

温泉熱発電*

(油ポンプなしのねじ膨張機の湿り運転特性)

吉田 孝 男^{*1}, 栗 須 正 登^{*2}
河 部 秀 彦^{*2}, 児 玉 好 雄^{*2}

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

Takao YOSHIDA, Masato KURISU,
Hidehiko KAWABE, and Yoshio KODAMA

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 with a high-temperature oily working medium liquid for the lubricant. This idea is proposed in order to omit the lubrication pump. By feeding of the oily working medium liquid lubricant, the working fluid must be of low quality (dryness fraction). For the calculation of 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 give 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-quality ($\kappa=0.6\sim 1.0$) actual working medium.

Key Words: Power Plant, Geothermal Energy, Energy Conversion, Working Medium, Screw Expander, Dryness Fraction

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形動力回収装置として、ねじ形膨張機(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形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⁽⁶⁾と、飽和液に近い湿り膨張の研究⁽⁶⁾などがあるが、本報では、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、ねじ形膨張機、三相誘導発電機などで構成されている。

ねじ形膨張機は、10 kW 級のスクルー圧縮機を改造し、設計容積比 v_h を 2.4 としたものをを用いた。図3に実験に用いたねじ形膨張機の断面概要図を、表1に

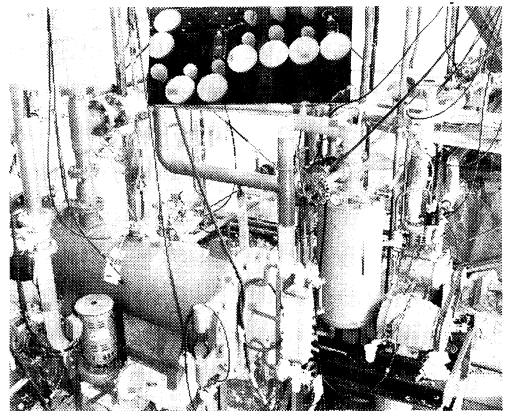


図1 実験装置主要部の写真

* 平成元年11月21日 九州支部・中国四国支部合同長崎地方講演会において講演、原稿受付 平成元年3月23日。

^{*1} 正員、長崎大学大学院(現在 鹿島建設技術研究所)。

^{*2} 正員、長崎大学工学部(〒852 長崎市文教町1-14)。

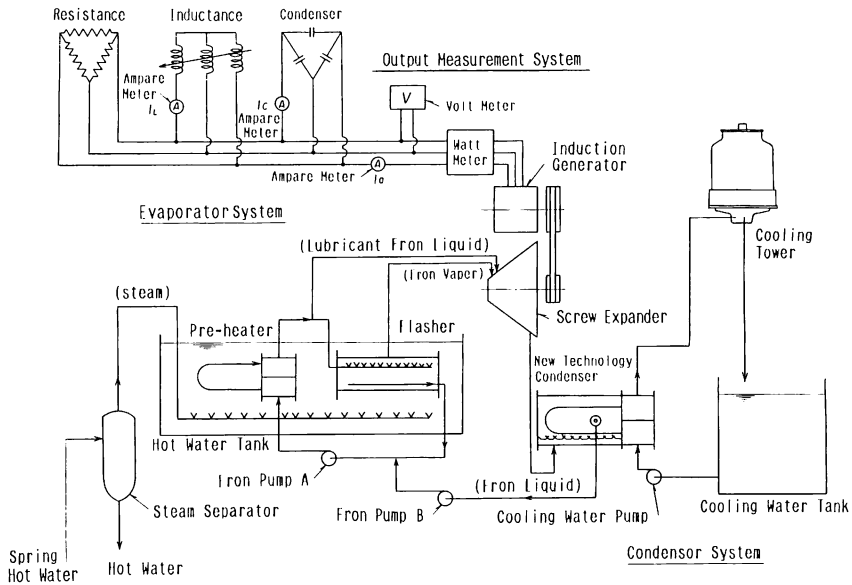


図 2 実験装置の系統図

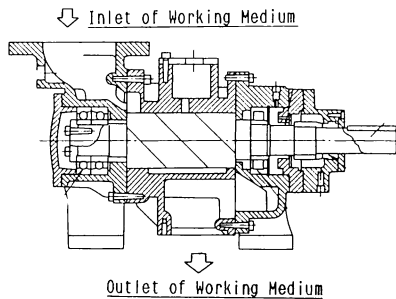


図 3 ねじ膨張機の断面概要図

その主要仕様を示す。発電には、三相 200 V-4 P 7.5 kW の誘導発電機を使用し、100, 500 W の白熱灯を負荷とした。温度計測には Pt 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 Pt 測温体を使用した。圧力計測は、拡散形半導体(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形流量計を使用して行った。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を、肉眼で確認できるサイトグラスを設置してある。

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_{mT} : 膨張機駆動作動媒体質量流量 kg/s

χ_{T1} : 膨張機入口の乾き度

表 1 ねじ膨張機の主要仕様

Maker	HOKUETSU INDUSTRIES	
Theoretical Outlet Volume	0.000816m 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

- χ' : 流量比から求めた乾き度 (近似計算乾き度)
- π : 運転圧力比 =(入口圧力)/(出口圧力)
- π' : 実作動物質の設計圧力比
- ν_b : 設計容積比(膨張機出入口の閉込め容積の比)
- A' : 実作動媒体の出力 kJ
- E_T : 有効仕事 kJ/kg
- E_{Tad} : 完全ガスの断熱仕事 kJ/kg
- E'_{Tad} : 実作動媒体の断熱仕事 kJ/kg
- E'_{Tpot} : 計測ポルトロープ仕事 kJ/kg
- E_{NW} : 負の仕事 kJ/kg
- W_T : 実膨張機の軸比仕事 kJ/kg
- W_{Ttop} : 理想膨張機の運転断熱比仕事 kJ/kg

4. 実験結果の整理とその検討

4-1 計測ポルトロープ効率 実際に計測された膨張機の作動媒体単位質量当たりの軸仕事を、実膨張機の軸比仕事 W_T と名付け、これと計測した膨張機入口・出口のエンタルピー差から求めた、ポルトロープ

仕事 $E'_{T_{pol}}$ (計測ポリトロープ仕事と呼ぶ) との、式(1)で示される比を、計測ポリトロープ効率 $\eta'_{T_{pol}}$ と名付ける。図4は、計測ポリトロープ効率 $\eta'_{T_{pol}}$ 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、 $\eta'_{T_{pol}}$ は高くなる傾向がみられるが、しかし、この $\eta'_{T_{pol}}$ を利用して、小形ねじ膨張機の出力予測は、困難である。

$$\eta'_{T_{pol}} = W_T / E'_{T_{pol}} \dots\dots\dots (1)$$

4.2 実断熱仕事の導入 潤滑油ポンプを省略するため、実験では、作動媒体として 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)膨張機の潤滑油の二つの作用をする。潤滑系には、高温の油分の多い作動媒体液を供給した。したがって、運転の作動媒体の乾き度 χ_T は、従来のものに比べて小さくなった。そのため、実験中の作動媒体は、 χ_T が異なるため、完全ガス ($\chi = \text{一定}$) としては取扱えず、式(2)で示される完全ガス ($\chi = \text{一定}$) で、断熱変化 ($ds=0$) した場合の断熱仕事の式⁽¹⁾では、仕事は計算できない。

$$E'_{T_{ad}} = C_p \cdot T_{i1} [1 - (p_{i2}/p_{i1})^{(\chi-1)/\chi}] \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 C_p は定圧比熱、 T_{i1} は膨張機入口温度、 p_{i2} 、 p_{i1} は膨張機出口、入口圧力である。

そこで、実験値をもとにした、工業仕事の計算は、R11の蒸気表の数表を用いて、式(3)による数値積分を行った。つまり、 χ は蒸気表に従って変化(数表の温度差 ΔT の間では一定) するものとして取扱った。

このように、実際の作動媒体の熱物性値を利用し、式(3)で計算される仕事 $E'_{T_{ad}}$ を、実作動媒体の実断熱仕事と定義した。

$$E'_{T_{ad}} = \int v dp \dots\dots\dots (3)$$

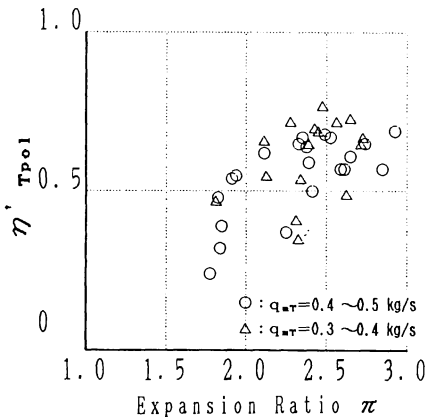


図4 計測ポリトロープ効率と運転圧力比の関係

$$(ds=0)$$

$$A'_{T_{ad}} = \int V dp \dots\dots\dots (4)$$

$$(dS=0)$$

ここで、 v および V は、作動媒体の比容積および容積である。また、式(3)は、単位質量 1 kg についての、式(4)は、任意質量についての工業仕事である。

4.3 膨張機の設計圧力比 温泉熱利用などの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、季節変動により変動するため、運転出口圧力 p_{i2} は、かなり変化する。一方、ねじ膨張機は、出口と入口の閉込め容積の比である設計容積比 ν_b と、入口の圧力 p_{i1} と乾き度 χ_{T1} を決めると、等エントロピー膨張計算により、設計な出口圧力 p_{i2b} (以降設計出口圧力と呼ぶ) が決まる。入口の圧力 p_{i1} と設計出口圧力 p_{i2b} の比を、設計圧力比 π_i と名付ける。

運転出口圧力 p_{i2} と、設計出口圧力 p_{i2b} とは、必ずしも一致しない。 p_{i2} が p_{i2b} より大きい場合の膨張⁽²⁾の $p-v$ 線図を図5に示す。図5(d)は、 χ_{T1} が 1.0 の場合の等エントロピー膨張の図であるが、②'-③'の圧力が設計出口圧力 p_{i2b} を示し、②"-②-③の圧力が、運転圧力 p_{i2} を示している。

4.4 理想ねじ膨張機 設計圧力比で運転された

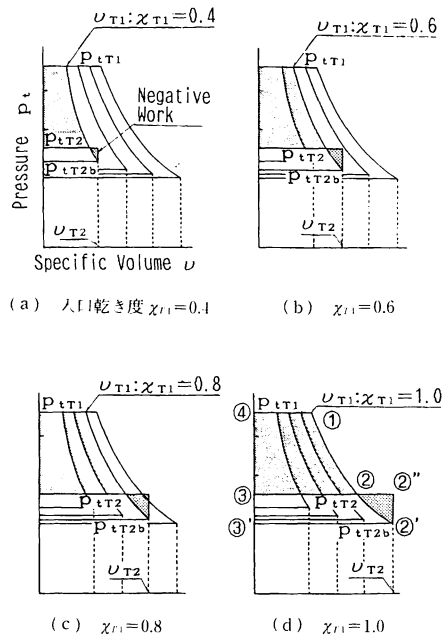


図5 p_i-v 線図 ($p_{i1} = \text{Const.}$)

場合、作動媒体の実断熱仕事⁽¹⁾が、すべて比仕事になる膨張機を理想ねじ膨張機⁽²⁾と定義する。

4.5 理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 図5(d)での、①、②、③、④の面積が、式(3)で求められる実断熱仕事 E'_{Tad} を示し、 χ_{T1} が減少すれば、この面積が小さくなることを、図5(a)~(d)で示している。また、ねじ膨張機の場合、運転出口圧力 p_{tR2} と設計出口圧力 p_{tR2b} が一致しない場合、とくに、 p_{tR2} が p_{tR2b} より大きい場合には、膨張機の比仕事は、図5(d)の②②'の面積で表される負仕事 E_{NW} だけ、小さいものとなり、式(5)で表される。

$$W_{T10p} = E'_{Tad} - E_{NW} \dots\dots\dots (5)$$

ねじ膨張機特有の負仕事などを考慮した W_{T10p} を、理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事と名付ける。

4.6 実作動媒体の設計圧力比 図6に、R11蒸気表を利用した計算で、(6)の条件で、入口乾き度を変化させた場合の、 p - V 変化の違いを示した。図6には、空気およびR11の κ が一定の変化も、併記した。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。

$$\begin{aligned} \text{入口: } p_{tR1}, T_{tR1}, V_1 &= \text{一定} \\ \text{出口: } V_2 &= \text{一定} \end{aligned} \dots\dots\dots (6)$$

図6より、作動媒体の性質が異なれば、つまり、断熱指数や膨張機入口の湿度が異なれば、作動媒体についての設計出口圧力 p_{tR2b} が、変化することがわかり、したがって、設計圧力比 π' が変化することがわかる。表2には、膨張機入口温度 T_{tR1} が348 K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 χ_{T1} 変化による等エントロピー膨張での、設計圧力比 π' の違いを示してある。

図7は、入口圧力 p_{tR1} (入口温度 $T_{tR1}=348$ K) を固定し、入口乾き度 χ_{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_{T10p} の関係を示したものである。入口乾き度 χ_{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_{T10p} も小となる。また、 χ_{T1} により、 W_{T10p} が零となる圧力比 $\pi_{W_{T10p}=0}$ は異なる。 $\chi_{T1}=1.0$ の場合は、 $\pi_{W_{T10p}=0}=1.29$ であり、 $\chi_{T1}=0.6$ の場合は $\pi_{W_{T10p}=0}=1.26$ である。

図8は、図7と同じ条件の計算で、入口乾き度 χ_{T1} と、理想膨張機の運転断熱比仕事 W_{T10p} との関係を示すもので、出口圧力 p_{tR2} を0.147, 0.196, 0.246 MPa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8から、 χ_{T1} の減少に伴い W_{T10p} も減少するが、運転出口圧力 p_{tR2} が高い (π が小さい) 場

合、その減少度合いが小さいことがわかる。

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、次の方法で乾き度 χ を χ' で近似させた。

使用した実験膨張機は、潤滑が十分に行われた場合(湿り運転)は、漏れ流量が無視できる。膨張機出口の閉込め容積と回転数から決まる設計体積流量を q_{vT2b} とする。また、計測された作動媒体の質量流量から求めた体積流量を、計算体積流量 q_{vT2} とする。 q_{vT2} のうち、 $q_{vT2} - q_{vT2b}$ が液として、 q_{vT2b} がガスとして通過したものとする。

一般に、乾き度は、比容積 v を使って式(7)より計算されるが、気体の比容積 v'' 、 v は、液の比容積 v' より十分大きいので、乾き度は v''/v で近似される。 v''/v は、 q_{vT2b}/q_{vT2} で表すことができ、したがって、式(7)'で表される χ' を近似乾き度とする。

$$\chi = (v'' - v') / (v - v') \cong v'' / v \dots\dots\dots (7)$$

$$\chi' = v'' / v = q_{vT2b} / q_{vT2} \dots\dots\dots (7)'$$

なお、実験膨張機では、潤滑系からの高温作動媒体液

表2 実作動媒体の最適圧力比

Working Medium	κ	π'
Ideal Gas	$\kappa = 1.4$	3.41
	$\kappa = 1.162$	2.77
R 11	$\chi_{T1} = 1.0$	2.49
	$\chi_{T1} = 0.8$	2.44
	$\chi_{T1} = 0.6$	2.31
	$\chi_{T1} = 0.4$	2.10
	$\kappa = 1.4$	2.10

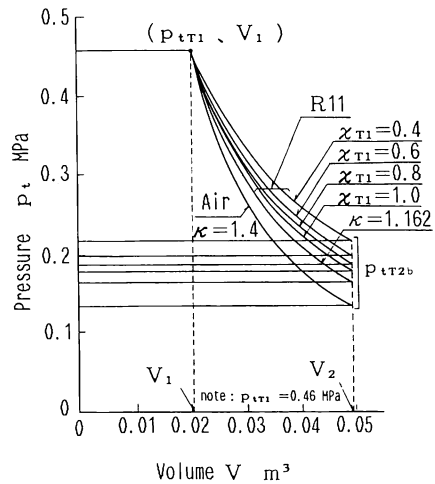


図6 p_t - V 線図 ($p_{tR1}, T_{tR1}, V_1, V_2 = \text{Const.}$)

供給がない場合には、駆動用作用媒体は入口乾き度は、1の状態であるが、しかしながら、供給があるため、膨張機入口部分の近似乾き度は、式(7)'で計算される χ' に近似的に等しいものとした。

6. 実験結果と計算結果の比較

図7は、近似乾き度 χ' がほぼ0.6, 0.8, および1.0に対する単位質量流量当たりの軸出力 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 χ' 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7中には、実線で理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 $W_{T\text{top}}$ の関係の計算結果を併記したが、実験結果と計算結果は、ほぼ同じ傾向を示している。なお図7中の破線は、最小二乗法による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 χ' 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8中には、 $W_{T\text{top}}$ の計算結果を併せて図示しているが、膨張機の軸比仕事 W_T は、運転圧力比 π および近似乾き度 χ' に関し、理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 $W_{T\text{top}}$ と、ほぼ同じ傾向を示している。つまり、 χ' および π が大きくなるにつれて、 W_T および $W_{T\text{top}}$ の値は増加する。ここで、 W_T と $W_{T\text{top}}$ との比を、膨張機の運転効率 $\eta_{T\text{op}}$ とし、式(8)で定義した。

$$\eta_{T\text{op}} = W_T / W_{T\text{top}} \dots\dots\dots(8)$$

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 $W_{T\text{top}}$ を、各測定点について計算し、式(8)より $\eta_{T\text{op}}$ を求めた。図9は膨張機の運転効率 $\eta_{T\text{op}}$ と運転圧力比 π との関係を示したもので、

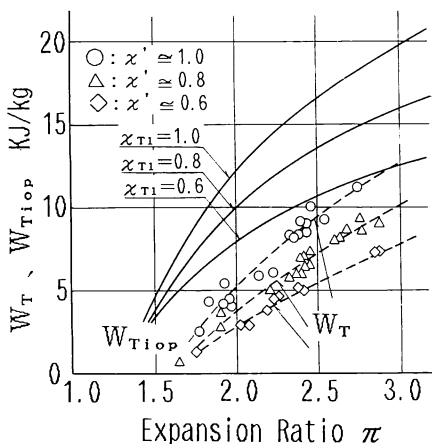


図7 膨張機比仕事の運転条件(π, χ')による変化

図9中の○印は χ' 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9より、圧力比 π が大きくなると $\eta_{T\text{op}}$ が増加する傾向がわかる。しかし χ' を入口乾き度とした W_T 計測時の運転条件では、設計圧力比 π' は、ほぼ2.2~2.8であるので、 $\eta_{T\text{op}}$ のピークは2.7~3.0くらいにあることが予想される。計測エンタルピー差を分母とし、 W_T を分子とする計測ポルトロープ効率 $\eta_{T\text{pol}}$ での整理では、図4のようにばらついていたものが、図9では、運転効率 $\eta_{T\text{op}}$ と運転圧力比 π を関連づけることができた。

膨張機の運転効率 $\eta_{T\text{op}}$ は、膨張機固有の特性値である。図9によれば、作用媒体の乾き度が0.6~1.0の湿り運転では、 $\eta_{T\text{op}}$ は、ほぼ乾き度に関係なく、運転圧力比 π の関数になると予想される。今回の実験機(設計容積比 $\nu_b=2.4$)では、 π が2~3の範囲で、式(9)の実験式が、実験値をほぼ満足する。

$$\eta_{T\text{op}} = -0.266\pi^2 + 1.490\pi + 1.385 \dots\dots\dots(9)$$

ここで次式で表される、一般に用いられる膨張機の

$$\eta_T = W_T / E_T$$

全効率⁽¹⁾ η_T と、膨張機の運転効率 $\eta_{T\text{op}}$ の関係を調べるために、膨張機の運転条件での実際の作用媒体の断熱比仕事を実断熱仕事 $E_{T\text{ad}}$ とし、 $E_{T\text{ad}}$ で理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 $W_{T\text{top}}$ を割ったものを理想ねじ膨張機の運転効率⁽²⁾ $\eta_{T\text{top}}$ とし、式(10)で定義する。

$$\eta_{T\text{top}} = W_{T\text{top}} / E_{T\text{ad}} \dots\dots\dots(10)$$

理想ねじ膨張機の運転効率 $\eta_{T\text{top}}$ を利用すると、膨張機の運転効率 $\eta_{T\text{op}}$ と、一般に用いられる膨張機全効率 η_T との関係は、式(11)で示されるようになる。

$$\eta_T = \frac{E_{T\text{ad}}}{E_T} \cdot \frac{E_{T\text{ad}}}{E_{T\text{ad}}} \cdot \frac{W_{T\text{top}}}{E_{T\text{ad}}} \cdot \frac{W_T}{W_{T\text{top}}} \dots\dots\dots(11)$$

$$= \eta_{T\text{cycle}} \cdot \eta_{TWS} \cdot \eta_{T\text{top}} \cdot \eta_T$$

$\eta_{T\text{cycle}}$ は、有効率で、断熱仕事と、可逆サイクルの有効仕事との比であり、 η_{TWS} は作用媒体係数というべ

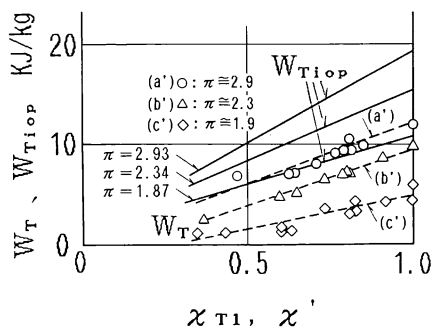


図8 乾き度による膨張機比仕事の変化

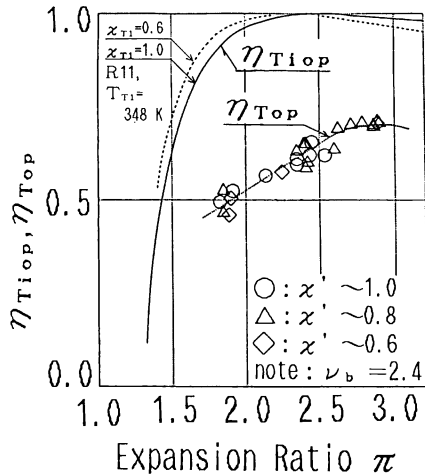


図9 η_{Tiop} および η_{Top} と運転圧力比 π との関係

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, 8に示すように、入口乾き度 χ_{T1} により変わるため、 η_{Tiop} も χ_{T1} により変化する。図9には実線で χ_{T1} が1.0の場合を、破線で χ_{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小形ねじ膨張機の出力予測について、計算と実験から、次の結論を得た。

(1) 作動媒体が、湿った場合の膨張機出力の予測計算は、作動媒体の蒸気表を用いて、断熱指数 κ が蒸気表に従って変化する形の、等エントロピー変化による

数値積分が必要である。特に、ねじ膨張機の場合は、出口圧力が設計出口圧力より大きい場合の、負仕事などを考慮した、ねじ形特有の理想膨張機の運転断熱比仕事 W_{Tiop} を、式(4)の数値積分で計算する必要がある。

(2) 計算では、理想膨張機の運転断熱比仕事 W_{Tiop} は、図7, 8に示すとおり、入口乾き度 χ_{T1} や、運転圧力比 π により変化するが、 χ_{T1} が1に近く、 π が大きいほど、 W_{Tiop} は大きくなる。しかし、 π を大きくすることは、低温度差エネルギー利用では限界がある。

(3) ねじ膨張機の効率として、計測運転条件で計算した運転仕事 W_{Tiop} を分母とし、計測出力 W_T を分子とする運転効率 η_{Top} を導入した。 η_{Top} と運転圧力比 π で実験値を整理すると、 η_{Top} は、図9に示すように乾き度に、ほぼ関係ない形となり、実験機の η_{Top} と π との実験式として、式(9)が得られた。膨張機の運転効率 η_{Top} は、膨張機固有の特性値であるが、図9によれば、作動媒体の乾き度が0.6~1.0の湿り運転では、設計容積比 $\nu_b = 2.4$ から予測される設計圧力比 $\pi_b = 2.6 \sim 2.8$ 近辺では、 η_{Top} は約0.7である。

(4) 小形ねじ膨張機の軸比出力 W_T は、設計容積比、入口温度、乾き度、運転圧力比など基にした、理想膨張機の運転断熱比仕事 W_{Tiop} に、実験から求められる運転効率 η_{Top} を掛けて得られる。

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。

文 献

- (1) 日本機械学会論. 機械工学便覧. B5 (1986), 4-6.
- (2) 金子・ほか1名. 機論. 51-461, B (1985), 134.
- (3) 栗須・ほか2名. *Proc. 5th Int. Symp. OMAE, ASME*, 2 (1983), 593.
- (4) Wauter P and De Vlaminck, M., *VDI Bv*, 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.