

(論文)

小型スクリュ蒸気発電機

Micro Steam Energy Generator



桑原英明*

Hideaki KUWABARA



西村 真*

Makoto NISHIMURA



松隈正樹**

Masaki MATSUKUMA



松井孝益**

Takayoshi MATSUI

Small-sized steam plants are widely prevalent in the industrial world. In such plants, change of steam flow, small amount of steam, and low-pressure steam prevent energy saving. For this reason, a screw type small steam generator has been developed, which is called "micro steam energy generator". This machine enables effective use of steam in small-sized steam plants and promotes further energy saving and CO₂ reduction. This machine has improved power output, which is 132kW and 160kW. It also has two specification, one is the high pressure difference type and the other is the low pressure difference type. Furthermore, 58 ~ 74% of efficiency was realized in the 132 ~ 160kW class steam turbine. The test results of this generator are shown in this paper.

まえばき = 地球温暖化防止への取組みは世界的にも不可避の問題として認識されており、わが国でも地球温暖化対策推進法や改正省エネルギー法の施行により、産業界でも環境に配慮された取組みが強化されている。多くの産業では、加熱、乾燥、濃縮、殺菌などのための熱エネルギー源として蒸気を使用されているが、蒸気利用分野にはまだ多くの未利用エネルギーが存在している。このような未利用エネルギーが存在する理由として、工場プロセスで使用される蒸気はプロセスの蒸気使用量に依存して変動することや、蒸気の圧力が1MPaG未満の比較的低圧の蒸気であること、また、数t/h程度の比較的小量の蒸気量にとどまることが要因として挙げられる。

大型のプラントのように常に大量の蒸気が安定して供給される施設では、軸流型あるいはラジアル型のタービンが蒸気エネルギーの動力や電力への変換に利用されている。大型で効率の良い軸流型タービンであっても、比較的小量で低圧力の蒸気からは効率よく動力や電力を生み出すことが難しくなる。

そこで、産業界で広く利用されている小流量、低圧かつ流量変動を伴う蒸気の有効利用を図り、さらなる省エネルギーとCO₂排出量の削減を推進することを目的として100kW出力のスクリュ式小型蒸気発電機『スチームスター®』を開発した。

本稿では、先行開発機につづき、さらなる普及を目指して高出力化された新型スチームスターの構造・原理と実蒸気を用いて実施した試験結果について報告する。

1. 工場プロセスにおける余剰蒸気

多くの工場の蒸気プラントでは、図1に示すようにボイラで発生した蒸気を減圧弁などで所要圧力に減圧し、

加熱、乾燥などのプロセスの操業に供給している。このように、プロセスの操業で蒸気を利用する場合は比較的十分な蒸気量があるものの、動力回収のための十分な圧力差が取れない場合が多い。

また、図2のような蒸気プラントでは、ボイラの発生蒸気量よりもプロセスでの蒸気使用量が少ない場合があり、使い道のない余剰蒸気がやむなく大気放出されている場合がある。

ここで図1と図2における蒸気の変化について、図3のh-s (Enthalpy vs Entropy) 線図で表す。図3は、単位質量あたりの蒸気の状態量を示したもので、縦軸に工

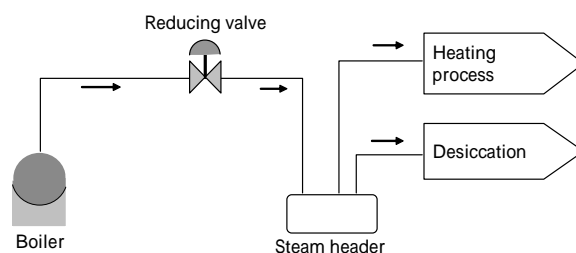


図1 一般的な蒸気プロセス
Fig. 1 General process flow in small-sized steam plant

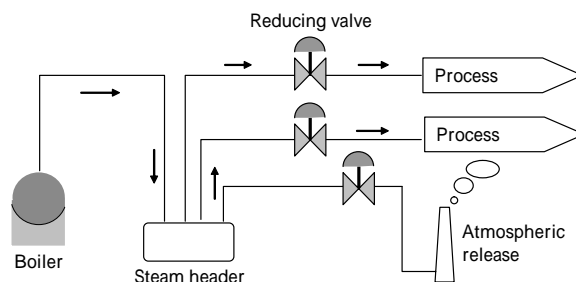


図2 余剰蒸気をもつ蒸気プロセス
Fig. 2 Process flow in small-sized steam plant with excess steam

*技術開発本部 機械研究所 **機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 汎用圧縮機工場

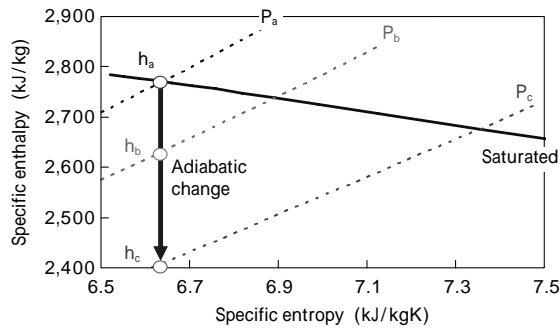


図3 蒸気の状態量
Fig. 3 State quantity of steam

ントルピーを、横軸にエントロピーを示した図である。図では各圧力の飽和蒸気を結んだ飽和蒸気線と圧力 P_a , P_b , P_c の等圧線が交わっている。 P_a はスチームスターに供給可能な蒸気圧力, P_b は図1で示すような減圧弁2次側のプロセスの圧力, P_c は図2で示すような大気放出される場合の大気圧を示している。蒸気が断熱膨張した場合に得られる断熱動力は、図1の場合では $h_a - h_b$ となり、図2の大気放出する場合は $h_a - h_c$ となる。つまり、図1のようにプロセスで利用されるような蒸気の場合、単位質量当りの蒸気から回収可能な動力は、大気放出される蒸気に比べて小さくなる。また、同じ動力や電力を回収する場合には、図1の場合では図2の場合に比べて多くの蒸気量が必要となる。つまり、高差圧かつ低流量と、低差圧かつ高流量の二つの条件において、効率の高い発電装置にニーズがある。

2. 構造と原理

2.1 スクリューエキスパンダの構造と動作原理

スクリューエキスパンダはスチームスターの主要構成要素であるが、その膨張行程を図4の模式図に示す。スクリューエキスパンダは、雄ロータ、雌ロータ、およびケーシングで構成される空間（以下、作動室という）ごとの圧力が異なるため、高圧域と膨張後の低圧域との圧力差が各ロータの受圧面に生じ、この圧力差に対応した回転トルクがロータに働くことで互いのロータは反対方向に回転する。ロータが回転することによって給気ポートから遮断された後の作動室では、回転とともに容積が増大して閉空間内の蒸気が膨張し、ロータに回転エネルギーを与える。スクリューエキスパンダでは、一連の動作が連続的に繰返されることによって動力が発生する¹⁾。

2.2 スチームスターの構造

スチームスターの本体構造および外観をそれぞれ図5、図6に示す。図5に示すように雄・雌ロータを同期させるため、軸端には同期歯車が設けられ、ロータ同士は非接触で微小な空間を保ちながら回転する。また、スクリューロータの回転力は、従来機では減速機を介して発電機に伝達されていたが、発電機の高出力化に伴い、本開発機ではロータ軸端からギヤカップリングを介して油冷式高効率永久磁石発電機に直接伝達される構造になっている。さらに、高速発電機を採用することにより、従来機に比べてロータ周速も高速化している。

図6に示すように、スチームスターは全ての機器をパ

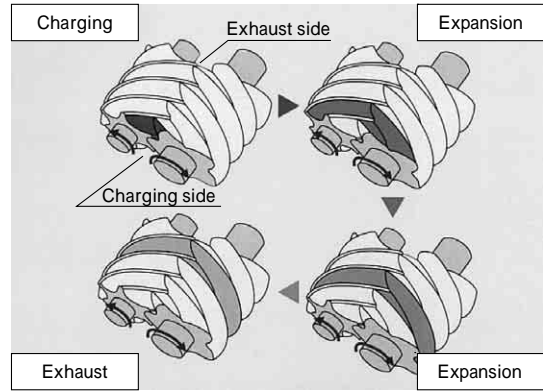


図4 スクリューエキスパンダの膨張行程
Fig. 4 Expansion stroke of screw expander

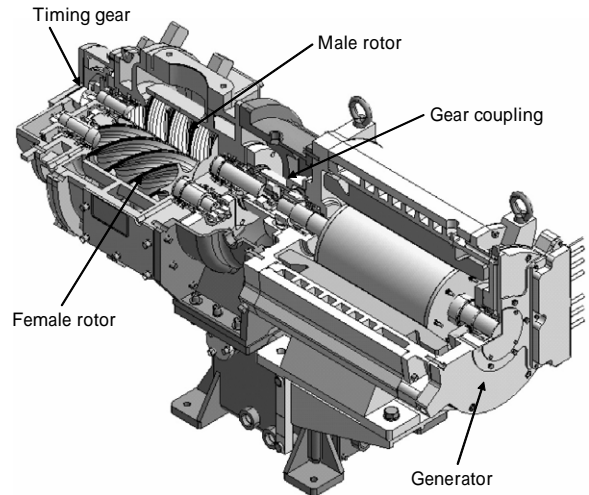


図5 スクリュー式小型蒸気発電装置の本体構造
Fig. 5 Main structure of micro steam energy generator



図6 スクリュー式小型蒸気発電装置の概観
Fig. 6 External view of micro steam energy generator

ッケージ内に収納するオールインワン構造とし、設置スペースの縮小化や工事費の低減を図っている。

2.3 スクリューエキスパンダの特性

漏洩や損失のない理想的なスクリューエキスパンダで発生する仕事は、図7の指圧線図で囲まれた斜線部面積で表される。縦軸は圧力、横軸は行程体積を表している。ここで、スクリューエキスパンダの給気行程、膨張行程、および排気行程は、それぞれ図中の(0 1), (1 2 3), および(3 4)となっている²⁾。

また、仕事の定義 $W = \int V dp$ より、スクリューエキスパ

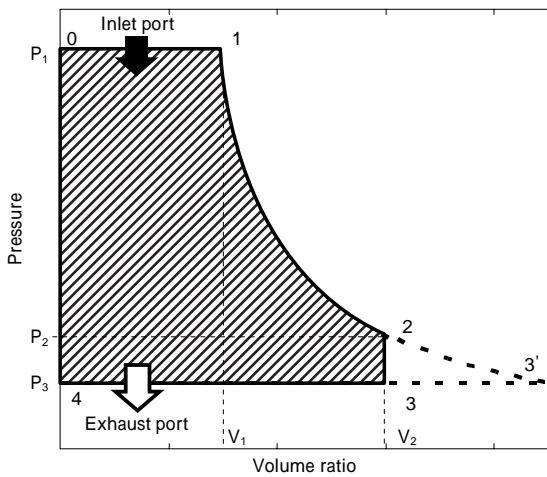


図7 スクリューエキスパンダの指圧線図
Fig. 7 Indicator diagram

ンダの仕事は P_1 から P_3 まで積分した値で表される。 P_1 , P_2 , P_3 は、それぞれ給気圧力、内部排気圧力、排気圧力を示す。なお、図中の V_1 は給気ポートの比容積、 V_2 は排気ポートの比容積を示す。つまり、スクリューエキスパンダに流入した蒸気は、1-2の過程で断熱膨張し、さらに2-3において膨張しながら仕事を行う。ただし、図7は排気圧力がスクリューエキスパンダの内部排気圧力に比べて低い場合($P_2 > P_3$)を示している。

蒸気を比熱比 k の完全ガスとみなした場合、図7の斜線部の面積に相当する理想スクリューエキスパンダの工業仕事 L_{th} は次の式で示される³⁾。

$$L_{th} = \frac{1}{k-1}(P_1V_1 - P_2V_2) + P_1V_1 - P_3V_2 \dots\dots\dots(1)$$

實在気体を想定し、1-2の過程をポリトロープ変化とすると、ポリトロープ指数 n を用いて式(1)は以下のように示される。

$$L_{th} = \frac{1}{n-1}(P_1V_1 - P_2V_2) + P_1V_1 - P_3V_2 \dots\dots\dots(2)$$

ここで、式(2)において蒸気の状態量 $h_i = u_i + P_iV_i$ を用いて表すと、理想スクリューエキスパンダの工業仕事 L_{th} は、

$$L_{th} = (h_1 - h_2) + (P_2 - P_3)V_2 \dots\dots\dots(3)$$

となる。ただし、 u は内部エネルギーである。

図8は、理想スクリューエキスパンダを通過する蒸気の状態量の変化を $h-s$ (Enthalpy vs Entropy)線図で表している。給気1の状態からエキスパンダ内で等エントロピー膨張し、内部排気圧力2の状態に移り、排気圧力に達する3の状態に移行する。排気圧力まで等エントロピー膨張した場合が3'となる。蒸気が膨張することにより、1で飽和状態にあった蒸気は徐々に湿り蒸気となる。等エントロピー膨張後さらに、スクリューエキスパンダの内部排気圧力から排気圧力まで蒸気が膨張することで蒸気の熱落差は、 $h_1 - h_2$ から $h_1 - h_3$ に拡大する。つまり、単位質量あたりの蒸気から回収可能な動力は $h_1 - h_3$ となる。

つまり、理想スクリューエキスパンダで発生する仕事は、式(4)で示される。

$$L_{th} = (h_1 - h_3)G_{th} = (h_1 - h_2) + (P_2 - P_3)V_2 \dots\dots\dots(4)$$

ここで、 G_{th} は、理想スクリューエキスパンダを通過する

理論給気蒸気量である。

図1のような蒸気の圧力差が小さい場合には、図8で示す h_1 と h_3' の差が小さくなり、単位質量あたりの蒸気から回収可能な動力が小さくなる。このため、スクリューエキスパンダを高出力化するには蒸気の質量流量 G_{th} を大きくする必要がある。これを図9の指圧線図で示す。図9の0-1'-2'-3'-4で囲まれる面積がスクリューエキスパンダの発生仕事を示しており、給気蒸気量が V_1 から V_1' に増えることによってスクリューエキスパンダで発生する動力が増加することを示している。一方、式(3)の右辺第二項で表される面積の割合が発生仕事に対して相対的に大きくなるため、単位質量あたりの蒸気から回収可能な動力が減少する。

また、図2のような蒸気の圧力差が大きい場合、図8で示す h_1 と h_3' の差が大きくなり、単位質量当りの蒸気から回収可能な動力が大きくなる。さらに、スクリューエキスパンダ内の圧力差を大きくすることによって内部排気圧力 P_2 と排気圧力 P_3 の差も小さくなる。図10の0-1'-2'-3'-4で囲まれる面積がスクリューエキスパンダの発生仕事を示しており、式(3)の右辺第二項で表される面積の割合が発生仕事に対して相対的に小さくなり、断熱動力に近づく。

ここで、実際のスクリューエキスパンダに生じる蒸気の

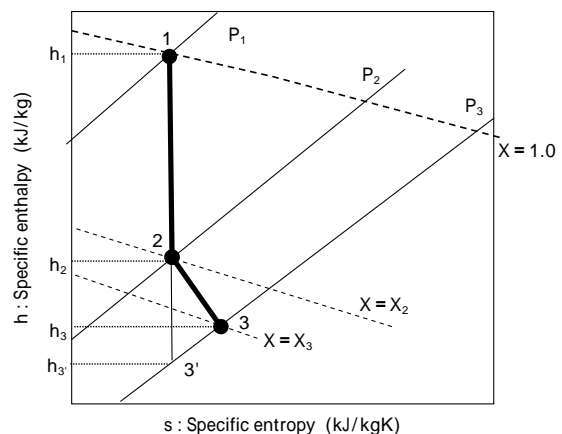


図8 スクリューエキスパンダのh-s線図
Fig. 8 h-s diagram of screw expander

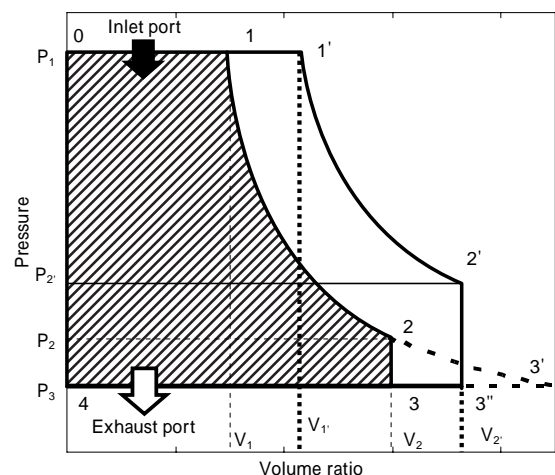


図9 スクリューエキスパンダの指圧線図 - 1
Fig. 9 Indicator diagram-1

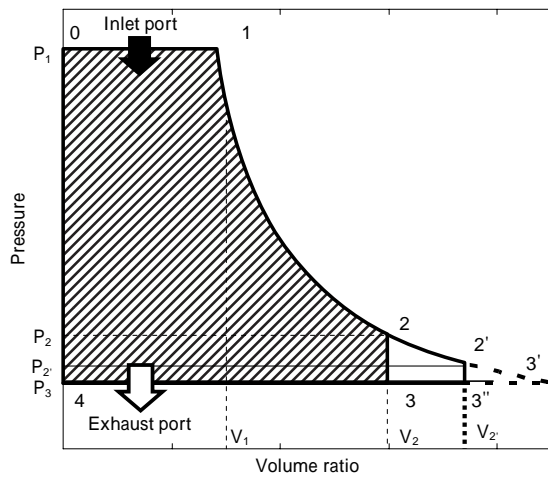


図10 スクリューエキスパンダの指圧線図 - 2
Fig.10 Indicator diagram-2

漏れ量を含む給気流量 G_r と漏れのない理想的な給気流量 G_{th} の比を用いて、体積効率 v は次式で定義される⁴⁾。

$$v = G_{th} / G_r \dots \dots \dots (5)$$

さらに、電気が出力されるまでにはメカニカルロスや放熱ロス、流体摩擦ロス、および電気的ロスが発生するため、機械効率を m 、電気機器類の効率を G 、蒸気がスクリーエキスパンダに流入する前後の断熱動力を L_{ad} とすると、単位蒸気量あたりの発電電力 L_e は以下の式で示される。

$$L_e = G_m L_{th} = G_m v L_{ad} \dots \dots \dots (6)$$

一方、図8で示される蒸気の断熱熱落差 $h_1 - h_3'$ に対する単位蒸気量あたりの発電電力 L_e の割合を η とすると L_e は次式で表される。 η がスチームスターの特徴を示す発電効率となる。

$$L_e = (h_1 - h_3') \eta = L_{ad} \eta \dots \dots \dots (7)$$

3. 発電試験設備

スチームスターの標準仕様を表1に示す。発電出力132kWと160kWへの高出力化に伴い、それぞれの機種仕様は、高差圧かつ低流量、および低差圧かつ高流量の二つの条件に対応したものである。それぞれの蒸気条件に合せ、圧力差が小さい場合の動力回収に有利な低差圧型の許容差圧は0.65MPa、また圧力差が大きな場合の動力回収に有利な高差圧型の許容差圧は0.75MPaである。

表1 スチームスターの仕様
Table 1 Standard specification of STEAMSTAR®

| ITEM | MODEL | M.S.E.G. 132L | M.S.E.G. 160L |
|----------------------------|--------|--------------------------------|------------------------------|
| | | Supply condition | Pres. (MPaG) Max temp () |
| Exhaust pressure | (MPaG) | 0 ~ 0.5 | |
| Max differential pressure | (MPa) | 0.6 or 0.75 | |
| Steam flow | (t/h) | 1 ~ 5 | |
| Output of power generation | (kW) | 8 ~ 132 | 8 ~ 160 |
| Power voltage | (V) | 400/440 | |
| Control method | | Pressure control by a inverter | |
| Power generator | | IPM synchronous generator | |
| Dimensions | (mm) | 2,604 × 1,335 × 2,005 | |
| Weight | (kg) | 2,880 | |

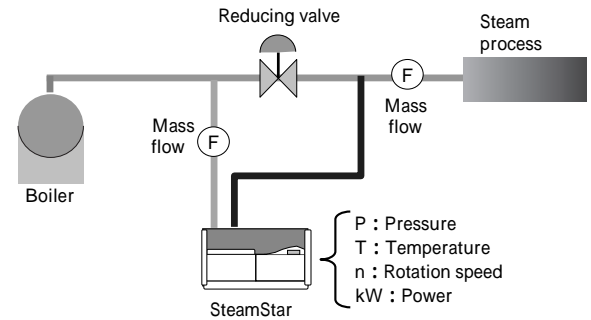


図11 試験設備のフロー
Fig.11 Flow chart of test facility

図11にスチームスターを対象とする発電試験設備のフローを示す。試験設備では、ボイラと蒸気プロセス間に設置された減圧弁と並列にスチームスターを設置した。これは、実用的にスチームスターが設置される基本的な構成であり、プロセス側で利用される蒸気量が著しく少ない場合、あるいは、スチームスターの許容蒸気量を超えるような蒸気量の場合、減圧弁を介して蒸気をプロセスに供給するためである。スチームスターへの蒸気供給配管およびプロセスへの供給配管に蒸気流量計を、また、ユニット内に圧力計、温度計、回転計、および電力計を設置し、蒸気の状態量および発電に関するデータを測定した。

4. 試験結果

スチームスターの発電出力は給気と排気の圧力比および蒸気流量に依存する。図12に高差圧型160kW仕様機での蒸気流量に対する発電出力を示す。縦軸は発電出力を、横軸は給気蒸気量を表している。700~3,000kg/hの蒸気量に対して15~157kWの発電出力が得られている。また、図13に低差圧型132kW仕様機での蒸気流量に対する発電出力を示す。縦軸は発電出力を、横軸は給気蒸気量を表している。780~3,300kg/hの蒸気量に対して12~128kWの発電出力が得られている。

図12および図13ともに、発電出力は給気蒸気量に比例して増加している。これは、スクリーエキスパンダの通過蒸気量は回転数を変えることによって調節可能であるため、同じ圧力条件では回転数に対して蒸気流量および発電出力が比例することを示している。

また、同じ蒸気流量で比較した場合、ともに運転圧力

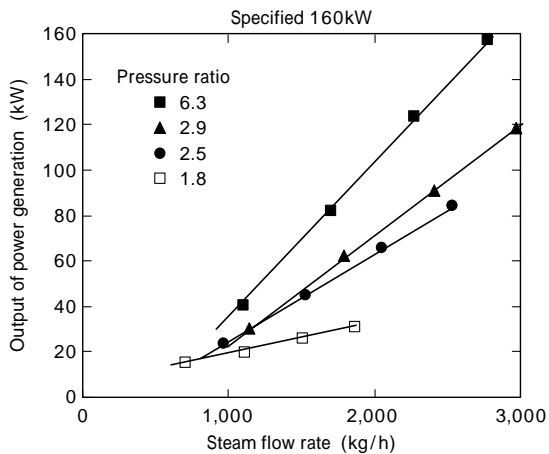


図12 高差圧型機における蒸気流量と発電出力
Fig.12 Relationship between output of power generation and steam flow rate for high pressure difference type expander

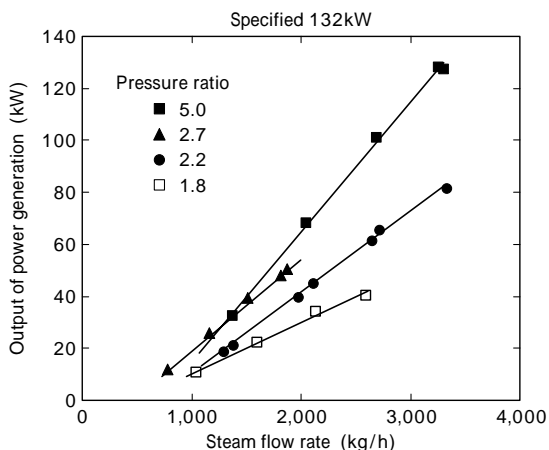


図13 低差圧型機における蒸気流量と発電出力
Fig.13 Relationship between output of power generation and steam flow rate for low pressure difference type expander

比が大きくなるほど発電出力が大きくなる傾向を示している。さらに、同じ運転圧力比(例えば1.8)において同じ給気蒸気量の条件で比較すると、高差圧型では低差圧型に比べてより多くの発電出力を得られている。逆に、低差圧型では高差圧型よりも多くの給気蒸気量を得てより多くの発電出力を得ている。つまり、高差圧型では低差圧型に比べて少ない蒸気量で多くの発電出力が得られ、低差圧型では多くの蒸気量を得ることで高差圧型よりも多くの発電出力が得られることを示している。

図14に運転圧力比に対するそれぞれの発電効率の関係を示す。図中の実線カーブは、高差圧型のスクリュエキスパンダについて給気圧力0.75MPaGに対して排気圧力を0.5~0.0MPaGまで変化させた場合の発電効率の期待値を示す。また、点線のカーブは、低差圧型について給気圧力0.65MPaGに対して排気圧力を0.5~0.0MPaGまで変化させた場合の発電効率の予想値を示している。ここで、図14で示した予想値は、測定結果を基に本試験装置の機械的損失と電氣的損失を考慮して算出した発電効率である。また、図中の×印は、高差圧型と低差圧型それぞれについての測定結果を示している。

高差圧型、低差圧型ともにスクリュエキスパンダの内部圧力比付近で発電効率が最大となり、内部圧力比よりも運転圧力比が小さい領域では急激に発電効率が低下し

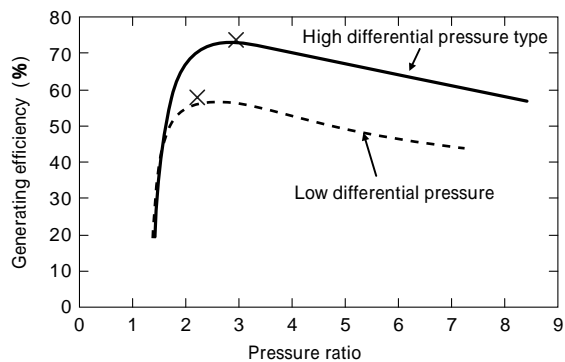


図14 発電効率と運転圧力比
Fig.14 Relationship between pressure ratio and generating efficiency

ている。一方、内部圧力比に比べて運転圧力比が大きい領域では、圧力比の増加とともに発電効率は緩やかに低下する特徴が見られる。

図14において、高差圧型での発電効率は最高で74%、また低差圧型では最高で58%となっている。低差圧型の発電効率が高差圧型に比べて全体的に低くなっている主な要因は、低差圧型における給気効率が高差圧型に比べて低く、低差圧型では膨張機内部での漏れ量が高差圧型よりも多くなっていることにあると考えられる。

むすび=スクリュエキスパンダによる小型蒸気発電装置 スチームスターの構造・原理を述べ、異なる蒸気条件に対応して高差圧型および低差圧型2種類のスチームスターを対象とした実蒸気を用いた発電試験を行った。試験結果より次のようなことがわかった。

- (1) 高差圧型 160kW 仕様のスチームスターでは、700 ~ 3,000kg/h の蒸気量に対して15 ~ 157kW の発電出力が得られた。
- (2) 低差圧型 132kW 仕様のスチームスターでは、780 ~ 3,300kg/h の蒸気量に対して12 ~ 128kW の発電出力が得られた。
- (3) 同じ運転圧力比においては、高差圧型に比べて低差圧型の方が多くの蒸気量を得て多くの発電出力が得られた。
- (4) 同じ運転圧力比においては、低差圧型に比べて高差圧型は少ない蒸気量でより多くの発電出力を得られた。
- (5) 高差圧型においては内部圧力比付近で最大の発電効率74%、低差圧型においては内部圧力比付近で最大の発電効率58%が得られた。

スチームスターは少量で流量変動を伴う蒸気に対応し得る発電機能を持つ。ここで紹介した二つの異なる仕様の新型スチームスターは、ユーザ個々の余剰蒸気条件に適用することを目的として開発され、ともに高い発電効率を発揮し、高出力化が達成できることが示された。

参考文献

- 1) 松隈正樹ほか：省エネルギー，Vol.59, No.8 (2007) p.110.
- 2) 金子達司ほか：日本機械学会東北支部秋田地方講演会講演論文集，No.981-2 (1998) p.109.
- 3) 谷口 博ほか：蒸気原動機(コロナ社)(1990) p.189.
- 4) 金子達司：日本機械学会講演論文集 No.984-2 (1998) 9-7.