

港湾内の環境保全を目指した内航船舶用排熱回収 システムの開発

平田 宏一^{*1}、石村恵以子^{*1}、西尾 澄人^{*1}、川越 陽一^{*2}
加納 敏幸^{*3}、千田 哲也^{*1}、川田 正國^{*4}、赤澤 輝行^{*5}
坂口 諭^{*5}、井上 敏彦^{*6}、飯田 光利^{*6}

Development of Heat Recovery System with Stirling Engine Generator for Ship

by

Koichi HIRATA, Eiko ISHIMURA, Sumito NISHIO, Yoichi KAWAGOE,
Toshiyuki KANO, Tetsuya SENDA, Masakuni KAWADA,
Teruyuki AKAZAWA, Satoru SAKAGUCHI, Toshihiko INOUE
and Mitsutoshi IIDA

Abstract

The exhaust gas of a Diesel engine, which flows from ships at an anchor in a harbor, cause environmental destructions in the harbor area. In order to protect from the environment from destructions, it is considered that a waste heat recovery system is very valid. The system generates electric energy from the waste heat of a Diesel engine of a ship, and saves the electric energy to batteries in the ship. When the ship is in a harbor, the saved electric energy is used in the ship without the operation of any Diesel engine generator.

In this research project, we developed three Stirling engine generators. The 1st prototype engine was designed to get an effective output using the waste heat that has 400 degree C of temperature. The 2nd prototype engine was improved to reduce thermal losses based on considerations of experimental results of the 1st prototype engine. The 3rd prototype engine was developed with considerations of productivity. Also the related components, such as a high-efficient generator and a control system for charging to batteries, were developed.

In order to prove the performance of the heat recovery, the system was carried to a cement carrier ship "Pacific Seagull". As the result, we confirm that the system is effective as a new energy technology.

*1 エネルギー・環境評価部門、*2 運航・システム部門、*3 物流研究センター、*4 エネルギー・環境評価部門非常勤職員、*5 (株) e スター、*6 東海運 (株)

原稿受付 平成20年 6月 6日

審査済 平成20年 7月 9日

目 次

1. はじめに	18
2. スターリングエンジンおよび排熱回収システムの概要	18
2.1 スターリングエンジンの概要	18
2.2 排熱回収システムの概要	21
2.3 内航船舶の運航実態調査	22
2.4 蓄電池技術の現状調査	23
3. 排熱利用スターリングエンジンの設計・試作	24
3.1 エンジン開発の経緯	24
3.2 実験用エンジン 1 号機の設計・試作	25
3.3 実験用エンジン 2 号機の設計・試作	31
3.4 実験用エンジン 3 号機の設計・試作	32
3.5 高効率発電機の開発	34
3.6 エンジン制御システムの開発	37
4. 排熱利用スターリングエンジンの性能特性	38
4.1 高温空気を熱源とした性能評価実験	38
4.2 ディーゼル排ガスをを用いた性能評価実験	41
4.3 ディーゼル排ガスの圧力損失	43
4.4 排熱利用スターリングエンジンの多段化と陸上予備実験	45
5. 排熱回収システムの開発と実海域における実証実験	48
5.1 排熱回収システムの船舶への搭載	48
5.2 実海域における実証実験	50
6. 排熱回収システムの実用化検討	52
6.1 実用化のための技術課題	52
6.2 実用化のための開発シナリオの検討	55
7. おわりに	55
参考文献	56

1. はじめに

港湾に停泊している船舶のディーゼルエンジンから放出される排ガスは、港湾地域の大气環境汚染の原因となっている。その解決方法の一つとして、運航中のディーゼルエンジンから放出される排熱を電気エネルギーとして蓄え、停泊中に蓄電された電気エネルギーを利用するシステムの開発が考えられる。このような排熱回収システムを開発することによって、停泊中にディーゼルエンジン発電機の運転が不要となり、港湾地域の環境保全を実現できるものと考えられる。

一方、400℃程度の低温排熱を有効利用する技術

は、あらゆる方式において確立されていないのが現状である。本研究では、400℃程度の低温排熱を利用するスターリングエンジン発電機を開発し、蓄電池への充電から船内電力供給に至るまでの実証用排熱回収システムを構築する。

本報告は、(独)鉄道建設・運輸施設整備支援機構 基礎的研究推進制度により、平成 17～19 年度に実施された「港湾内の環境保全を目指した内航船舶用排熱回収システムの開発」の研究成果をまとめたものである。

以下、第 2 章では、本研究の主要な開発課題であるスターリングエンジンの動作原理や一般的特徴、本研究で開発する排熱回収システムの概要、排熱回収システムの基本性能並びに目標性能を設定するために必要な内航船舶の運航実態調査結果、さらに排熱回収システムに用いる蓄電池に関する調査結果について報告する。第 3 章では、本研究で開発した 3 台の排熱利用スターリングエンジンの設計・試作について詳細に述べるとともに、スターリングエンジンの発電機やエンジン制御システムについての開発経緯をまとめる。第 4 章では、開発した排熱利用スターリングエンジンの性能特性として、高温空気を熱源とした実験、ディーゼルエンジンの排ガスを熱源とした実験、さらに複数台のスターリングエンジンを多段化に配置して運転した陸上予備実験の結果について詳細に述べる。第 5 章では、本研究で開発した排熱回収システムを船舶に搭載し、実海域における実証実験を実施した結果について述べる。そして、第 6 章では、本研究で得られた知見や今後必要となる技術課題についてまとめる。

2. スターリングエンジンおよび排熱回収システムの概要

2.1 スターリングエンジンの概要

スターリングエンジンは、今から 200 年ほど前に、スコットランドの牧師ロバート・スターリングによって発明された外燃機関である。燃料の多様性や高熱効率性といった優れた特徴を持つスターリングエンジンは、環境問題やエネルギー問題を解決し得る動力源として期待されているものの、現状ではまだ広く普及したものはない。以下、スターリングエンジンの構造や一般的特徴について解説する。

2.1.1 スターリングエンジンの構造と動作原理

図 2.1 にスターリングエンジンの基本構造を示す。スターリングエンジンは、温度差を

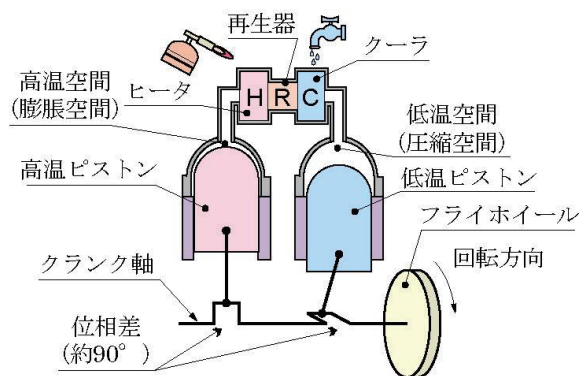


図 2.1 スターリングエンジンの基本構造

持つ 2 つの空間と約 90° の位相差を持つ 2 つのピストン、ヒータ・再生器・クーラと呼ばれる熱交換器、さらに平滑な回転運動を可能とするためのフライホイールなどから構成されている。運転時には、2 つのピストンの運動により、エンジン内の作動ガスを高温空間と低温空間の間で往復させ、加熱・冷却による圧力変化を生じさせると同時に、膨脹・圧縮を繰り返すサイクルを構成する。なお、後述するように、スターリングエンジンにはいくつかの形式がある。構成はやや異なるが、作動ガスの移動により圧力変化を生じさせ、膨脹・圧縮を繰り返すという動作原理は全く同じである。

2.1.2 スターリングエンジンの特徴

作動ガスの移動により圧力変化を生じさせるスターリングエンジンは、内燃機関のような燃料の爆発がないため、非常に静かな運転が可能である。また、原理的に温度差があれば運転できるエンジンであり、化石燃料ばかりでなく、工場や内燃機関からの排熱、バイオマス燃料、太陽熱など、多様な熱源を利用することができる。さらに、再生器と呼ばれる蓄熱式熱交換器を用いることで、冷却行程で作動ガスを冷やすために使われる熱エネルギーを、加熱行程で再利用することができ、高い熱効率が得られる。このように、スターリングエンジンは、低公害性、熱源の多様性、高熱効率性という優れた特徴を有している。本研究で開発する排熱利用スターリングエンジンは、主に熱源の多様性という特徴を活かしたものである。

図 2.2 は、今までに開発されてきた各種エンジンの出力レベルと熱効率の関係を模式的に表したものである。スターリングエンジンは比較的低い出力レベルにおいて、他のエンジンと比べて高い熱効率が得られやすいという特徴がある。このような特徴をうまく活かすことで

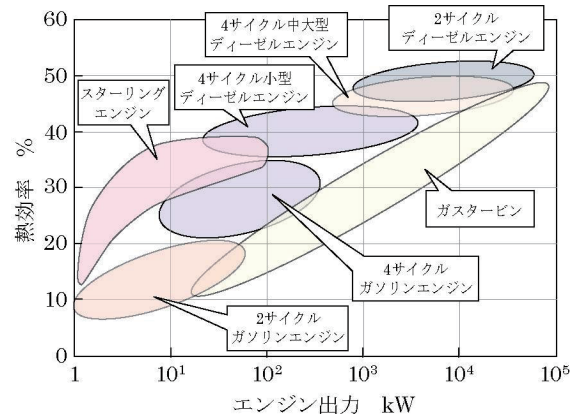


図 2.2 各種エンジンの出力レベルと熱効率

スターリングエンジンは様々な用途で活躍できるものと考えられる。

2.1.3 スターリングエンジンの基本形式

スターリングエンジンを作動空間とシリンダの配置により分類すると、図 2.3 に示す 4 つの形式に分類される。それらの特徴は以下の通りである。

図 2.3(a)に示す α 形スターリングエンジンは、2 つのパワーピストンで構成されている。 α 形エンジンは、圧縮比 (最大容積/最小容積) を高めやすく、高出力が得られやすいという特徴がある。また、 β 形や γ 形などのディスプレイサ形スターリングエンジンとは異なり、ロッドシールが不要なため、構造の簡単化が可能になる。しかし、2 つのパワーピストンに厳重なシール機構が必要であり、特に高温部でのシールの選定には細心の注意を払う必要がある。

図 2.3(b)に示す β 形スターリングエンジンは、ディスプレイサとパワーピストンとを同一シリンダに配置した形式であり、エンジンを小型化できるのが最大の特徴である。また、熱交換器をシリンダの外周上に配置しやすいため、熱交換器内の作動ガスの流れを均一にするのが容易な形式であると言える。原理的には γ 形エンジンと同じであるが、 β 形エンジンはディスプレイサとパワーピストンとをオーバーラップさせることができるため、作動空間を有効に利用でき、高出力化が可能となる。このことはエンジンの小型化あるいは出力向上といった点が大きなメリットである。一方、同軸上の 2 つのピストンに適切な位相差を与えながら往復運動させるための駆動機構が複雑になるなどの問題がある。

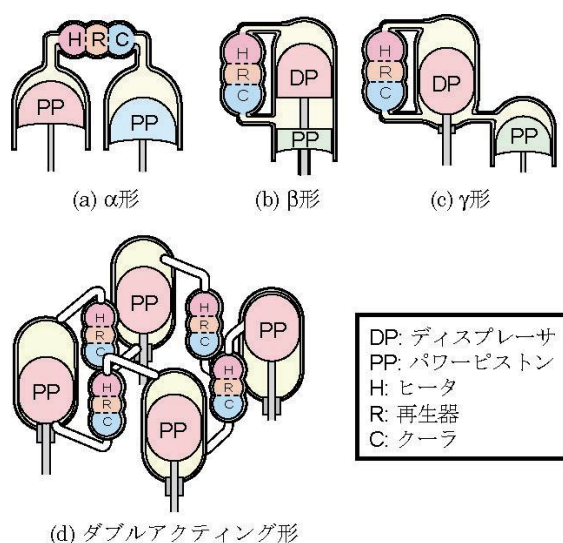


図 2.3 スターリングエンジンの基本形式

図 2.3(c)に示す γ 形スターリングエンジンは、ディスプレイサとパワーピストンとが異なるシリンダに配置された形式である。 γ 形エンジンは、エンジンの小型化が難しく、構造上、圧縮比が高められないため高出力化が難しい。そのため、従来の高性能エンジンではほとんど採用されていない形式である。しかし、熱交換器形式の自由度が高いことやディスプレイサとパワーピストンの容積比を自由に換えやすいことなどの特徴があり、研究用のエンジンで使われることがある。

図 2.3(d)に示すダブルアクティング形スターリングエンジンは一般に4シリンダで構成されている。隣り合うピストンの上面と下面の空間を、熱交換器を介して連結することで、作動空間は通常の α 形エンジンの4台分（8シリンダ分）に相当する。この形式は、エンジンの小型化が可能であり、高出力エンジンに適している。一方、各ピストンおよびロッドシールに厳重なシール機構が必要になることや4つのピストンを動かす駆動機構が複雑になるなどの問題がある。

以上のようにスターリングエンジンには4つの基本形式があり、それぞれに異なる特徴がある。本研究で開発する排熱利用スターリングエンジンでは、エンジンの小型化が可能で、熱交換器を設計しやすい β 形を採用している。

2.1.4 排熱利用スターリングエンジンの開発に必要な技術

本研究では、400℃程度の低温排熱を有効利用するためのスターリングエンジンを開発することを目指している。そのような排熱利用ス

ターリングエンジンを開発し、排熱回収システムを構築するとともにその有効性を実証するためには、従来から開発されてきた高温の燃焼ガスを用いる高効率スターリングエンジンとは異なる技術が必要になる。以下、排熱利用スターリングエンジンの開発に必要なとなる主な技術について述べる。

(1) 低温排熱用熱交換器の開発

従来から開発されてきた高効率スターリングエンジンのヒータは、燃焼ガスなどの高温熱源に曝される。したがって、そこに用いられる材料は酸化や腐食に対する安定性と熱サイクルにも十分耐えられる強度特性が要求されるため、インコネルやハステロイ X といった特殊なニッケル合金、あるいは SUS316S などの耐熱ステンレス鋼が用いられていた。特殊合金でつくられるヒータは、その製作コストが高く、スターリングエンジンの実用化を妨げる要因の一つと言われてきた。

本研究で開発する排熱利用スターリングエンジンは 400℃程度の比較的低温な排熱を用いるため、高温時に高い強度特性を持つヒータ材料を必要としない。すなわち、特殊合金を使用する必要がないため、強度特性の面で低コストなヒータを構成できる可能性がある。一方、エンジン出力を向上させるためには、エンジン内の作動ガス温度をできる限り熱源温度に近づける必要があり、ヒータの伝熱性能がエンジン性能に及ぼす影響は大きい。そのような観点から、本研究で開発する排熱利用スターリングエンジンでは、銅合金製のヒータを採用している。また、船用ディーゼルエンジンの排ガスに含まれる硫化水素成分は金属材料を腐食させることが知られており、その対策が十分でなければならない。スターリングエンジンに用いる低温排熱用熱交換器は、排熱回収システムを完成させるために必要不可欠な技術である。

(2) スターリングエンジンの多段化

図 2.4(a)に示すように、燃焼ガスを用いるスターリングエンジンでは、ヒータで熱交換を終えた燃焼ガスの熱を空気予熱器によって回収し、燃焼用空気の加熱に利用することができる。これにより、熱エネルギーの有効利用ができ、高効率化が可能となる。一方、図 2.4(b)に示す排熱利用スターリングエンジンでは、ヒータで熱交換を終えた排ガスの温度が低下しているため、その熱を再利用することはできない。すなわち、排熱利用スター

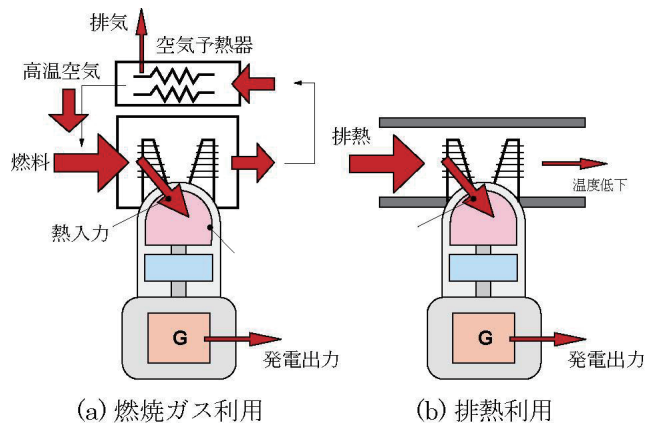


図 2.4 熱源の形態とスターリングエンジン

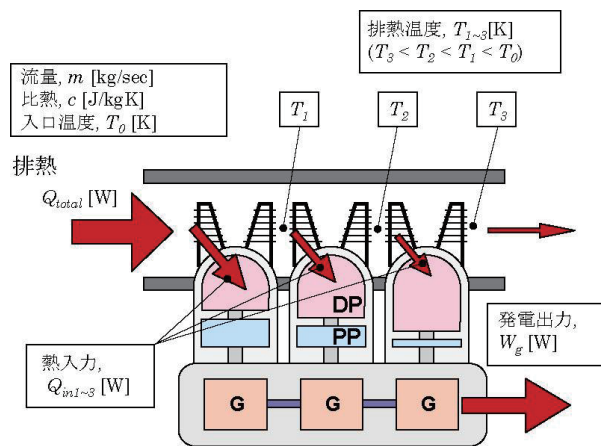


図 2.5 多段式スターリングエンジン

リングエンジンは、温度レベルの相違による熱効率の低下だけでなく、構造上、熱効率を高めることが難しい形式であると言える。

排熱利用スターリングエンジンにおいて、熱源の熱量を無駄なく利用するには、エンジンへの入熱量を増加させればよい。エンジンへの入熱量を増加させると、ヒータでの熱交換を終えた排ガスの温度（排ガス出口温度）は低下していく。スターリングエンジンにおける熱交換器内の作動ガスは往復動するため、向流式熱交換器のように作動ガス温度を排ガス出口温度よりも高めることはできない。したがって、エンジンへの入熱量を増加させた場合でも、膨脹空間内の作動ガス温度を十分に高めることができず、結果としてエンジンの熱効率および出力が低下する。このことから、スターリングエンジンは、最大限の出力を得るために入熱量を適切に設定し、適切な温度レベルで運転する必要があることがわかる。排熱に対して1台のエンジンにより出力を得ようとする、回収しきれない熱量が生じることになり、限られた熱源を有効に利用することができない。そこで、図 2.5

のように排熱に対して複数のスターリングエンジンを直列に並べ、1台目で温度低下した熱量を2台目で回収する多段化したエンジン構成が考えられる¹⁾。このようなエンジン構成にすることで、エンジン全体として多くの温度落差を利用できるため、1段で構成されたスターリングエンジンより、排熱エネルギーを有効に利用できる。

エンジンを多段化して熱源の熱量を1段階ずつ回収していくと、排熱の熱量は下流に行くに従い減少し、温度は低下する。多段式スターリングエンジンにおいては、それぞれのエンジンの動作温度並びに出力レベルが異なるため、ディスプレイサおよびパワーピストンの行程容積、あるいは各段のエンジンのそれぞれで運転条件を適切に設定する必要がある。

(3) エンジンシステムの実証

スターリングエンジンは、シリンダ内の作動ガスを加熱・冷却することにより作動する。その原理に基づく、極めて簡単なスターリングエンジンを設計・製作することは容易である。実際に、大気圧空気で作動する模型スターリングエンジンが国内外の多くの教育機関において教材として使われている。

一方、本研究では排熱回収システムの有効性を実証することを目的としており、実用的な性能特性を有するスターリングエンジンを完成させ、適切に動作させなければならない。すなわち、低温排熱用熱交換器の開発などの新たな技術ばかりでなく、ピストン駆動機構やシール機構などの従来技術も的確に設計し、実証評価に耐えうるハードウェアを完成させる必要がある。本研究で開発する排熱利用スターリングエンジンは、限られた研究期間内にエンジンシステムの総合的な実証を行うために設計されている。斬新なブレイクスルー技術を多用したものではないが、各部に渡って様々な工夫がなされたスターリングエンジンであると考えている。

2.2 排熱回収システムの概要²⁾

本研究で研究・開発する排熱回収システムは、運航中の推進に使うディーゼルエンジンの排熱エネルギーをスターリングエンジン発電機によって回収し、電気として蓄える。そして、港湾内では蓄電された電気エネルギーを利用することで、ディーゼルエンジン発電機の運転を不要とし、港湾地域の環境保全の実現を目指したシステムである（図 2.6）。

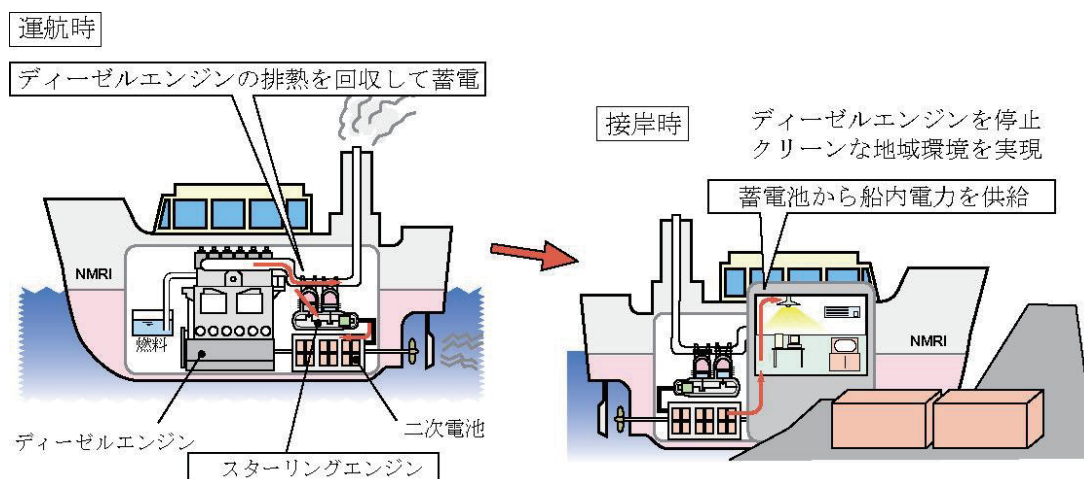


図 2.6 本研究で提案する排熱回収システム

船舶主機関であるディーゼルエンジンにおいては、燃料が持つエネルギーの約 30 %が排ガスに放出されている。本研究では、その排熱を利用してスターリングエンジン発電機を運転し、船内に搭載された蓄電池に充電する排熱回収システムを開発する。

停泊時に必要となる電気エネルギーは船舶の大きさや種類によって異なる。本研究では、500 トン程度の比較的小さい貨物船を想定し、停泊時に必要な船内電力量を 100 kWh (10 kW × 10 時間程度) に設定した。次節で述べるように、この設定値は実際の船舶における純停泊中の消費電力を全て賄うにはやや少ない電気容量である。しかし、低温排熱を有効利用するための基盤技術を確立し、その後の実用開発を目指した足がかりのために適切な研究目標であると考えている。

2.3 内航船舶の運航実態調査

排熱回収システムの基本仕様を決定するため、25 隻の内航船舶における純停泊中の使用電力や排気ガス温度を調査した。表 2.1 に純停泊中の使用電力および排気ガス温度の調査結果を示す。調査した船舶は総トン数が 200～8000 t 程度であり、主機関馬力 (出力) は 650～5400 PS (480～4000 kW) である。

本調査結果より、主機関馬力が 5000 PS を超える 2 ストロークディーゼルエンジンの排気ガス温度は約 280℃であることがわかる。主機関馬力がそれよりも小さい 4 ストロークディーゼルエンジンの排気ガス温度は 330～360℃である。本研究で開発している排熱回収システムは小型の内航船舶を対象としており、排熱利用スターリングエンジンの膨脹空間ガス温度 (高温

表 2.1 純停泊中の使用電力および排気ガス温度の調査結果

船名	総トン数	純停泊中 使用電力 kW	主機	排気温度 ℃	
				過給機 入口	過給機 出口
バシフィック シーガル	7,809	180～200	2cyl	420	280
バシフィック ファルコン	7,918		2cyl		
環洋丸	4,953	150～170	2cyl	470～ 450	330～ 360
鴻洋丸	4,389		4cyl		
成洋丸	4,396	50～80	4cyl		
暁丸	132		4cyl		
有明	1,800		4cyl		
第 2 龍王丸	1,396		4cyl		
陸前丸	1,371	40～70	4cyl		
新豊洋丸	749		4cyl		
千進丸	749		4cyl		
第 7 扇丸	749		4cyl		
祥竜丸	749		4cyl		
北辰丸	699		4cyl		
鶴城丸	699		4cyl		
平成丸	696		4cyl		
清竜丸	699		4cyl		
神竜丸	699		4cyl		
豊後丸	506	20～30	4cyl		
西山丸	199		4cyl		
千鳥丸	199		4cyl		
第 38 龍丸	199		4cyl		

側作動ガス温度) を 280℃程度に設定している。

一方、純停泊中の船内消費電力は、総トン数が 200 t 程度の船舶で 20～30 kW、総トン数が 700～750 t 程度の船舶で 40～70 kW である。純停泊中の時間は 8～10 時間程度であるので、純停泊中の全ての電力を賄うためには、総トン数が 200 t 程度の船舶で 160～300 kWh の蓄電を必要としていることになる。ただし、この船内電力にはディーゼルエンジン発電機を動かすためだけに必要な冷却水ポ

ンプや潤滑油ポンプなどが含まれており、停泊中にそれらの機器を止めることができれば蓄電池の容量はやや少なくてすむ。実用的な排熱回収システムにおいては、蓄電池の寸法・重量並びに排熱利用スターリングエンジンの寸法や性能特性等を踏まえて、より詳細なシステム検討が必要である。

2.4 蓄電池技術の現状調査

排熱回収システムに用いる蓄電池としては、鉛蓄電池、ニッケル・カドミウム蓄電池、ニッケル・水素蓄電池、リチウムイオン二次電池など候補としてあげられる。以下、各種蓄電池の特徴について述べ、排熱回収システムへの適用性について検討する。

2.4.1 各種蓄電池の特徴

表 2.2 に各種蓄電池の特徴をまとめた結果を示す。鉛蓄電池は、自動車用をはじめ、広く使われている蓄電池である。質量および体積に対するエネルギー密度の点で他の蓄電池と劣っているが、コストやハンドリング性（扱いやすさ）の点で優れている。また、鉛蓄電池には、環境や人体に有害な鉛や硫酸が含まれているが、リサイクルシステムは確立されており、広く市場に出回っている。

ニッケル・水素蓄電池は、小型・軽量で、鉛やカドミウムのような有害物質を含まないため環境調和性に優れた蓄電池である。過充電、過放電に強く、寿命性にも優れるため、小型電気機器用の小容量のものから、ハイブリッド自動車に使われる大容量のものまで、広く使われている。

リチウムイオン二次電池は、質量および体積に対するエネルギー密度に優れており、携帯機器用の蓄電池として広く使われている。しかし、安全性確保のために充電・放電を監視する保護回路が必要であるなど、ハンドリング性に劣ること、さらに他の蓄電池と比べてコストが高いなどの問題がある。

ナトリウム・硫黄電池（NAS 電池）は、大規

模な電力貯蔵用に開発されている蓄電池である。性能面では本排熱回収システムに適していると考えられるが、危険性が高い硫黄やナトリウムを使用しているため、その取り扱いが難しい。

2.4.2 排熱回収システムに用いる蓄電池の検討

表 2.3 に市販されている各種蓄電池の性能や価格をまとめている。容量 1 kWh 当たりの価格は、鉛蓄電池で 10,000～40,000 円程度であるのに対して、ニッケル・水素蓄電池およびリチウムイオン二次電池ではその 10 倍程度となっている。容量 1 kWh 当たりの質量は、鉛蓄電池で 20～30 kg、ニッケル・水素蓄電池で 10～20 kg、リチウムイオン二次電池で 5～10 kg 程度であり、鉛蓄電池はやや劣っていることがわかる。乾電池程度の寸法の小型なニッケル・水素蓄電池やリチウムイオン二次電池では、容量 1 kWh 当たりの体積はかなり小さいものの、パッケージ化された大容量のニッケル・水素蓄電池やリチウムイオン二次電池では鉛蓄電池とそれほど変わらない。

以上の調査結果から、本研究で開発する排熱回収システムでは、コストおよびハンドリング性に優れている鉛蓄電池を使用することとする。ニッケル・水素蓄電池やリチウムイオン二次電池は、小型・軽量なシステムを実現できる可能性は高いが、現状ではコストが高く、その実現は難しいと考えられる。

デルコ社製の鉛蓄電池 M30HMF（12 V、115 Ah）を用いて 100 kWh の容量を得る場合、必要個数は 72 個、総質量は約 2 t、総体積は約 1 m³ と計算される。一方、実際に船舶に設置する場合には、複数の蓄電池を架台などに設置することとなる。図 2.7 は設置の一例であり、幅 900 mm、奥行き 750 mm、高さ 1200 mm の架台 4 つに 72 個の蓄電池を設置している。設置に必要な体積は 3.2 m³、設置面積は 2.4 m² となる。この寸法は十分に

表 2.2 各種蓄電池の特徴

バッテリー種別	1 エネルギー 密度 (質量)	2 エネルギー 密度 (体積)	3 大容量化	4 寿命	5 安全性	6 環境調和 性	7 コスト	8 ハンドリング 性
鉛蓄電池	×	×	○	△	○	△	◎	◎
ニッケル・水素	○	◎	○	○	○	◎	○	○
リチウムイオン二次電池	◎	◎	○	○	△	○	×	△
ナトリウム・硫黄	◎	◎	○	◎	△	△	○	×

表 2.3 市販されている各種蓄電池

メーカー	型式・種別	電圧 [V]	容量 [Ah]	容量 [kWh]	質量 [kg]	寸法			エネルギー密度		単価[円]	単価[円/ kWh]
						長さ [mm]	幅 [mm]	高さ [mm]	[Wh/kg]	[kWh/m³]		
日立	HG 225H52 鉛蓄電池	12	176	2.112	64	521	278	220	33.0	66.3	29,480	13,958
デルコ	M30HMF 鉛蓄電池 (ディープサイクル)	12	115	1.38	27.5	330	172	238	50.2	102.2	17,800	12,899
ダグラス	27superDCM 鉛蓄電池 (ディープサイクル)	12	125	1.5	24.9	314	173	256	60.2	107.9	30,000	20,000
GS ユアサ	マイティーシールド EB150、鉛蓄電池 (ディープサイクル)	12	150	1.8	49	505	182	258	36.7	75.9	80,000	44,444
パナソニック E V エナジー	金属ケース角形モジュール ニッケル・水素	9.6	6.5	0.0624	1.51	382	18.4	96	41.3	92.5		
古河電池	FHR-D8450H ニッケル・水素	1.2	8.45	0.0101	0.178	34	34	59.3	57.0	147.9		
松下電池	HHR-3MPS(単3型)、 ニッケル・水素	1.2	2	0.0024	0.029	14.5	14.5	50.5	82.8	226.0	509	212,188
松下電池	HHR-10000VH ユニ ット、ニッケル・水素	12	95	1.14	20	430	215	163	57.0	75.7	500,000	438,596
ENAX	Y00-00614 リチウムイオン	26.6	16	0.4256	4	125	200	182	106.4	93.5	190,000	446,429
松下電池	18650 型 リチウムイオン	3.7	2.3	0.0085	0.0455	18.5	18.5	65	187.0	382.5	1,048	123,149
NEXcell	RCR-V3C リチウムイオン	3	1.3	0.0039	0.039	52.2	28.2	14.3	100.0	185.3	1,659	425,385

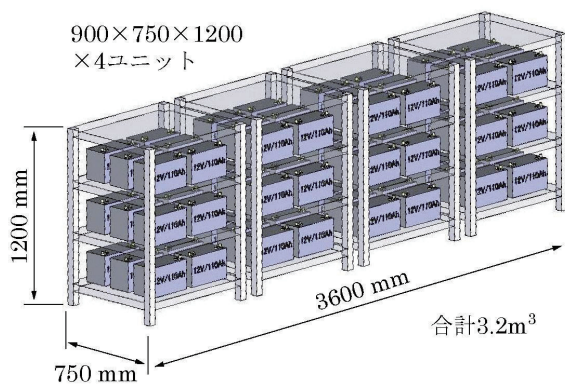


図 2.7 蓄電池の設置寸法 (100 kWh)

小さいとは言えないが、小型な内航船舶であっても搭載可能な範囲であると考えられる。

3. 排熱利用スターリングエンジンの設計・試作

3.1 エンジン開発の経緯

本研究では、各年度に 1 台ずつ、計 3 台の排

熱利用スターリングエンジンを設計・試作した。平成 17 年度に開発した 1 号機では、主として熱交換器性能やエネルギーバランスなどの基本性能を評価した。平成 18 年度に開発した 2 号機は、1 号機の実験結果に基づき、各種熱損失の低減を図った。1 号機および 2 号機は、エンジンの出力特性を詳細に測定するとともに、シール部品や駆動機構の耐久性能を調べてきた。平成 19 年度に試作した 3 号機は、それまでの結果を踏まえて、製作コストの低減および長寿命化を目指した構造とした。

表 3.1 に排熱利用スターリングエンジンの開発状況をまとめている。平成 17 年に設計をはじめ、平成 18 年 3 月に運転を開始したスターリングエンジン 1 号機は、9 月までの半年間、高温空気を用いた実験を行い、基本特性を測定した。さらに同年 12 月まで（独）海上技術安全研究所内に設置されているディーゼルエンジンの排ガスを用いて運転し

表 3.1 排熱利用スターリングエンジンの開発経緯

日 付	1号機		2号機	3号機
H17年9月～11月	設計			
H18年2月	部品完成・組立			
H18年3月	高温空気による実験			
H18年9月	ディーゼルエンジン排ガスによる実験（陸上）			
H18年10月				
～				
H19年1月				
H19年2月	実船実験に向けて船舶に設置			
H19年3月				
H19年7月				
H19年8月			船上で試運転	
H19年9～10月	ディーゼルエンジン排ガスによる多段式スターリングエンジンの実験（陸上）			
H19年12月	パシフィック・シーガルに搭載			
平成20年1～2月	実海域における実証実験			
平成20年3月～		高温空気による耐久試験		

表 3.2 排熱利用スターリングエンジンの運転時間

	高温空気 運転	ディーゼル 排ガス 運転 (陸上)	実船実験 (船上)	合計
1号機	780	101	91	972
2号機	830	63	83	976
3号機	714	27	50	791

単位：時間

た。そして平成19年2月には、実海域における実証実験に向けた準備としてセメント運搬船「パシフィック・シーガル」に搭載した。8月に船上で試運転を行い、その後、エンジン整備のために陸上に降ろしている。

スターリングエンジン2号機は、平成18年9月より設計を開始し、1ヶ月後の10月にはほとんどの部品を完成させた。しかし、ピストン駆動機構や熱交換器に不具合があったため、分解・修理を繰り返し、平成19年1月より高温空気を用いた実験を開始した。その後、7月にはディーゼルエンジンの排ガスを用いた運転を行っている。

スターリングエンジン3号機は、平成19年7月に設計し、8月に高温空気による試運転を行った。その後、スターリングエンジン1～3号機を多段に配置して、ディーゼルエンジンの排ガスを用いた実験を行った。

平成19年12月には、3台のスターリングエンジンをセメント運搬船「パシフィック・シーガル」に搭載し、平成20年1～2月には実海域における実証実験を行っている。なお、実証実験終了後、スターリングエンジン3号機は高温空気による運転を行い、耐久性能を調べる試験

を進めている。

表3.2は、それぞれの排熱利用スターリングエンジンの平成20年5月現在までの運転時間をまとめたものである。スターリングエンジン1号機および2号機は、140～190時間のディーゼルエンジン排ガス運転を含めて、約970時間の運転時間に達している。3号機は、約80時間のディーゼルエンジン排ガス運転、約700時間の高温空気運転を行い、合計約790時間の運転時間となっている。

排熱利用スターリングエンジンの設計においては、それまでの実験結果や運転中に生じた不具合を改善しながら進めてきた。以下、3.2節～3.4節では各スターリングエンジンの設計指針並びに試作したエンジンの構造や特徴について述べる。3.5節では排熱回収システムの開発に必要な高効率発電機について述べる。各種実験により得られた性能特性については第4章で報告する。

3.2 実験用エンジン1号機の設計・試作³⁾

図3.1に実験用スターリングエンジン1号機の開発フローチャートを示している。本エンジンの開発においては、はじめに設計条件を設定し、エネルギーバランスや基本構造について検討している。そして、エンジン設計のためのシミュレーション開発や熱交換器の伝熱計算、主要部品の強度計算を行い、それらの結果に基づき、基本設計を進めている。その後、各部品の材料選定や詳細形状の検討を含めた詳細設計を行っている。以下、スターリングエンジン1号機の基本設計の概要、構造並びに特徴について述べる。

3.2.1 設計条件と熱量試算

実験用エンジン 1 号機は、当研究所内の実験室で性能評価を行うことを前提として設計条件を設定している。すなわち、ディーゼルエンジンの排ガスを模擬した実験用高温空気を作り出すための電気ヒータや空気コンプレッサなどの既存設備の制限から、温度 400℃、容積流量 1000 NL/min の空気を高温熱源として用いることとし、その運転条件における目標出力を 500 W とした。なお、実際のディーゼルエンジンは、排ガス温度がやや低いものの、流量

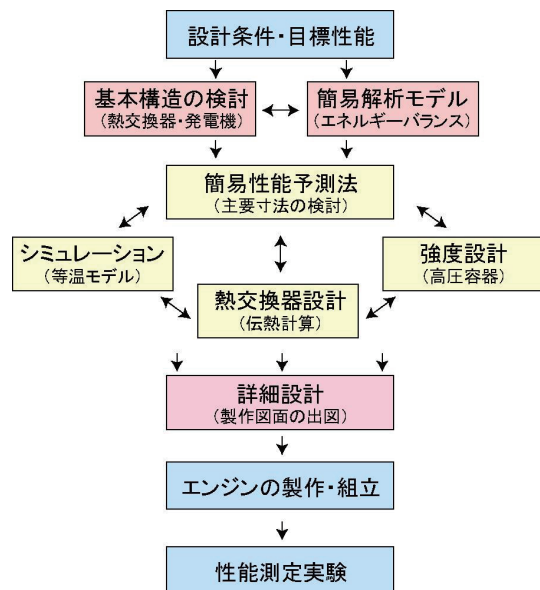


図 3.1 実験用スターリングエンジン 1 号機の開発フローチャート

は桁違いに大きい。すなわち、想定する運転条件は異なるものの、高温空気による性能測定結果を詳細に検討することで、排熱回収システムを実証するためのエンジン開発並びにシステム開発に貢献するデータ蓄積が可能であると考えている。

表 3.3 は、以上の設計条件に基づき、スターリングエンジンのエネルギーバランスを試算した結果の一例である。排ガス条件とスターリングエンジンに熱量を取り込んだ後の温度（排気ガス出口温度）を与えることでスターリングエンジンに取り込む熱量（有効熱入力）を試算している。さらに、スターリングエンジンに関する各種効率や係数を設定することで、出力性能を求めている。図 3.2 は、表 3.3 の計算結果から、作動ガスの高温空間温度（膨脹空間ガス温度）に対する有効

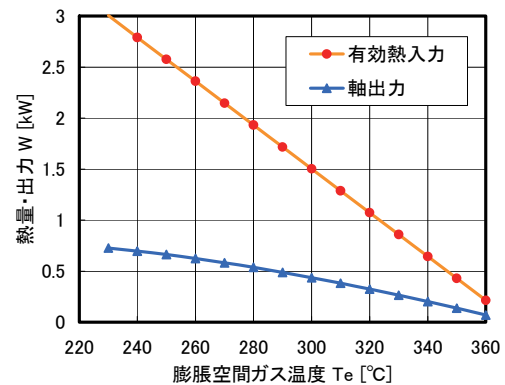


図 3.2 膨脹空間ガス温度に対する有効熱入力およびエンジン軸出力の試算結果

表 3.3 排熱利用スターリングエンジンの熱量試算結果の一例

排ガス条件			スターリングエンジン											
容積流量	排気ガス入口温度	全熱量	排気ガス出口温度	有効熱入力	温度差	膨脹空間ガス温度	圧縮空間ガス温度	カルノー効率	カルノー係数	図示熱効率	図示出力	機械効率	軸出力	正味効率
V (L/min)	T_{in} (°C)	Q_{total} (kW)	T_{out} (°C)	Q_{in} (kW)	ΔT (°C)	T_E (°C)	T_C (°C)	η_{car}	K_{car}	η_{ind}	W_i (kW)	η_m	W_s (kW)	η_e
1000	400	8.157	380	0.429	30	350	40	0.498	0.8	0.398	0.171	0.8	0.137	0.318
1000	400	8.157	360	0.859	30	330	40	0.481	0.8	0.385	0.33	0.8	0.264	0.308
1000	400	8.157	340	1.288	30	310	40	0.463	0.8	0.37	0.477	0.8	0.382	0.296
1000	400	8.157	320	1.717	30	290	40	0.444	0.8	0.355	0.61	0.8	0.488	0.284
1000	400	8.157	300	2.147	30	270	40	0.424	0.8	0.339	0.727	0.8	0.582	0.271
1000	400	8.157	280	2.576	30	250	40	0.402	0.8	0.321	0.827	0.8	0.662	0.257
1000	400	8.157	260	3.005	30	230	40	0.378	0.8	0.302	0.908	0.8	0.727	0.242

* 温度差：排ガス出口温度とスターリングエンジン内の作動ガスとの温度差

* カルノー係数：カルノー効率と実機の図示熱効率との比（経験値）

熱入力およびエンジン軸出力を表したものである。同図に示すように、膨脹空間ガス温度が低くなるほど、有効熱入力が増大し、結果的にスターリングエンジンの出力が増大していることがわかる。しかし、膨脹空間ガス温度が低いスターリングエンジンは、エンジンが大型化するばかりでなく、高温熱交換器（ヒータ）の設計が著しく難しくなる。そのため、目標性能を達成可能な膨脹空間ガス温度 280°C を当面の設計条件として基本設計を進めることとしている。

表 3.4 に実験用スターリングエンジンの設計条件および目標値をまとめている。同表における「初期目標値」は表 3.3 の試算結果を踏まえた理想的な目標値であり、「基本設計時の目標値」は、従来のスターリングエンジンの実績に基づく経験から、各種熱損失や効率を補正した設定値である。大きく異なる点は、後者において熱伝導損失や再生器損失などの雑熱損失を考慮していることである。そのことによって、ヒータおよびクーラの交換熱量が増加している。その後の詳細検討においては、「基本設計時の目標値」を達成するようにしてエンジン設計を進めている。

なお、2.1.4 項で述べたように、本研究では排ガスのエネルギーを最大限に回収するために、複数のスターリングエンジンを多段化に設置するシステムを検討している。しかし、表 3.3 および図 3.1 の熱量試算は、単段のスターリン

表 3.4 スターリングエンジン 1 号機の
設計条件および目標値

	初期目標値	基本設計時の 目標値
膨脹空間ガス温度	280.0°C	280.0°C
圧縮空間ガス温度	40.0°C	40.0°C
有効熱入力	1.93 kW	2.87 kW
膨脹出力	1.94 kW	2.37 kW
圧縮出力	1.27 kW	1.60 kW
図示出力	0.68 kW	0.77 kW
軸出力	0.54 kW	0.54 kW
雑熱損失	0.00 kW	0.50 kW
機械損失	0.14 kW	0.23 kW
ヒータ交換熱量	1.94 kW	2.87 kW
クーラ交換熱量	1.27 kW	2.10 kW
カルノー効率 η_{car}	0.434	0.434
カルノー係数 $\eta_{\text{int}}/\eta_{\text{car}}$	0.800	0.750
内部変換効率 η_{int}	0.347	0.325
機械効率	0.800	0.700
図示熱効率	0.350	0.269
正味熱効率	0.280	0.188

グエンジンを想定しているため、多段化の検討は行われていない。スターリングエンジンの多段化については、スターリングエンジンの性能測定結果を踏まえて、詳細に検討する必要がある。

3.2.2 シミュレーションによる性能予測

以上の初期検討を踏まえて、排熱利用スターリングエンジンのシミュレーションモデルを開発した。図 3.3 にシミュレーションモデルの概要を示す。本シミュレーションモデルは、排気ガスの温度、流量、密度および比熱を入力条件として、エンジンのシリンダ壁における熱伝導損失や再生器における熱損失（再生器損失）、さらにヒータの簡易的な伝熱計算の結果から、膨脹空間ガス温度を求める。さらに、各空間の作動ガスが等温変化を行うと仮定した等温モデルと呼ばれる解析によって圧力変化を求める。そして、熱交換器内の圧力損失や駆動機構の荷重計算に基づき機械損失を推算して、スターリングエンジンの出力性能を求めることができる。

図 3.4 および図 3.5 は、本シミュレーションにおける計算結果の一例であり、排熱利用スターリングエンジン 1 号機の大まかな寸法と表 3.3 および表 3.4 に示した設計値を計算条件として、エンジン出力および膨脹空間ガス温度を求めた結果である。これより、作動ガス圧力 4 MPa、エンジン回転数 1000 rpm 程度で目標出力の 500 W に達していることがわかる。また、そのときの膨脹空間ガス温度は $290\sim 300^{\circ}\text{C}$ 程度であり、前述の設計条

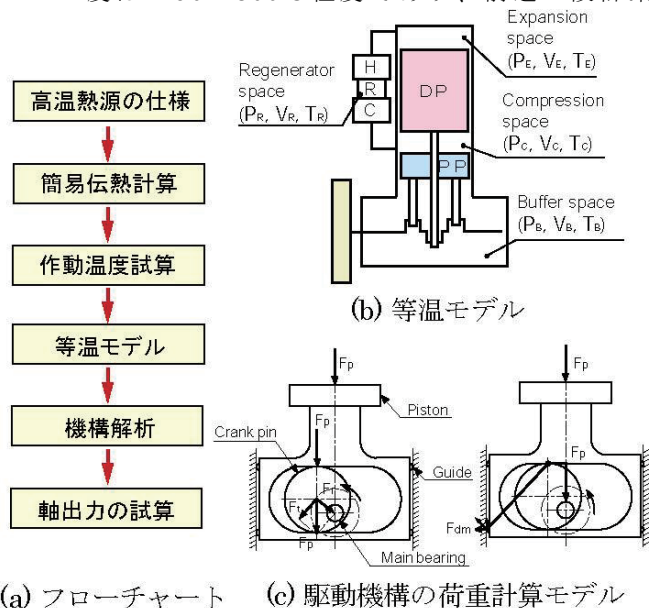


図 3.3 シミュレーションモデルの概要

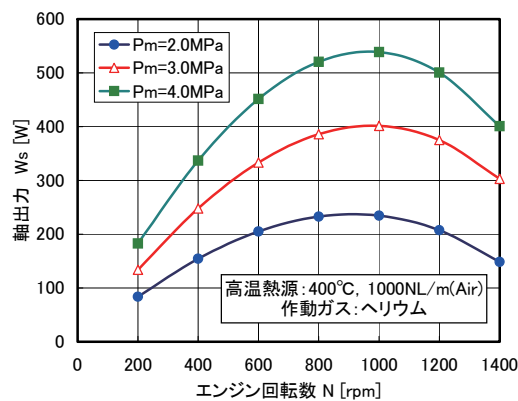


図 3.4 エンジン軸出力の計算結果

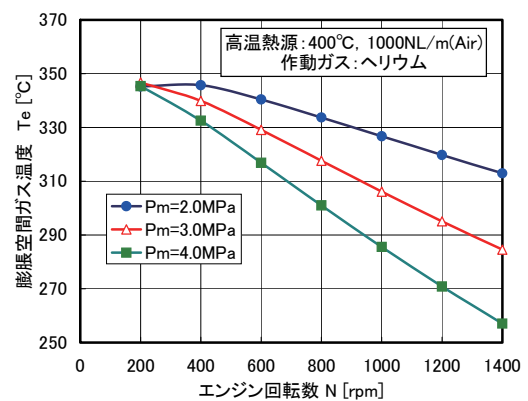


図 3.5 膨脹空間ガス温度の計算結果

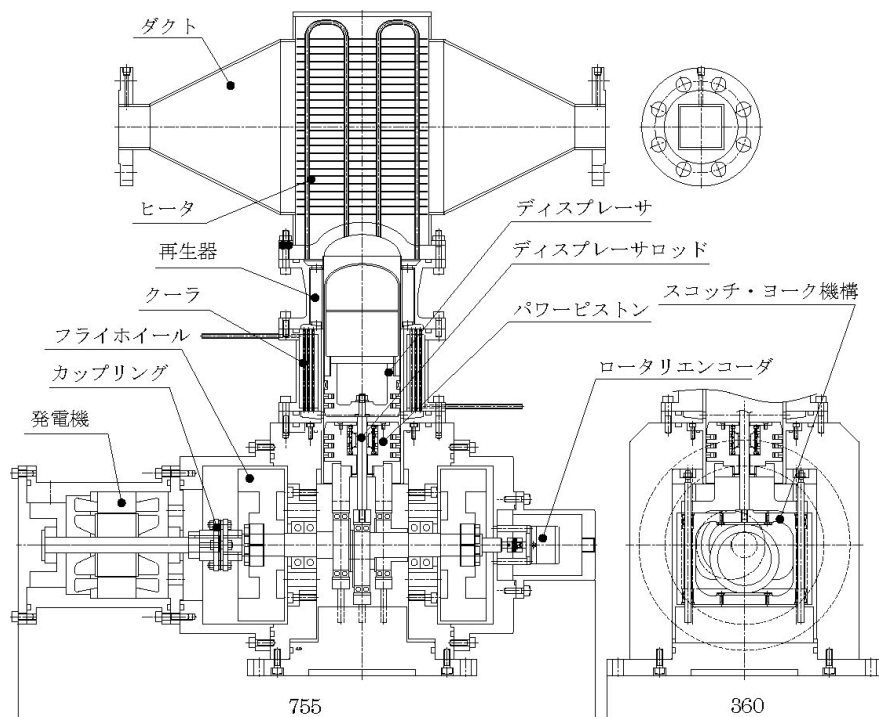


図 3.6 スターリングエンジン 1 号機の構造

件に概ね一致している。これらのシミュレーション結果に基づき、スターリングエンジンの基本設計を進めている。

本シミュレーションに用いた等温モデルおよび圧力損失については実績のある解析モデルである。一方、駆動部における機械損失および熱交換器の伝熱性能に基づく膨脹空間ガス温度は、個々のエンジンの形式や熱交換器の形状によって大きく異なるため、高精度な予測は難しい。これらについては、スターリングエンジンの性能測定結果を踏まえて、詳細な検討を行う必要がある。

3.2.3 実験用エンジン 1 号機の基本構造と構成要素

現在までに 400°C 程度の低温熱源を利用して有効な発電出力を得るスターリングエンジンの開発事例は見あたらないため、エンジンの基本設計においてエンジン回転数や熱交換器の伝熱性能等を高精度に予測することは難しい。そのため、上述のシミュレーションの他、経験則に基づく簡易性能予測や熱交換器単体の伝熱計算を行い、排熱利用スターリングエンジンの設計を進めた。以下、スターリングエンジン 1 号機の基本構造並びに主要要素技術について概説する。



図 3.7 スターリングエンジン 1 号機の外観

表 3.5 スターリングエンジン 1 号機の仕様

エンジン形式	β 形
ディスプレイサ行程容積 (ピストン径×ストローク)	283 cm ³ ($\phi 100 \times 36$ mm)
パワーピストン行程容積 (ピストン径×ストローク)	220 cm ³ ($\phi 100 \times 28$ mm)
ヒータ形式 (外径×内径×長さ×本数)	多管式 ($\phi 6 \times \phi 4 \times 630$ mm×64)
再生器形式 (外径×内径×長さ)	積層金網 ($\phi 135 \times \phi 104 \times 69$ mm)
クーラ形式 (外径×内径×長さ×本数)	シェルアンドチューブ式 ($\phi 3 \times \phi 2.2 \times 108$ mm×480)
ピストン駆動機構	スコッチ・ヨーク機構
発電機形式	三相誘導発電機*1 (ハーメティック式)
目標出力@定格回転数	500 W@1000 rpm
定格作動ガス圧力	2~4 MPa
作動ガス	ヘリウム

*1 最終的には磁石埋込式発電機に変更

(1) 基本構造

図 3.6 および図 3.7 は、スターリングエンジン 1 号機の構造および外観を示している。表 3.5 に主なエンジン仕様を示す。本エンジンは、同一シリンダにディスプレイサとパワーピストンを配置した β 形と呼ばれるエンジン形式である（図 2.3 参照）。シリンダの上端には高温熱交換器（ヒータ）が設置され、その周囲に高温熱源を流すためのステンレス鋼製ダクトが取り付けられる。また、シリンダ周囲には円環形状の再生器および多管式クーラが設置されている。ディスプレイサとパワーピストンの駆動機構には、ピストンの直動運動が可能なスコッチ・ヨーク機構を採用している。

発電機はクランクケースに取り付けられる。

これは、発電機を耐圧構造に内蔵したハーメティック形式と呼ばれる形式であり、高圧の作動ガスを密封するための動的シールを必要としないため、機械損失の低減を図ることができる。なお、試作直後のエンジンの発電機には、出力 750 W の三相交流誘導式モータを流用していた。しかし、高効率化を図ることができなかったため、最終的には永久磁石発電機（PM 発電機）に変更している。これらの発電機については 3.5 節で述べる。

(2) ヒータ

2.1.4 項で述べたように、従来から開発されてきた高性能スターリングエンジンのヒータ材料は、高温条件下での強度を確保するため、インコネルやハステロイ X などの特殊ニッケル合金が使われることが多かった。一方、本研究で開発する排熱利用スターリングエンジンは、熱源温度が低いため、それらの特殊合金を使用する必要はない。そこで、熱伝導率が高い銅合金（熱伝導率 $\lambda = 300$ W/mK）および耐熱性が高いステンレス鋼（熱伝導率 $\lambda = 20$ W/mK）の 2 種類のヒータ材料を用いた場合の伝熱性能を試算した結果であり、ヒータ管長さに対するヒータ交換熱量を示している。これより、ヒータ材料の熱伝導率が伝熱性能に及ぼす影響は大きく、400℃以下の低温熱源で作動させる排熱利用スターリングエンジンのヒータ材料には銅合金が適切であると判断した。また、表 3.4 から本エンジンで必要とするヒータの交換熱量は 2.9 kW であり、それらの結果を踏まえてヒータ寸法を決定した。図 3.9 は本エンジンに採用した銅製ヒータの外観である。外径 6 mm、内径 4 mm、長さ約 630 mm の銅管 64 本で構成されている。

(3) 再生器

再生器マトリックスには、従来のスターリ

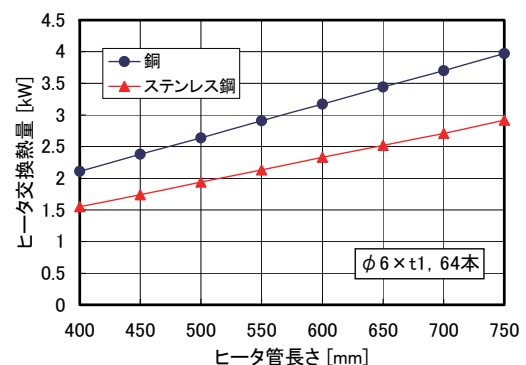


図 3.8 ヒータ伝熱性能の試算結果



図 3.9 銅製ヒータの外観



図 3.10 再生器（積層金網）

ングエンジンで用いられている積層金網を採用している。金網は、#100（線径 0.10 mm、目開き 0.153 mm）と#60（線径 0.19 mm、目開き 0.230 mm）の 2 種類をそれぞれステンレス鋼製(SUS304)と黄銅製で準備した(図 3.10)。試作後の予備試験の結果、本エンジンは再生器における圧力損失が大きいことが確認されたため、次章で述べる性能測定実験においては、#60 のステンレス鋼製金網を使用している。

(4) クーラ

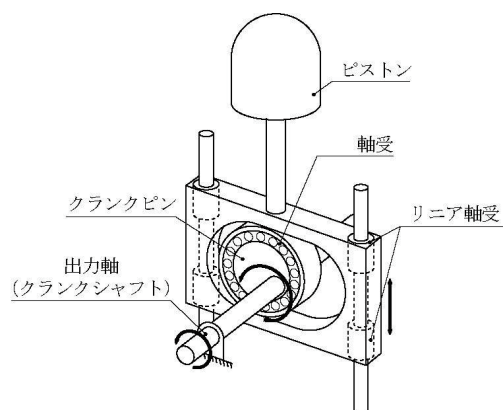
クーラは、外径 3 mm、内径 2.2 mm、長さ 108mm のステンレス鋼管 480 本で構成されたシェルアンドチューブ式熱交換器である（図 3.11）。熱交換器単体の伝熱計算によって、温度 25℃程度の冷却水を流すことで、設計条件である 2.1 kW の交換熱量を十分に満たす冷却性能が得られると見積もられている。

(5) ピストン駆動機構

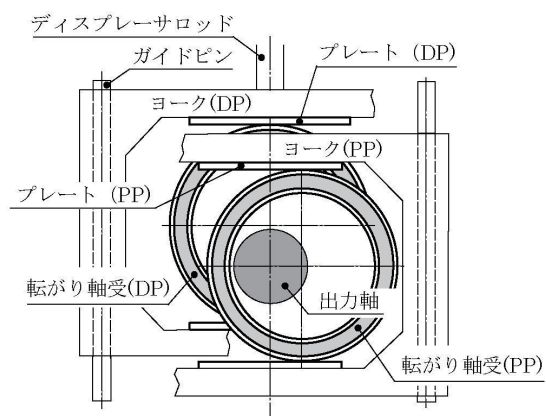
ピストン駆動機構に採用したスコッチ・ヨー



図 3.11 シェルアンドチューブ式クーラ



(a) 基本構造



(b) 詳細構造

図 3.12 スコッチ・ヨーク機構

ク機構は、アルミニウム合金製のクランクケース内に内蔵されている。スコッチ・ヨーク機構は、長円形状の穴を持つヨークの内部を転がり軸受が運動する機構であり、ヨークに直動軸受を取り付けることで、ピストンの直動運動を実現できる機構である（図 3.12 参照）⁴⁾。

スコッチ・ヨーク機構は、出力 100 W 程度の小型スターリングエンジンで実績のある機構であるが、本エンジンでは軸受や接触面に 4 kN 以上の強い荷重が作用するため、接

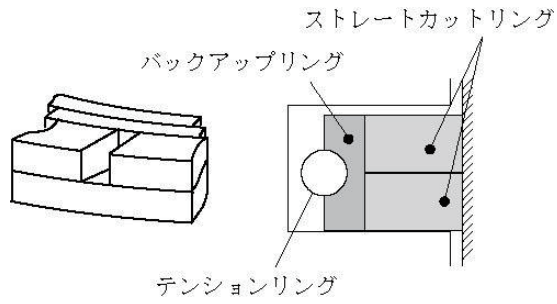


図 3.13 ピストンリング

触面の材質（硬さ）や軸受とヨークとのクリアランス管理が重要になる。そのため、スターリングエンジン 1 号機の運転初期の段階では、軸受の接触部に取り付ける数種類のプレートを準備し、摩耗具合を詳細に調べている。その結果、硬さを HRC47 程度に熱処理した S45C 製プレートをを用いることによって長時間の運転が可能であることが確認されている。

(6) シール機構

本エンジンのディスプレイサおよびパワーピストンには、カーボン含有 PTFE 製のピストンリングが取り付けられている。図 3.13 に示すように、3 本のシールリングと 1 本のテンションリングから構成されており、従来からスターリングエンジンで用いられてきた無潤滑シール機構である。

スターリングエンジン 1 号機におけるディスプレイサロッド部のシールには、往復運動用のリップシール（ブサーク・アンドジャンバン社製）を用いている。リップ部での締め付け力が強く、摩擦損失がやや大きいものの密封性能が高いシール機構である。

3.3 実験用エンジン 2 号機の設計・試作

研究開始当初の計画では、スターリングエンジン 2 号機は船舶への搭載を考えて、エンジンの小型化・軽量化を図る予定であった。しかし、1 号機が比較的順調に運転を続けていたため、基本構造を大幅に変更することではなく、各種熱損失の低減を図るための設計変更に留めた。したがって、図 3.14 に示すように、両エンジンの外観や構成部品はほとんど変わらない。表 3.6 にスターリングエンジン 2 号機的主要仕様を示す。

スターリングエンジン 2 号機では、圧力損失、熱伝導損失および機械損失を低減することにより、高回転域で最大出力が得られることを目指している。図 3.15 にスターリングエンジン 2 号機的主要改良点を示している。

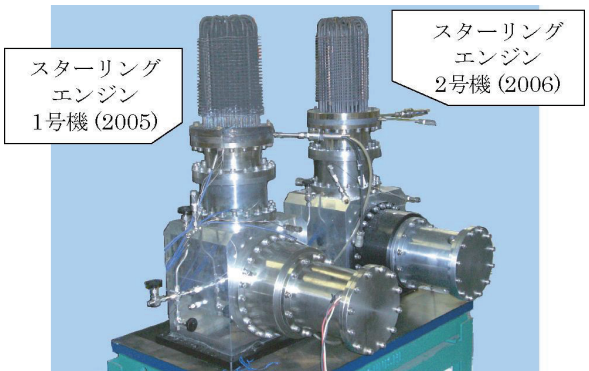


図 3.14 実験用エンジン 1 号機および 2 号機の外観

表 3.6 スターリングエンジン 2 号機の仕様

エンジン形式	β 形
ディスプレイサ行程容積 (ピストン径×ストローク)	251 cm ³ (φ100×32 mm)
パワーピストン行程容積 (ピストン径×ストローク)	220 cm ³ (φ100×28 mm)
ヒータ形式 (外径×内径×長さ×本数)	多管式 (φ6×φ4×630 mm×64)
再生器形式 (外径×内径×長さ)	積層金網、#60 SUS304 (φ135×φ104×69 mm)
クーラ形式 (外径×内径×長さ×本数)	シェルアンドチューブ式 (φ3×φ2.2×108 mm×480)
ピストン駆動機構	スコッチ・ヨーク機構
発電機形式	三相誘導発電機/磁石埋込式 (ハーメティック式)
目標出力@定格回転数	500 W@1000 rpm
定格作動ガス圧力	2~4 MPa
作動ガス	ヘリウム

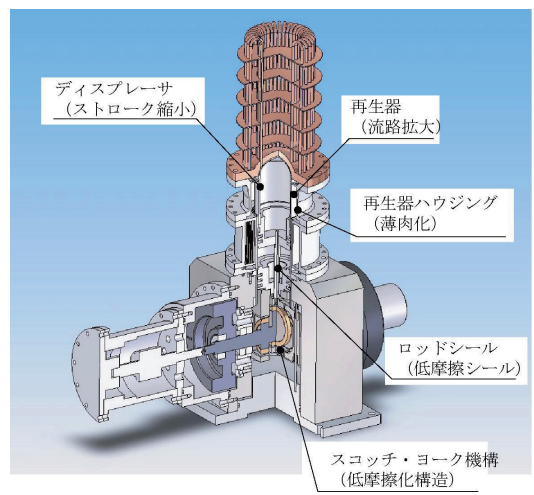


図 3.15 実験用エンジン 2 号機的主要改良点

3.3.1 圧力損失の低減

熱交換器における圧力損失を低減するた

め、再生器内の作動ガス流路を拡大した。1号機では再生器流路断面積が 58 cm^2 であるのに対し、2号機では 69 cm^2 (約 19 %の増大) としている。さらに、1号機のディスプレイサのストロークが 36 mm であるのに対し、2号機では 32 mm としている (約 11 %のショートストローク化)。これらの寸法変更により、同一の運転条件において、再生器内の作動ガスの流速は 30 %程度低下し、大幅な圧力損失の低減が期待できる。圧力損失は回転数の上昇に伴い大きく増加するため、高回転域での出力向上が可能となる。

3.3.2 熱伝導損失の低減

スターリングエンジン 2号機では、ヒータとクーラの間に設置される再生器ハウジングを伝わる熱伝導損失を低減するため、再生器ハウジングの形状を変更している。

再生器ハウジングは最大 5 MPa 程度の内圧がかかる強度部材である。そのため、3次元 FEM を用いた強度解析を行い、寸法を決定した (図 3.16)。

3.3.3 機械損失の低減

スターリングエンジン 2号機では、スコッチ・ヨーク機構における機械損失を低減するため、図 3.17 に示すようにヨーク部の軸受の外周にクラウニング加工 (R 加工) を施した外輪を圧入し、組立時のアライメント誤差の吸収を試みた。しかし、組立後のモータリング運転により、外輪とプレートとの接触部に不具合が確認されたため、1号機と同じ構造に修正した。

また、1号機ではディスプレイサのロッドシールとしてリップシールを用いているが、2号機では特殊な切り欠き形状を持つ PTFE 製シールリングを採用している (図 3.18)。これは、高いシール性能と低摩擦損失が期待できるシール機構である。定量的な評価には至っていないが、長時間、順調に機能している。

3.4 実験用エンジン 3号機の設計・試作

図 3.19 および図 3.20 に示すスターリングエンジン 3号機は、1号機および 2号機の開発実績を踏まえて、製作コストの低減および長寿命化を目指した構造としている⁵⁾。ピストンストロークなどの基本的な仕様はスターリングエンジン 2号機と同じである。表 3.7 にスターリングエンジン 3号機の仕様を示している。1号機および 2号機からの大きな変更点は、ピストン駆動機構の基本構造、クランクケース、各軸

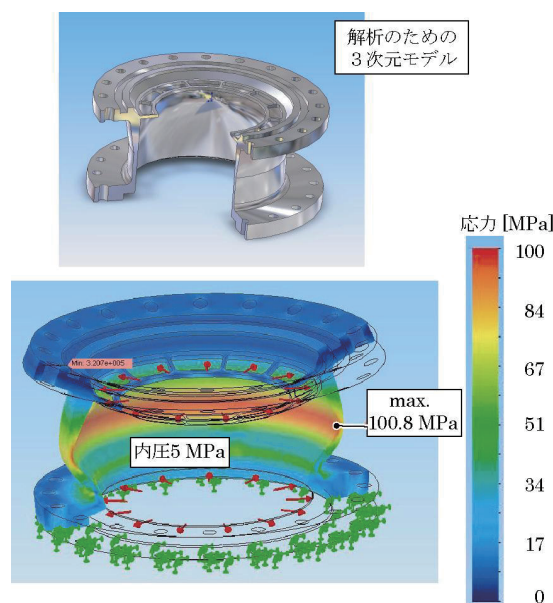


図 3.16 再生器ハウジングの解析例

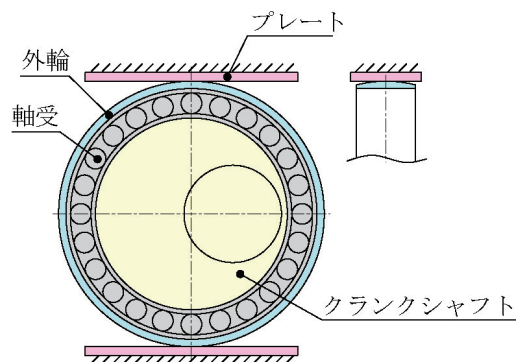


図 3.17 駆動機構の改良

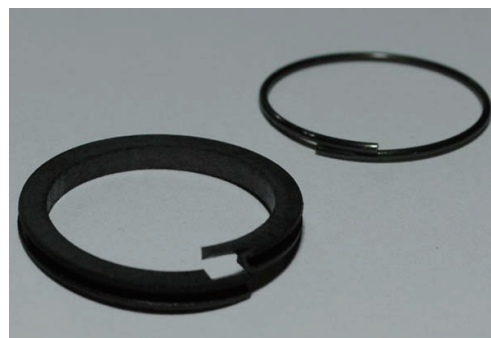


図 3.18 特殊シールリング (2号機)

受の型式およびクーラ形式である。以下、それらの変更点について述べる。

3.4.1 ピストン駆動機構

図 3.21 に、スターリングエンジン 2号機および 3号機のピストン駆動機構を示す。2号機のピストン駆動機構は、アルミニウム合金製のクランクケースに組み込まれており、



図 3.19 スターリングエンジン 3 号機の外観

表 3.7 スターリングエンジン 3 号機の仕様

エンジン形式	β 形
ディスプレイサ行程容積 (ピストン径×ストローク)	251 cm ³ ($\phi 100 \times 32$ mm)
パワーピストン行程容積 (ピストン径×ストローク)	220 cm ³ ($\phi 100 \times 28$ mm)
ヒータ形式 (外径×内径×長さ×本数)	多管式 ($\phi 6 \times \phi 4 \times 630$ mm×64 本)
再生器形式 (外径×内径×長さ)	積層金網、#60 SUS304 ($\phi 135 \times \phi 104 \times 69$ mm)
クーラ形式 (外径×内径×長さ×本数)	ブロック式 ($\phi 2.5 \times 112$ mm×272 本)
ピストン駆動機構	スコッチ・ヨーク機構
発電機形式	磁石埋込式 (ハーメティック式)
目標出力@定格回転数	500 W@ 1000 rpm
定格作動ガス圧力	2～4 MPa
作動ガス	ヘリウム

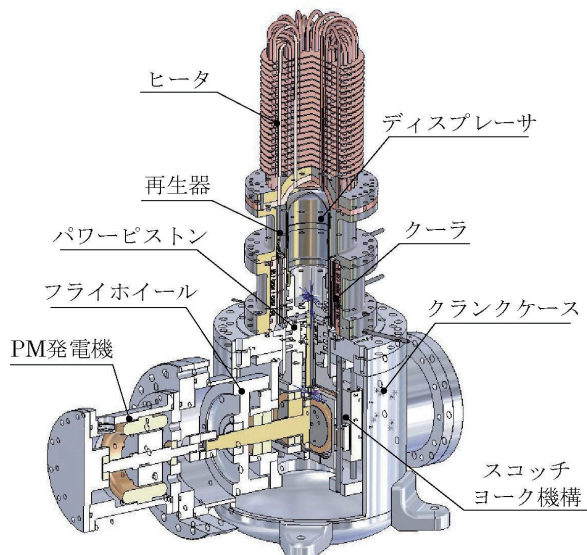
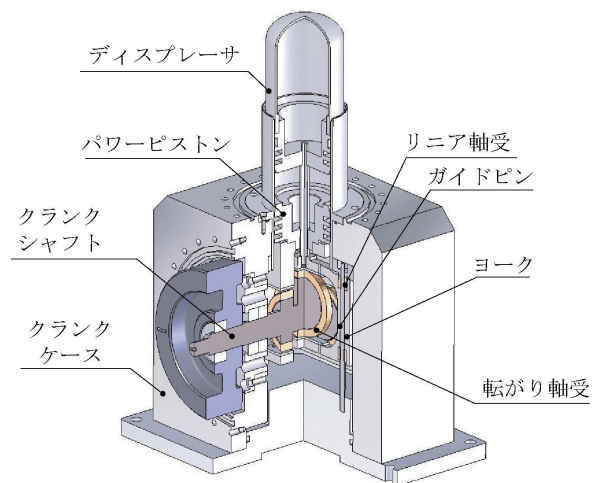


図 3.20 スターリングエンジン 3 号機の構造

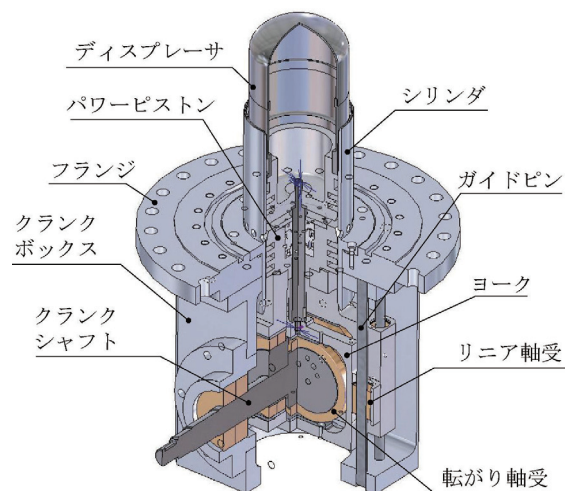
ピストン・シリンダおよびクランクシャフトの組立精度を高めるためには、クランクケースに高い加工精度が必要とされる。一方、3号機のピストン駆動機構は、クランクボックスと呼ばれる1つの部品を基準にしてシリンダ、クランクシャフト並びにスコッチ・ヨーク機構を組み立てる構造としている。クランクボックスでピストン・シリンダおよびクランクシャフトの位置が決められるため、高い精度を必要とする部品はクランクボックスだけで済む。クランクボックスは鋳造で製作することができる形状であり、将来的に低コスト化が可能な構造である。

3.4.2 溶接式クランクケース

上述の通り、3号機のピストン・シリンダお



(a) 2 号機



(b) 3 号機

図 3.21 ピストン駆動機構の構造

よびクランクシャフトはクランクボックスで組立精度が保たれるので、クランクケースに高い精度を要求しない。そのため、図 3.22 に示すような溶接構造のクランクケースを用いることができる。3 号機のクランクケースは、JIS によって規格化された配管材料を使用しているため、1 号機および 2 号機のアルミニウム合金を削り出して試作したクランクケースと比べて、コストを低減することができる。

3.4.3 ブロック式クーラ

スターリングエンジン 1 号機および 2 号機のクーラはシェルアンドチューブ式と呼ばれる形式であり、フランジ形状の部品に 420 本のステンレス鋼管をろう付けして試作されている。伝熱性能は十分であるが、ろう付け部に十分なシール性を待たせる場合、真真空ろう付けなどの加工法が必要になり、製作コストを低減しにくい。

図 3.23 に示す 3 号機のクーラは、ステンレス鋼製のシリンダの内部に、銅合金製の 4 枚のブロックを挿入する形式である。作動ガスは銅

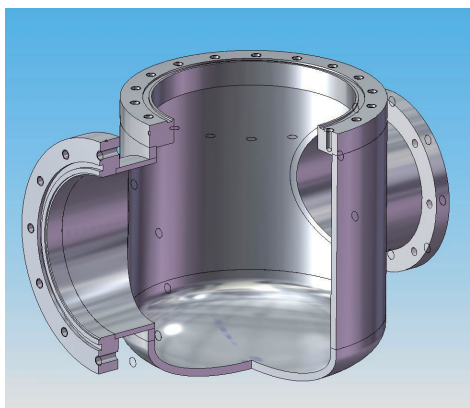


図 3.22 溶接式クランクケース（3 号機）

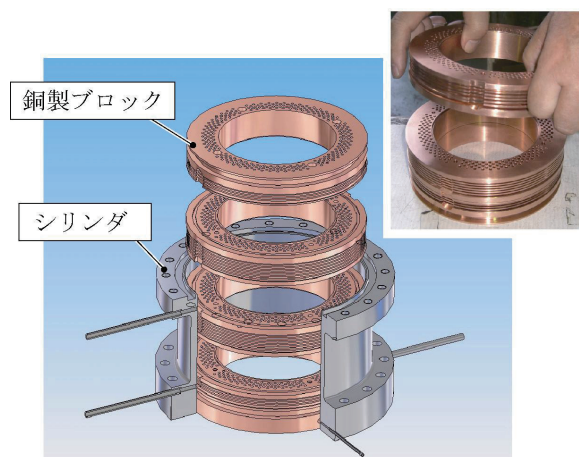


図 3.23 ブロック式クーラ（3 号機）

製ブロックに穴あけられた 272 個の穴を流れ、冷却水は銅製ブロックの周囲を流れる。ろう付けを不要とした構造であり、将来的に低コスト化の可能性があるだけでなく、各ブロック同士のシールに O リングを使用しているので、作動ガスや冷却水の漏れの心配も少ない。

3.4.4 高強度軸受の採用

表 3.2 に示したように、スターリングエンジン 2 号機は、高温空気およびディーゼルエンジン排ガスを熱源として約 970 時間の運転を行った。その運転中には様々な不具合が生じている。特に、パワーピストンのスコッチ・ヨーク機構に用いているリニア軸受は約 600 時間の運転後に破損した（図 3.21(a)参照）。スターリングエンジン 3 号機では、リニア軸受を高強度な形式に変更するとともに、その他の転がり軸受についても荷重条件を見直し、サイズを上げるなどで対処している。軸受の潤滑状態によるが、設計上は 6000 時間の寿命を持たせている。

3.5 高効率発電機の開発

本排熱回収システムを開発するためにはスターリングエンジンに取り付ける発電機の高効率化が必要不可欠である。以下、本研究において開発を進めてきた発電機の開発状況について述べる。

3.5.1 発電機の種類と特徴

図 3.24 に各種発電機の基本構造、表 3.8 に発電機の種類と特徴を示している。誘導発電機は、積層鋼板製のロータ（回転子）とその周囲のコイル（固定子、ステータ）から構成されている。構造が簡単のため信頼性が高く、量産されている三相誘導モータを流用できるため低コストである。三相誘導モータを発電機として用いる場合、市販のインバータの回生モードを利用することで簡単に発電出力が得られる。ただし、コイルには常に三相交流を流しておき、ロータに渦電流を発生させておく必要があり、発電機として作動させる場合でも外部電源が必要となる。

同期発電機は、回転子のコイルに界磁電流を流すことで、固定子のコイルから発電出力を得る形式である。誘導発電機と同様、永久磁石を使わない発電機であり、比較的大型の発電機に用いられている形式である。一方、回転子のコイルに界磁電流を流すために、ス

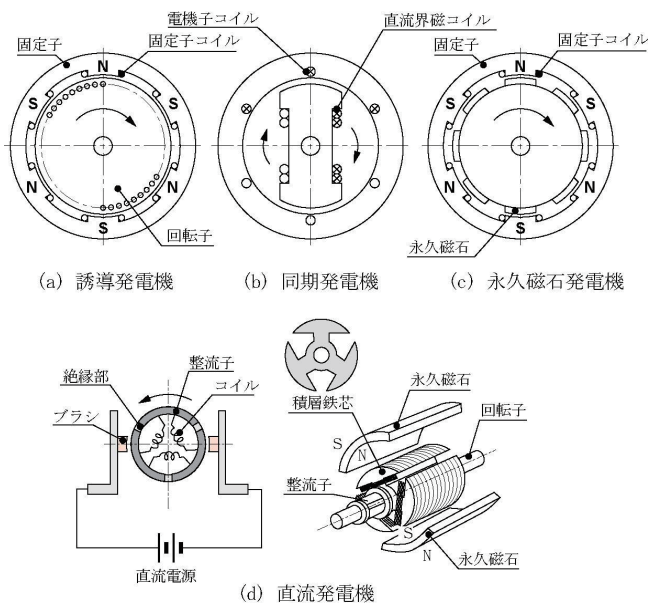


図 3.24 各種発電機の基本構造

リップリングやブラシが使われており、それらのメンテナンスが必要になる。

直流式発電機は、永久磁石または電氣的に磁化された鉄心の内部でコイルを回転させることによって、コイルに直流の発電出力を発生させる発電機である。市販されている直流モータを流用することができるが、コイルから発電出力を取り出すためのブラシのメンテナンスが必要になり、一般に信頼性が低いと言われている。

永久磁石発電機（PM 発電機）は、強力な永久磁石を取り付けたロータ（回転子）とその周囲のコイル（固定子）から構成されている。誘導発電機と同様、ブラシがなく、構造が簡単なため信頼性が高く、メンテナンス性に優れている。基本構造は、市販のブラシレス直流モータや交流サーボモータと同じである。

3.5.2 誘導発電機の性能特性

3.2.3 項で述べたように、本研究で開発したスターリングエンジン1号機および2号機の初期の段階では誘導発電機を使用していた。これは、量産されている三相誘導モータのロータとステータを流用することで低コストな発電機を構成できるためである。また、本エンジンでは発電機を始動用モータとしても利用するため、市販の汎用インバータを用いることで、簡単にモータリングができること、インバータの回生モードによって簡単に発電出力を取り出すことができることなどの利点がある。

(1) 誘導発電機および汎用インバータ

表 3.8 発電機の種類と特徴

種類	特徴
誘導発電機	●回転数制御が容易。 ●構造が簡単で信頼性が高く、低コスト。
同期発電機	●スリップリングやブラシのメンテナンスが必要。
直流発電機	●ブラシのメンテナンスが必要。
永久磁石発電機 (PM 発電機)	●発電機の小型化・高効率化が可能。 ●モータリング（始動時）において特殊な制御回路が必要。

図 3.25 にスターリングエンジン1号機で使用した誘導発電機、図 3.26 に汎用インバータ回路を示す。誘導発電機のロータおよびステータは耐圧構造の容器に内蔵されており、エンジンに取り付けられるフランジ形状となっている。また、汎用インバータには、ノイズ対策のための複数のフィルタが接続されている。

(2) 誘導発電機の性能評価

誘導発電機の性能評価はスターリングエンジンに搭載した状態で行っている。以下、性能評価方法の概要と実験結果について紹介する。詳細な実験方法については第4章で述べる。

本研究で開発したスターリングエンジンは、発電機を圧力容器に内蔵したハーメティック形式であり、軸トルクを直接測定することはできず、軸出力や機械損失を直接測定することはできない。そのため、無負荷運転時の図示出力を測定することで機械損失を求める。機械損失を求めることで、軸出力が算出でき、発電出力と軸出力の比（発電機効率）によって発電機性能を評価できる⁴⁾。

図 3.27(a)は、平均ガス圧力 P_m を 3.0 MPa とした場合のスターリングエンジン1号機の

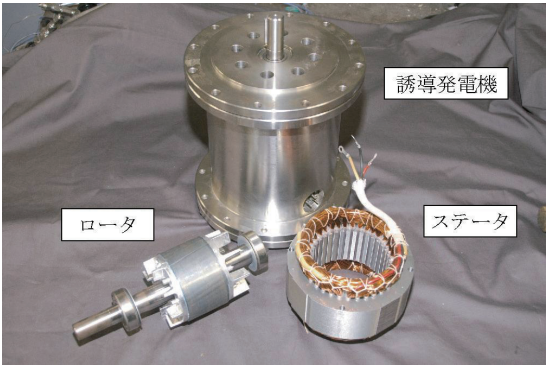


図 3.25 誘導発電機

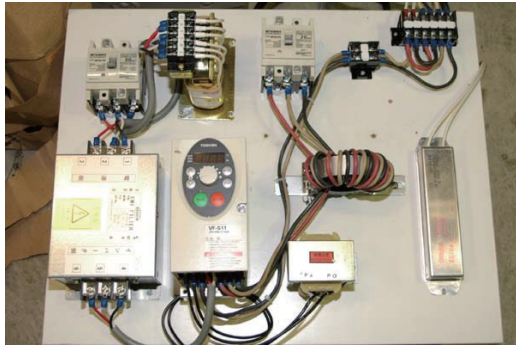
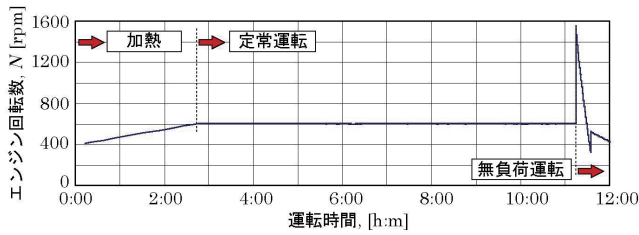
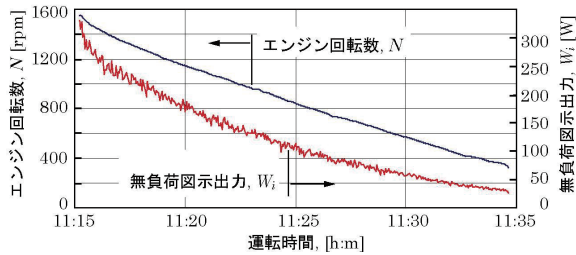


図 3.26 汎用インバータ回路



(a) 実験用エンジンの運転状況



(b) 無負荷運転時の回転数および図示出力

図 3.27 機械損失の測定方法

(スターリングエンジン 1 号機)

運転状況を示している。加熱開始から約 3 時間後に定常状態となり、約 8 時間の定常運転を行っている。その後、加熱に用いている電気ヒータへの入熱を切ると同時に、電気負荷をはずし、無負荷運転をしている。図 3.27(b)は過渡状態のエンジン回転数および図示出力を示している。ここで、無負荷時は図示出力と機械損失がバランスして運転しているため、機械損失が温度条件の影響を受けないものと仮定すると、エンジン回転数 N に対する機械損失 W_m を推定することができる。

図 3.28 は、スターリングエンジン 1 号機および 2 号機のエンジン回転数 n [rps] と機械損失 W_m [W] の関係を示しており、本測定結果は次式に示す 3 次の多項近似式でよく表されることがわかる。

$$1 \text{ 号機} : W_m = 0.0051 \cdot n^3 + 0.2158 \cdot n^2 + 2.3951 \cdot n \quad (3.1)$$

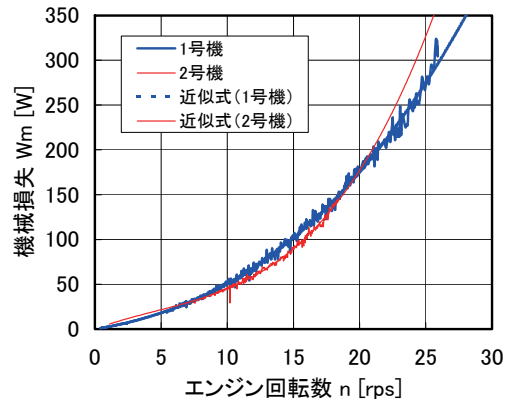
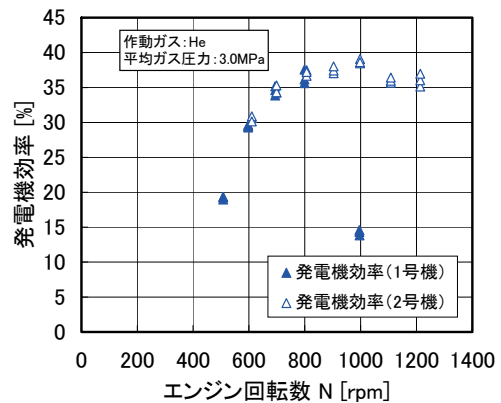
図 3.28 機械損失の測定結果 ($P_m=3.0$ MPa)

図 3.29 誘導発電機の発電機効率

$$2 \text{ 号機} : W_m = 0.0272 \cdot n^3 + 0.3790 \cdot n^2 + 5.5528 \cdot n$$

(3.2)

図 3.29 は、以上の近似式を用いて、エンジン回転数 N に対する発電機効率 (= 発電出力 / 軸出力) を整理した結果である。これより、両エンジンともに、発電機効率は 40 % 以下と低く、十分な性能が得られていないことがわかる。これは汎用インバータの特性によるものと考えられるが、その詳細は明確ではない。次章で述べる誘導発電機を用いた場合のスターリングエンジンの性能評価においては、上記の近似式を用いて、軸出力を求めている。

3.5.3 PM 発電機の性能特性

上記の結果より、誘導発電機の性能は十分ではなく、高効率インバータの開発は容易ではないと判断したため、本研究で開発したスターリングエンジンには PM 発電機を用いることとした。図 3.30 は、排熱利用スターリングエンジンに搭載するために開発した PM 発電機および駆動用インバータの外観である。

る。

PM 発電機の性能評価には、図 3.31 に示す発電機性能評価装置を用いている。発電機性能評価装置は、AC サーボモータ、トルク測定器および PM 発電機から構成されている。AC サーボモータを任意の回転数で運転し、発電運転させた状態で、軸トルクと発電出力を測定する。PM 発電機からは三相交流が出力されるが、端子に市販のダイオードモジュールを接続することで直流に変換して発電出力を求めている。なお、ダイオードモジュールの変換効率は 99 % 以上であり、極めて高いことを確認している。

図 3.32 は、PM 発電機に接続する抵抗 R を 160～500 Ω とした場合の発電機効率を示している。これより、定格回転数 1000 rpm において、82～86 % 程度の高い効率が得られていることがわかる。

図 3.33 は、一連の試験で得られた全ての結果より、直流電流 $I_{dc}[A]$ に対する軸トルク $T_q[Nm]$ を整理した結果である。同図には、最小二乗法によって得られた近似曲線を併記しており、全てのデータは一つの近似式でよく表されていることがわかる。次章で述べるスターリングエンジンの性能評価においては、以下の近似式を用いて、軸出力を求めている。

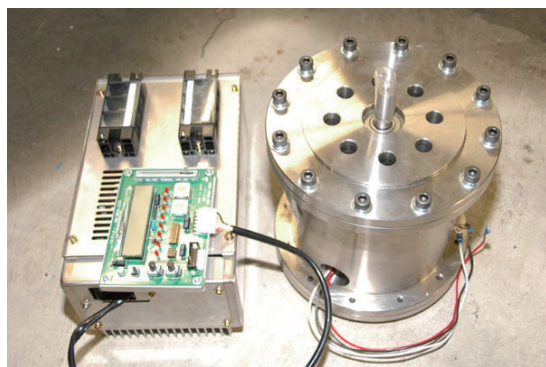


図 3.30 PM 発電機および駆動用インバータ

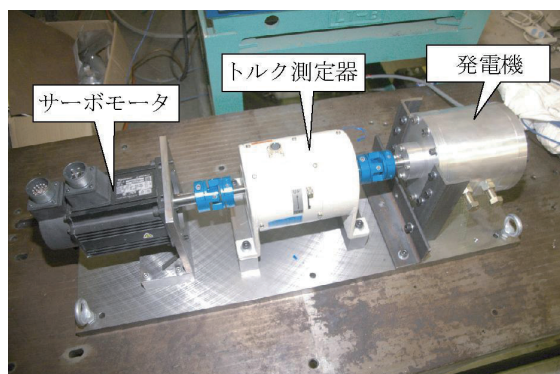


図 3.31 発電機性能評価装置

$$T_q = -0.1087 \cdot I_{DC}^2 + 3.1592 \cdot I_{DC} + 0.2858 \quad (3.3)$$

3.6 エンジン制御システムの開発

本排熱回収システムはディーゼルエンジンの排ガスを熱源とするため、排ガス流量および排ガス温度などのスターリングエンジンへの入熱条件はディーゼルエンジンの運転条件により決められる。また、スターリングエンジンにより得られる発電出力は蓄電池の充電に使われるので、充電終了時には大きな負荷変動が生じる。すなわち、スターリングエンジンを適切なエンジン回転数で運転するためには、入力や出力の変動に対応するための制御システムが必要となる。

図 3.34 に排熱回収システムの基本構成、図 3.35 にスターリングエンジンの制御回路を示す。本制御回路には、負荷変動に対応するための 6 本の固定抵抗器が取り付けられており、図 3.34 に示したように蓄電池への充電系統とは別に取り付けられる。デジタル入出力ボードを取り付けた計測・制御用パソコンでは、目標のエンジン回転数を維持するように各抵抗器に接続したリレーを制御する。

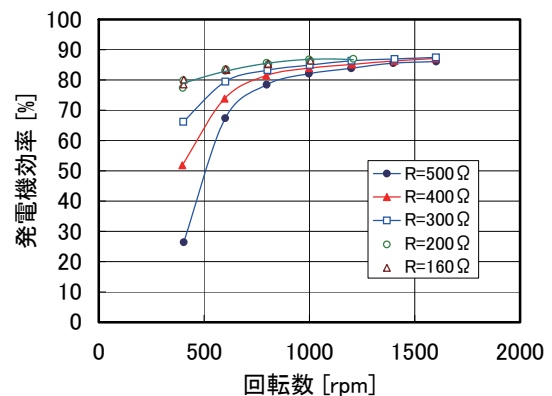


図 3.32 PM 発電機の発電機効率

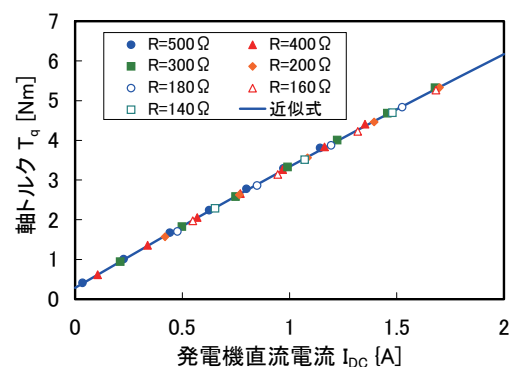


図 3.33 直流電流と軸トルクの関係

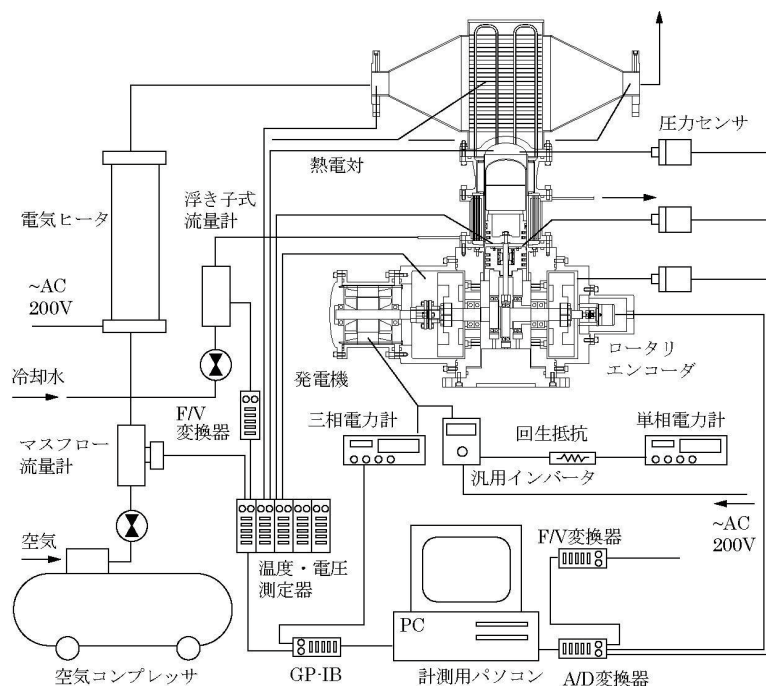


図 4.1 測定装置系統

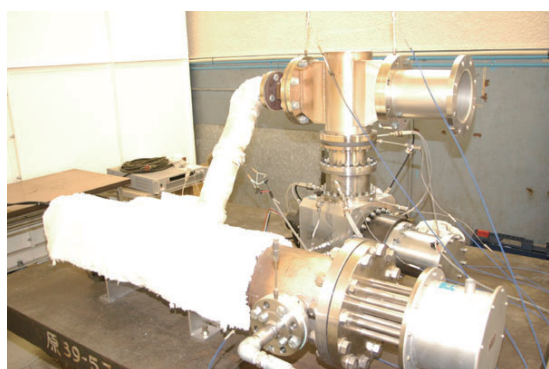


図 4.2 高温空気による性能評価実験の様子

ている。さらに、高温空気のダクト入口・ダクト出口温度、冷却水入口・出口温度を測定することで、本実験用エンジンのエネルギーバランスを評価する。また、ヒータ壁温は、高温空気の流入側と流出側、さらに上下方向に計8ヶ所を測定している。なお、本節で述べる実験においては、誘導発電機を用いており、発電出力は発電機端部に取り付けた三相電力計および再生抵抗に取り付けた単相電力計により測定している。

性能評価実験は、空気コンプレッサで1000 NL/minの空気を送風し、最大容量12 kWの電気ヒータによって、約400℃まで加熱する。作動ガスには主としてヘリウムを使用し、平均圧力 P_m を1.5～3.5 MPaとしている。

4.1.2 実験結果と計算結果との比較

図4.3～図4.6は、作動ガスをヘリウムとし、作動ガス圧力を2.0 MPa、2.5 MPa、3.0 MPa、3.5 MPaとした場合の実験結果と同一条件におけるシミュレーションの計算結果とを比較したものである。設計初期のシミュレーション計算においては、各種熱損失が低く見積もられたため、膨脹空間ガス温度がかなり高く試算された。そのため、図4.3に示すように、実験値に合わせて膨脹空間ガス温度をエンジン回転数の一次関数として補正している。

図4.4および図4.5はエンジン回転数に対する膨脹空間図示出力並びに圧縮空間図示出力を示している。膨脹空間図示出力および圧縮空間図示出力は、それぞれ膨脹空間、圧縮空間のP-V線図から求められる仕事量であり、各空間で作動ガスが受け取る熱量、作動ガスが冷却される熱量に相当する。これらの結果より、膨脹空間図示出力および圧縮空間図示出力の計算結果は概ね10%以内の精度で求められていることがわかる。

図4.6はエンジン回転数に対する図示出力の実験結果および計算結果である。同図より、図示出力の計算結果と実験結果とは50%以上もの相違が生じていることがわかる。スターリングエンジンの図示出力は、膨脹空間図示出力と圧縮空間図示出力の差で求められる。比較的低い温度差で作動するスターリン

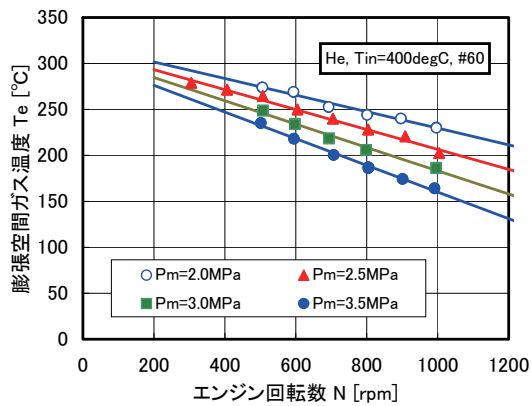


図 4.3 膨脹空間ガス温度

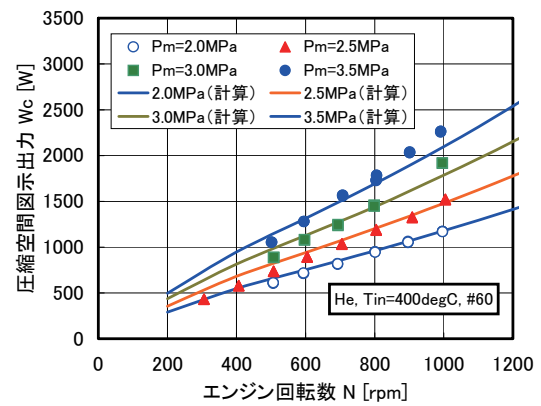


図 4.5 圧縮空間図示出力

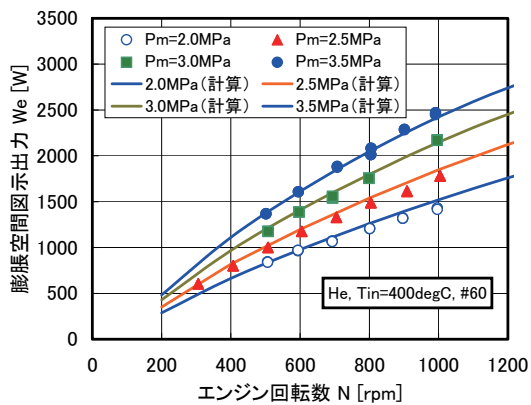


図 4.4 膨脹空間図示出力

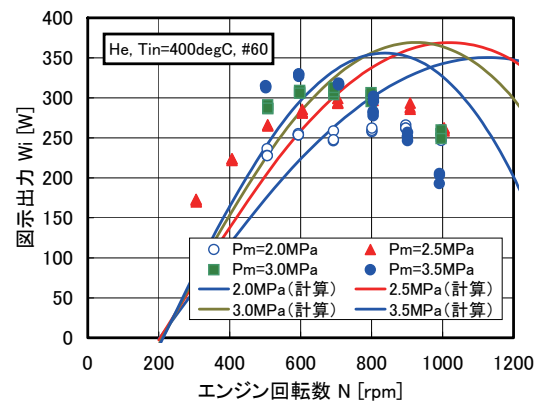


図 4.6 図示出力

グエンジンの図示出力は、膨脹空間図示出力および圧縮空間図示出力と比べてかなり小さく、高精度な計算が難しい。シミュレーションの高精度化は今後の課題である。

4.1.3 実験用エンジン 1 号機および 2 号機の性能比較

3.3 節で述べたように、スターリングエンジン 2 号機は、1 号機の実験結果に基づき、各種熱損失を低減することで高性能化を目指している。以下、作動ガスをヘリウムとし、作動ガス平均圧力を 3.0 MPa とした場合の両者の実験結果を比較する。

(1) 膨脹空間ガス温度および図示出力

図 4.7 にスターリングエンジン 1 号機および 2 号機のエンジン回転数に対する膨脹空間ガス温度の実験結果を示す。これより、両エンジンとも膨脹空間ガス温度はエンジン回転数の増加に伴い、上昇していることがわかる。また、2 号機の膨脹空間ガス温度は同一運転条件の 1 号機と比べて 30～40℃程度も高いことがわかる。これは、2 号機のディスプレイサのストロークを小さくしたため、ヒータにおける交換熱

量の兼ね合いが主要因であると考えられる。

図 4.8 に図示出力の実験結果を示す。これより、1 号機の最大図示出力は、エンジン回転数 700 rpm において約 310 W であるのに対し、2 号機の最大図示出力は、エンジン回転数 900 rpm において約 400 W に達している。これは各種熱損失が低減されたと同時に、膨脹空間ガス温度が高められたためである。

(2) 発電出力

図 4.9 にエンジン回転数に対する単相電力計で測定された発電出力の実験結果を示す。それぞれの作動ガス圧力において、スターリングエンジン 2 号機は 1 号機の性能を 20 % 以上も上回り、高い回転数域で高出力が得られていることがわかる。なお、本実験においては 2 台のスターリングエンジンともに誘導発電機を用いているため、最高発電出力は 80～120 W とかなり低い。

(3) 圧力損失

図 4.10 にエンジン回転数に対する圧力損失の実験結果を示す。圧力損失は膨脹空間と圧縮空間との圧力差を膨脹空間容積変化で積分して求めた値であり、作動ガスの圧力変

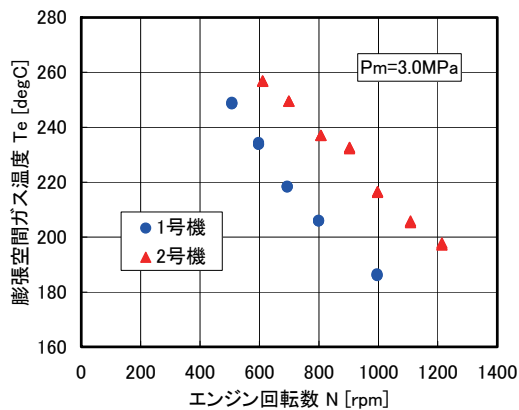


図 4.7 膨脹空間ガス温度

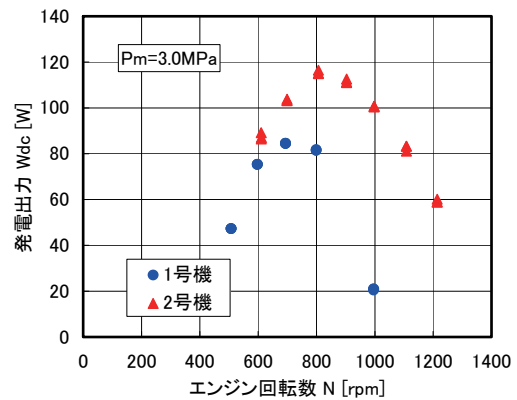


図 4.9 発電出力

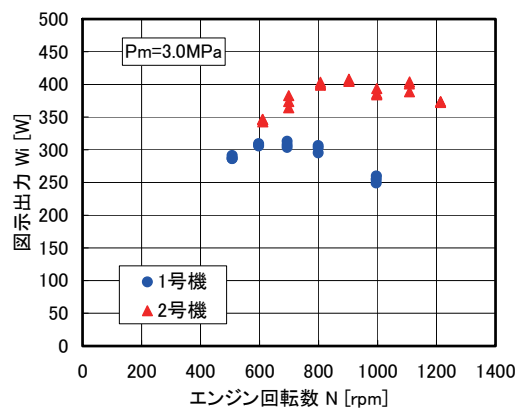


図 4.8 図示出力

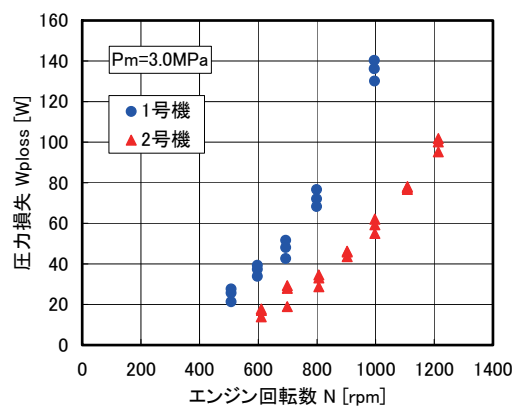


図 4.10 圧力損失

動に対して圧力差が極めて小さいためばらつきが大きい結果となっている。また、2号機の圧力損失は1号機の約50%に低減されており、3.3.1項で述べた圧力損失低減のための対策が極めて効果的であったことが確認された。

4.2 ディーゼル排ガスを用いた性能評価実験

以上に述べた高温空気を熱源とした性能評価実験を行った後、当研究所内に設置されているディーゼルエンジンの排ガスを用いた運転を行っている⁶⁾。以下、主な実験結果について述べる。

4.2.1 実験方法の概略

図4.11に実験に用いた船用ディーゼルエンジンの外観、表4.1にディーゼルエンジンの仕様を示す。なお、予備試験により、ディーゼルエンジンに与える負荷を大きくすると、スターリングエンジンの熱交換器や排ガス配管の圧力損失の影響を受けて排ガス温度は上昇し、設計温度である400℃を上回ることが確認された。そのため、以下の実験においては排ガス温度が

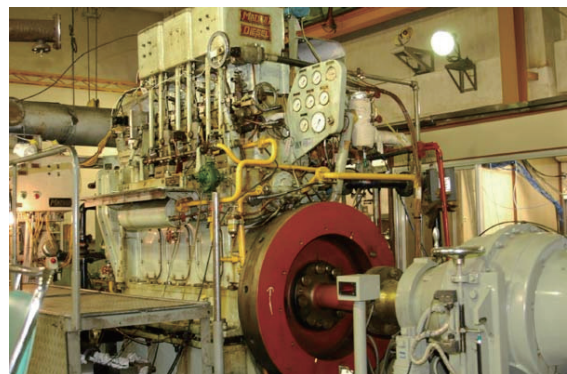


図 4.11 実験に用いたディーゼルエンジン

約400℃になるように回転数と水動力計による負荷を調整している。これは同一回転数におけるプロペラ推進による船用負荷と比べてかなり軽い負荷である。

一方、ディーゼルエンジンのエネルギーバランスを求めるためには、入熱量、軸出力、冷却水熱量および排ガスへ流れる熱量（全排ガス熱量）の評価が必要となる。しかし、冷却水流量は温度制御装置の作動により変動が大きいこと、さらに排ガス流量を過給圧力、

表 4.1 ディーゼルエンジンの仕様

エンジン形式	Matsui MU323DGSC (3 シリンダ、4 サイクル)
シリンダ径	230 mm
ストローク	380 mm
定格出力	257 kW (350 PS)
定格回転数	420 rpm
使用燃料	A 重油

回転数および行程容積から簡易的に求めていることなどから、高精度な評価には至っていない。

4.2.2 実験用エンジン 1 号機の実験結果

図 4.12 はディーゼルエンジンの出力・熱損失および排ガス温度の測定結果である。これより、冷却水熱量は回転数の上昇に伴い急激に増加していることがわかる。これは冷却水の温度制御による冷却水流量の変動の影響を大きく受けていると考えられ、詳細な性能評価を行う場合には測定・制御系を見直す必要がある。また、定格回転数 420 rpm における軸出力は 117 kW であり、定格出力の 1/2 以下である。

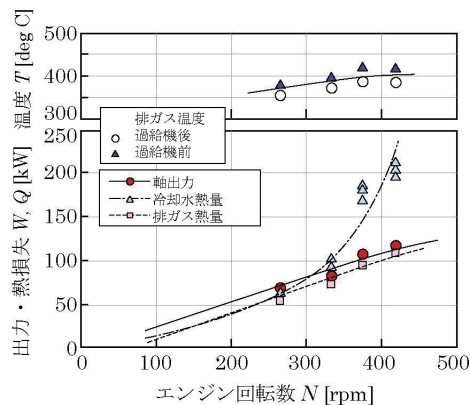


図 4.12 ディーゼルエンジンの測定結果

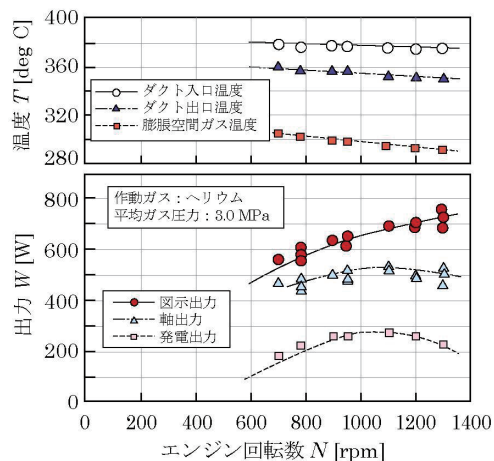


図 4.13 スターリングエンジンの実験結果

図 4.13 はスターリングエンジン 1 号機の実験結果の一例であり、ディーゼルエンジンの回転数を 420 rpm としたときの温度並びに出力特性を示している。これより、スターリングエンジンの膨張空間ガス温度は 300℃程度であることがわかる。また、図示出力は回転数が高まるに従って上昇し、1100 rpm 以上のエンジン回転数で約 700 W が得られている。軸出力は、エンジン回転数 1100 rpm において約 500 W が得られている。単相電力計で測定された発電出力は最高 260 W 程度である。高温空気を熱源とした結果の 3 倍程度の発電出力となっているが、誘導発電機を用いているため発電出力および発電機効率はかなり低い。

4.2.3 エネルギーバランス

図 4.14 は、上記の実験において、最高発電出力が得られたときのディーゼルエンジンおよびスターリングエンジン 1 号機のエネルギーバランスを示している。ディーゼルエンジンへの全入熱量は 429 kW であり、そのうち、27 % の 117 kW が軸出力に変換されている。そして 48 % の 204 kW が冷却水に、25 % の 108 kW が排気ガスへと流れている。スターリングエンジンは、配管部でのわずかな放熱を差し引いた全排ガス熱量 101 kW のうち 6.4 % の 6.5 kW をエンジン入熱量としてダクト内に取り入れ、残りの大部分は排ガス損失として放出している。取り入れられたエンジン入熱量のうち、3.4 kW がスターリングエンジンに取り込まれ（有効熱入力）、2.6 kW が作動ガスに伝わり（膨張空間図示出力）、710 W が図示出力に変換されている。そして、260 W の発電出力が得られており、スターリングエンジンにおける有効熱入力を基準とした図示熱効率率は 11 %、発電端効率は 4.3 % である。一方、ディーゼルエンジンの全排ガス熱量を基準とした場合、図示熱効率は 0.7 %、発電端効率は 0.3 % である。なお、図 4.14 のエネルギーバランスにおいて、エンジン入熱量はダクト前後の温度差と排ガス流量から求めた熱量、有効熱入力に冷却水熱量と図示仕事の和として求めた熱量であり、その差をダクト損失としている。

図 4.15 は、別途測定したスターリングエンジン 2 号機のエネルギーバランスを示している。本実験において、スターリングエンジンには図 3.30 に示した高効率な PM 発電機を取り付けている。全排ガス熱量 91 kW のう

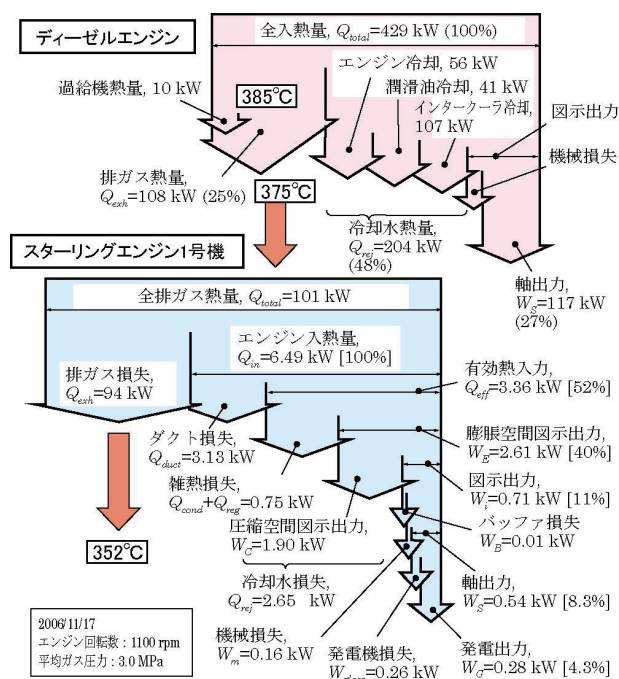


図 4.14 実験用エンジン 1 号機のエネルギーバランス (誘導発電機)

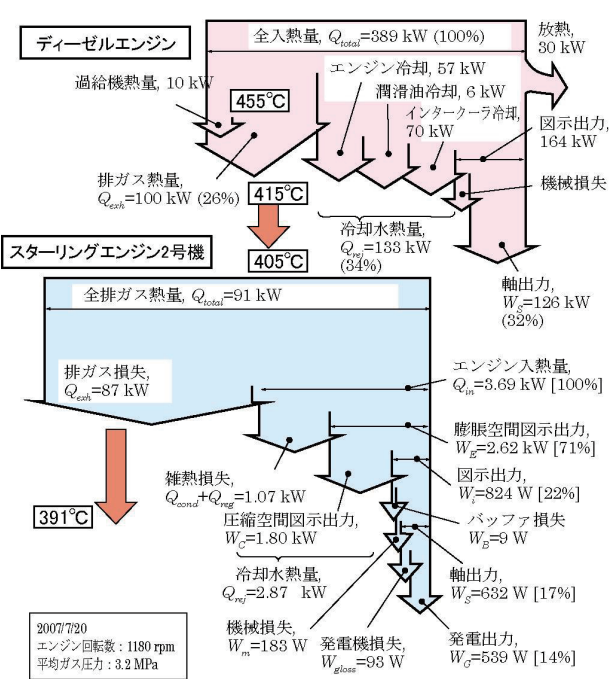


図 4.15 実験用エンジン 2 号機のエネルギーバランス (PM 発電機)

ち、3.7kW がスターリングエンジンに取り込まれ、824 W の図示出力、539 W の発電出力が得られており、エンジン入熱量を基準とした図示熱効率は 22 %、発電端効率は 14 %である。一方、ディーゼルエンジンの全排ガス熱量を基準とした場合、図示熱効率は 0.9 %、発電端効率は 0.6 %である。なお、本実験において、ダクト前後の温度差と排ガス流量から求めたエンジン入熱量と冷却水熱量と図示仕事の和として求めた有効熱入力とはほぼ一致していたため、図 4.15 にはエンジン入熱量だけを示している。

ディーゼルエンジンの運転条件や排ガス温度が異なるため、図 4.14 に示した 1 号機の実験結果と詳細に比較することはできないが、2 号機の出力性能は、高効率な発電機を搭載することによって、大幅に向上していることがわかる。これらの結果を踏まえて、4.4 節に述べる多段式スターリングエンジンの実験においては、1～3 号機の全てのスターリングエンジンに PM 発電機を取り付けて運転している。

4.3 ディーゼル排ガスの圧力損失

本排熱回収システムは、ディーゼルエンジンの排気管流路中にスターリングエンジンの熱交換器を組み込むものである。それによって生じる圧力損失はディーゼルエンジンの過給機の運動に影響し、ディーゼルエンジンの出力性

能や排ガス温度に影響を与える。以下、4.2.2 項の実験において排気管中の圧力を測定した結果並びに CFD 解析による計算結果と比較・検討した結果、さらに多段式スターリングエンジンに用いるダクトの圧力損失計算について述べる^{7)、8)}。

4.3.1 ディーゼルエンジン排ガスの圧力損失の測定とCFD 解析

図 4.16 はディーゼルエンジンの排気管流路の概略である。排ガス圧力の計測箇所は、ディーゼルエンジンの過給機出口部 (A 点)、スターリングエンジンの上流部 (B 点)、下流部 (C 点)、さらにその下流の D 点である。主要部の排気管内径は約 150 mm、排気管流路 A 点から D 点までの長さはおおよそ 14.5 m である。

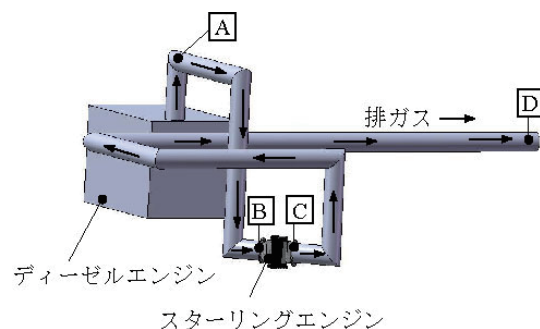


図 4.16 ディーゼルエンジンの排気管流路

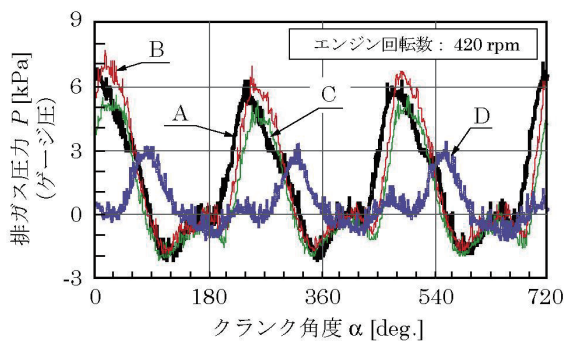


図 4.17 排ガスの圧力変動

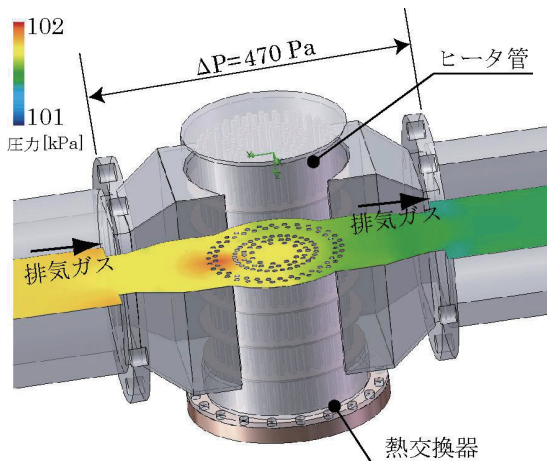


図 4.18 解析結果の一例

図 4.17 は実験結果の一例であり、回転数 420 rpm におけるディーゼルエンジンの 1 サイクルあたりの圧力変動（ゲージ圧）である。これより、排ガス圧力は 1 サイクル中に 3 つの極大値を持つことがわかる。これは本ディーゼルエンジンが 3 気筒であるため、排気弁の開閉に合わせて変動が繰り返されているためである。また、排気管流路上流側の A 点から下流側の D 点にかけて、排ガス圧力の最大値は徐々に小さくなり、位相が少しずつ遅れていることがわかる。一般に、ディーゼルエンジンの排気管流路の圧力損失は水柱マノメータを用いて平均的な圧力差によって評価される。以下、1 サイクルの算術平均を求めて解析結果との比較を行う。

CFD 解析を行うために、A 点～D 点を含む全流路およびスターリングエンジンのヒータの 3 次元 CAD データを作成した。解析における排ガス流量は変動がない定常流れとし、実験より簡易的に求めた平均排ガス流量を計算条件として与えている。図 4.18 は解析結果の一例であり、スターリングエンジンの熱交換器部（B 点～C 点）を抜き出したものである。同図

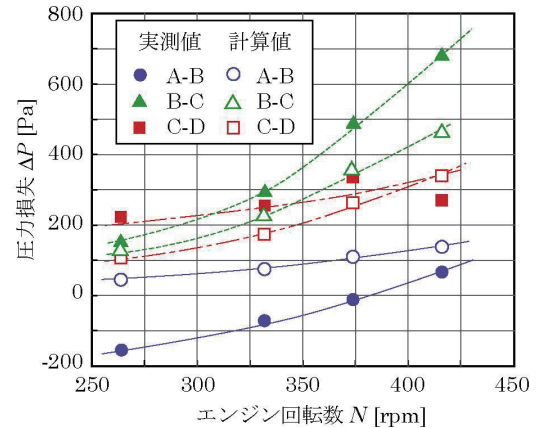


図 4.19 解析結果と実験結果との比較

は回転数を 420 rpm としたときの解析結果であり、この部分の圧力損失は約 470 Pa であることがわかる。

図 4.19 は、回転数に対する隣り合う計測箇所での圧力損失を示している。同図において、それぞれの実験結果は 1 サイクルの圧力の平均値から求めている。これより、圧力損失は回転数の上昇に伴い増大していることがわかる。また、スターリングエンジンが配置されている B-C 間の圧力損失が比較的大きいことがわかる。回転数 420 rpm における B-C 間の圧力損失は、実験結果が 690 Pa、解析結果が 470 Pa であった。実験結果と解析結果とは 30 % 程度の相違があるが、解析結果は各運転条件並びに各測定位置において実験結果を概ねよく表していると言える。また、回転数 420 rpm における排気管流路全体の圧力損失を表す A 点と D 点の圧力損失は、実験結果が 1040 Pa、解析結果が 940 Pa であった。ディーゼルエンジンの排気管流路の圧力損失差は 200～300 mmAq（約 2～3 kPa）が目安であり、本運転条件においては、圧力損失の影響が小さい範囲で運転していると言える。

以上のような解析を行い、スターリングエンジンを多段化する際に用いるダクトの設計を進めた。

4.3.2 多段式エンジン用ダクトの設計

図 4.20 に示す多段式スターリングエンジンに用いるダクトは、多段式スターリングエンジンの陸上予備実験並びに次章で述べる実海域における実証実験に使用するものである。実海域における実証実験は通常の商用運航時に行うため、排熱利用スターリングエンジンを排気管に取り付けることによって

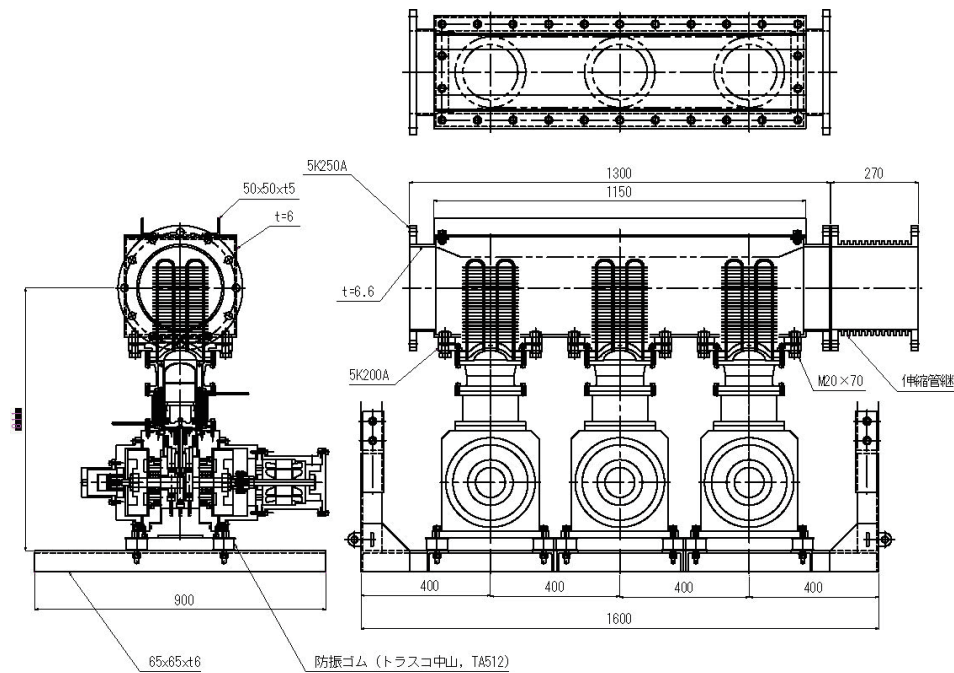


図 4.20 多段式エンジンのダクト

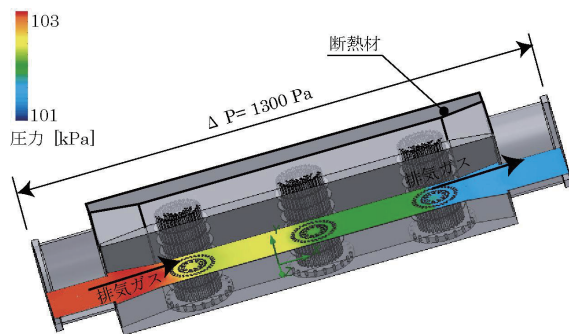


図 4.21 CFD 解析の結果

ディーゼルエンジンの性能に影響を与えてはならない。そのため、ヒータの側部および上部に十分な流路を確保し、ディーゼルエンジン排ガスの圧力損失を増加させない形状としている。本ダクトは3台のスターリングエンジンが取り付けられる構造としており、必要に応じて断熱材などを挿入できる構造としている。

ダクト流路の詳細寸法を決定する際には、CFD 解析によって圧力損失を計算している。図 4.21 は多段式スターリングエンジン用ダクトの CFD 解析を行った結果である。計算条件としては、実海域における実証実験に使用するディーゼルエンジンの定格運転時の排ガス流量を与えている。また、ヒータの側部に十分な流路を確保した形状並びにその隙間に断熱材を挿入した形状の2種類に対して解析を行っており、十分な流路を確保した形状の圧力損失は約

360 Pa、断熱材を挿入した形状の圧力損失は1300 Paであった。これらの設計計算を行い、次項で述べる多段式スターリングエンジンの陸上予備実験並びに次章で述べる実海域における実証実験に使用するダクトを製作している。

4.4 排熱利用スターリングエンジンの多段化と陸上予備実験

2.1.4 項で述べたように、本研究では、排熱エネルギーをできる限り有効利用するため、排ガス流路に対して複数のスターリングエンジンを直列に並べる構成、すなわち多段式スターリングエンジンを開発している。以下、実海域における実証実験に先立って実施した多段式スターリングエンジンの陸上予備実験の結果について述べる。

4.4.1 2段式スターリングエンジンの性能特性

スターリングエンジン2号機のディーゼルエンジン排ガスによる運転を行った後、2号機と1号機の多段運転を行った。図 4.22 に示すように、スターリングエンジン2号機と1号機をそれぞれ排ガスの上流側および下流側に配置している。2台のスターリングエンジンを用いた運転において、スターリングエンジンを単独で運転した際のダクトを用いている。また、2台のスターリングエンジンを用いた運転は、エンジン制御システムの整

備や実海域における実証実験の準備と同時に
行ったため、系統立てた実験は実施されてい
ない。

図 4.23 は、一連の運転において最高の総発
電出力（2 台の発電出力の合計）が得られた際
のエネルギーバランスを示している。ディーゼ
ルエンジンの全排ガス熱量は 63 kW であり、2
号機のエンジン入熱量は 3.4 kW、1 号機のエン
ジン入熱量は 4.2 kW である。そして、2 号機
では図示出力 749 W、1 号機では図示出力 741
W が得られ、それぞれ、516 W、456 W の発電
出力が得られている。排熱回収率（全排ガス熱

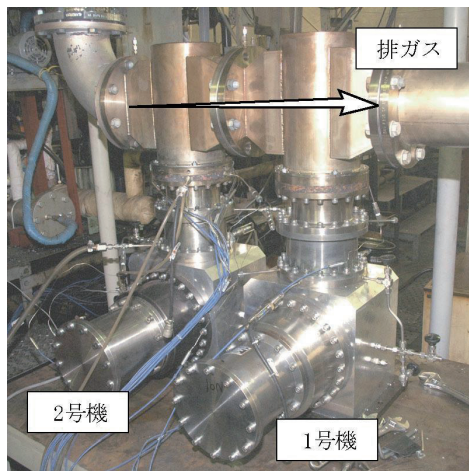


図 4.22 スターリングエンジン 2 号機と
1 号機の多段化

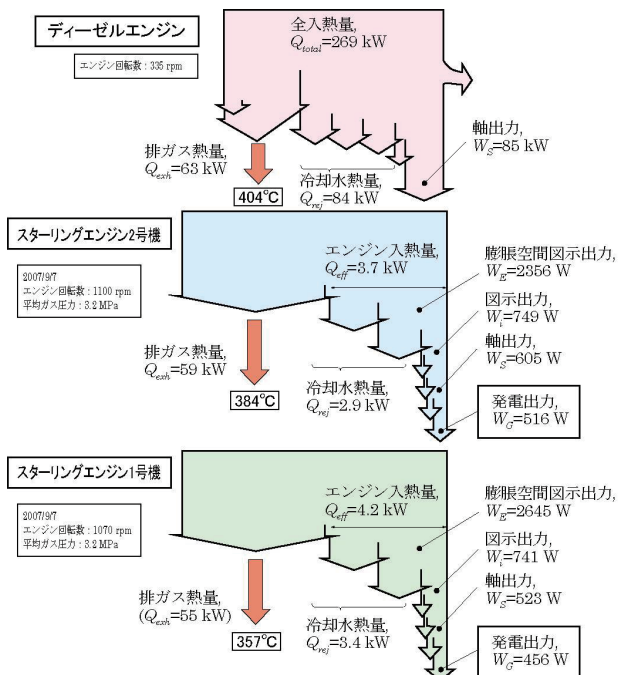


図 4.23 2 段式スターリングエンジンのエネ
ルギーバランス

量に対する発電出力の割合) は約 1.5 %、エン
ジン効率（全エンジン入熱量に対する発電
出力の割合）は約 12.8 %である。

4.4.2 3 段式スターリングエンジンの性能特性

単独のスターリングエンジンを運転した
ときの実験では、サイクル中の圧力波形など
を測定し、詳細なエンジン性能を評価した。
一方、実海域における実証実験に向けて開発
を進めてきた 3 台のスターリングエンジンの
多段運転においては、エンジン回転数や発電
出力、各部平均温度などのエンジンの運転状
況を表す必要最低限の項目を測定・監視して
いる。図 4.24 は多段に配置した 3 台のスタ
ーリングエンジンの外観である。

以上の測定装置を整備し、当研究所に設置
されている船用ディーゼルエンジンの排ガ
スを熱源とした運転を行った。以下の実験に
おいては、ディーゼルエンジンを定格回転数
420 rpm で運転し、水動力計による負荷を調
整して排ガス温度を変化させた。図 4.24 に
示したように排ガスの上流側から 2 号機、3
号機、1 号機の順番にスターリングエンジン

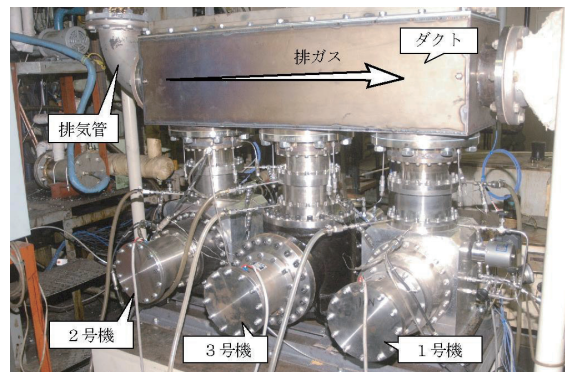


図 4.24 多段化したスターリングエンジン

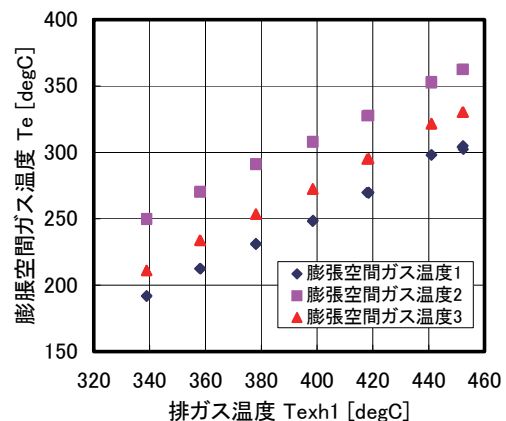


図 4.25 膨脹空間ガス温度

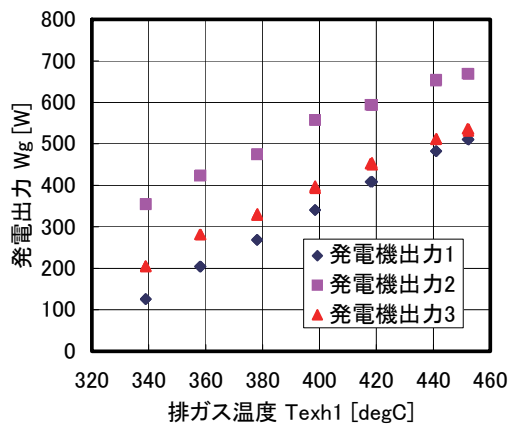


図 4.26 発電出力

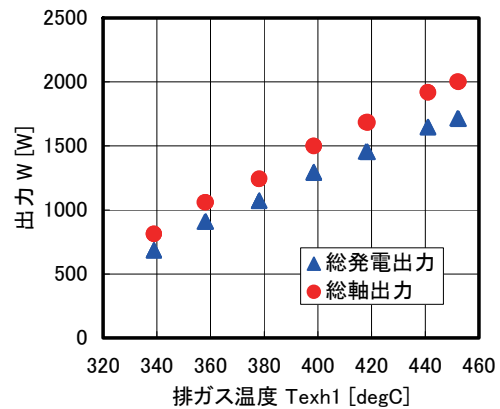


図 4.28 総発電出力および総軸出力

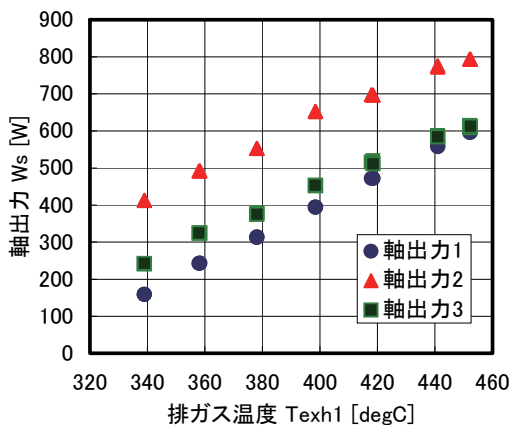


図 4.27 軸出力

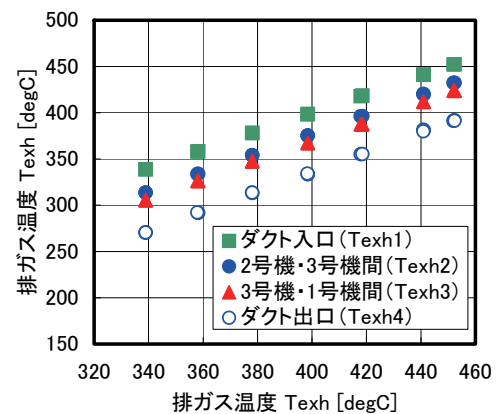


図 4.29 排ガス温度

を配置し、それぞれの回転数を 1100 rpm、1000 rpm、950 rpm とした。作動ガス平均圧力は 3.5 MPa としており、これらは本多段式スターリングエンジンにおいて概ね最高出力が得られる運転条件である。

図 4.25 に各エンジンの膨脹空間作動ガス温度の実験結果を示す。これより、作動ガス温度は上流側から下流側のエンジンにかけて徐々に低下しており、上流に設置されたスターリングエンジンの作動ガス温度は排ガス温度より 80~100℃程度低下していることがわかる。この温度差をできる限り小さくして作動ガス温度を高めること、すなわちヒータ性能を高めることがエンジン性能を向上させるために極めて重要である。

図 4.26 および図 4.27 はディーゼルエンジンの排ガス温度に対する各スターリングエンジンの発電出力および軸出力を示している。図 4.28 は排ガス温度に対する総発電出力 (1~3号機の合計) および総軸出力 (1~3号機の合計) の実験結果を示す。これより、400℃の排ガス

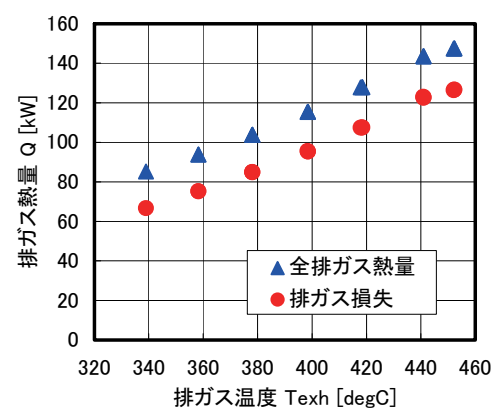


図 4.30 全排ガス熱量および排ガス損失

で 1.3 kW、450℃の排ガスで 1.7 kW の発電出力が得られていることがわかる。

図 4.29 はダクト周辺の排ガス温度を示している。ダクトには、入口部の排ガス温度 T_{exh1} 、2号機と3号機間の排ガス温度 T_{exh2} 、3号機と1号機間の排ガス温度 T_{exh3} 、1号機を通過した後のダクト出口部の排ガス温

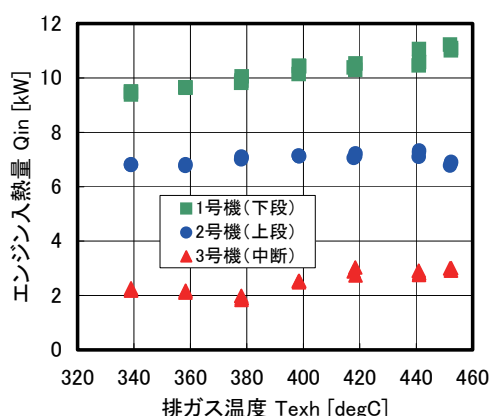


図 4.31 エンジン入熱量

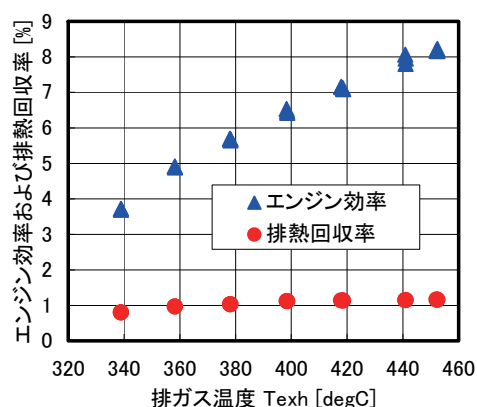


図 4.32 エンジン効率および排熱回収率

度 T_{exh4} を測定するための熱電対を取り付けており、いずれも流路の中央の温度を測定している。これより、各スターリングエンジンは排ガスの熱を取り入れるため、排ガス温度は上流から下流にかけて徐々に低下していることがわかる。

図 4.30 は全排ガス熱量および排ガス損失の測定結果である。ここで、排ガス損失はダクト出口部の排ガス温度 T_{exh4} と室温との温度差および排ガス流量から求めており、全排ガス熱量と排ガス損失の差が全エンジン入熱量となる。

図 4.31 は各スターリングエンジンのエンジン入熱量の測定結果である。ここで、エンジン入熱量はヒータ前後の排ガスの温度差および排ガス流量から求めている。これより、各スターリングエンジンのエンジン入熱量は大きく異なり、特に 1 号機のエンジン入熱量はかなり大きいことがわかる。これはダクト周囲の断熱材の効果やダクト内の排ガスの温度分布などが大きく影響していると考えられる。そのため、各エンジンの発電出力とエンジン入熱量の比

からエンジン効率を求めることは適切ではないと考えられる。

図 4.32 は本実験で得られた排熱回収率(全排ガス熱量に対する発電出力の割合) およびエンジン効率(エンジン入熱量に対する発電出力の割合)を示している。排熱回収率は 1.1 %程度であり、十分に高い性能とは言えない。一方、エンジン効率は排ガス温度 400℃において 6.5%であり、比較的溫度が低い熱源を利用して運転している熱機関としては十分に高い性能であると考えている。

5. 排熱回収システムの開発と実海域における実証実験

5.1 排熱回収システムの船舶への搭載

平成 19 年 12 月、実海域における実証実験を行うため、本研究で開発した排熱利用スターリングエンジンを図 5.1 に示すセメント運搬船「パシフィック・シーガル」に搭載した。本船への排熱回収システムの搭載は新来島宇品 Dock において行われた。図 5.2 に示すように、スターリングエンジンや関連機器は機関室上部のハッチから入れられた。



図 5.1 パシフィック・シーガル



図 5.2 クレーンによって船内に運ばれる排熱利用スターリングエンジン

表 5.1 ディーゼルエンジン発電機の仕様

エンジン形式	ヤンマー S165L-UN X400kVA (6 シリンダ、4 ストローク)
シリンダ径	165 mm
ストローク	210 mm
定格出力	353 kW (480 PS)
定格回転数	1200 rpm
使用燃料	A 重油

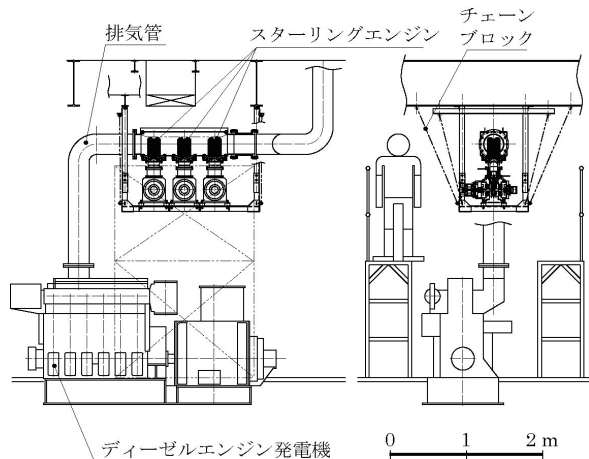


図 5.3 スターリングエンジンの設置方法

本船には、1 台の主機と 3 台のディーゼルエンジン発電機が搭載されている。現状ではスターリングエンジンの信頼性がまだ十分ではないため、船舶の運航に関わらず比較的任意に運転・停止が可能なディーゼルエンジン発電機の排気管流路に排熱利用スターリングエンジンを設置した。表 5.1 にディーゼルエンジン発電機の仕様を示す。

限られた機関室スペースに排熱回収システムを設置するには、その設置位置並びに固定方法が問題となる。図 5.3 にスターリングエンジンの設置位置を示している。本実証実験では、3 台のスターリングエンジンを天井からアングル材および 8 本のチェーンブロックでつり下げる構造としている。図 5.4 はスターリングエンジンを取り付けている様子であり、アングル材で組み立てられた架台にスターリングエンジンを取り付け、複数のチェーンブロックを使って排気管まで持ち上げている。図 5.5 にディーゼルエンジン発電機の排気管に設置した排熱利用スターリングエンジンの外観を示している。

図 5.6 に示すように、3 台のスターリングエンジンは、前章で述べた陸上での実験と同様、排ガスの上流側から、2 号機、3 号機、1 号機の順番で設置し、それぞれのエンジン回転数を 1100 rpm、1000 rpm、950 rpm としている。

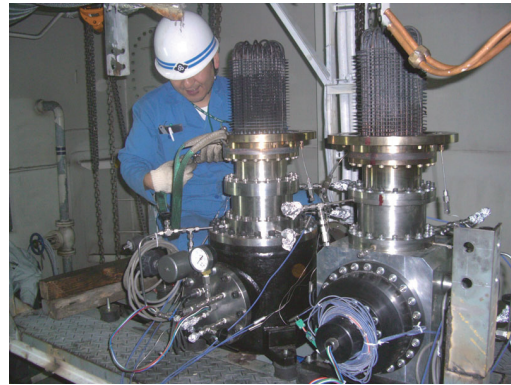


図 5.4 スターリングエンジンの取り付け作業

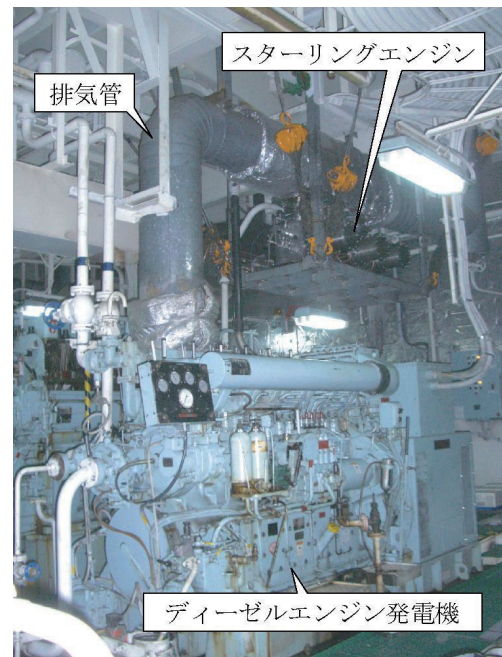


図 5.5 船舶に搭載した排熱利用スターリングエンジン

以下の実証実験においては、これらの条件を概ね一定として連続運転を行っている。

スターリングエンジンの発電機により得られる三相交流電力はダイオードモジュールによって直流に変換された後、太陽電池用パワーコンディショナ（オムロン社、KP40F-W）に入力され、通常の商用電源と同様の電圧 100 V の交流単相が得られる（図 3.41 参照）。そして、市販のバッテリー充電器（木阪製作所、バスチャージャ 10 MP0210）を介して、複数の鉛蓄電池（AC デルコ社、ボイジャー M30HMF、容量 115 Ah）を充電する。

本研究では、大容量の蓄電池に対応した専用充電器についての調査・検討はしたものものの開発には至らなかった。そのため、本実証実

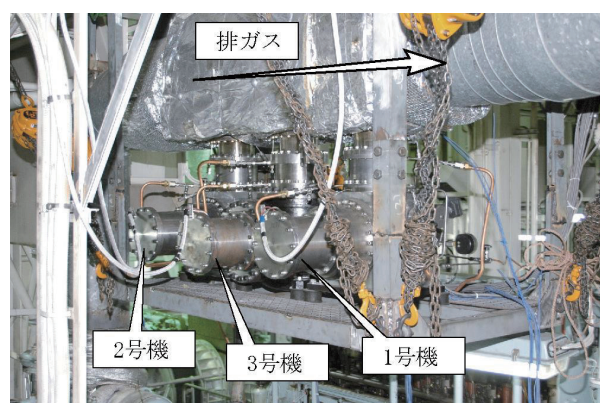


図 5.6 排熱利用スターリングエンジン

験では、18 個の蓄電池（総容量約 25 kWh）を市販の充電器によって 1 個ずつ個別に充電している。また、3 台のスターリングエンジンを同時に運転した場合の詳細な電気的特性が不明であったため、それぞれのエンジンに対して 1 台ずつのパワーコンディショナを用いている。本排熱回収システムに適した充電システムの開発ができれば、よりシンプルかつ高性能なシステムを構築できるものと考えられる。

5.2 実海域における実証実験

実海域における実証実験は、平成 20 年 1 月から 2 月にかけて実施されている。実証実験は通常の商用航行中に行われ、ディーゼルエンジン発電機は船舶の消費電力に見合った負荷で運転されている。

5.2.1 東京－函館航路

2008 年 1 月、東京－函館航路において 1 回目の実証実験を行った。図 5.7 に本実験で測定した主な時系列データを示す。東京港を出航した後、3 台のスターリングエンジンの運転を開始した。初日の夜間はディーゼル発電機の負荷が低く、排ガス温度が 330℃程度と低かったため、最も後流側に設置した 1 号機を発電運転させることはできず、総発電出力は 220 W 程度であった。2 日目からは船内消費電力を上げてディーゼル発電機を運転しており、排ガス温度は 370℃程度まで上昇した。この際、総発電出力は 650 W 程度、蓄電池に充電されるパワーコンディショナの電力は 300～400 W 程度であった。

本実証実験によって、東京出港から函館入港まで約 36 時間の連続発電運転を行った。さらに、函館入港後、充電した蓄電池を用いて船内電力の一部に電力供給しており、本システムの

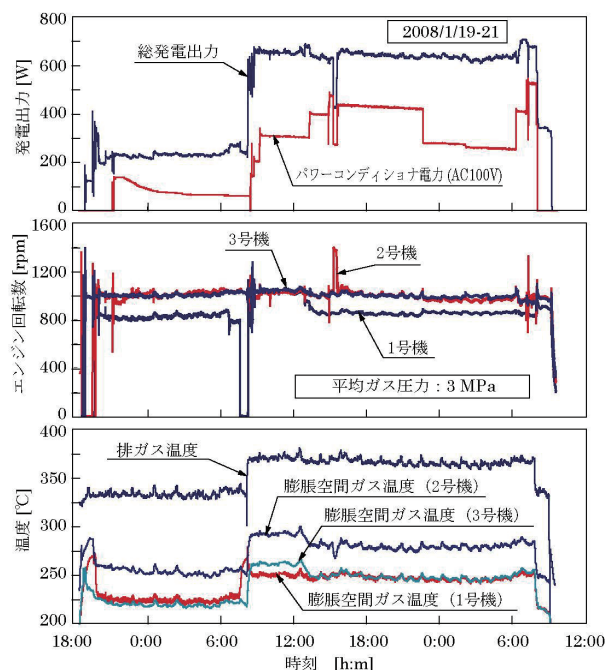


図 5.7 実証実験の時系列データ（1 回目）



図 5.8 排熱回収により得られた電力を船内電力の一部に供給をしている様子

有効性を実証している（図 5.8）。一方、制御システムが急激な負荷変動に対応できず、制御システムの動作が不安定であったなどの不具合が確認された。

5.2.2 田子の浦－大船渡航路

2008 年 2 月下旬、2 回目の実証実験を実施するため、田子の浦（静岡）において本船に乗船した。その際、2 号機および 3 号機のヒータ下部のフランジに取り付けた O リングが破損していることが確認された。1 回目の実証実験の後、スターリングエンジンは運転していなかったものの、船舶の通常航行中、ヒータの周囲には断続的に排ガスが流れていた。その温度変化によって、O リングが変

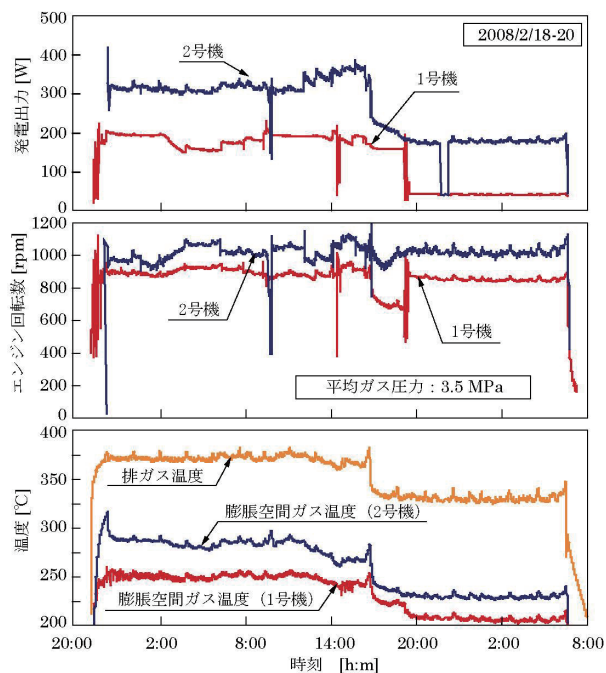


図 5.9 実証実験の時系列データ (2 回目)

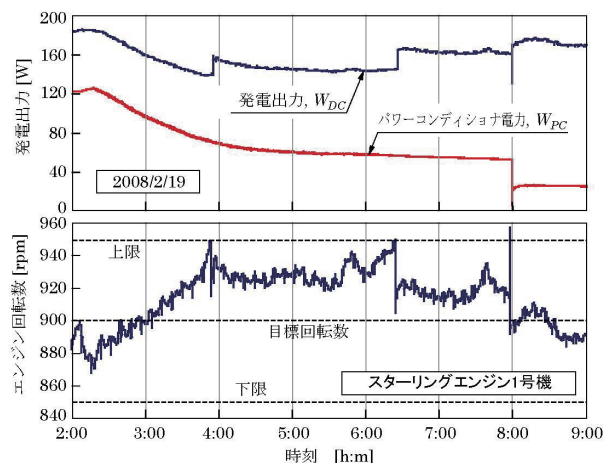


図 5.10 制御システムの動作

形・破損したものと考えられる。特に 3 号機のガス漏れは大きく、運転が困難であったため、本実験では 2 号機および 1 号機の 2 台だけを運転した。

図 5.9 は田子の浦を出港してから大船渡（岩手）に入港するまでの主な時系列データである。2 回目の実証実験では、1 回目の試験で問題が生じた制御システム並びに計測・制御プログラムを見直している。

図 5.10 は航行から 2 日目の 2 時から 9 時までの 1 号機の発電特性に関する時系列データを抜き出したものである。パワーコンディショナの電力は蓄電池への充電状況によって徐々に低下している。それに伴って回転数は上昇しているが、目標回転数 900 ± 50 rpm の範囲を超え

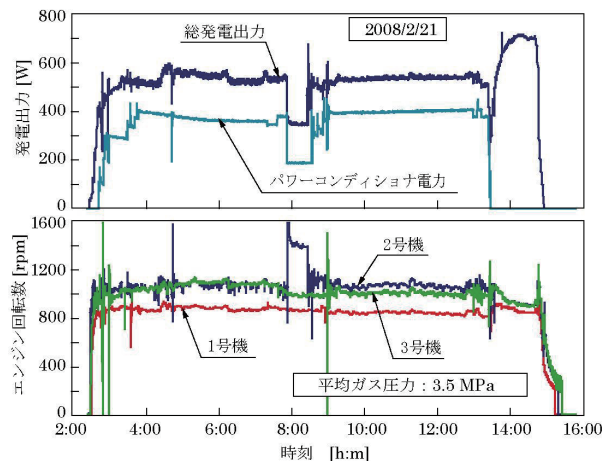


図 5.11 実証実験の時系列データ (3 回目)

ると制御回路の抵抗値が段階的に変化し、回転数は適切に制御されている。なお、1 号機の制御システムは概ね順調に作動したものの、2 号機の制御システムは不安定であり、意図した通りの自動制御には至らなかった。

5.2.3 大船渡－東京航路

2 回目の実証実験の後、船上において 3 号機の O リングを交換した。そして、大船渡から東京までの航行において 3 回目の実証実験を実施した。図 5.11 は本試験における主な時系列データを示している。ディーゼルエンジンの運転直後からスターリングエンジンを運転し、蓄電池への充電を開始した。また、制御システムの不具合の原因を特定することができなかったため、3 台のスターリングエンジンの負荷は全て手で調節した。なお、フィールド試験終了後、陸上において制御システムを動作させたところ、不具合はなく適切に動作することが確認された。不具合の原因としては、機関室内の振動による回路や配線の接触不良が考えられるが、詳細は明らかではない。

図 5.11 より、スターリングエンジンの運転を開始してからしばらくは、600～700 W の総発電出力で順調に運転したことがわかる。しかし、運転開始から 4 時間後、2 号機の回転数が 1400 rpm 程度まで上昇し、発電出力が大きく低下している。無人運転中であつたため、エンジンの不具合であつたのか、負荷側のシステムの不具合であつたのかは明確でない。いずれにしても、制御システムの重要性を改めて実感できた。

運転開始から約 12 時間後、パワーコンディショナを停止させた。その後、短時間では

あるが、各スターリングエンジンの電力負荷を増大させて運転した。その際の最高総発電出力は 897 W、エンジン効率（全エンジン入熱量に対する総発電出力の割合）は 3.3 %、排熱回収率（全排ガス熱量に対する総発電出力の割合）は 0.4 %であり、これらが一連の実海域における実証実験での本排熱回収システムの最高性能である。決して高効率・高性能な排熱回収システムとは言えないが、今までは大気に放出していた排ガスから有効な電気エネルギーを回収できることが実証でき、将来の環境保全技術・省エネ技術として有望な技術であると考えている。

6. 排熱回収システムの実用化検討

以上に述べてきたように、本研究では 3 台の排熱利用スターリングエンジンを開発し、高温空気を熱源とした性能評価実験やディーゼルエンジン排ガスを熱源とした陸上予備実験を実施してきた。さらに、3 台のスターリングエンジンを船舶に搭載し、実海域における実証実験を行った。これらの一連の実験的研究を通じて、スターリングエンジンの運転時間は延べ 2500 時間を超え、排熱回収システムに関する様々な知見が得られている。本章では、スターリングエンジンを用いた排熱回収システムを実用化するための技術課題についてまとめ、実用化のための開発シナリオについて検討する。

6.1 実用化のための技術課題

本研究で開発した 3 台のスターリングエンジンは、目標性能である出力 2 kW には未達成であるものの、与えられた運転条件の下で順調に運転を続けてきた。スターリングエンジンを高出力化するための方策、排熱回収システムを実用化する際に問題となり得る技術課題は以下の通りである。

(1) 多段式スターリングエンジンの最適化

本研究ではスターリングエンジンを多段化することで排熱回収率を高めることを目指してきた。そのためには、各エンジンに取り込む入熱量を適切に設定・調整する必要がある。現時点では、多段式エンジンの最適運転条件の設定方法や出力制御方法について不明確な点が多い。今後、実験データの詳細な分析やシミュレーションを活用した性能評価を行うことで、多段式スターリングエンジンの高出力化・高性能化が図られるものと考えている。

また、多段式スターリングエンジンの陸上予備実験や実海域における実証実験に用いたダクトは、ディーゼルエンジンに圧力損失の影響を与えないようにつくられている。そのため、排熱利用スターリングエンジンに適した形状であるとは言い難い。特に多段式スターリングエンジンの出力向上を図る場合には、2 段目以降のエンジンへの排ガスの流れを考慮して、ダクト流路の設計を見直す必要がある。

(2) ヒータの高性能化

比較的溫度が低い熱源を用いる排熱利用スターリングエンジンにおいては、ヒータの伝熱性能がエンジン出力に与える影響は大きい。スターリングエンジンを高出力化するためには、膨張空間ガス溫度を熱源の溫度にできる限り近づける必要がある。一般に熱交換器の交換熱量は、熱源と作動ガスの溫度差、伝熱面積および熱伝達率の積で表される。ヒータの内容積を増大させるとスターリングエンジンの出力は低下するため、ヒータの伝熱面積を大幅に増やすことは難しい。したがって、エンジンを高出力化するためには熱伝達率を高めたヒータの開発が必要不可欠である。また、本報告書では述べていないが、運転中のエンジンのヒータ壁温には大きな溫度分布が生じていることが確認されている。ヒータを均一に加熱することもヒータの伝熱性能を向上させるために重要であると考えている。

ディーゼルエンジンの排ガスに曝されるヒータは、排ガス内に含まれる硫酸成分により腐食することが予想される。図 6.1 は実海域における実証実験を終了した後のヒータである。本ヒータは、スターリングエンジンが停止している時間を含めて、600 時間以上もの間、排ガスに曝されている。表面にわず



図 6.1 実海域における実証実験終了後のヒータ

かな腐食は確認されているものの、ヒータとしての機能は十分に保たれており、ヒータの寿命評価には至っていない。実用化のためには、より長時間の運転を行い、ヒータの寿命特性を把握すること、さらに長寿命化の対策を施すことが重要であると考えている。

さらに、ヒータには、ディーゼルエンジン排ガスのすす分が付着する。本研究では、すす分の付着による伝熱性能の低下は確認されなかったものの、実用時には付着物の除去、すなわちヒータのメンテナンスが必要になるのは間違いない。

ヒータの高性能化とは、高い伝熱性能、長寿命、高いメンテナンス性などの性能を持たせることであり、実用ヒータの開発は難易度の高い技術課題の一つである。

(3) 排熱利用スターリングエンジンの耐久性能

排熱利用スターリングエンジンを実用化する場合、ピストン駆動機構における摩耗部品の交換など、メンテナンス性や信頼性を含めた耐久性能を高めるための実用技術の構築が必要である。本研究で開発した排熱利用スターリングエンジンでは、ピストンリングやロッドシールの摩耗による性能低下が確認される以前に、ピストン駆動機構に用いていたリニア軸受が破損している(3.4.4項参照)。本エンジンではグリース封入式の軸受を用いてきたが、より高い耐久性能が求められる実用スターリングエンジンを開発するためには強制的な油潤滑機構が必要になると考えられる。

(4) 外部シールからのガス漏れ

スターリングエンジンにおいて、エンジン内の空間同士を仕切るピストンリングやロッドシールを内部シールと呼ぶ。それに対して、エンジン内の空間と大気との間を密封するシールを外部シールと呼ぶ。本研究で開発したスターリングエンジンはハーメティック形式であり(3.2.3項参照)、動的な外部シールを用いていない。すなわち、外部シールのほとんどはゴム製のOリングを使用しており、実験室レベルの数十時間の連続運転で外部シールからのガス漏れが問題になることはなかった。しかし、数百時間あるいは数千時間に渡ってガス漏れを防ぐことはできず、実用時にはシール構造を見直す必要がある。

一方、本エンジンではヒータ下部のフランジ部にゴム製(バイトン製)のOリングを使用している。図6.2は、実際のスターリングエンジンに取り付けて500時間ほどの断続的な運転を行った後のOリングである。Oリングの断面

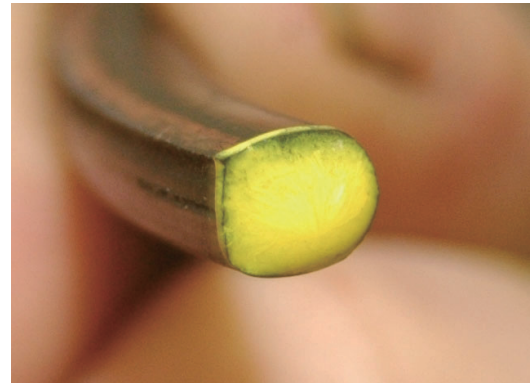


図 6.2 破損したOリングの断面
(500時間運転後)

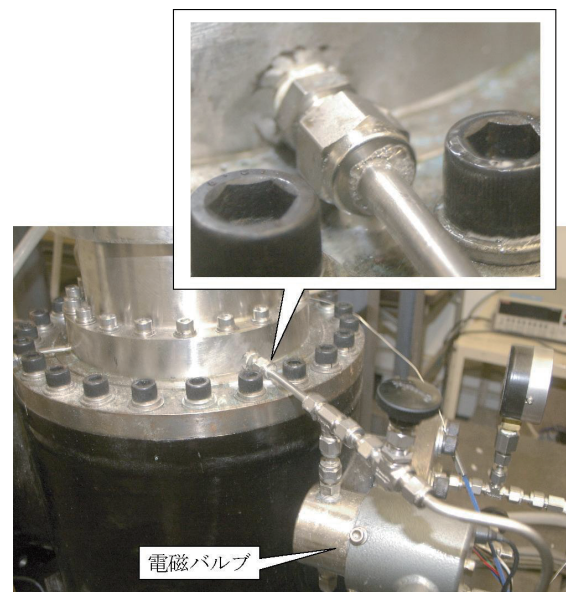


図 6.3 破損した電磁バルブの配管

形状は、熱によって、リング溝の形状に変形していることがわかる。バイトンの耐熱性は200℃程度であり、400℃程度の排ガス付近で使用するシール材料として適切でないことはあらかじめ予想していた。しかし、実験目的に開発されたエンジンではヒータの設計変更や交換などが想定されたため、ヒータ下部をフランジ構造としている。実用時にはヒータおよびシリンダを溶接構造にするなどの基本構造の見直しが必要である。なお、本研究では、バイトン製Oリングの代替部品として、耐熱性が高い金属製Oリングを準備し、そのシール性能を確かめている。しかし、金属製Oリングのシール性能は十分ではなく、スターリングエンジンのシール部品として用いることはできなかった。金属製Oリングに適した部品の詳細設計がなされていなかったため、フランジ部品のシール面の硬さや

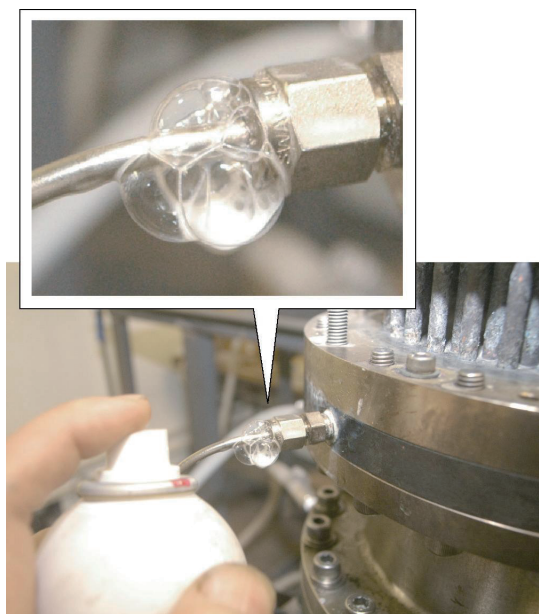


図 6.4 破損した温度測定用の配管

面性状が十分ではなかったことがガス漏れの原因であると考えられる。

(5) 配管からのガス漏れ

外部シールからのガス漏れと同様、実用時には、作動ガスの供給ラインや圧力・温度測定などの配管からのガス漏れも問題となる。本研究で開発したスターリングエンジンでは、主にスウェジロック社の高圧用配管継手を使用しており、通常時に配管部からの漏れが問題になることはない。しかし、長時間の運転を行うと、スターリングエンジンやディーゼルエンジンの振動の影響を受け、配管そのものが破損することがある。図 6.3 は電磁バルブを取り付けている配管であり、わずか 50 時間程度の運転で配管継手との接触部分が破損した。図 6.4 は温度測定用の配管であり、高温空気を熱源とした約 500 時間の運転で配管継手との接触部分が破損した。いずれもエンジンの振動が主要因であると考えられ、実用時には入念な振動対策が必要である。

(6) スターリングエンジンの出力制御

3.6 節で述べたように、本研究ではスターリングエンジンの制御システムを開発しており、排熱利用スターリングエンジンの出力制御法についての検討を進めてきた。しかし、その安定性やエネルギー効率の観点からの性能は十分ではなく、さらなる高性能化が必要不可欠である。

また、実用時には、運転中のスターリングエンジンを安全に停止させる制御が必要になると考えられる。本研究で開発したスターリング

エンジンには、作動空間とバッファ空間の間に電磁バルブを取り付けており、遠隔操作によってそれらの空間を連結させることができる。低負荷・定回転運転時には電磁バルブの操作によってエンジンを停止できるものの、高負荷運転時には配管および電磁バルブの圧力損失によって作動空間内の圧力変動を十分に低減することができないためエンジンを停止できない。外燃機関であるスターリングエンジンは、内燃機関のような燃料カットによってエンジン停止をさせることはできない。スターリングエンジンを停止させる技術は実用化のための重要な技術課題の一つとなり得る。

(7) 船舶とのマッチング

本研究におけるスターリングエンジンの目標出力は 2 kW である。これは研究開始当初の内航船舶の電力需要に関する予備調査を踏まえて設定した値であるが、排熱回収システムをより多くの船舶で利用するためにはスターリングエンジンの高出力化が必要となり得る。しかし、高性能なヒータの開発が必要であること、さらにスターリングエンジンが大型化することによる設置スペースの問題など、多くの課題が生じるものと考えられ、実用面ではより詳細な検討が必要である。

また、船舶の電力需要とのマッチングを図る場合、蓄電池の大容量化が必要となるものと考えられ、実用時には蓄電池の搭載スペースや重量の問題が生じるのは明らかである。ニッケル水素蓄電池やリチウムイオン二次電池など、高エネルギー密度の蓄電池の利用が有望である (2.4.2 項参照)。これらの蓄電池の低コスト化が図られれば、実用性は高いものと考えている。

(8) エンジンシステムの最適化

船用ディーゼルエンジンの性能は、排気管流路における圧力損失の影響を大きく受ける。一方、排熱回収スターリングエンジンは作動温度を高めることで高性能化が図られる。したがって、エンジンシステムの最適化を図る場合、ヒータの伝熱性能と排ガスの圧力損失の適切化が重要である。したがって、排熱利用スターリングエンジンのダクトの設計技術だけでなく、ディーゼルエンジンの性能特性を踏まえた広範囲な設計技術を必要とする。

また、今後は排ガス浄化のための後処理装置を排気管流路に設置する必要が生じるも

のと考えられ、排熱回収システムや後処理装置の熱的性能および環境性能を含めた広範囲な研究・開発が必要となるものと考えられる。

6.2 実用化のための開発シナリオの検討

本研究では、内航船舶用排熱回収システムの実用技術の構築を目指して、多くの実験的研究を進めてきた。排熱回収システムに関する様々な知見が得られたものの、前節で述べたような多くの技術課題があり、実用化のための明確な開発シナリオを立案するには至っていない。図6.5に実用排熱回収システムの開発フローチャートの一例を示す。

(1) 技術課題の解決

実用化への第一歩として、本研究で得られた多くの実験データや知見を活用し、前節に述べたスターリングエンジンおよび排熱回収システムに対する技術課題を解決する必要がある。システムの観点からの広範囲な研究・開発が重要であると考えられるが、CAE解析などのシミュレーション技術の有効利用や詳細な要素試験なども必要になるものと考えられる。

(2) 目標性能の設定

本研究で開発した排熱回収システムは比較的小型の内航船舶を対象としており、大出力スターリングエンジンの開発を目指したものではない。排熱回収システムの実証という観点では妥当な目標設定であったと考えているが、実用排熱回収システムの開発を目的とする場合には目標性能を再度見直す必要があると考えられる。目標性能を適切に設定するためには、ユーザ側の要求を把握することが重要であり、排熱回収システムの大出力化、低コスト化、小型化などがシステム開発のキーワードとなり得る。これらの全てを満足するシステムを開発することは極めて難しく、バランスの取れた目標性能の設定並びにシステム設計が必要不可欠である。

(3) 排熱利用スターリングエンジンの開発

本研究で開発した排熱利用スターリングエンジンは出力性能や信頼性の観点からまだ実用レベルに達したものではない。実用スターリングエンジンの開発には、上記の目標性能を踏まえて、新たなスターリングエンジンの開発を進める必要がある。例えば、エンジンの高出力化や小型化を図る場合には、エンジンの基本設計や基本構造から見直す必要がある。また、本研究で開発した排熱利用スターリングエンジンをベースとする場合であっても、低コスト化を図るためには、各部品の形状や材質、加工方

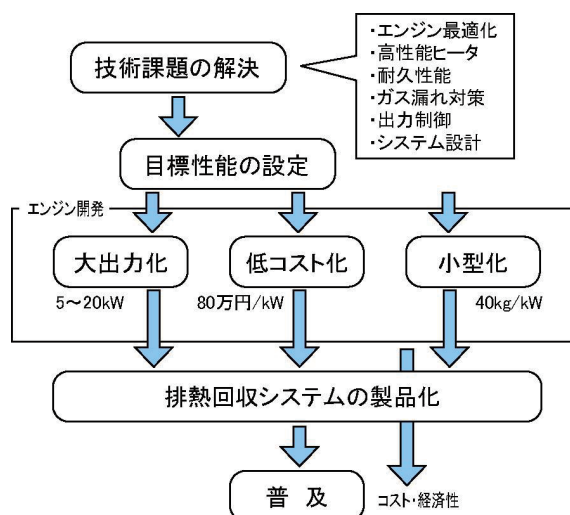


図 6.5 実用排熱回収システムの開発フローチャート

法の見直しなどが必要となる。詳細なエンジン構造は、エンジンの生産数や開発者の専門性によって異なるため、適切な開発方法を提言することは容易でない。

(4) イニシャルコストと経済性

本研究は、排熱利用スターリングエンジンの開発、排熱回収システムの構築および実海域における実証実験を主目的として進めてきており、実用排熱回収システムのイニシャルコストや経済性・市場性の評価はほとんど行われていない。排熱回収システムの実用化や普及を考えた場合、イニシャルコストや経済性評価が重要になるのは間違いない。理想的には開発者とユーザの両方が経済的に成立するシステム、すなわち排熱回収により得られる燃料削減費用がコストを上回るシステムが望ましい。しかし、現状の技術では、コストに見合った経済的なメリットを得るのは難しいのが実情である。したがって、実用化初期の段階においては環境保全の価値を明確にして適切なイニシャルコストを設定すること、そして普及の段階においては量産によるシステムの低コスト化を実現し、経済的メリットが得られるシステムを開発することが重要であると考えられる。

7. おわりに

本研究では、港湾地域の大気環境汚染の原因となっている停泊中の船舶から放出される排ガスを低減するため、排熱回収システム

を開発してきた。そして、400℃程度の低温排熱を利用するスターリングエンジン発電機を開発するとともに、蓄電池への充電から船内電力供給に至るまでの実証用排熱回収システムを構築し、実海域における実証実験を行った。

以下、本研究で得られた研究成果をまとめる。

- (1) 内航船舶の運航実態や蓄電池技術について調査し、本研究で開発する排熱回収システムの基本設計を行った。
- (2) スターリングエンジンの設計においてはエンジンの高性能化や低コスト化を考慮し、低温排熱で作動する3台の排熱利用スターリングエンジンを完成させた。
- (3) 3台のスターリングエンジンを多段に配置し、400℃のディーゼルエンジン排ガスにより加熱することで、最大発電出力1.3kWを回収した。
- (4) 多段式スターリングエンジンを船舶に搭載し、36時間の連続発電運転を行うとともに、蓄電池への充電から船内電力供給に至るまでの排熱回収システムの実証を行った。
- (5) スターリングエンジン1号機～3号機は延べ2700時間以上の運転を行っており、排熱利用スターリングエンジンの信頼性を高めるとともに、多くの知見が得られた。
- (6) 本研究で得られた知見に基づき、排熱回収システムを実用化するための技術課題を明らかにした。

謝 辞

本研究は（独）鉄道建設・運輸施設整備支援機構 基礎的研究推進制度により実施されているものであり、関係各位並びに共同研究メンバーに対し、深い感謝の意を表したい。

参考文献

- 1) Koichi Hirata and Masakuni Kawada, Development of a Multi-cylinder Stirling Engine, Proceedings of 12th International Stirling Engine Conference, p.315-324, Sept. 2005.
- 2) 平田宏一、加納敏幸、川田正國、赤澤輝行、井上敏彦、飯田光利、スターリングエンジンを用いた内航船舶排熱回収システムの提案、日本機械学会第9回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集、p.97-98（2005年10月）。
- 3) 平田宏一、今井康之、川田正國、赤澤輝行、坂口諭、スターリングエンジンを用いた排熱回収システムの開発（第1報 実験用エンジンの設計・試作並びに性能特性）、日本機械学会第10回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集、p. 97-100（2006年10月）。
- 4) 川田正國、平田宏一、今井康之、石村恵以子、スターリングエンジンに用いるスコッチ・ヨーク機構のトライボロジ、日本機械学会第10回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集、p. 55-56（2006年10月）。
- 5) Koichi HIRATA, Eiko ISHIMURA, Masakuni KAWADA, Teruyuki AKAZAWA and Mitsutoshi IIDA, Development of a Marine Heat Recovery System with Stirling Engine Generators, Proceedings of 13th International Stirling Engine Conference, p.331-336, Sept. 2007.
- 6) 平田宏一、西尾澄人、石村恵以子、今井康之、川田正國、内航船舶用排熱回収システムに用いる実験用スターリングエンジンの性能特性、日本機械学会関東支部第13期総会講演会講演論文集、p.345-346（2007年3月）。
- 7) 石村恵以子、平田宏一、今井康之、川田正國、内航船舶用排熱回収システムにおける排気管流路の圧力損失、日本機械学会関東支部第13期総会講演会講演論文集、p.343-344（2007年3月）。
- 8) Eiko ISHIMURA, Koichi HIRATA and Masakuni KAWADA, CAE Analysis of Exhaust Gas Flow for Waste Heat Recovery Stirling Engines, Proceedings of 13th International Stirling Engine Conference, p.327-330, Sept. 2007.