7 Change in specific work by driving condition

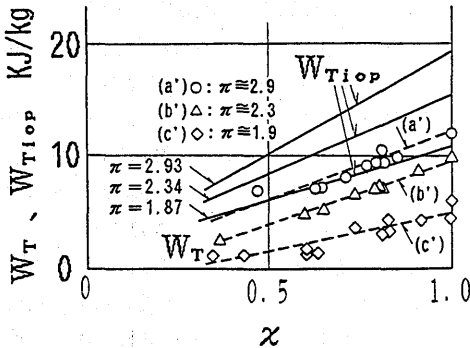


Fig. 8 Change in specific work by dryness

すると W_{TiOP} は減少するが、運転出口圧力 p_{vT2} が高い場合は、その減少度合いは少ないことがわかる。

図7は、入口乾き度 x_{T1} が0.6, 0.8, 1.0の場合の運転圧力比 π と理想膨張機の運転断熱比仕事 W_{TiOP} の関係を示したものである。入口乾き度 x_{T1} が小さい場合は、膨張機の駆動に寄与する作動媒体の蒸気量が小となるので、 W_{TiOP} も小となる。 x_{T1} により W_{TiOP} が0となる圧力比 $\pi_{W_{TiOP}=0}$ は異なる。すなわち $x_{T1} = 1.0$ の場合は、 $\pi_{W_{TiOP}=0} = 1.29$ であり、 $x_{T1} = 0.6$ の場合は $\pi_{W_{TiOP}=0} = 1.26$ である。

5. 膨張機運転時の乾き度の計算

実際の膨張機の場合、乾き度の正確な定量的計測は、かなりの困難を伴うため、次のような方法で乾き度 x を x' で近似させた。膨張機の出口の設計体積流量を q_{vT2b} 、計算体積流量を q'_{vT2} とする。この計算体積流量 q'_{vT2} は、計測された質量流量 q_{msf} の作動媒体が、 x_{T2}

$= 1$ と仮定して計算より求めた体積流量である。

ここで実験で使用したねじ膨張機は、潤滑が十分に行われた場合 (湿り運転) は漏れ流量が無視出来る。

ここで q'_{vT2} のうち $q'_{vT2} - q_{vT2b}$ だけは液として、 q_{vT2b} がガスとして通過したものと考え、式(7)で計算される体積流量比 x_{vT2} は、ガス分流量/全流量となり、乾き度 x に相当するものと考えられる。ここで、 $x_{T2}' \cong x_{vT2}$ として、 x' で近似させた。

$$x_{vT2} = q_{vT2b} / q'_{vT2} \quad (7)$$

運転出口温度318Kでは、R11の液体の体積は、蒸気の1/127の体積であり、設計以上に流れたと計算された蒸気体積分は、体積の小さい液として通過していると考えることができる。

6. 実験結果と計算結果の比較

図7は、 $x'(x_v)$ がほぼ0.6, 0.8および1.0に対する単位質量流量当りの軸出力 W_T (以降 軸比仕事と略記) の実験値と運転圧力比 π との関係を示したものである。図7中の○印は x' がほぼ1.0, △印は、ほぼ0.8, ◇印は、ほぼ0.6の実験結果である。また図中には、実線で理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{TiOP} の関係の計算結果を併記している。実験結果と計算結果は同じ傾向を示している。なお図中の破線は、最小自乗法によって求めた実験値を通る線である。

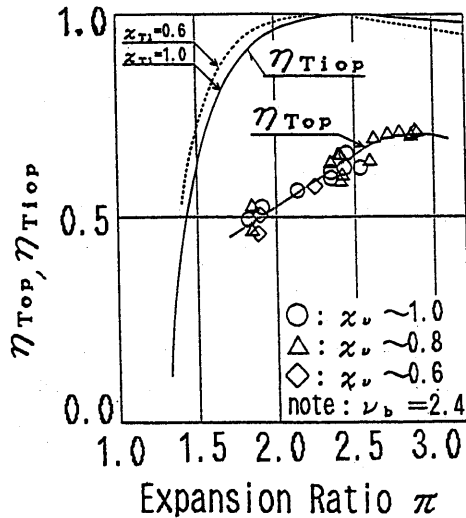
図8は、運転圧力比 π を変化させた場合の、乾き度 $x'(x_v)$ と W_T の関係を示したものである。図8中の○印は運転圧力比 π がほぼ2.9, △印はほぼ2.3, ◇印はほぼ1.9の結果である。また図中には、 W_{TiOP} の計算結果を併せて図示しているが、 W_T は運転圧力比 π に関し W_{TiOP} と同じ傾向を示している。

ここで膨張機の軸比仕事 W_T と理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{TiOP} との比を膨張機の運転効率 η_{TOP} とし、式(8)で定義した。

$$\eta_{TOP} = W_T / W_{TiOP} \quad (8)$$

本研究では、 W_T が計測されたときの条件で理想ねじ膨張機の断熱比仕事 W_{TiOP} を各測定点について計算し、式(8)により η_{TOP} を求めた。図9は膨張機の運転効率 η_{TOP} と運転圧力比 π との関係を示したもので、図中の○印は $x'(x_v)$ がほぼ1.0, △印はほぼ0.8, ◇印はほぼ0.6の結果である。この図より圧力比 π が大きくなると η_{TOP} が増加する傾向がわかる。

しかし x' を乾き度とし、 W_T が計測されたときの条件で、最適圧力比 π'_i を求めると、ほぼ2.2~2.8であるので、 η_{TOP} のピークは2.7~3.0くらいに存在すること

Fig. 9 Relation between η and π

が予想される。

ここで式(9)で表される、一般に用いられる膨張機

$$\eta_T = W_T/E_T \quad (9)$$

の全効率⁽¹⁾ η_T と、膨張機の運転効率 η_{TOP} の関係を調べるために、膨張機の運転条件での実際の作動媒体の断熱比仕事を実断熱仕事 E'_{Tad} とし、 E'_{Tad} で理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{Tiop} を割ったものを理想ねじ膨張機の運転効率⁽²⁾ η_{Tiop} とし、式(10)で定義する。

$$\eta_{Tiop} = W_{Tiop}/E'_{Tad} \quad (10)$$

理想ねじ膨張機の運転効率 η_{Tiop} を利用すると、膨張機の運転効率 η_{TOP} と一般に用いられる膨張機の全効率 η_T との関係は、次の式(11)で示されるようになる。

$$\eta_T = \frac{E_{Tad}}{E_T} \cdot \frac{E'_{Tad}}{E_{Tad}} \cdot \frac{W_{Tiop}}{E'_{Tad}} \cdot \frac{W_T}{W_{Tiop}} \quad (11)$$

$$= \eta_{cycle} \cdot \eta_{TW.S} \cdot \eta_{Tiop} \cdot \eta_{TOP}$$

η_{cycle} は有効率と言うべききもので、ランキンサイクルの断熱仕事と、可逆サイクルの有効仕事との比であり、 $\eta_{TW.S}$ は作動媒体係数と言うべきき実作動媒体の実断熱仕事と、完全ガスの断熱仕事との比である。

式(10)で求まる理想ねじ膨張機の運転効率 η_{Tiop} の運転圧力比 π による変化⁽²⁾ を図9に併せて示している。理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{Tiop} が図7、図8に示すように、入口乾き度 x_{T1} により変わるため、

η_{Tiop} も x_{T1} により変化する。図9には実線で x_{T1} が1.0の場合を、破線で x_{T1} が0.6の場合の η_{Tiop} を示してある。図9によれば理想ねじ膨張機の運転効率 η_{Tiop} は、運転圧力比 π が1.8付近より小となると急激に減少する。しかし実際の膨張機の運転効率 η_{TOP} と理想ねじ膨張機の運転効率 η_{Tiop} との関連については、今後の検討が必要である。

7. 結論

作動媒体が湿った場合の膨張機の出力の予測方法に関して、計算と実験の両面から検討した結果、以下の結論を得た。

- (1) 本報告では、作動媒体が乾きに近い状態の湿り蒸気における、ねじ膨張機の性能予測計算法として、実作動媒体の熱物性データを利用し、断熱指数 κ が変化する等エントロピ膨張の実断熱仕事の考えを導入し、湿り運転の膨張機出力を予測可能にした。
- (2) 本研究では、作動媒体の乾き度 x に相当するものとして、体積流量比 x_{vT1} 、 x_{vT2} を設定し、これにもとづいた乾き度 x' で得られたデータを整理すると、予測値と実験値は、その傾向が似かよったものになった。
- (3) 実軸比出力 W_T の予測には、計算した理想膨張機の運転断熱仕事 W_{Tiop} に、ねじ膨張機固有の運転効率 η_{TOP} を掛けることで整理することができる。
- (4) 膨張機の運転効率 η_{TOP} は、膨張機固有の特性値であるが、運転圧力比 π および乾き度 x' により変化する。今回の実験に使用したねじ膨張機の場合、 x' が1~0.6の範囲で運転圧力比 π が最適圧力比 π'_i に近ければ、運転効率 η_{TOP} は概ね0.70の値となる。

おわりに、本研究の実験に関し、温泉の利用と実験場所を提供いただいた、長崎県小浜温泉の本多宣章氏に謝意を表す。

参考文献

- 1) 機械工学便覧 B5 p-4~6
- 2) 金子・ほか1名, 機論, 51-461, B (1985), 134.
- 3) 栗須・ほか2名, Trans. ASME, J. Offshore Mech. Arct. Eng. (1983), 593.
- 4) Wauter P, De Vlaminck M, VDI Ber, 640, (1987), 81.
- 5) Steidel, R. F., ほか2名, Trans. ASME, J., Eng. Power, 104(1982), 231.
- 6) 谷口・ほか4名, 機論, 51-467, B (1985), 2471.