

## Study on Heat Recovery Generation System for Co-generation (Power Recovery by Scroll Steam Expander from a Diesel Engine Coolant)

Yuki TOKUOKA\*, Yasuyuki HAMACHI\*\*, Taisuke ONO\*\*, Mamoru SENDA\*\*\*, Jiro SENDA\*\*\*, Kyoji INAOKA\*\*\*

(Received January 21, 2013)

In recent years, cogeneration systems (CGS) have been increasingly introduced into commercial and residential sectors from the viewpoint of effective energy utilization. However, the heat demand is fluctuant during a day and is not generally so large in the middle seasons of spring or fall. Moreover, the generation efficiency of a small capacity prime mover in commercial and residential sectors becomes low. Therefore, this study is intended to develop the waste heat recovery generation system for co-generation with a small capacity prime mover. In the present paper, the waste heat recovery generation system installed the scroll expander was constructed. This system can generate steam from the waste heat of a diesel engine coolant with the rated output of 10kW through the decompression below atmospheric pressure. The performance of the scroll expander and the overall system was examined and compared with our previous experiment in which the system was generated by an electric boiler. The scroll expander efficiency was about 20% and the cycle efficiency became a low value of 1.9%, in which the scroll expander generated the power of 38.9W at the revolution speed of 1500rpm. This is caused by an increase both of the leakage loss and of the effect of the mechanical loss.

**Key words** : heat recovery generation system, co-generation, scroll expander

**キーワード** : 排熱回収発電, コージェネレーション, スクロール膨張機

### コージェネレーションを対象とした排熱回収発電システムに関する研究 (スクロール蒸気膨張機を用いたディーゼル機関冷却水からの動力回収)

徳岡 勇樹, 濱地 康之, 小野 泰右, 千田 衛, 千田 二郎, 稲岡 恭二

#### 1. 諸言

エネルギーの有効利用技術の一つとして、電気と熱を同時供給できるコージェネレーションシステム (CGS) が注目されている。近年の CGS の動向として、原動機の小容量化や、年間を通して熱需要の変動する事業所や家庭などへの導入が挙げら

れる<sup>1)</sup>。しかし、原動機の小容量化に伴い発電効率は低下し、熱需要の減少する春や秋の中間期において排熱利用率が低下する。したがって通年におけるエネルギー効率を高い状態で維持できず、CGS の優位性が発揮できていない状況にある。今後、中・小規模の需要層や一般家庭を対象に CGS

\*Department of Mechanical Engineering, Doshisha University, Kyoto

E-mail: dtl0398@mail4.doshisha.ac.jp

\*\* YANMAR Central Laboratory, YANMAR

\*\*\*Department of Mechanical Engineering, Doshisha University, Kyoto

を効果的に導入していくためにも，需要の熱電比によらずエネルギー効率を向上させることが重要となる。

この課題に対し，本研究では民生分野における発電容量 500 kW 以下の中・小規模の CGS を対象とした排熱回収発電システムの構築を提案する．まず，システムの効率に最も影響を与える動力回収機には小容量でも高効率を誇るスクロール膨張機を選定した．これまでの研究では電気ボイラで発生させた水蒸気を作動流体として用い，流量と膨張機のトルクおよび膨張室の圧力を計測することで性能特性の解明<sup>2)</sup>と高効率化<sup>3)</sup>を行なった．次に，民生分野のような小口の電力需要に対する CGS の原動機には発電効率の観点からガスエンジンやディーゼルエンジンが使用され，排気ガスと冷却水の 2 種類が排熱となる．これらの排熱はほぼ同じ熱量を有している．しかし，温度が 200℃以上になる排気ガスを対象にした排熱回収発電に関する研究の報告は数多くなされている<sup>4)</sup>が，100℃以下の温度になる機関冷却水を熱源とした排熱回収発電はほとんど見られない．

そこで本報では前述したスクロール蒸気膨張機を用いて 10kW 級のディーゼル機関のジャケット冷却水から動力回収を行うことを目的とする．熱源である冷却水の温度が 100℃以下であることから，システム全体の圧力を大気圧以下の負圧にすることで水蒸気を発生させ膨張機に供給した．そして膨張室の圧力，膨張機のトルクを計測することで効率等の性能特性を把握するとともに，解析モデルを用いて膨張機内の各種損失の評価を行なった．また本実験で得られた負圧下におけるスクロール膨張機の性能と，電気ボイラで発生させた蒸気を用いて行った正圧下における性能<sup>3)</sup>を比較することで，圧力条件の違いがスクロール膨張機の効率に与える影響を検討した．

## 2. 実験装置および方法

### 2.1 スクロール膨張機の作動原理

スクロール膨張機は作動流体を膨張させることで動力を得る容積形の流体機械である．スクロール膨張機の膨張過程を Fig. 1 に示す．膨張機内には，インボリュート曲線で構成された固定スクロールと揺動スクロールが互いに噛み合うように配置されている．固定スクロール中心部の給気口から高圧の作動流体を吸入させると，流体の持つ圧力エネルギーでスクロールの壁面が押される．三日月状の膨張室は作動流体を膨張させながら外円部へと移行することで容積を増大させる．この過程で，揺動スクロールは固定スクロールと一定の偏心距離を保ちながら旋回運動し，クランク軸を回転させる．このように，流体の持つエネルギーから機械的動力を回収することが可能となる．

### 2.2 スクロール膨張機の構造

本報で用いたスクロール膨張機の構造を Fig. 2 に示す．固定スクロールの中心部に給気口，上下に 2 箇所排気口が設けられている．また，2.1 節で述べた揺動スクロールの旋回運動は，従動リンクによりクランク軸の回転運動に変換される．

一對のスクロールによって形成される膨張室には，軸方向と半径方向に隙間が存在する．軸方向隙間はスクロール歯の先端とそれに向かい合うスクロール底面間に，半径方向隙間は両スクロール側面間に

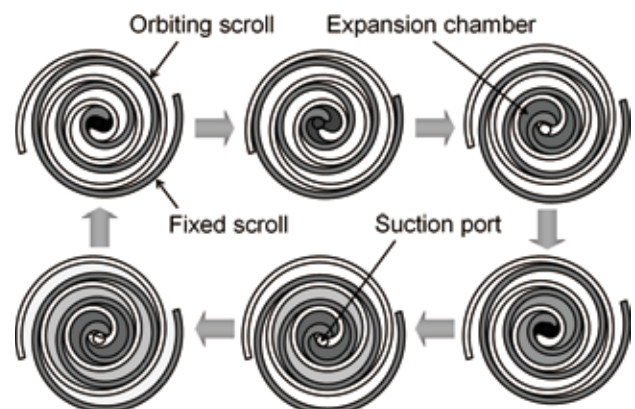


Fig. 1. Expansion process of scroll expander.

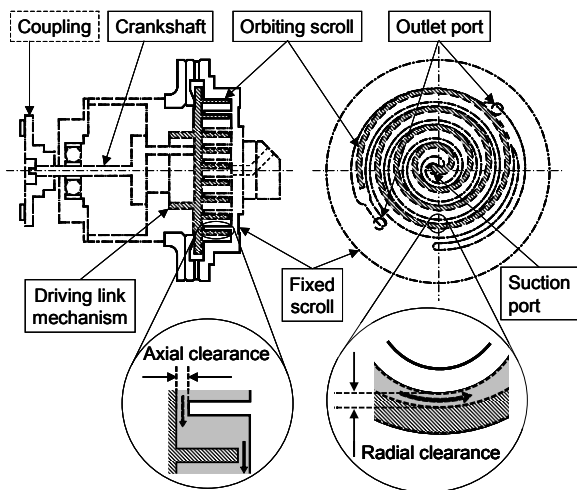


Fig. 2. Structure of scroll expander.

成される。これらの隙間からそれぞれ半径方向および周方向に作動流体の漏れが発生し、膨張機の性能を低下させるため、漏れを低減することが重要となってくる。

ここで軸方向隙間の詳細を Fig. 3 に示す。軸方向隙間の大きさはスラスト軸受と固定スクロールの間に挟み込まれているシムの厚さで決まり、さらにスクロール歯の先端部にチップシールを取り付けることで半径方向への漏れを抑制している。一方、半径方向隙間の調節には Fig. 4 に示す従動リンクを用いる。従動リンク機構は揺動スクロールの背面に組み込まれており、半径方向隙間の縮小についてはスクロールラップに供給する潤滑油の油膜力の増加に寄与し、漏れの低減を可能とする<sup>5)</sup>。しかし、従動リンクによる漏れの抑制は摩擦の増大とトレードオフの関係にあるため、この方法による漏れへの対応には限度がある。

### 2.3 膨張室における作動流体の圧力測定

スクロール膨張機の膨張過程における熱流体損失、機械損失の把握のためには、膨張室内における作動流体の圧力変化を計測する必要がある。このため、本報では固定スクロールの底面に圧力センサ（Kulite, HEM 形）を設置することで圧力計測を行なった。センサの設置位置を Fig. 5 に示す。スクロール膨張機内には、給気が先に完了する膨張室（早

締め室）と遅れて完了する膨張室（遅締め室）が対になって形成される。そのため、1 箇所での圧力測定のみでは膨張過程全体の圧力変化を把握することはできない。本報では、各膨張室に 1 つの圧力センサが存在するよう計 8 個の圧力センサを設置し、内部圧力を計測した。各圧力センサからの電圧出力は、チャージアンプで増幅しオシロスコープに取り込む。早締め室、遅締め室のそれぞれにおいて圧力センサ 4 個（早締め室：No.1 - 4, 遅締め室：No.5 - 8）の波形を重ね合わせることで、連続した 1 つの圧力波形を描くことができる。

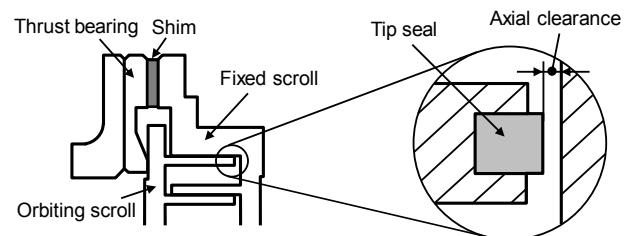


Fig. 3. Detail of axial clearance.

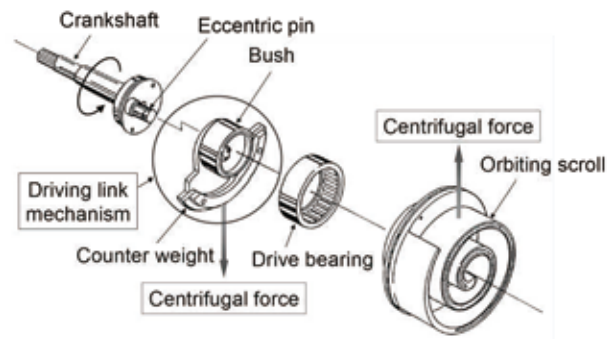


Fig. 4. Driving link mechanism.

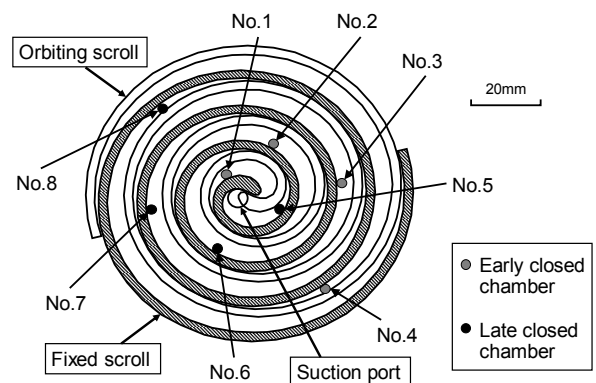


Fig. 5. Positions of pressure sensors in fixed scroll.

## 2.4 対象エンジン

対象とするディーゼルエンジンの仕様およびヒートバランス試験の結果をそれぞれ Table 1, Fig. 6 に示す. 本システムは発電量 10kW において機関冷却水を対象に排熱回収を行う.

## 2.5 排熱回収発電システム

構築した排熱回収発電システムの概要を Fig. 7 に示す. 本システムは①給水→②加熱→③動力回収→④凝縮→⑤廃棄の 5 工程に分けられる. まず①の給水部においてマグネットポンプにより常温の水が外部から取り込まれ, 貯水タンクを通じて②の加熱部へと送られる. ②の加熱部では蒸発器を通じてディーゼル機関のジャケット冷却水から熱をシステム内に取り込み, 常温の水が 90℃程度の熱水となる. このとき⑤の廃棄部に設置した真空ポンプにより熱水の飽和圧力まで減圧することで水蒸気が発生する. 発生した水蒸気は潤滑油と共に③のスクロール膨張機に供給されエネルギーを回収される. そして④の凝縮器で凝縮し, ⑤の廃棄部で電動ポンプにより潤滑油と共にシステム外部に排出される. 運転中の膨張機への負荷はパウダーブレーキを用いて制御し, 回転数を電磁ピックアップセンサ, 軸トルクをトルクメータでそれぞれ計測した. また膨張室内の圧力と膨張機の回転位置との関係を把握するために, ギャップセンサにより回転位置を測定した. これらの計測データはシステム各部に設置した熱電対と圧力センサのデータとともにレコーダに記録され, PC での解析が可能となる.

## 3. 性能評価方法

### 3.1 スクロール膨張機の性能評価式

スクロール膨張機の性能評価には以下の理論式<sup>6)</sup>を用いる. 容積形の流体機械であるスクロール膨張機は, 流入した作動流体を一旦給気室(最内室)に閉じ込めてから膨張を開始する. このため, 作動流体の理想体積流量  $V_{th}$  [m<sup>3</sup>/s] は次式で表される.

$$V_{th} = nV_s \quad (1)$$

ここで,  $n$ : 回転数 [s<sup>-1</sup>],  $V_s$ : 給気室容積 [m<sup>3</sup>] であ

る.

本膨張機では給気仕事, 膨張仕事, 排気仕事の和が仕事量となるため工業仕事になる. そこで, 理想仕事  $W_{th}$  [W] は次式のように断熱膨張した際の工業仕事として表される.

$$W_{th} = \rho_s V_f (h_s - h_d) \quad (2)$$

ここで  $V_f$ : 水蒸気の実体積流量 [m<sup>3</sup>/s],  $\rho_s$ : 吸入水蒸気密度 [kg/m<sup>3</sup>],  $h_s$ : 膨張機入口におけるエンタルピ [J/kg],  $h_d$ : 排気圧力まで断熱膨張した時の

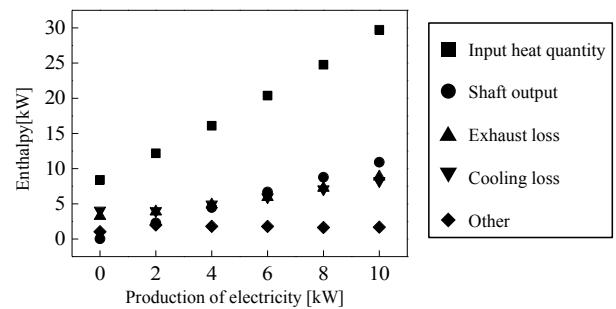


Fig. 6. Heat balance of engine.

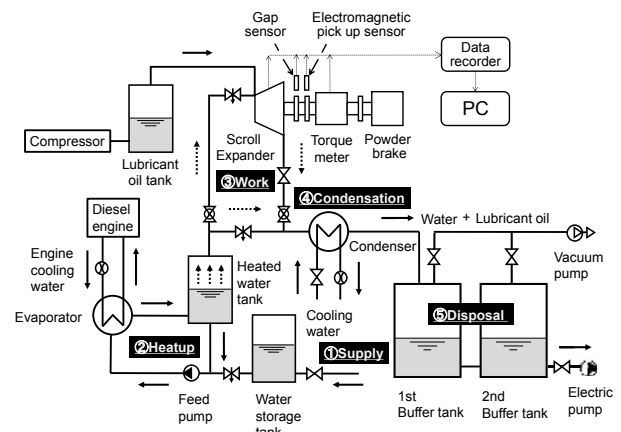


Fig. 7. Heat recovery generation system.

Table 1. Engine specification.

Engine	[-]	3TNE88 (YANMAR)
Fuel	[-]	Light diesel oil
Cooling system	[-]	Water-cooling
Shaft power	[kW]	14.8
Revolution speed	[rpm]	1800
Engine displacement	[cc]	1642
Compression ratio	[-]	18

膨張機出口における水蒸気のエンタルピ [J/kg] である. なお, 水蒸気の状態量は NIST の REFPROP<sup>7)</sup> により算出した. また, 図示仕事  $W_i$  [W] は以下の式で表される.

$$W_i = n \cdot \oint PdV \quad (3)$$

ここで,  $P$ : 膨張室圧力 [Pa],  $V$ : 膨張室容積 [m<sup>3</sup>] である. さらに, 正味仕事  $W_{exp}$  [W] は正味トルク  $Tr_{exp}$  [Nm] を用いて次式で表される.

$$W_{exp} = 2\pi n Tr_{exp} \quad (4)$$

理論仕事と図示仕事の差が熱損失や漏れ損失等を含む熱流体損失  $L_{en}$  [W], 図示仕事と正味仕事の差が軸受や摺動部等での摩擦による機械損失  $L_{me}$  [W] となるため,

$$L_{en} = W_{th} - W_i \quad (5)$$

$$L_{me} = W_i - W_{exp} \quad (6)$$

と表される. また, 正味の膨張機効率  $\eta_{exp}$  [-] を

$$\eta_{exp} = W_{exp} / W_{th} \quad (7)$$

と定義し, 膨張機の性能評価を行なう.

### 3.2. 解析モデルによる評価

スクロール膨張機では, Fig. 2 で示したように膨張室の半径方向と軸方向の隙間を介して作動流体の漏れが存在し, 膨張機の性能を低下させる. また, 壁面との温度差に起因した熱損失が生じる. さらに, 給入過程において縮流部を通ることによる圧力損失が生じる. そこで, 漏れ損失, 熱損失, 圧力損失の定量的な評価が可能な膨張機の解析モデル (Fig. 8) を作成した.

まず, クランク軸の微小回転角度  $d\theta$  における流体の流出入や熱移動に対して質量保存式とエネルギー

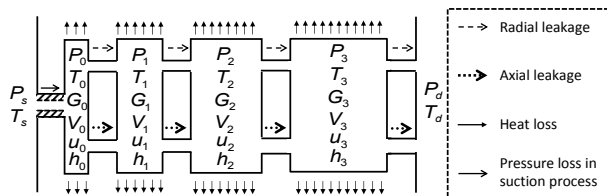


Fig. 8. Analysis model of scroll expander.

保存式が 1 つの膨張室の支配方程式として成り立ち, それぞれ次式<sup>8)</sup>で表わされる.

$$\frac{dG}{d\theta} = (A_i \dot{q}_i - A_o \dot{q}_o) \omega \quad (8)$$

$$\frac{d(Gu)}{d\theta} = -P \frac{dV}{dT} + \dot{q}_i h_i - \dot{q}_o h + \dot{Q} \quad (9)$$

ここで,  $G$ : 膨張室内の質量 [kg],  $v$ : 比体積 [m<sup>3</sup>],  $h$ : 比エンタルピ [J/kg],  $u$ : 比内部エネルギー [J/kg],  $\dot{q}$ : 単位面積, 単位時間あたりの漏れ流量 [kg/(s·m<sup>2</sup>)],  $A$ : 漏れ面積 [m<sup>2</sup>],  $\omega$ : 角速度 [rad/s],  $\dot{Q}$ : 熱移動量 [J/rad] であり, 添え字  $i, o$  はそれぞれ流入, 流出を表わす. また膨張過程における蒸気の状態は飽和蒸気を仮定し, 湿り飽和蒸気域では飽和圧力  $P$  [Pa] が飽和温度  $T$  [K] の関数として表される.

$$P = f_i(T) \quad (10)$$

漏れ流量  $\dot{q}$  は先細ノズルを仮定し, 次式を用いる.

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} P_j \rho_j \left\{ \left( \frac{P_{j+1}}{P_j} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{P_{j+1}}{P_j} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} \quad (11)$$

ここで,  $\kappa$ : 比熱比 [-] であり, 添え字  $j$  は, 膨張機の内側から  $j$  番目の膨張室を表わす.

漏れ面積  $A$  は次式を用いる.

$$A = C_r h_r \delta_r + C_a l_a \delta_a \quad (12)$$

ここで,  $h_r$ : 歯高さ [m],  $l_a$ : 半径方向漏れの生じる長さ [m],  $\delta_r, \delta_a$ : 半径方向, 軸方向の隙間長さ [m] である.  $C_r, C_a$  は半径方向, 軸方向の流量係数 [-] であり, 近似式<sup>9)</sup>から推定した. また, 給入部の有効流路断面積  $A_s$  は次式を用いる.

$$A_s(\theta) = \frac{\pi d^2 C_d(\theta)}{4} \quad (13)$$

ここで,  $d$ : 給気口直径 [m],  $C_d$ : 給気口の流量係数 [-] である.

熱損失による熱移動量  $\dot{Q}$  は以下で定義される.

$$\dot{Q} = h_c \Delta T S / \omega \quad (14)$$

ここで,  $S$ : 膨張室の表面積 [m<sup>2</sup>],  $h_c$ : 熱伝達率 [W/m<sup>2</sup>K] であり, 熱伝達率は Bell らが提案した式<sup>10)</sup>を用いた. また, 壁面と作動流体の温度差  $\Delta T$  はスクロールラップの表面の温度がインボリュート角度

に関して線形的に変化すること<sup>9)</sup>から推定した。

$\delta_r$ ,  $\delta_a$ をパラメータとし、式(8), (9)を4次精度のルンゲクッタ法で解いた。クランク角度が0 [rad]から $2\pi$  [rad]までの各膨張室内の圧力, 温度, 質量を求め, 膨張機の仕事量, 流量, トルク, 断熱効率等の算出を行った。なお, スクロール膨張機の膨張室の体積は柳沢らが提案した式<sup>11)</sup>から算出した。

#### 4. 実験結果および考察

本報ではスクロール蒸気膨張機を用いて10kW級のディーゼル機関のジャケット冷却水から動力回収を行うべく排熱回収発電システムを構築した。熱源である冷却水の温度が100°C以下であることから, システム全体の圧力を大気圧以下の負圧にすることで水蒸気を発生させ, スクロール膨張機およびシステム全体の性能評価を行った(以下, 負圧条件)。また電気ボイラから水蒸気の供給を行ったスクロール膨張機の性能試験の結果<sup>3)</sup>(以下, 正圧条件)を比較対象として議論を行った。実験条件をTable 2に示す。膨張機の圧力比はいずれも5.9で実験を行った。

##### 4.1 膨張過程における漏れ現象の把握

本節では, 両圧力条件における膨張機内の圧力の変化を比較することで膨張過程における漏れ現象を検討する。膨張機内における給気圧力に対する圧力の比の変化をFig. 9に示す。なお, 圧力は膨張機内で対に形成される早締め室と遅締め室における平均値を表している。軸の回転角 $\theta$ を横軸にとり,  $\theta = 0$  deg. の基準はFig. 10に示したスクロールの位置とする。 $\theta_{se} = 65$  deg. は早締め室の,  $\theta_{sl} = 127$  deg. は遅締め室の膨張開始時期であり,  $\theta_e = 1096$  deg. で排気開始となる。Fig. 9より, いずれの圧力条件においても理想的な等エントロピー膨張曲線よりも高い圧力で推移していることが分かる。これは膨張過程において生じる膨張機内の漏れが原因であり, 負圧条件において漏れがより顕著である。

圧力条件の違いが漏れに与える影響を詳細に把握するため, 早締め室と遅締め室の給気圧力に対する

圧力の比の変化をFig. 11に示し比較する。まず早締め室における波形において, 早締め室の膨張開始時期(65 deg.)以前から圧力損失による圧力低下が見られる。そして, 最内室が形成されて給気の始まる

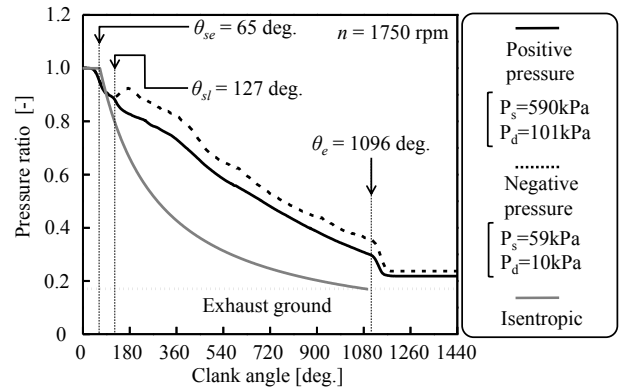


Fig. 9. Pressure diagram of scroll expander.

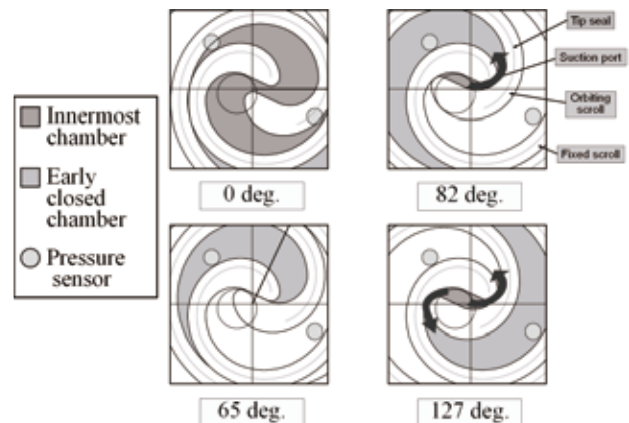


Fig. 10. Schematic structure of central region inside the scroll expander.

Table 2. Experimental conditions.

Pressure condition	[-]	Negative	Positive
Working fluid	[-]	Steam	
Suction pressure	[kPa]	59	590
Suction temperature	[°C]	85	158
Discharge pressure	[kPa]	10	101
Discharge temperature	[°C]	46	100
Pressure ratio	[-]	5.9	
Revolution speed	[rpm]	1000, 1250, 1500, 1750, 2000	
Lubricant oil	[-]	Faircol	
Quantity of lubricant oil	[L/min]	0.06	

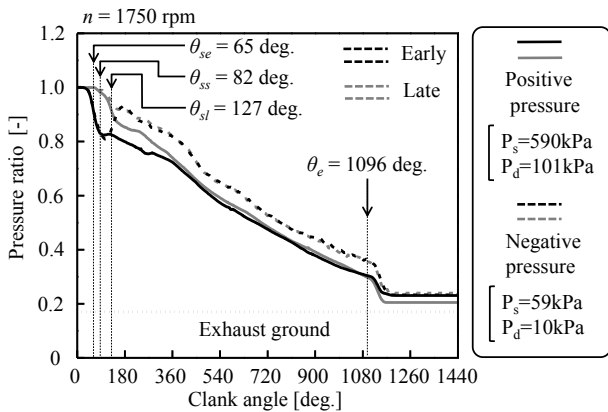


Fig. 11. Pressure diagram in the early closed and late closed chamber.

82deg. 付近から約 360 deg. にかけて圧力が急激に上昇している. この原因は膨張機内における漏れによるものと考えられ, 82 deg. 過ぎでは高圧な最内室の形成によって外側の膨張室への漏れが発生していると推測される. また負圧条件の場合, この圧力の上昇が正圧条件より顕著である. 両圧力条件において膨張機出入口の膨張比は同じであるが, 隣り合う膨張室間の圧力差は負圧条件において小さくなり, これに起因して揺動スクロールを固定スクロールに押し付ける力が正圧条件に比べて弱くなる. そのためシール面積の小さい最内室の半径方向隙間のシールが不十分となり, 周方向に作動流体が大量に漏れることで圧力の上昇を招いたものと考えられる. 最内室からの作動流体の漏れの影響が小さくなる 360deg.以降では両圧力条件共に同様の圧力変化を示しており, 膨張過程の現象に大きな差異はないと考えられる.

次に遅締め室における圧力波形に着目すると, 早締め室と同様に圧力損失により膨張開始 (127 deg.) 以前から圧力低下が生じ, 直後に漏れによる圧力上昇が見られる. しかし, 遅締め室ではこの上昇の割合が早締め室ほど顕著ではない. これは早締め室の膨張開始時期では遅締め室への給気が完了しておらず, 最内室からの作動流体の漏れは早締め室に対してのみ生じるためである.

#### 4.2 水蒸気流量および出力の比較

本実験では大気圧以下の圧力場で蒸気を発生させるため, 一般的に蒸気の流量計測で用いられる差圧式流量計や渦式流量計で流量を測定することが出来ない. そのため解析モデルで与える半径方向隙間 $\delta_r$  [mm]と軸方向隙間 $\delta_a$  [mm]をパラメータとして計算を行い, 実験で得られた内部圧力波形に解析モデルから得られる圧力を一致させることで, 膨張機に供給される蒸気流量を推定した. また, 電気ボイラを用いた実験では差圧式流量計を用いて蒸気流量の計測を行った.

各膨張機の圧力条件で膨張機に供給した水蒸気流量を Fig. 12 に, その結果として正圧条件と負圧条件で得られた出力を Fig. 13 に示す. 出力に関しては, 損失の無い理想的な条件で得られる理想出力, 膨張過程全体の圧力変化と膨張機の体積の関係から得られる図示出力, そして膨張機で実際に動力として取り出すことができる正味出力を示した. なお, 本解析では半径方向隙間 $\delta_r$ と軸方向隙間 $\delta_a$ を正圧条件で $\delta_r = 0.058$  [mm]と $\delta_a = 0.018$  [mm]とし, 負圧条件ではそれぞれ $\delta_r = 0.065$  [mm]と $\delta_a = 0.020$  [mm]とした. まず正圧条件において, 解析モデルから得られる流量と図示出力が実験結果を良好に再現している. このことから, 図示出力の実験値と解析値が一致する負圧条件においても同様に, 解析モデルから得られる流量は実験結果を良好に推定出来ていると考えられる. 次に負圧条件では正圧条件よりも膨張

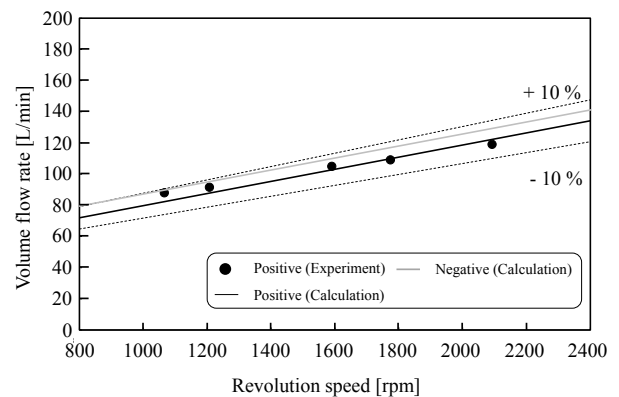


Fig. 12. Effect of revolution speed on flow rate.

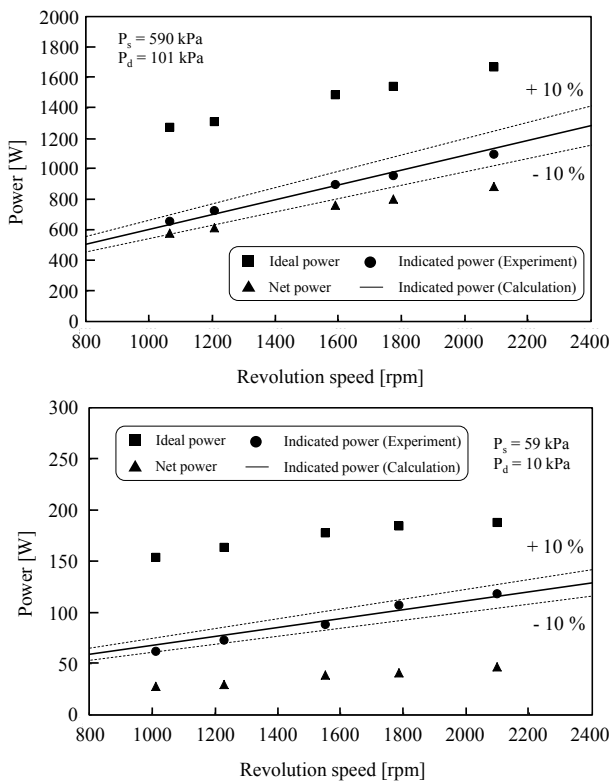


Fig. 13. Effect of revolution speed on power.

機に供給される蒸気の体積流量が僅かに多い。使用している膨張機の体積は両条件で同じであるから、同じ回転数において見られる流量の差は膨張過程で生じた損失を表しており、4.1節における圧力波形の検証から負圧条件では最内室からの漏れが多いため流量の増大を招いたと考えられる。また両圧力条件ともに回転数の上昇に伴って体積流量および出力が線形的に変化することがわかる。

#### 4.3 膨張機効率および損失の比較

膨張機の性能は内部で生じるエネルギー損失に依存する。エネルギー損失は摺動面の摩擦損失などを含む機械損失と熱流体損失に大別され、熱流体損失は給気口の縮流部を通ることで生じる圧力損失、スクロールラップ壁面と作動流体の温度差に起因した熱損失、そして漏れ損失を主とする。そこで各損失が膨張機の性能に及ぼす影響を個別に検証するべく、投入エネルギーに対する内訳を正圧条件と負圧条件でそれぞれ Fig. 14 に示し比較する。

まず低回転域では漏れ損失が膨張機の性能を低下させる主因となる。これは作動流体の膨張室における滞留時間の増大に伴って1回転当たりの作動流体の漏れ量が多くなることに起因する。また負圧条件では4.1節で述べた最内室からの作動流体の漏れが漏れ損失の割合の増大を招く。一方、高回転域では熱伝達率の増大に伴って熱損失が増大すると共に、機械損失の主要因である摩擦損失の影響が大きくなる。特に負圧条件では投入エネルギーに占める機械損失の割合が非常に大きい。投入されるエネルギーの総量は小さくなるものの圧力の条件を変化させても機械損失の値は大きく変化しない。そのため負圧条件では投入エネルギーに対する機械損失の割合が相対的に大きくなり、正圧条件に比べて膨張機効率が著しく低い値となった。また圧力損失の膨張機性能への影響は回転数の上昇に伴って増大するものの、投入エネルギーに占める割合は他の損失に比べて非常に小さいことが分かる。以上のことからこれらの損失が膨張機の効率を低下させ、断熱効率は回転数を2000rpmとしたときに、正圧条件では53.3%、負圧条件では24.7%となった。

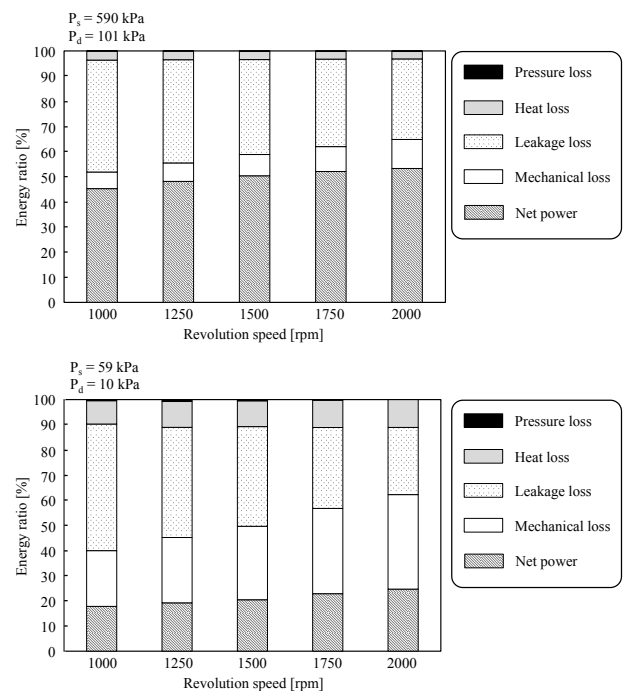


Fig. 14. Effect of revolution speed on energy ratio.



#### 4.4 システムの総合評価

本排熱回収発電システムにおける膨張機の回転数と蒸発器におけるジャケット冷却水からシステムへの投入熱量およびサイクル効率の関係を Fig. 15 に示す。まず、熱量は膨張機の回転数の上昇に伴って増加する。これは膨張機に供給することができる蒸気量が增大し、熱水タンク内で多量の蒸気が発生することに起因する。蒸発の際に熱水から奪う熱量が増加することで熱水とジャケット冷却水との温度差が大きくなり、蒸発器におけるシステムへの投入熱量の増大に寄与した。また、高回転域では回収することが出来る動力も同様に増加するが、その増加割合はシステムへの投入熱量に比べて小さいため、サイクル効率は 1500rpm 付近で最大値 1.9% を取る。このとき 38.9 W の動力を回収することが可能である。本研究と同様の熱源から動力回収を行っている他の文献<sup>12)</sup>と比べると、このサイクル効率の値は非常に低い。これは 4.3 節で述べたように圧力の低い条件では機械損失が膨張機の効率を著しく低下させるためである。また、本システムでは真空ポンプを使用するためその動力を考慮する必要がある。本排熱回収発電システムでは安全性やコストおよび環境への配慮から作動流体に水を選択しディーゼル機関冷却水から動力回収を行ってきたものの、これらのことを勘案するとシステムの効率の更なる向上のためには、低沸点媒体を使用し高圧で膨張機を稼働させることが妥当であると考えられる。

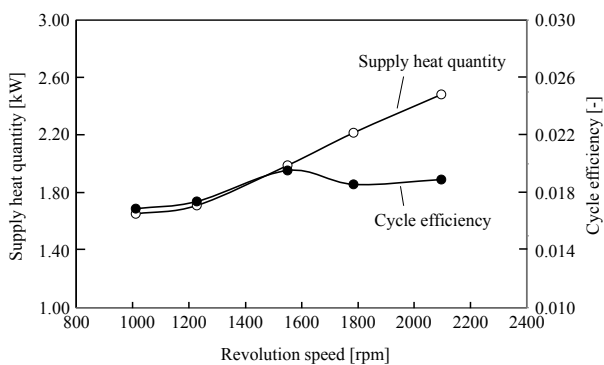


Fig. 15. Effect of revolution speed on supply heat quantity and cycle efficiency.

#### 5. 結言

本報ではスクロール蒸気膨張機を用いて排熱回収発電システムを構築し、10kW 級のディーゼル機関のジャケット冷却水から動力回収を行った。このとき熱源であるジャケット冷却水の温度が 100°C 以下であることから、システム全体の圧力を大気圧以下の負圧にすることで水蒸気を発生させた。膨張機およびシステム全体の性能評価を行うとともに、電気ボイラを用いて正圧下で駆動させたスクロール膨張機の性能と比較することで以下の知見を得た。

- 1) 正圧下ならびに負圧下では回転数の上昇に伴って熱損失、圧力損失、機械損失の膨張機効率への影響が増大するとともに、漏れ損失の影響が減少する。
- 2) 負圧下では膨張機への投入エネルギーに占める機械損失の割合が大きくなり、正圧下で駆動させた場合と比較して膨張機の断熱効率が約 1/2 となった。
- 3) 膨張機出入口の圧力差の小さくなる負圧下では、シール面積の小さい最内室から半径方向の隙間を介した漏れが増大する。
- 4) 本実験では、膨張機の回転数を 1500rpm としたときサイクル効率は最高値 1.9% となり、このとき 38.9 W の動力を回収することが可能である。

本研究は、ヤンマー株式会社の実施する「国際海運における温室効果ガス削減技術に関する研究開発」事業に関連して実施しており、国土交通省の「船舶からのCO<sub>2</sub>削減技術開発支援事業」の補助対象事業及び日本海事協会の共同研究事業による支援を受けた。また、文部科学省私立大学戦略的研究基盤形成支援事業「ゼロエミッション技術を基盤とした環境調和型エネルギーグリッドの最適化研究」の支援を受けた。関係者の援助に謝意を表す。

#### 参考文献

- 1) M. Hirata, “Recent Development of Cogeneration Technology – To Stop Global Warming –”, Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, **109** (1052),

- 543-545 (2006).
- 2) Y. Kawabata, K. Okumoto, H. Takahashi, S. Takara, K. Abe, Y. Hamachi, T. Ono, J. Senda and M. Senda, “Study on Heat Recovery Generation System for Co-generation (2nd Report, Fundamental Analysis on Performance Characteristics of Scroll Steam Expander)”, Trans-actions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, **73** (735), 2317-2322 (2007).
  - 3) S. Ishii, N. Kamachi, S. Ikegami, H. Terao, Y. Hamachi, T. Ono, K. Inaoka, J.Senda and M. Senda, “Study on Heat Recovery Generation System for Co-generation (3rd Report, Improvement in Efficiency of Scroll Steam Expander)”, Trans-actions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, **76** (765), 845-851 (2010).
  - 4) T. Takada, T. Masukawa, N. Nabeshima, H. Hashimoto, N. Sawada and K. Matsumoto, “Recovery from Micro Gas Turbine Co-generation System by Rankine Cycle, National Symposium on Power and Energy Systems”, **18**, 31-36 (2002).
  - 5) M. Hiraga, M. Sakaki, S. Shimizu, A. Mabe, Y. Tsukagoshi and K. Terauchi, “Scroll Compressors for Vehicle Air Conditioning”, REFRIGERATION, Series B, **62** (720), 60-69 (1987).
  - 6) S. Nagatomo, T. Ootaka and A. Morishita, “Scroll Expander (2nd Report: Internal Losses of Expander)”, Trans. of the JSRAE, **16** (2), 123-132 (1999).
  - 7) NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP) Version7.0, U. S. Department of Commerce, Maryland, (2002).
  - 8) P. Howell, “Fluid mechanical modeling of the scroll compressor”, Mathematical Modeling : Case Studies from Industry, 1-20 (2001).
  - 9) K. Jang and S. Jeong, “Experimental investigation on convective heat transfer mechanism in a scroll compressor”, Int. J. Refrigeration, **29**, 744-753 (2006).
  - 10) I. H. Bell, V. Lemort, E. A. Groll, J. E. Braun, G. B. King and W. T. Horton, “Liquid-flooded compression and expansion in scroll machines - Part I: Model development, Int. J. Refrigeration”, **35** (7), 1878-1889 (2012).
  - 11) T. Yanagisawa, T. Shimizu, M. Fukuta and T.Handa, “Study on Fundamental Performance of Scroll Expander, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers”, Series B, **54** (506) , 2798-2803 (1988).
  - 12) N. Inoue, T. Takeuchi, A. Kaneko, T. Uchimura, K. Irie and H. Watanabe, “Development of Electric Power Units Driven by Waste Heat : Study on Working Fluid and Expansion Turbines”, Trans. of the JSRAE, **22** (3), 165-176 (2005).