404 トータルフロースクリューエキスパンダの基本特性

理論効率の実用式

Fundamental Performance of the Total Flow Screw Expander

Practical Expression of the Theoretical Efficiency

正 金子 達司 (首都大) ○学 武部 良亮 (首都大)

Tatsushi KANEKO, Tokyo Metropolitan University, Minami-osawa 1, Hachioji, Tokyo

Ryosuke TAKEBE, Tokyo Metropolitan University, Minami-osawa 1, Hachioji, Tokyo

Key Words: Screw Expander, Energy Conversion, Geothermal Energy, Positive Displacement machine

1. 結論

近年のエネルギー消費量の増大やエネルギーの安全, 安定供給問題に伴い, 自然エネルギーの積極的利用が求められている. 中でも地熱エネルギーは我が国に豊富に存在する資源であり, 有効利用と進展が望まれている. スクリューエキスパンダは回転形の流体機械の特徴を備える一方で, 容積形の作動原理を持つため, 湿り蒸気をそのまま利用するトータルフロー発電に有用であると期待されている⁽¹⁾.

前報⁽²⁾では, 湿り蒸気を作動流体とし, 適正膨張時における内部圧力比と膨張比の関係を表す実用式を提案した. これを用いることで適切な給気ポート設計を行うことができる. 本報では実用式を用いた時のトータルフロースクリューエキスパンダの理論仕事や理論効率を求め, これらにおよぼす運転圧力比と蒸気の乾き度の影響について検討した.

2. 適正膨張

漏えい損失や流動損失がなく, 膨張過程で断熱膨張する理想的なスクリューエキスパンダを仮定する. 膨張比 ε_i はスクリューエキスパンダの基本設計パラメータで, この値により給気ポートの形状が決定される. 作動流体が理想気体の時, 膨張比 ε_i は次式より導かれる.

$$\varepsilon_i = \lambda_i^{1/k} \quad (1)$$

ここで, λ_i は内部圧力比(設計圧力比), k は断熱指数である.

Fig.1 に理想スクリューエキスパンダの指圧線図を示す. 条件 (i) では膨張終了時圧力 P_f と排気圧力 P_d が一致し, これを適正膨張と呼ぶ. 条件 (ii) では $P_f > P_d$ となり g-c-h で囲む面積が未回収仕事の損失となる. その結果, 理論仕事 W_{th} は e-f-g-c-d で囲む面積で表される.

$$W_{th} = \frac{1}{k-1} P_s V_s \left(1 - \lambda_i^{\frac{1-k}{k}} \right) + P_s V_s \left(1 - \frac{\lambda_i^{\frac{1}{k}}}{\lambda} \right) \quad (2)$$

ここで, $\lambda = P_c / P_d$ は運転圧力比を表す.

全断熱仕事 W_{ad} は e-f-g-h-c-d の囲む面積で

$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} P_s V_s \left(1 - \lambda_i^{\frac{1-k}{k}} \right) \quad (3)$$

本研究では全断熱仕事 W_{ad} と理論仕事 W_{th} の比を理論効率 $\eta_{th} = W_{th} / W_{ad}$ と定義する.

3. 断熱指数の実用式

作動流体が湿り蒸気の場合, 断熱指数 k は乾き度によって変化する. Fig.2 に各乾き度における, 適正膨張時の内部圧力比 λ_i と膨張比 ε_i の関係を示す. 本計算には蒸気表⁽³⁾を用いた. 直線の傾きが断熱指数に対応するが, 乾き度の低下のに伴い減少し, 特に低乾き度で顕著である. 本結果より適正膨張における断熱指数の値を乾き度の関数として, 最小二乗法にて誤差 0.1% の精度で多項式近似した実用式を(4)に示す. これは $x > 0.75$ の断熱指数を近似したツオイナの値⁽⁴⁾とも一致する.

$$k(x) = -7.8411x^6 + 29.593x^5 - 45.4216x^4 + 36.621x^3 - 16.839x^2 + 4.5637x + 0.4507 \quad (4)$$

(4)式より適正膨張時の断熱指数が容易に得られ, (1)式を用いることで作動流体を湿り蒸気とした場合にも適切な給気ポート設計を行うことができる.

Fig.1 Indicator Diagram of Ideal Screw Expander

Fig.2 $\lambda_i - \varepsilon_i$ at Optimum Expansion

4. 理論仕事と理論効率

湿り蒸気を作動流体とし、設計パラメータに乾き度を付加した場合、理論仕事 W_{th} 、理論効率 η_{th} はそれぞれ次式で表される。

$$W_{th} = \frac{1}{k(x)-1} P_s V_s \left[1 - \lambda_i^{\frac{1-k(x)}{k(x)}} \right] + P_s V_s \left[1 - \frac{\lambda_i^{\frac{1}{k(x)}}}{\lambda} \right] \quad (5)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{W_{ad}} = \frac{\left[1 - \lambda_i^{\frac{1-k(x)}{k(x)}} \right] + [k(x)-1] \left[1 - \frac{\lambda_i^{\frac{1}{k(x)}}}{\lambda} \right]}{k(x) \left[1 - \lambda_i^{\frac{1-k(x)}{k(x)}} \right]} \quad (6)$$

ここで、 x は運転乾き度、 x_i は設計乾き度である。

設計条件として内部圧力比 $\lambda_i=2.6$ 、設計乾き度 $x_i=x$ とし、運転圧力比 λ を変化させた時の理論仕事 W_{th} を Fig.3 に、理論効率 η_{th} を Fig.4 に示す。図中のシンボルは蒸気表から得られた値、実線は式(5)、または式(6)を表し、両者は良く一致しており、Fig.4 での誤差は最大で 1.0% 程度に収まっている。内部圧力比 λ_i を固定し、運転乾き度に対応した設計乾き度でポート設計を行った場合では、 $\lambda=\lambda_i$ となる $\lambda=2.6$ で $\eta_{th}=1$ となるが、乾き度の低い蒸気ほど運転圧力比の変化に対する理論効率の低下は大きい。

Fig.3 Theoretical Work

Fig.4 Theoretical Efficiency

次に設計条件を $\lambda_i=2.6$ 、 $x_i=0.3$ とした時の理論仕事 W_{th} を Fig.5 に、理論効率 η_{th} を Fig.6 に示す。内部圧力比と設計乾き度によって膨張比が固定され、運転乾き度が設計乾き度と異なる条件でも、蒸気表から得られた値と実用式(4)、(5)は良く一致している。Fig.5 では運転乾き度の低下に対して理論仕事 W_{th} は増加する。これは低乾き度の蒸気ほど膨張過程で指圧線図の傾きが緩やかになり、回収仕事に対応する面積が増加するためである。しかし Fig.6 で示されるように低乾き度では運転圧力比の増加に伴い、未回収仕事に起因する損失増加の影響が大きいので、理論効率は大きく低下する。

5. 結論

作動流体を低乾き度の蒸気とするトータルフローズクリューエキスパンダの理論効率を断熱指数を用いて簡潔に表す関係式を提案した。これを用いることで設計条件と運転条件が異なる場合でも理論効率を容易に計算でき、損失の解析や実験結果の検討に有用である。トータルフローズクリューエキスパンダは設計条件と異なる運転条件では理論効率が低下する場合があり、運転条件の把握と適切な設計が必要である。

6. 参考文献

- (1) R.F.Steidel, Jr., Journal of Engineering for Power, 104(2001), 231
- (2) 金子・他 1 名, 機講論, NO.117-1(2011), 71
- (3) SI 日本機械学会蒸気表
- (4) 谷下市松, 工業熱力学基礎編, 昭 60, 184

Fig.5 Theoretical Work

Fig.6 Theoretical Efficiency