

法政大学学術機関リポジトリ

HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

PDF issue: 2024-07-28

多種熱源に対応したスターリングエンジンに関する研究

高田, 康夫 / TAKADA, Yasuo

(発行年 / Year)

2005-03-24

(学位授与年月日 / Date of Granted)

2005-03-24

(学位名 / Degree Name)

修士(工学)

(学位授与機関 / Degree Grantor)

法政大学 (Hosei University)

平成 16 年度

修士論文

**多種熱源に対応した
スターリングエンジンに関する研究**

03R1125 高田 康夫

指導教員 長松 昭男

御法川 学

目 次

第1章 緒 言	1
第2章 スターリングエンジンの原理と熱源の種類	2
2.1 スターリングエンジンの基本構造と動作原理	2
2.2 スターリングエンジンの特徴	4
2.3 熱源の種類と特徴	7
第3章 多種熱源に対応したスターリングエンジン	14
3.1 限られた熱エネルギーの有効利用	14
3.2 従来の設計手法	15
3.3 熱源をパラメータとした多段式エンジンの性能予測	20
3.4 様々な熱源を想定したスターリングエンジンの性能試算	22
3.5 多段式スターリングエンジンの構造	24
第4章 実験用スターリングエンジンの設計・製作	44
4.1 実験用エンジンの基本構造	44
4.2 エンジン諸寸法の決定	47
4.3 クランク設置角度とフライホイルの検討	51
4.4 実験用スターリングエンジンの構造	56
第5章 実験用スターリングエンジンの性能特性	102
5.1 エンジンの改良と試運転	102
5.2 多段式スターリングエンジンの運転実験	104
5.3 運転実験結果及び考察	105
5.4 多段式スターリングエンジンの性能特性	107

第6章 結 言	・ ・ ・ ・ ・ 127
謝辞	・ ・ ・ ・ ・ 128
参考文献	・ ・ ・ ・ ・ 129
付録 実験用スターリングエンジンの組立図及び部品図	・ ・ ・ ・ ・ 130

第1章 緒言

近年、地球温暖化や海洋汚染、森林の減少による砂漠化の進行、化石燃料の枯渇などの環境問題、エネルギー問題が深刻化している。それらの問題を解決するために、現在の化石燃料に変わる新エネルギーの模索が人類の課題となっている。新エネルギーには、太陽熱、風力、バイオマスなどの自然エネルギー、廃熱利用などのリサイクルエネルギー、水素エネルギーの利用や天然ガスコージェネレーションなど従来型エネルギーの新しい利用形態などがある。それらの新エネルギーを有効に活用する方法として、スターリングエンジンの利用が挙げられる。スターリングエンジンは、高い熱効率性、低公害性、低騒音性、熱源の多様性などの優れた特徴を持ち、環境問題やエネルギー問題の解決手段に適していると言える。

昨今注目されているスターリングエンジンの有効利用法として、熱源の多様性という特徴を活かした廃熱利用やバイオマス利用が挙げられる。一般に、廃熱やバイオマスの燃焼温度は化石燃料の燃焼に比べ、比較的低温である。また、ごみ焼却、工場廃熱、船舶や自動車の内燃機関からの廃熱、木材、バイオガス及び木質チップの燃焼熱等の種類によって、高温熱源から得ることのできる熱エネルギーは様々である。したがって、それらを利用したスターリングエンジンは、限りある熱エネルギーを有効に利用するため、多様な熱源に対応したエンジン構造や設計手法が重要になる。

本研究では、廃熱やバイオマス利用を想定したスターリングエンジンの設計手法を検討する。また、目標出力 100 W 程度の実験用スターリングエンジンを設計・試作し、設計手法の妥当性について考察する。

第 2 章 スターリングエンジンの原理と熱源の種類

本章ではスターリングエンジンの原理と特徴について概説し、同時にエンジンを作動させるための熱源の種類とその特徴について論ずる。

2.1 スターリングエンジンの基本構造と動作原理

スターリングエンジンはシリンダ内に封入した作動ガスの膨張と収縮を利用して動力を取り出す外燃機関である。図 2.1 にスターリングエンジンの動作原理を示す。その動作原理は、作動ガスを外部から加熱・膨張させてピストンを押し下げ、冷却・収縮させてピストンを上昇させる。この加熱と冷却を繰り返し行うことで、ガソリンエンジンやディーゼルエンジンなどの内燃機関と同じようにピストンを上下運動させ、クランク等の出力取り出し機構を設けることで動力を取り出す。通常は 1 つの空間において加熱・冷却を断続的に行うのが困難なため、加熱部と冷却部の 2 つの空間を用い、連続的に加熱と冷却を行うことになる。

図 2.2 にスターリングエンジンの概略図を示す。スターリングエンジンは、ヒータ、クーラ及び再生器の 3 種類の熱交換器とピストン、シリンダ及び出力取り出し機構により構成されている。同図に示すエンジンにおいて、ヒータにより加熱され、作動ガス温度の高くなる空間は、1 サイクル中に膨張仕事（正の仕事）を行うため、膨張空間と呼び、膨張空間に配置されたピストンを膨張ピストンと呼ぶ。また、クーラにより冷却され、作動ガス温度の低くなる空間は、1 サイクル中に圧縮仕事（負の仕事）を行うため、圧縮空間と呼び、圧縮空間に配置されたピストンを圧縮ピストンと呼ぶ。圧縮ピストンは膨張ピストンから 90° 程度遅れて上下運動するように、ピストン位相差が取り付けられている。これにより作動空間に容積変化を誘起し、作動ガスに圧縮・膨張の過程を与えるようになる。この時、膨張側のピストンの上死点をクランク角度 0° とすると、 $0 \sim 90^\circ$ の間は作動ガスを加熱する行程となり、この時のシリンダ内の全容積概ね一定となる。続いて $90 \sim 180^\circ$ の間は加熱された作動ガスが膨張する行程と

なり、外部に仕事をする。次に $180 \sim 270^\circ$ の間は加熱された作動ガスを圧縮空間に移動させ、冷却する行程になる。最後の $270 \sim 360^\circ$ の間は冷却された作動ガスが収縮する行程となる。スターリングエンジンは、加熱、膨張、冷却及び圧縮行程を繰り返し行い、動作している。

スターリングエンジンは、エンジンを構成する要素の配置方法により、エンジン形式を分類することができる。図 2.3 ~ 図 2.5 にスターリングエンジンの基本形式となる 形、 形及び 形エンジンの概略図を示す。

形スターリングエンジンは別称で 2 ピストン形と呼ばれ、図 2.2 と同じ形式である。この形式では膨張ピストンと圧縮ピストンの両者にかかなり大きな圧力がかかり、また、両者に対し密封性の高いピストンシールを装着する必要があるため、機械損失が大きくなりがちである。 形は複数のシリンダや熱交換器を様々な方法で配置することが可能で、並列や V 形のほか、直列対向や直列背向に配置されたエンジンもある。

形スターリングエンジンは別称として単シリンダ・ディスプレイサ形と呼ばれる。この形式は一つのシリンダにディスプレイサピストンとパワーピストンを配置した形式である。ディスプレイサピストンは高温側と低温側の作動空間の容積割合を変える役割をし、パワーピストンは全作動空間の容積を変えて、出力を取り出すためのピストンである。ディスプレイサピストンは熱交換器の伝熱特性に与える影響が大きく、パワーピストンはエンジンの出力特性に与える影響が大きい。ディスプレイサピストンの上下の空間は熱交換器で接続されているため、両空間の圧力は基本的には同一であり、圧力による力を受けるのは実質的にはパワーピストンのみとなる。そのため、 形スターリングエンジンは 形に比べて一般的に機械損失を小さくしやいという利点を持つ。また、エンジン形状を軸対象にしやすく、小型化や外部への熱損失の低減などの点でも有利である。実用形エンジンとしては数 kW 以下の小出力エンジンに適していると考えられる。

形スターリングエンジンは別称として 2 シリンダ・ディスプレイサ形と呼ばれる。この形式は 1 つのピストンと 1 つのディスプレイサピストンで構成さ

れており 形に類似しているが、形では同一シリンダ内にあるディスプレイサピストンとパワーピストンを別々のシリンダに収めた形式である。形は駆動機構選定の自由度が比較的高いため、模型エンジンではしばしば見られるが実用形エンジンの例は少ない。なお、形はディスプレイサピストンを持つ点では形に類似しているが、3つの作動空間を持った形式であるため、動作特性はもちろん熱力学的設計の方法も形や形とやや異なる。

2.2 スターリングエンジンの特徴

スターリングエンジンには、高熱効率性、低公害性、燃料の多様性などの優れた特徴があると言われている。その一方で、高効率化に伴う製作コストの増大などの問題も同時に存在している。以下にスターリングエンジンの特徴を挙げる。

(1) 高熱効率性

理想等温モデルにおいて、スターリングエンジンの高温熱源温度 T_h 、低温熱源温度 T_c がそれぞれ膨張空間、圧縮空間の作動ガス温度と一致するならば、その熱効率はカルノーサイクルの熱効率と等しいことが証明される。しかし、実際には、熱源から作動ガスに熱を与える、あるいは奪うために温度差が必要なため、膨張空間の作動ガス温度は高温熱源温度 T_h よりも低くなり、圧縮空間の作動ガス温度は低温熱源温度 T_c よりも高くなる。さらに、再生器における熱再生の不完全さ、駆動系における機械損失、熱源から大気に放出する熱損失などの影響を受け、実際の熱効率はさらに低下する。一般に、熱効率を高めるためには、膨張空間ガス温度を高める必要がある。そのためには、ヒータ管に特殊な耐熱・高強度材料を用いることになり、高効率を目指したスターリングエンジンの製作コストは高くなる。

(2) 低公害性

スターリングエンジンは、ガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃

機関とは異なり、連続燃焼の熱源を利用できるため、排ガス対策を導入することが比較的容易であり、化石燃料を利用する場合でも排気ガスがクリーンである。しかし、化石燃料を燃やす場合、CO₂の排出量はガソリンエンジンと同じとなる。また、熱効率を高めるために不可欠な空気予熱を行うと、必然的に燃焼ガス温度が上昇して、NO_xの排出濃度が高くなる。したがって、燃焼器の構造やヒータの配置に工夫を施し、ヒータでの吸熱により燃焼ガス温度をできるだけ短時間に低下させるなどの対策が必要になる。排気ガス再循環(ERG)の採用も有効である。実際は、対策を施したガソリンエンジンやガスエンジンに比べると、決定的な利点になりにくい場合が多い。

(3) 低騒音性

スターリングエンジンは外部からの連続的な加熱により動作するため、爆発がなく、内燃機関と比べて静粛な運転が可能である。しかし、単シリンダのスターリングエンジンでは、本質的に振動はかなり大きく、防振に相当の配慮をした設置が必要である。また、ピストンに作用する力は必ずしも小さくなく、ピストンを直線運動させるための特殊な駆動機構部を用いることがあるので、そこからの無視できない騒音が発生する場合もある。しかし、設置方法や駆動機構部の設計が適正に行われるならば、騒音と振動のレベルを内燃機関と比べてかなり低くすることができる。

(4) 熱源の多様性

スターリングエンジンは外燃機関であるため、化石燃料はもちろん、木材やもみがらなどのバイオマス燃料など、様々な燃焼ガスを熱源として用いることができる。さらに、燃焼ガスだけでなく、太陽熱や工場廃熱、冷熱なども利用可能である。しかし、バイオマス燃料の燃焼や廃熱利用等は、その熱源の成分によっては、ヒータの腐食が問題になることがある。その場合、耐腐食性の高い高価な材料を使用するなどの工夫が必要であり、製作コストの増加などの問題が生じうる。そのような観点から、ヒータを単純な形状にするなどの工夫が

必要となり、高い伝熱特性を有する熱交換器の開発は、スターリングエンジンの実用化において必要不可欠な技術である。また、温度レベルの低い熱源を使用する場合には熱効率が低下し、エンジンが低出力化、あるいは大型化することとなる。

(5) 重量

スターリングエンジンの出力は、作動ガスの封入圧力にほぼ比例して上昇する。実用化を目指したスターリングエンジンでは作動ガスを 3～10 MPa 程度の圧力で運転するのが一般的である。その場合、エンジン全体が圧力容器となり、エンジンの重量が増加することになる。内燃機関等と比較すると出力に対する比重量は大きくなる。

(6) 製作コスト

スターリングエンジンの製作コストは、内燃機関と比べて高くなると言われている。その主な要因は、熱交換器に複雑な構造が必要なことや、高価な耐熱金属材料等を用いていることである。セラミックスを大幅に導入することでコスト・性能の両面を改善することが見込めるが、現在の複雑な熱交換器をそのままセラミックス化することは難しく、セラミックス化に適した構造の開発が必要となる。

以上に述べたように、スターリングエンジンは多くの優れている面を有しているが、解決し難い問題点も同時に存在している。高効率化を目指したスターリングエンジンの製作コストは、原理及び構造から見て、将来的にも内燃機関と同等まで下げることは難しいと予想される。したがって、スターリングエンジンの実用化を推進するには、多種熱源への適応性など、他のエンジンでは存在していないスターリングエンジンの利点を活かした利用方法に対する研究・開発が重要になってくると考えられる。

2.3 熱源の種類と特徴

本研究ではスターリングエンジンの持つ熱源の多様性という特徴に着目し、廃熱やバイオマスの利用を想定した実験用スターリングエンジンの開発を試みる。本実験用エンジンの設計を始めるにあたり、廃熱やバイオマスの特徴を概説する。さらに、これらの熱源をスターリングエンジンに適用する際に、どのような問題点が生じるのか考察する。

(1) 廃熱

廃熱には工場からの廃熱や、自動車、バイク、船舶等の移動機械からの廃熱がある。工場廃熱ではその業種により特徴が異なる。電力業や化学業などに代表される工場廃熱では利用しにくい 200 以下の廃熱が大きな割合を占めている。自動車の排気ガス温度は 800 程度に達することもあるが⁽¹⁾、エンジン回転数や空燃費などの条件により幅広く変化するものと考えられる。

(2) バイオマス

バイオマスの定義は明確には確立しておらず、専門分野によっても異なる。日本では、平成 14 年 1 月 25 日付けで「新エネルギー利用等の促進に関する特別措置法（通称：新エネ法）施行令」の一部が改正され、「バイオマス」が初めて新エネルギーとして認知された⁽²⁾。改正政令において、バイオマスは「動植物に由来する有機物であってエネルギー源として利用することができるもの（原油、石油ガス、可燃性天然ガス及び石炭ならびにこれらから製造される製品を除く）」とされている。

バイオマスの種類は極めて豊富であり、木質チップなどの植物性バイオマスの他、畜産廃棄物を発酵させることで生じるメタンガスや都市ごみの燃焼などもバイオマスエネルギーとして利用されることがある。バイオマス燃料の燃焼温度は種類によって様々であるが、代表的なバイオマス燃料である木材の燃焼では、その燃焼温度は燃焼過程において 350 ~ 500 と変化する⁽²⁾。また、廃棄物系バイオマスである都市ごみの燃焼では、燃焼温度は 900 前後になり、高

温のごみ処理技術を用いるとその温度は 1300 以上になる⁽³⁾。

以上のように廃熱やバイオマスはその種類が豊富であり、比較的低温なものが多い。そのため、それらを利用したスターリングエンジンでは、限られた熱エネルギーを有効に利用することや、それぞれの熱源に対応したエンジン構造や設計手法が重要になってくる。

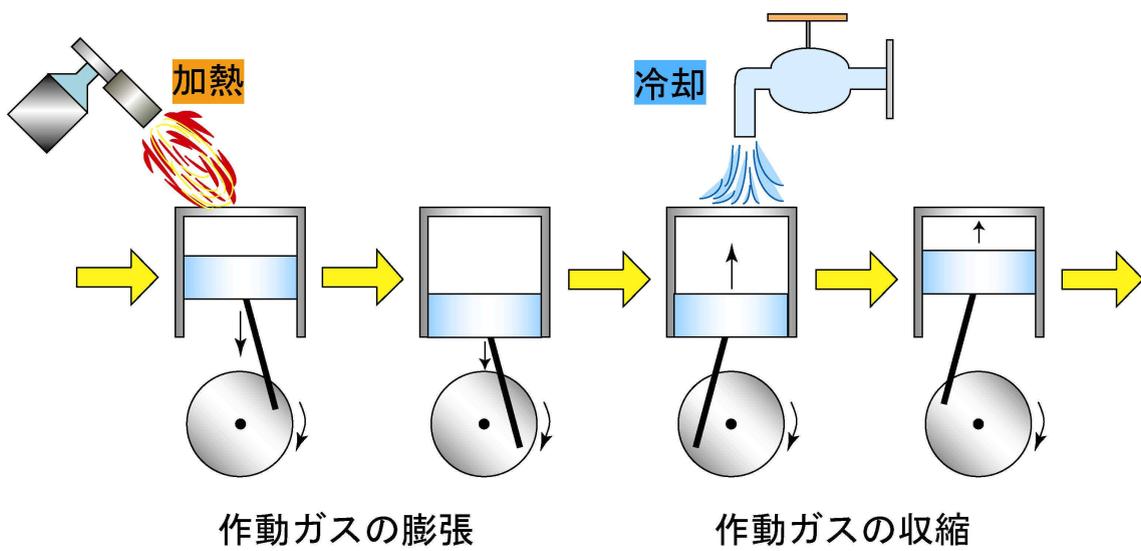


図 2.1 スターリングエンジンの動作原理

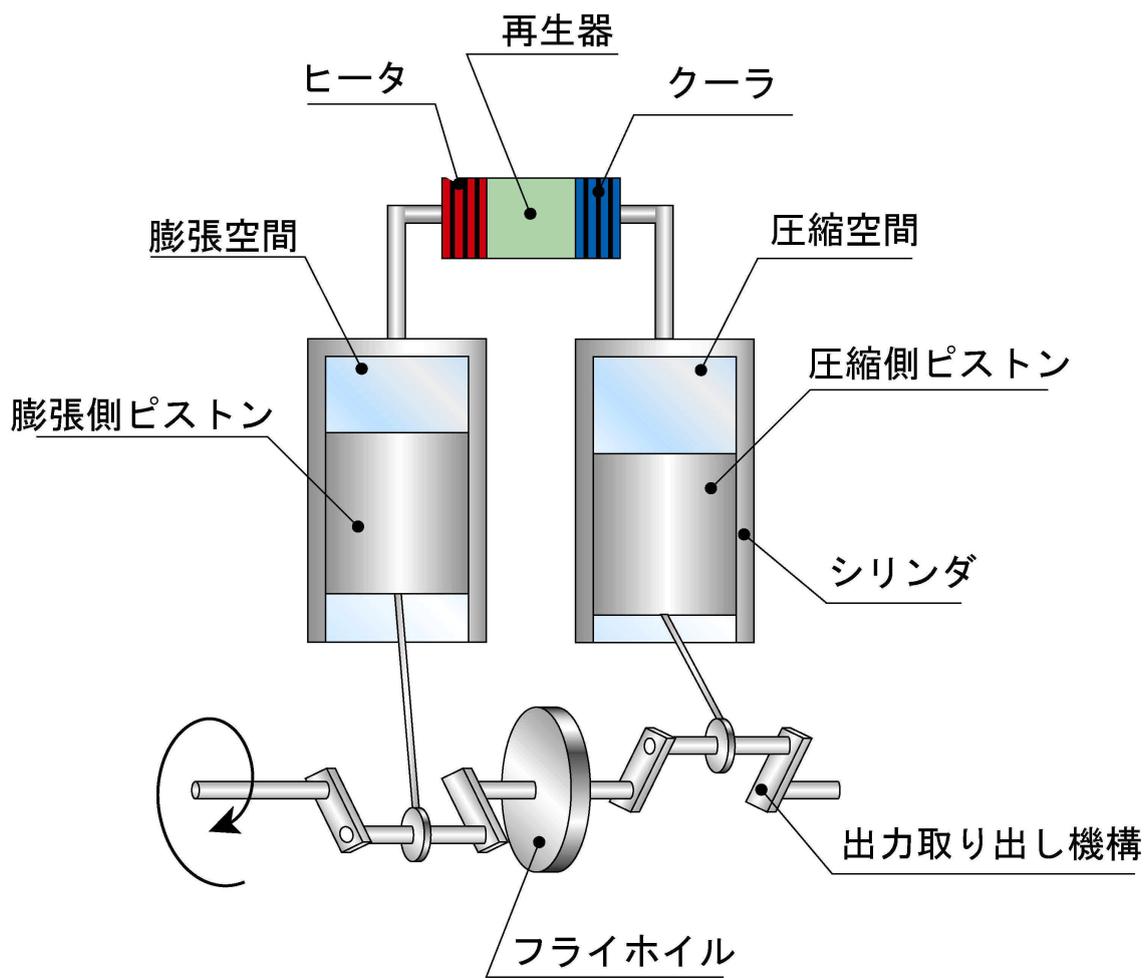


図 2.2 スターリングエンジンの概略図

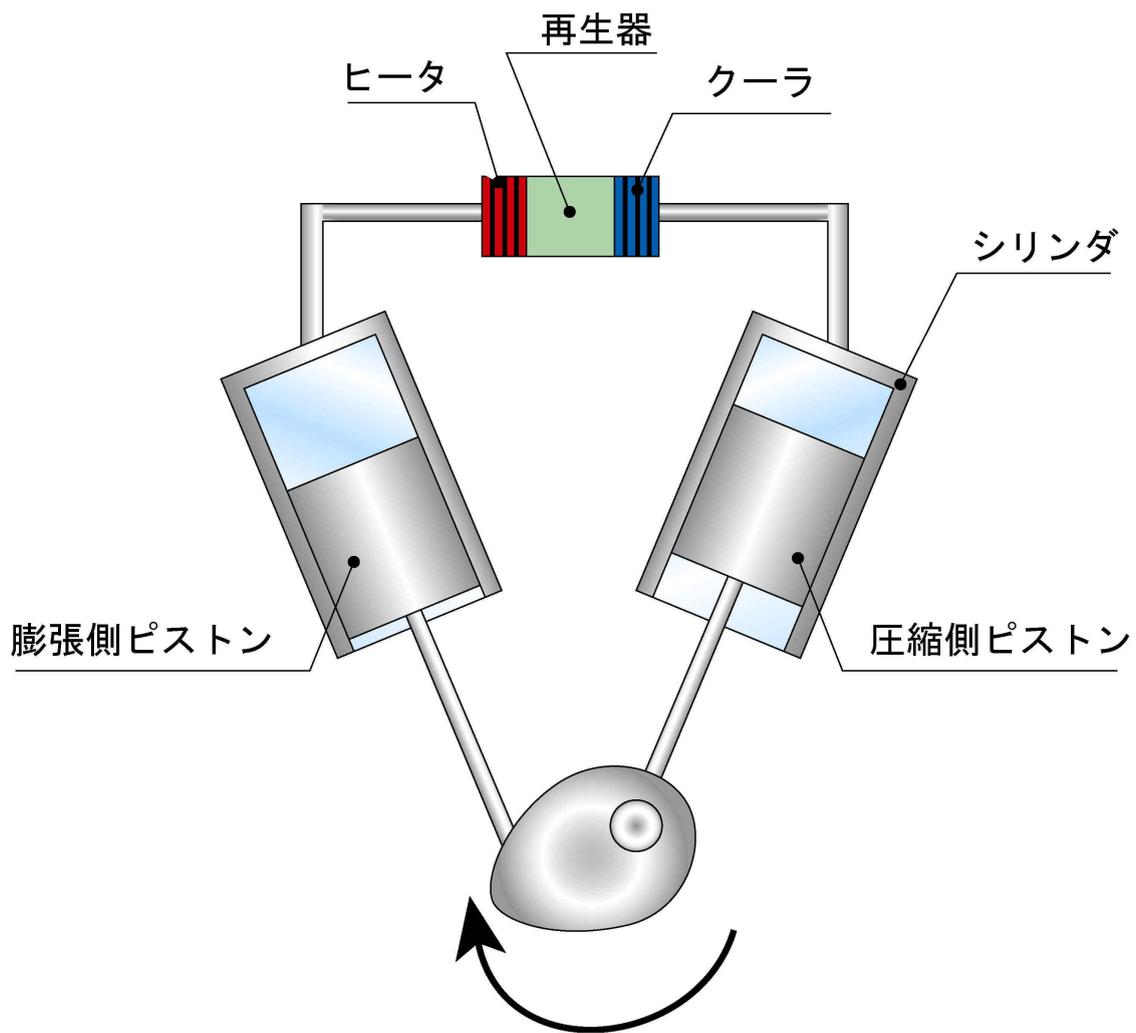


図 2.3 形スターリングエンジンの概略図

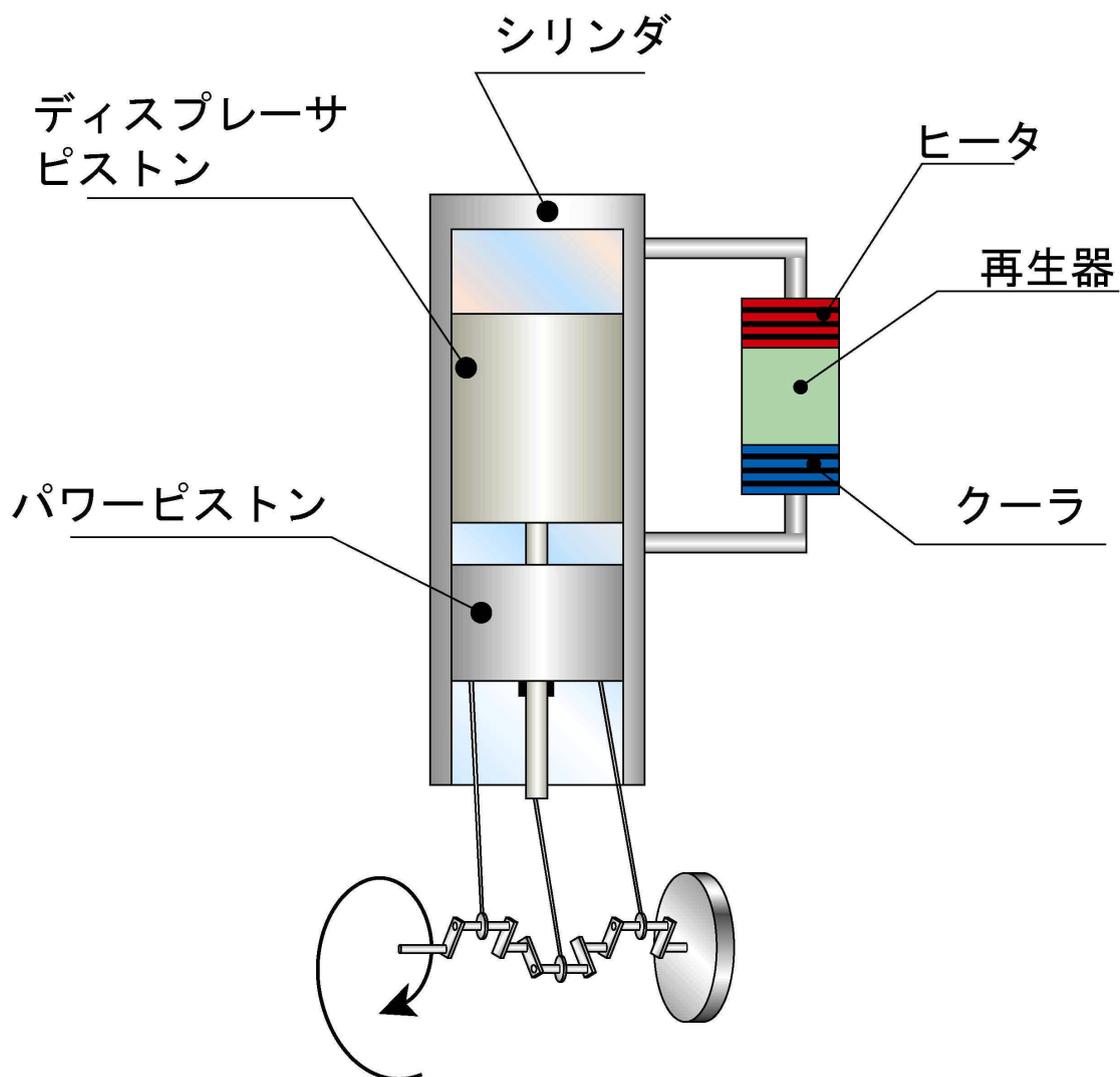


図 2.4 形スターリングエンジンの概略図

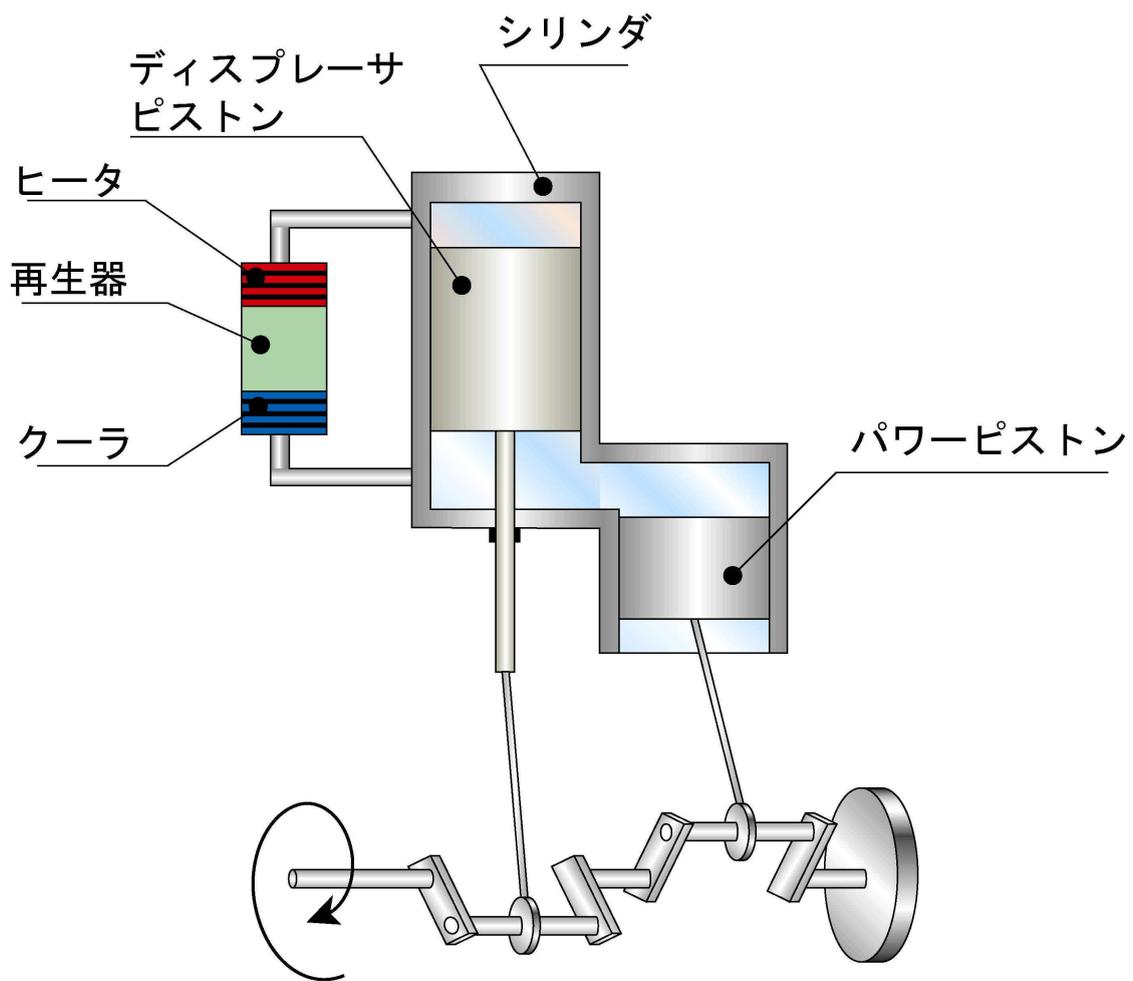


図 2.5 形スターリングエンジンの概略図

第3章 多種熱源に対応したスターリングエンジン

前章より、廃熱やバイオマスを熱源として利用したスターリングエンジンを開発する際には、限られた熱エネルギーを有効に利用するエンジン構造や、熱源の特徴に対応した設計が重要になることがわかった。本章では、限りある熱源を有効に利用できるスターリングエンジンの構造について検討すると同時に、多種熱源に対応したスターリングエンジンの設計手法を提案する。

3.1 限られた熱エネルギーの有効利用

図 3.1 にスターリングエンジンのエネルギーフローを示す。スターリングエンジンは、熱源が持つ全熱量 Q_h をヒータ部分から有効熱入力 Q_{in} としてエンジン内に取り込む。そこから再熱損失 Q_r や熱伝導損失 Q_{cd} を差し引いたものが、作動ガスが外部から受け取る熱量である膨張空間図示出力 W_E となる。膨張空間図示出力から作動ガスを冷却する熱量である圧縮空間図示出力 W_C を引いたものが、スターリングエンジンの作動ガスが外部に対して行なう図示出力 W_T となる。その図示出力から、ピストンシールや各種軸受における摩擦損失が主要因となる機械損失 W_{mech} を差し引いたものが、スターリングエンジンの軸出力 W_{out} となる。

限りある熱エネルギーを有効に利用するということは、有効熱入力 Q_{in} をできるだけ多くして、熱源の熱量を捨てることなく最大限に利用すると同時に、軸出力 W_{out} を大きくして熱源から最大限の出力を取り出すということである。有効熱入力 Q_{in} を最大限に大きくすること、すなわちエンジンに取り込む熱量を最大にすることだけを考えた場合、熱源の入口と出口の温度差を大きくすることとなり、エンジンから排出される熱源の温度（熱源出口温度）は室温付近まで減少することになる（図 3.2）。この時、一般的にエンジン内の膨張空間作動ガス温度は熱源出口温度よりも低い値となるため、膨張空間と圧縮空間の温度差が小さなエンジンとなってしまう。膨張空間と圧縮空間の温度差が小さくなると、膨張空間図示出力 W_E が低下すると同時に圧縮空間図示出力 W_C が増大する

ことになる。その結果、効率が低く、出力の小さなエンジンとなり、有効熱入力を最大限に得られたとしても、熱源からの熱量を有効な出力として取り出すことができず、熱源を有効に利用することができなくなる。すなわち、ある熱源に対し最高の出力を得るためには、エンジン内の温度差をある程度確保しなければならず、有効熱入力、すなわち熱源入口温度に対する熱源出口温度を適切に設定する必要が生じる。

以上のような観点から、1台のエンジンで最大限の出力を得るためには、ある程度の熱量を排出する必要があり、熱源の熱量を有効に使い切ることができない。そこで、図 3.3 に示すような1台のエンジンで利用しきれなかった熱量を2台目で、2台目のエンジンで利用しきれなかった熱量を3台目で回収するような、多段化したエンジン形式を検討する。

3.2 従来の設計手法

熱エネルギーを有効利用するスターリングエンジンを設計するにあたり、従来の簡易設計手法として用いられているシュミット理論⁽⁴⁾の問題点を検討する。

シュミット理論とは、各空間のガス温度が一様であり、ピストンの変位が正弦波状であると仮定した計算方法である。この手法により、スターリングエンジンの図示出力、膨張空間図示出力及び圧縮空間図示出力等を算出することができる。本研究で設計する実験用スターリングエンジンは、無効容積を削減でき小型化できる形を採用する。本節では形スターリングエンジンのシュミット理論について説明する。

シュミット理論は以下の7つの仮定に基づき計算が行われる。

熱交換器での圧力損失は無視し、エンジン内の圧力は場所によらず一様とする。

圧縮過程、膨張過程は等温変化とする。

作動ガスは理想ガスの状態式に従い、エンジン外部への漏れはないものとする。

完全な再生熱交換を行なう

膨張空間及びそれに付随した無効空間は膨張空間ガス温度 T_E に保たれ、圧縮空間及びそれに付随した無効空間は圧縮空間ガス温度 T_C に保たれる。
 全ての無効空間ガス温度 T_R は膨張空間ガス温度 T_E と圧縮空間ガス温度 T_C の平均温度に保たれる。
 膨張及び圧縮空間の容積は正弦波状に変動する。

以下に 形スターリングエンジンの計算過程を示す。まず、各空間の瞬時容積を求める。瞬時容積はクランク角 q の関数で表され、ディスプレイサピストンの上死点をクランク角 $q = 0^\circ$ とすると、膨張空間瞬時容積 V_E 及び圧縮空間順次容積 V_C は以下の式で表される。

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2} (1 - \cos q) \quad (3.1)$$

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2} (1 + \cos q) + \frac{V_{SC}}{2} \{1 - \cos(q - a)\} - V_B \quad (3.2)$$

このとき V_{SE} はディスプレイサピストン行程容積、 V_{SC} はパワーピストン行程容積である。パワーピストンとディスプレイサピストンとが重なる容積であるオーバーラップ容積 V_B は次式で求めることができる。

$$V_B = \frac{V_{SE} + V_{SC}}{2} - \sqrt{\frac{V_{SE}^2 + V_{SC}^2}{4} - \frac{V_{SE} V_{SC}}{2} \cos a} \quad (3.3)$$

よって、エンジン内瞬時全容積 V は膨張空間無効容積 V_{VE} 、再生器容積 V_R 、及び圧縮空間無効容積 V_{DC} を用いて次のよう表される。

$$V = V_E + V_{DE} + V_R + V_{DC} + V_C \quad (3.4)$$

仮定 ρ 、 ρ_0 よりエンジン内ガスの全質量 m は、ガス圧力 P 、膨張空間、圧縮空間及び無効空間の各ガス温度 T_E 、 T_C 及び T_R 、各容積及びガス定数 R を用いて次のように示される。

$$m = \frac{PV_E}{RT_E} + \frac{P(V_{DE} + V_R + V_{DC})}{RT_R} + \frac{PV_C}{RT_C} \quad (3.5)$$

また、温度比 τ 、行程容積比 λ 及び全無効容積比 X を次式で定義する。

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (3.6)$$

$$k = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (3.7)$$

$$X = \frac{V_{DE} + V_R + V_{DC}}{V_{SE}} \quad (3.8)$$

仮定 により無効空間ガス温度 T_R は次式になる。

$$T_R = \frac{T_E - T_C}{2} \quad (3.9)$$

式 (3.5) は式 (3.6) ~ (3.9) を代入して整理すると、次式になる。

$$m = \frac{P}{RT_C} \left\{ tV_E + \frac{2t(V_{DE} + V_R + V_{DC})}{1+t} + V_C \right\} \quad (3.10)$$

式 (3.10) は式 (3.1) ~ (3.2) を代入することにより次式になる。

$$m = \frac{PV_{SE}}{2RT_C} \{S - B \cos(\mathbf{q} - \mathbf{f})\} \quad (3.11)$$

ただし、

$$\mathbf{f} = \tan^{-1} \frac{k \sin \mathbf{a}}{1 - t - k \cos \mathbf{a}} \quad (3.12)$$

$$S = t + \frac{4tX}{1+t} + k + 1 - 2X_B \quad (3.13)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2k(t-1)\cos \mathbf{a} + k^2 - 2t + 1} \quad (3.14)$$

$$X_B = \frac{V_B}{V_{SE}} \quad (3.15)$$

とする。式 (3.11) を P について解くと次式になる。

$$P = \frac{2mRT_C}{V_{SE} \{S - B \cos(\mathbf{q} - \mathbf{f})\}} \quad (3.16)$$

ここで平均圧力 P_{mean} は次式で表される。

$$P_{mean} = \frac{1}{2p} \oint Pdq = \frac{2mRT_c}{V_{SE}\sqrt{S^2 - B^2}} \quad (3.17)$$

また、

$$d = \frac{B}{S} \quad (3.18)$$

とすると、平均圧力を基準とした圧力変化は次式で表される。

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cos(q - f)} = \frac{P_{mean} \sqrt{1 - d^2}}{1 - d \cos(q - f)} \quad (3.19)$$

また、式(3.16)において、 $\cos(\quad) = 1$ のとき最小圧力 P_{min} となり、

$$P_{min} = \frac{2mRT_c}{V_{SE}(S + B)} \quad (3.20)$$

と表される。したがって、最小圧力を基準とした圧力は次式で表される。

$$P = \frac{P_{min}(S + B)}{S - B \cos(q - f)} = \frac{P_{min}(1 + d)}{1 - d \cos(q - f)} \quad (3.21)$$

同様に、式(3.16)において $\cos(\quad) = 1$ のとき最大圧力 P_{max} となり、最大圧力を基準とした圧力は次式で表される。

$$P = \frac{P_{max}(S + B)}{S - B \cos(q - f)} = \frac{P_{max}(1 + d)}{1 - d \cos(q - f)} \quad (3.22)$$

以上により求められた容積変化と圧力変化の各式を用いて、形スターリングエンジンの $P - V$ 線図を作成することができる。

さらに、求められた容積変化と圧力変化の式を用いて、各空間の図示仕事を解析的に求めることができる。平均圧力 P_{mean} 、最低圧力 P_{min} 及び最高圧力 P_{max} を基準とした膨張空間図示仕事 w_E はそれぞれ次式で算出することができる。

$$w_E = \oint PdV_E = \frac{P_{mean} V_{SE} p d \sin f}{1 + \sqrt{1 - d^2}} \quad (3.23)$$

$$= \frac{P_{min} V_{SE} p d \sin f}{1 + \sqrt{1 - d^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + d}}{\sqrt{1 - d}} \quad (3.24)$$

$$= \frac{P_{\max} V_{SE} p d \sin f}{1 + \sqrt{1-d^2}} \cdot \frac{\sqrt{1-d}}{\sqrt{1+d}} \quad (3.25)$$

また、圧縮空間図示仕事 w_C は次式で表される。

$$w_C = \oint P dV_C$$

$$= - \frac{P_{\text{mean}} V_{SE} p d t \sin f}{1 + \sqrt{1-d^2}} \quad (3.26)$$

$$= - \frac{P_{\min} V_{SE} p d t \sin f}{1 + \sqrt{1-d^2}} \cdot \frac{\sqrt{1+d}}{\sqrt{1-d}} \quad (3.27)$$

$$= - \frac{P_{\max} V_{SE} p d t \sin f}{1 + \sqrt{1-d^2}} \cdot \frac{\sqrt{1-d}}{\sqrt{1+d}} \quad (3.28)$$

したがって、このエンジンの1サイクル当たりの図示仕事 w_i は次式で求まる。

$$w_i = w_E + w_C$$

$$= \frac{P_{\text{mean}} V_{SE} p d (1-t) \sin f}{1 + \sqrt{1-d^2}} \quad (3.29)$$

$$= \frac{P_{\min} V_{SE} p d (1-t) \sin f}{1 + \sqrt{1-d^2}} \cdot \frac{\sqrt{1+d}}{\sqrt{1-d}} \quad (3.30)$$

$$= \frac{P_{\max} V_{SE} p d (1-t) \sin f}{1 + \sqrt{1-d^2}} \cdot \frac{\sqrt{1-d}}{\sqrt{1+d}} \quad (3.31)$$

ここで、 P_{mean} と P_{\min} 及び P_{\max} との関係は次式のとおりである。

$$\frac{P_{\min}}{P_{\text{mean}}} = \frac{\sqrt{1-d}}{\sqrt{1+d}} \quad (3.32)$$

$$\frac{P_{\max}}{P_{\text{mean}}} = \frac{\sqrt{1+d}}{\sqrt{1-d}} \quad (3.33)$$

それぞれの図示仕事にエンジン回転数 $N(\text{rpm})$ を乗ずることにより、膨張空間図示出力 W_E 、圧縮空間図示出力 W_C 及び図示出力 W_i は次式で表される。

$$W_E = w_E \cdot \frac{N}{60} \quad (3.34)$$

$$W_C = w_C \cdot \frac{N}{60} \quad (3.35)$$

$$W_i = w_i \cdot \frac{N}{60} \quad (3.40)$$

また、膨張空間図示仕事はこのサイクルが 1 サイクルあたりに供給される熱量（入熱量）であり、圧縮空間図示仕事はこのサイクルが 1 サイクルあたりに放出する熱量（冷却熱量）である。すなわち、このサイクルの図示熱効率 は次式で表される。

$$h = \frac{W_i}{W_E} = 1 - t \quad (3.41)$$

上式はカルノーサイクルの熱効率と等しく、温度比のみの関数で表されることがわかる。

このようにシュミット理論では、ピストンの行程容積、無効空間容積、膨張及び圧縮空間ガス温度、エンジン回転数及び平均圧力等を設定することで、圧力変化や図示出力等のエンジン特性を算出することができる。

一方、この方法で、計算条件として作動ガスの温度を与える必要がある。熱エネルギーを利用するスターリングエンジンでは、詳細の熱源の温度条件や熱源条件を踏まえて設計を進める必要がある。

3.3 熱源をパラメータとした多段式エンジンの性能予測

前述のように、従来のシュミット理論を用いた設計手法では、熱源の条件を考慮してスターリングエンジンの設計を進めることが困難である。そこで、スターリングエンジンの簡易設計手法として、熱源の条件をパラメータとした、スターリングエンジンの性能を簡易的に予測する方法を提案する。計算方法は以下の通りである。

熱源のパラメータとして質量流量 m (kg/s)、比熱 c (J/kgK)、熱源の入口温度 T_0 () を用い、次式によりスターリングエンジンへの有効熱入力 Q_{in1} (W) を求める。

$$Q_{in1} = cm(T_0 - T_1) \quad (3.42)$$

このとき熱源の出口温度 T_1 は変数とする。次にカルノー効率 h_{car1} を以下の式により算出する。

$$h_{car1} = 1 - \frac{T_{C1}}{T_{E1}} \quad (3.43)$$

圧縮空間ガス温度 T_{C1} は定数とし、膨張空間ガス温度 T_{E1} は出口温度 T_1 との温度差 ΔT_1 設定し、次式で表す。

$$T_{E1} = T_1 - \Delta T_1 \quad (3.44)$$

得られたカルノー効率に、熱損失及び圧力損失の影響を補正するためのカルノー係数 K_{car1} を乗じて、図示熱効率 h_{ind1} を求める。

$$h_{ind1} = K_{car1} \times h_{car1} \quad (3.45)$$

図示熱効率 h_{ind1} に機械効率 h_{m1} を乗じて全効率 h_{SE1} を算出する。

$$h_{SE1} = h_{ind1} \times h_{m1} \quad (3.46)$$

求められた全効率 h_{SE1} 及び有効熱入力 Q_{in1} より軸出力 W_{S1} を算出する。

$$W_{S1} = Q_{in1} \times h_{SE1} \quad (3.47)$$

求められた軸出力 W_{S1} に発電機効率 h_{g1} を乗じてスターリングエンジンの発電出力 W_{g1} を算出する。

$$W_{g1} = W_{S1} \times h_{g1} \quad (3.48)$$

この計算により、任意の熱源を利用したスターリングエンジンのエンジンの出口温度をパラメータとした出力を試算することが可能になる。また、出口温度 T_1 を 2 台目エンジンの熱源入口温度、2 台目エンジンの熱源出口温度 T_2 を 3 台目エンジンの熱源入口温度とすることで、多段式スターリングエンジンの性能予測も可能になる。2 段構成のスターリングエンジンでは、1 台目エンジンの出口温度 T_1 に対する 2 台目エンジン熱源出口温度 T_2 の最適値を解析的に求めることが可能である。 T_2 の最適値の式を以下に求める。

式 (3.47) を温度 T_1 及び T_2 で表すと以下のようなになる。

$$W_s = mc(T_1 - T_2) h \left(1 - \frac{T_C}{T_2 - \Delta T} \right) \quad (3.49)$$

この時、 η_m は機械効率 η_m 及びカルノー係数 K_{carl} の積である。式 (3.48) の定数を左辺へ移行すると以下ようになる。

$$\frac{W_s}{mch} = (T_1 - T_2) \left(1 - \frac{T_C}{T_2 - \Delta T} \right) = T_1 - T_2 + \frac{T_2 - T_1}{T_2 - \Delta T} T_C \quad (3.50)$$

この時、右辺は温度 T_1 、 T 、及び T_C を任意の値とした T_2 の関数になる。すなわち、右辺が最大値となる T_2 の値が任意の T_1 における最適値となる。左辺を $f(T_2)$ と置いて微分すると $f'(T_2)$ は以下ようになる。

$$f'(T_2) = \left\{ (T_2 - \Delta T)^{-1} - (T_2 - T_1)(T_2 - \Delta T)^{-2} \right\} T_C - 1 = \frac{T_1 - \Delta T}{(T_2 - \Delta T)^2} T_C - 1 \quad (3.51)$$

この $f'(T_2)$ が 0 の時に $f(T_2)$ は極値をとるので、右辺を 0 と置いて、 T_2 について解くと次式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{T_1 - \Delta T}{(T_2 - \Delta T)^2} T_C - 1 &= 0 \\ T_2^2 - 2\Delta T T_2 + \Delta T^2 - T_C(T_1 - \Delta T) &= 0 \\ T_2 &= \Delta T \pm \sqrt{T_C(T_1 - \Delta T)} \end{aligned} \quad (3.52)$$

この時、右辺に含まれる平方根の符号は正の方が T_2 は大きくなるので、任意の T_1 、 T 、及び T_C における最適な 2 段目スターリングエンジンの熱源出口温度 T_2 は以下ようになる。

$$T_2 = \Delta T + \sqrt{T_C(T_1 - \Delta T)} \quad (3.53)$$

3.4 様々な熱源を想定したスターリングエンジンの性能試算

上述の計算式を用いて熱源条件を変化させた計算を行ない、様々な熱源利用を想定した場合に、スターリングエンジンがどの程度の出力を得ることができるのかを試算した。計算における熱源の温度条件として、低質の廃熱をイメージした 200 の熱源から良質のバイオマス燃焼をイメージした 800 の熱源まで 200 ずつ変化させた。それぞれの条件において、エンジン構成を 1 段から 4 段まで変化させた。このとき、3 段式スターリングエンジンの計算では、任意の T_1 及び T_2 における最適な出口温度 T_3 を解析的に求めることが困難なため、1 か

ら 3 段目スターリングエンジンの出口温度 T_1 、 T_2 及び T_3 をパラメータとしてマトリックス計算を行なった。同様に、4 段式スターリングエンジンも T_1 から T_4 をパラメータとしてマトリックス計算を行なった。計算にあたり、熱源の条件である質量流量 m 及び比熱 c は、実験室レベルで実現可能な範囲として 0.0035 kg/s (常温空気での容積流量約 175 L/min) 及び 1004.2 J/kgK (空気) とした。また、出口温度 T_x と膨張空間との温度差 T_x を 50 、1 から 4 段目の圧縮空間ガス温度 T_{C1} 、 T_{C2} 、 T_{C3} 及び T_{C4} を 60 、50 、40 及び 30 とし、カルノー係数 K_{car1} 、機械効率 η_{m1} 及び発電機効率 η_{g1} を 0.7、0.7 及び 0.8 とした。

図 3.4(a) ~ (d) に熱源の温度を変化させたときの 2 段から 3 段構成エンジンの熱源出口温度と発電出力の関係、図 3.5(a) ~ (d) に 3 段構成エンジンの熱源出口温度と発電出力の関係を示す。どの熱源条件においても、熱源出口温度が変化することにより発電出力が大きく変化している。すなわち、多段式のスターリングエンジンでは、最高出力の得られる適切な運転温度レベルが各段において存在していることがわかる。

図 3.6(a) ~ (d) にエンジン構成ごとの得られる最高発電電力をまとめた結果を示す。これより、どの熱源条件においてもエンジン段数を増やすごとに得られる最高出力が増加していることが確認できる。しかし、エンジン段数を増やすごとに 1 台ごとのエンジン出力は低下し、同時にエンジンを運転する温度レベルが低下する。そのため、1 台ごとのエンジンが大きくなり、エンジン寸法に見合うだけの出力の上昇が見込めなくなる。エンジン段数の決定は、エンジン寸法や製作コストを考慮する必要があると言える。

表 3.1 ~ 表 3.4 にそれぞれの熱源条件における最高出力と、最高出力の得られる各段の出口温度及びエンジンの正味熱効率をまとめた。このとき、正味熱効率、は得られる発電出力 W_g と熱源の全熱量 (熱源温度が室温まで低下したときに得られる熱量) Q_h との比で定義している。この結果からエンジン段数を増やすことにより、正味熱効率が上昇しているのがわかる。熱源の温度レベル別に見ると、温度の低い熱源を利用したスターリングエンジンでは得られる出力

が低く、200 の熱源では1段構成のエンジンでは1.2%の正味熱効率しか得られない。しかし、3段構成にすることで、正味熱効率は2.3%まで上昇している。温度レベルの低い熱源は利用しづらい熱源であるが、多段式のエンジンを用いることで、より多くの熱エネルギーを利用できることになる。また、800 の高温熱源では、1段構成エンジンにおいて正味熱効率は9.5%、3段構成エンジンでは13.6%となった。温度レベルの高い熱源は熱エネルギーを回収しやすいことがわかると同時に、多段式エンジンを用いることにより回収できる熱エネルギーは増加することが確認できた。

3.5 多段式スターリングエンジンの構造

以上の計算結果を踏まえて、多段式スターリングエンジンの構造及び特徴を検討する。多段式スターリングエンジンは限りある熱エネルギーを有効に利用することが可能であることが3.4節より確認できた。多段式スターリングエンジンは各段のエンジンの運転温度レベルにより得られる出力が大きく変化する。そのため、最高出力を目指す場合、各段の温度レベルに応じて各段の性能特性の最適化が必要となる。すなわち、同一形状のエンジンを複数段に配置しても、入熱量や出力のバランスが整合できないため、出力の最適化は難しい。

各段の性能特性の最適化を具現化する方法として、伝熱特性に影響のあるディスプレイサピストンの行程容積を変化することにより熱源からの入熱量を調節し、出力特性に影響のあるパワーピストンの行程容積でエンジン出力を調節する方法を提案する。次章で述べる実験用スターリングエンジンの設計では、熱交換器の伝熱性能計算とシュミット理論による出力計算の結果を踏まえて、各ピストンの行程容積を決定している。

行程容積を変化させるためには、シリンダ径あるいはストロークを変化させることになる。シリンダ径を変化させるためには寸法・形状が異なる部品を製作する必要があるのに対し、ストロークを変化させるときには同一形状のシリンダを用いることができる。エンジンの熱的性能の面では両者とも同等であるが、実際の製作を考えた場合、多くの共通部品を利用できるので、ストロークを変

化させるのが得策であると考えられる。すなわち、各ピストンのストロークを容易に変更できる機構を取り入れることで、多段式スターリングエンジンの特徴を活かすことができると考えられる。

また、多段式エンジンでは、熱源に応じて運転するエンジンの組み合わせを変更することで、同一のスターリングエンジンによって、多様な熱源に対応できると考えられる。そのため、組み合わせの変更が容易な構造にすることも考慮する必要がある。

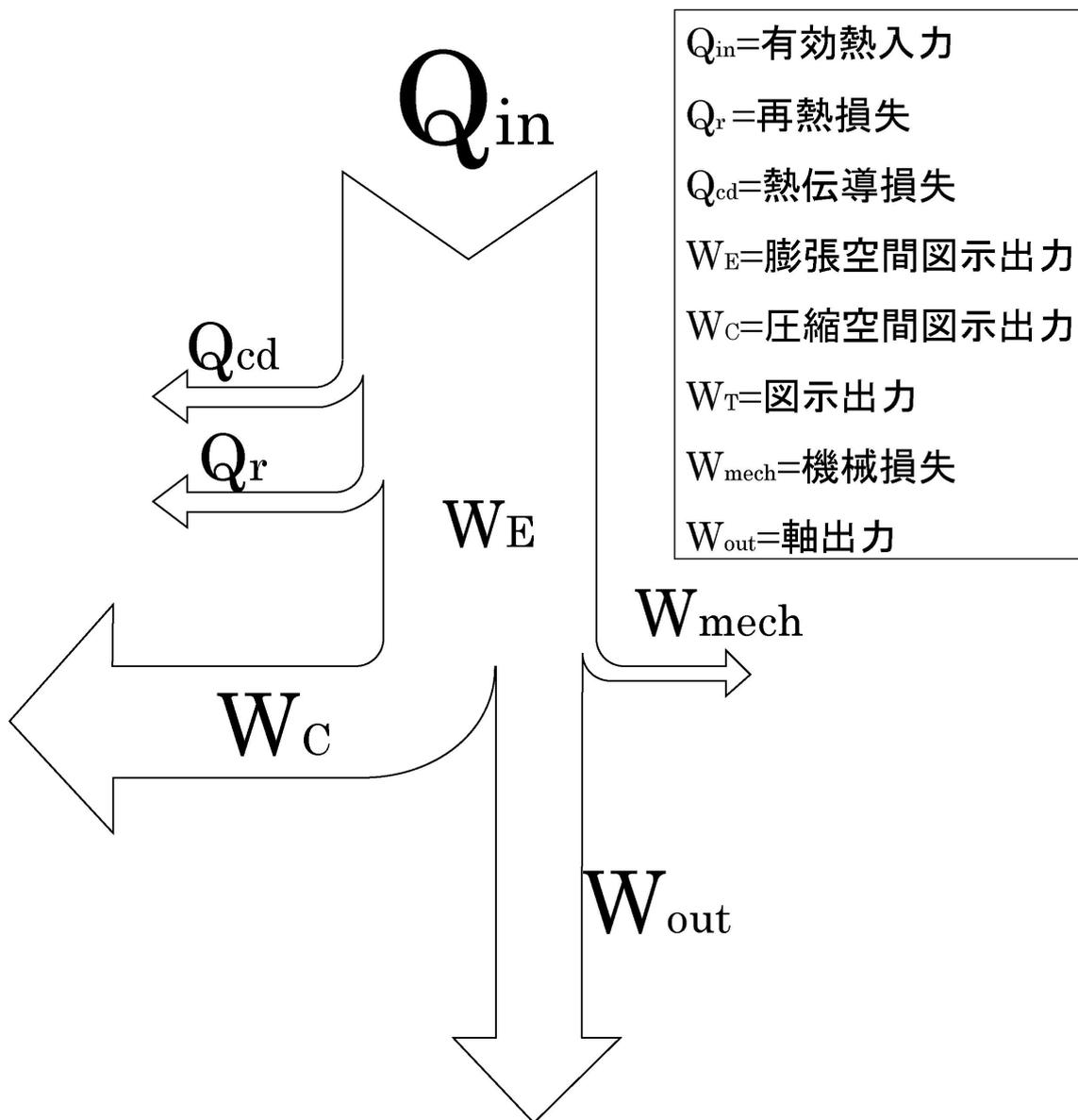


図 3.1 スターリングエンジンのエネルギーフロー

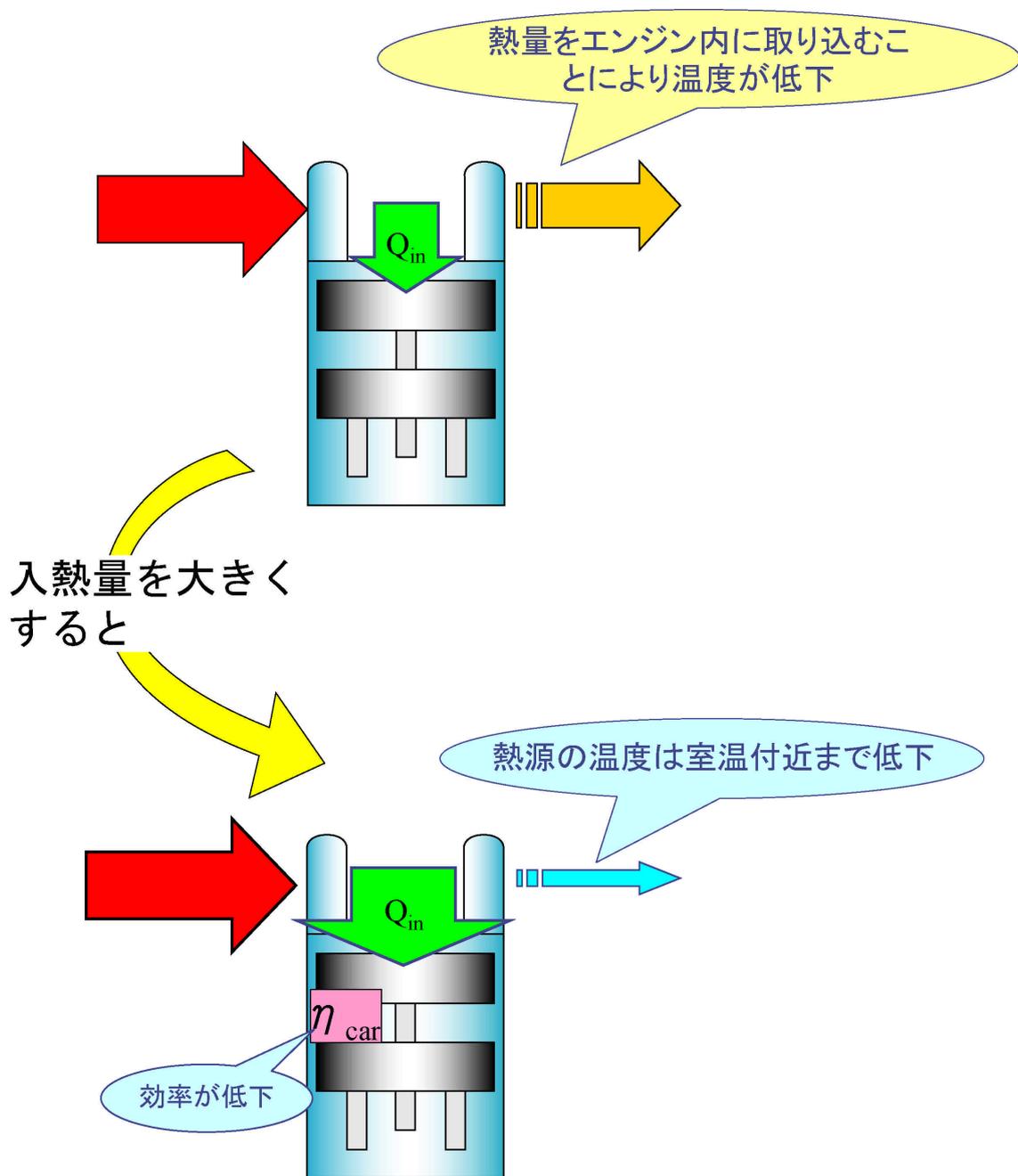


図 3.2 入熱量と出力の関係

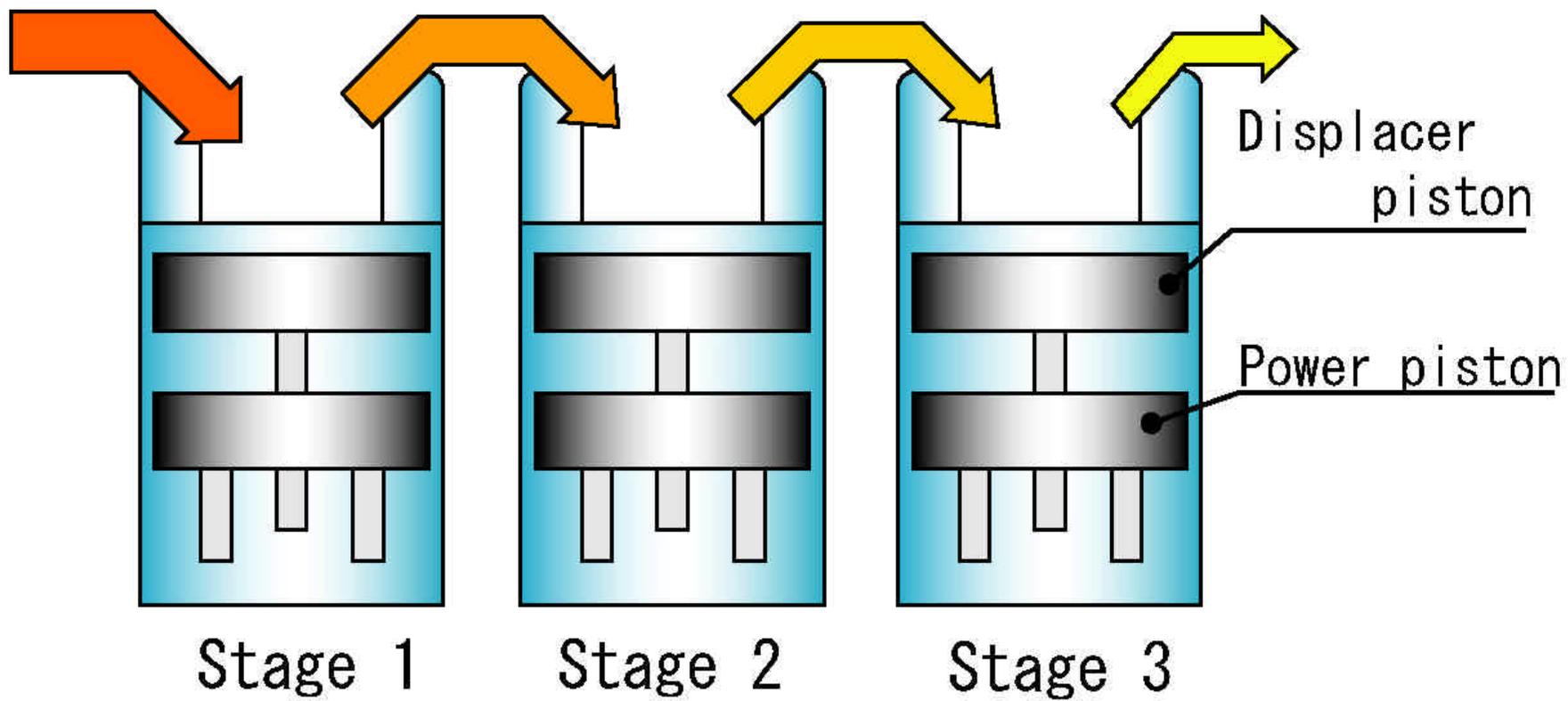


図 3.3 多段式スターリングエンジンのイメージ図

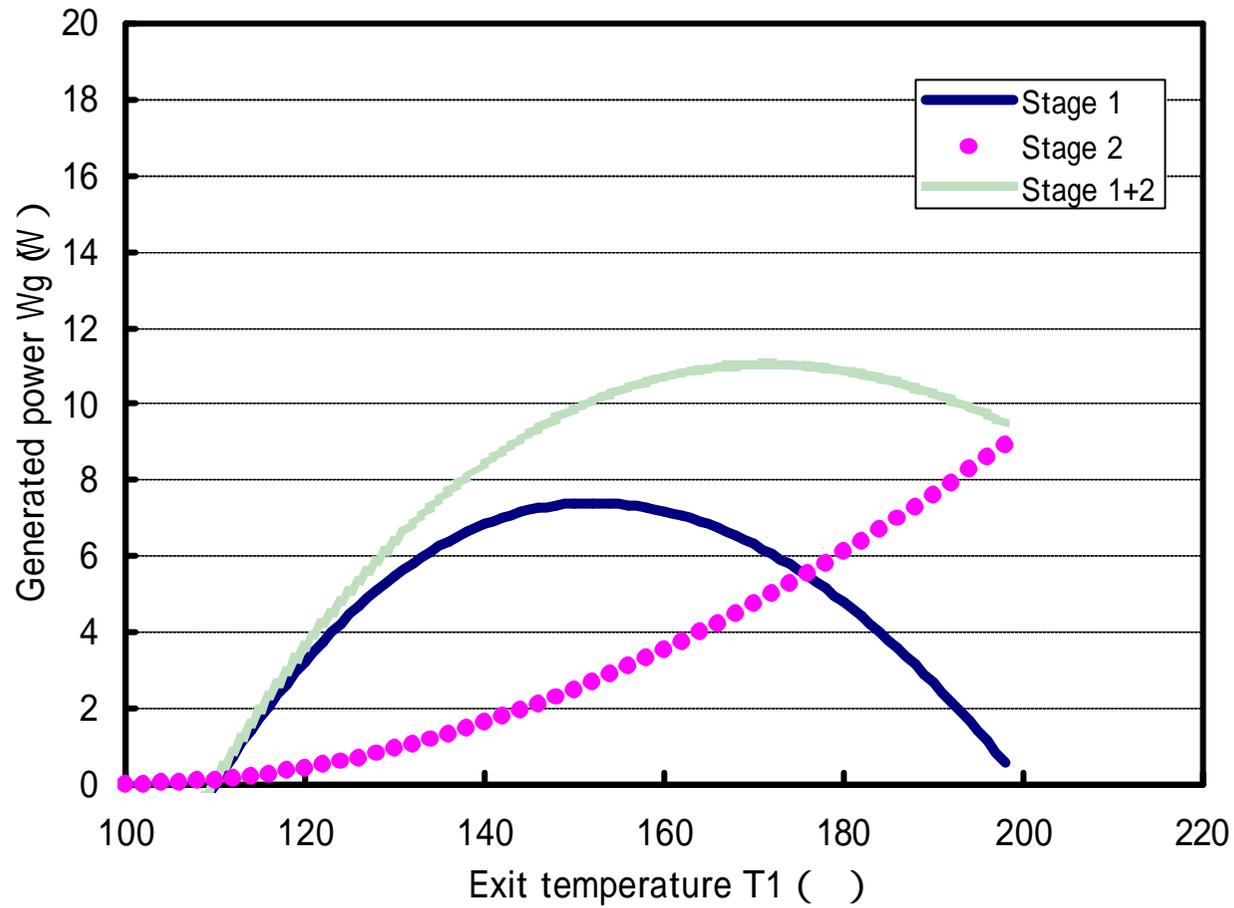


図 3.4(a) 1 段及び 2 段構成エンジンの計算結果 (熱源温度 200)

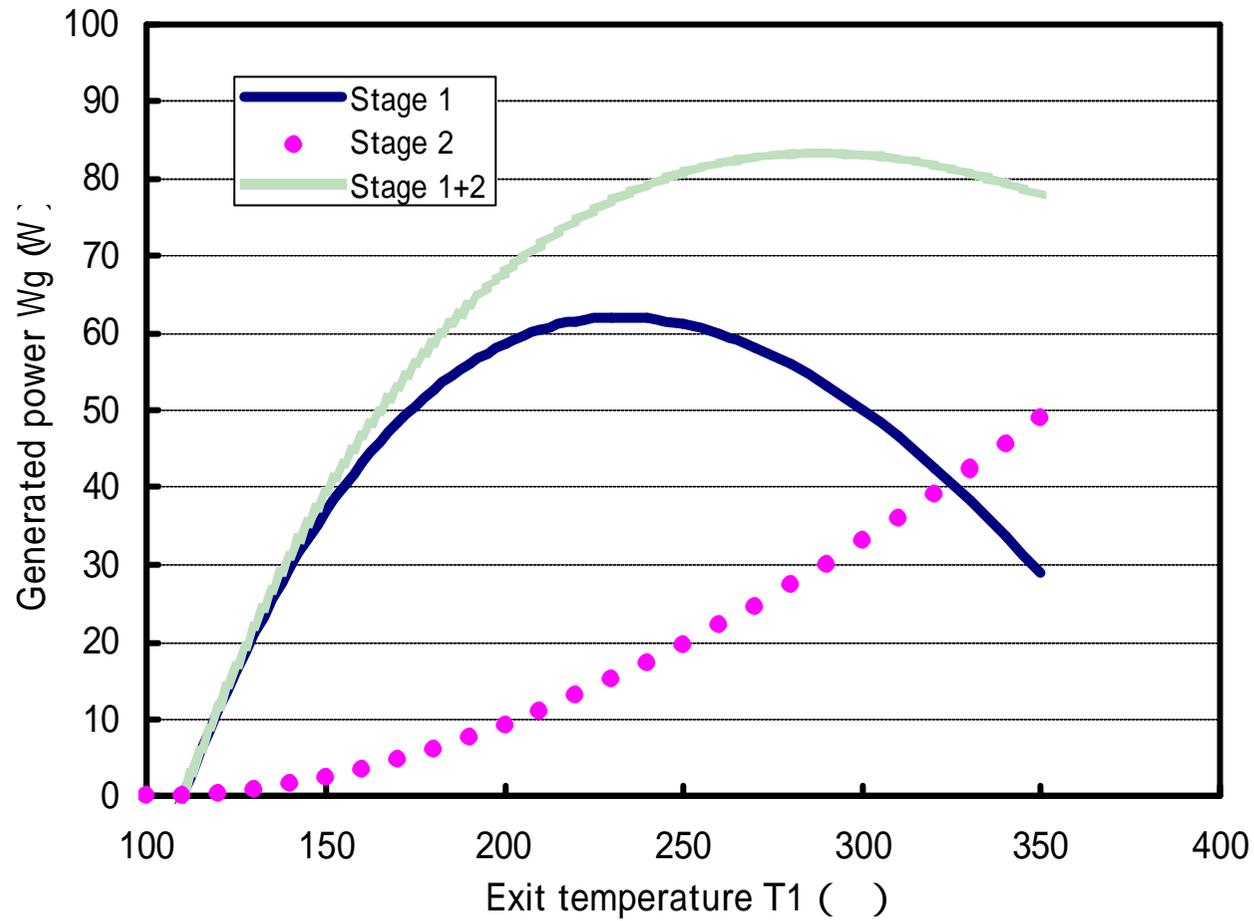


図 3.4(b) 1 段及び 2 段構成エンジンの計算結果 (熱源温度 400 °C)

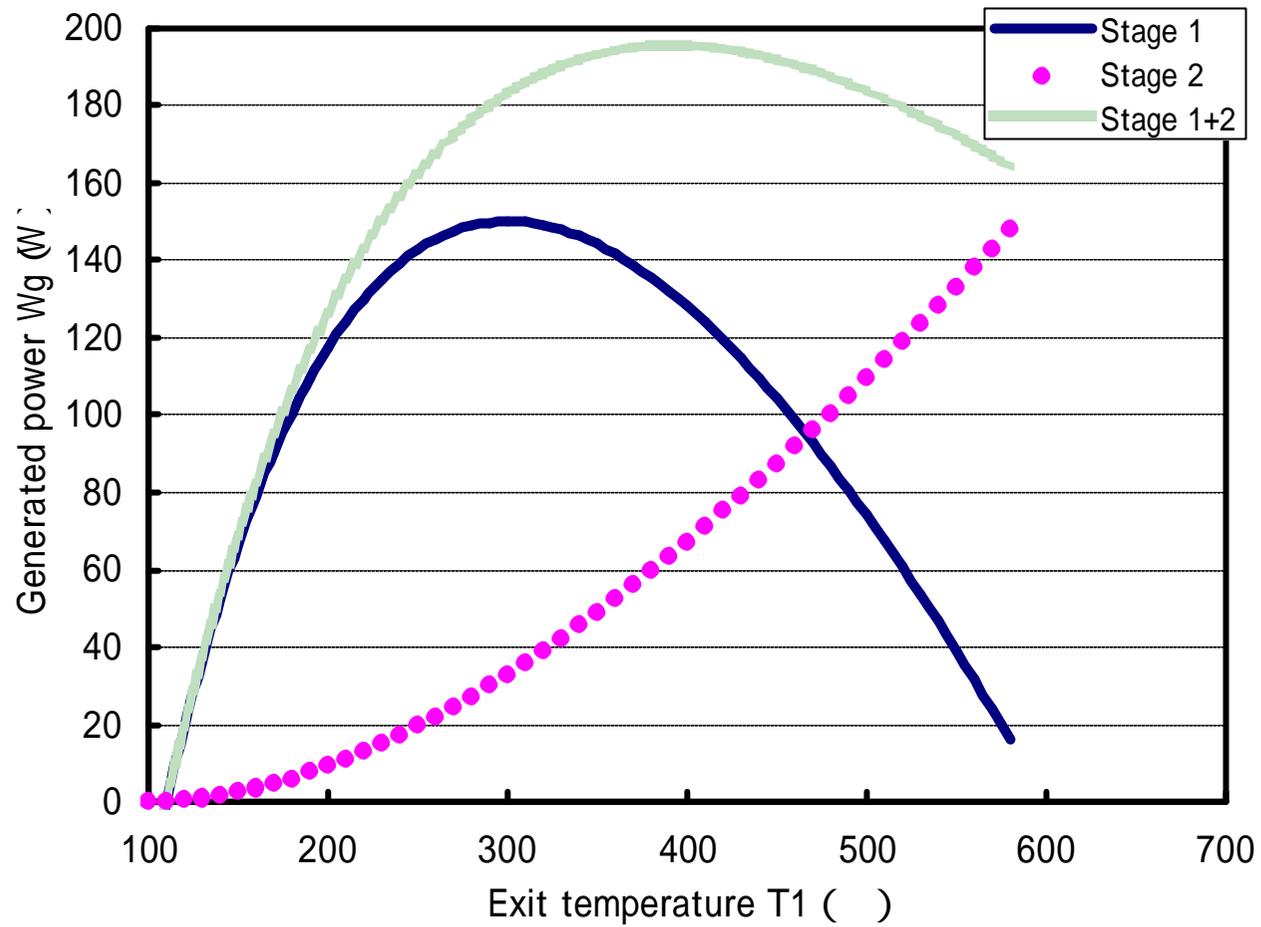


図 3.4(c) 1 段及び 2 段構成エンジンの計算結果 (熱源温度 600 °C)

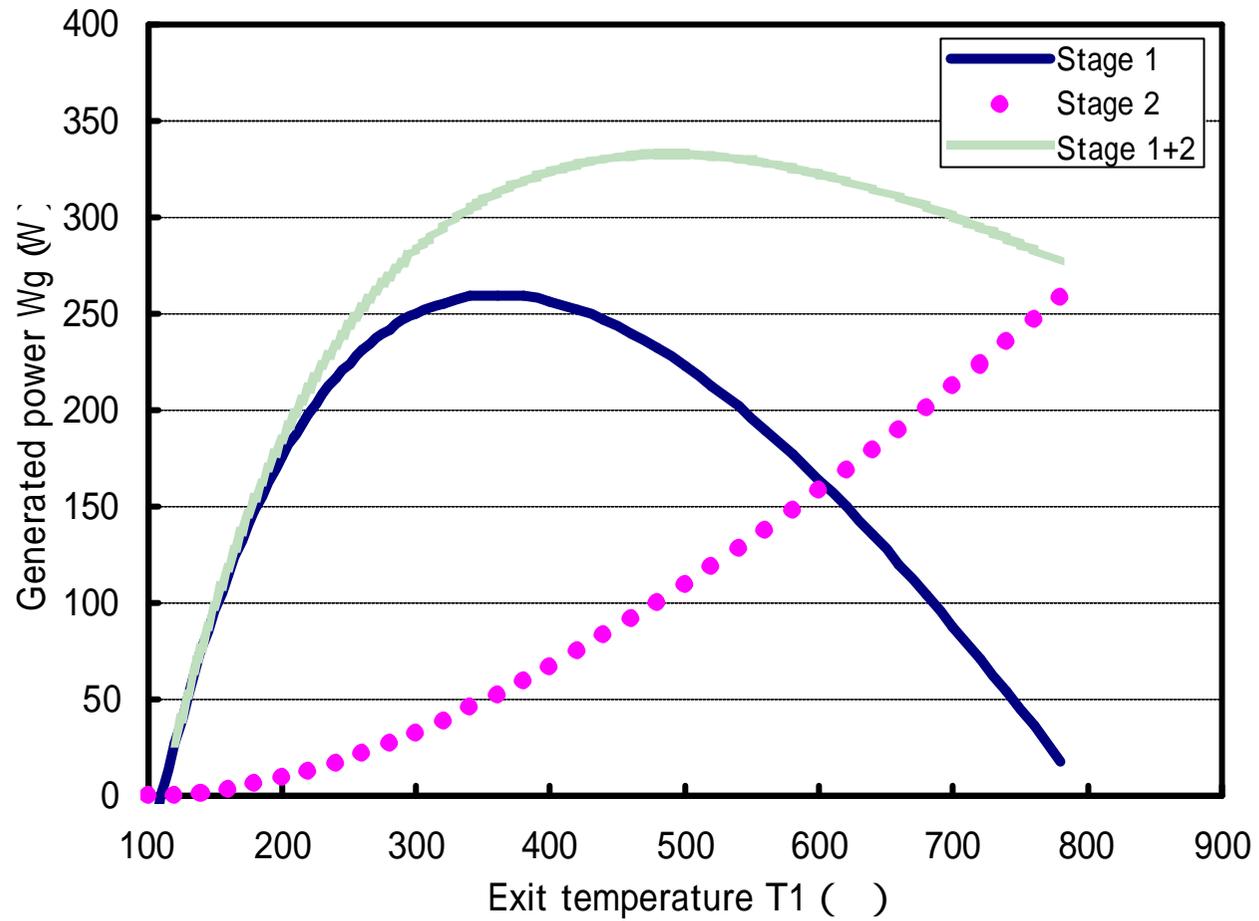


図 3.4(d) 1 段及び 2 段構成エンジンの計算結果 (熱源温度 800 °C)

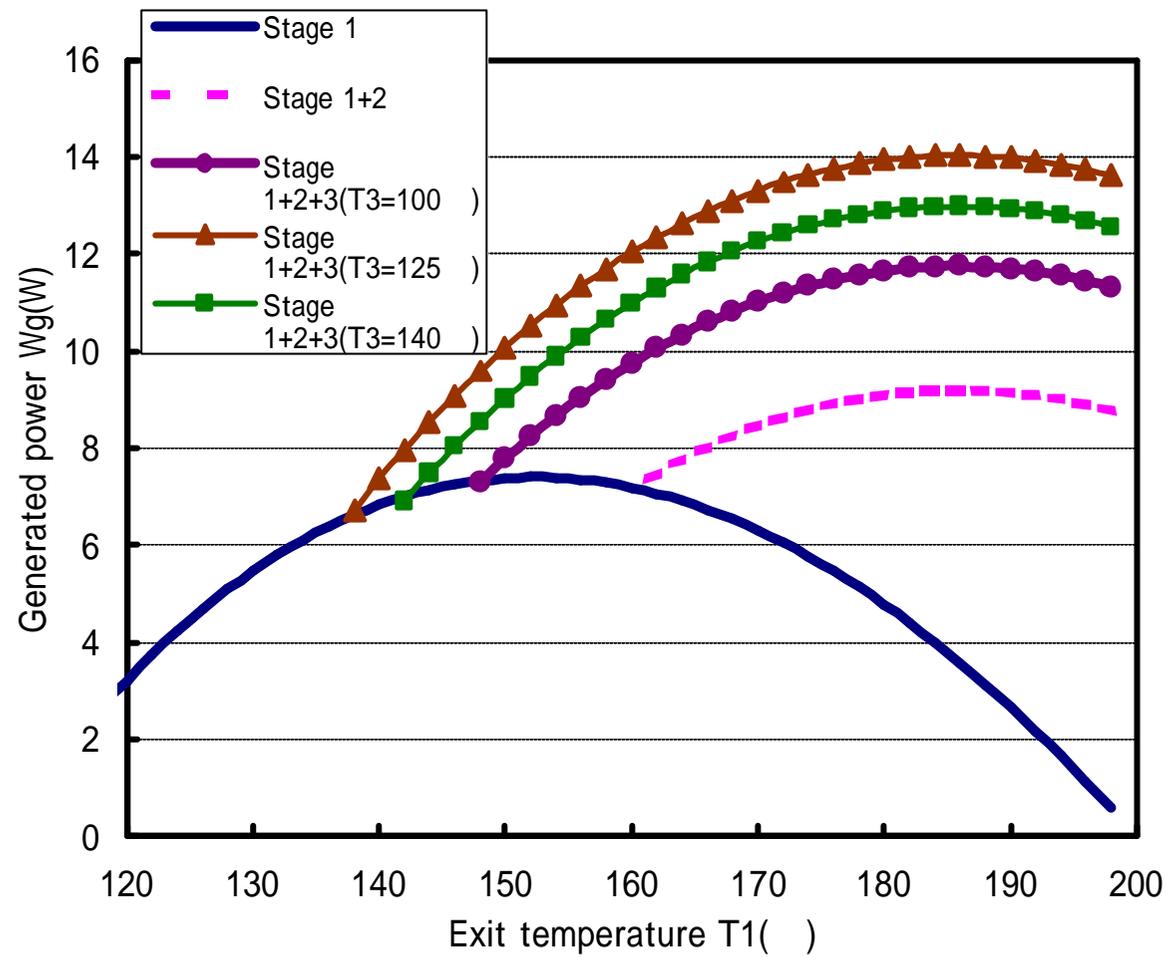


図 3.5(a) 3 段構成エンジンの計算結果 (熱源温度 200 °C、 $T_2=160$ °C)

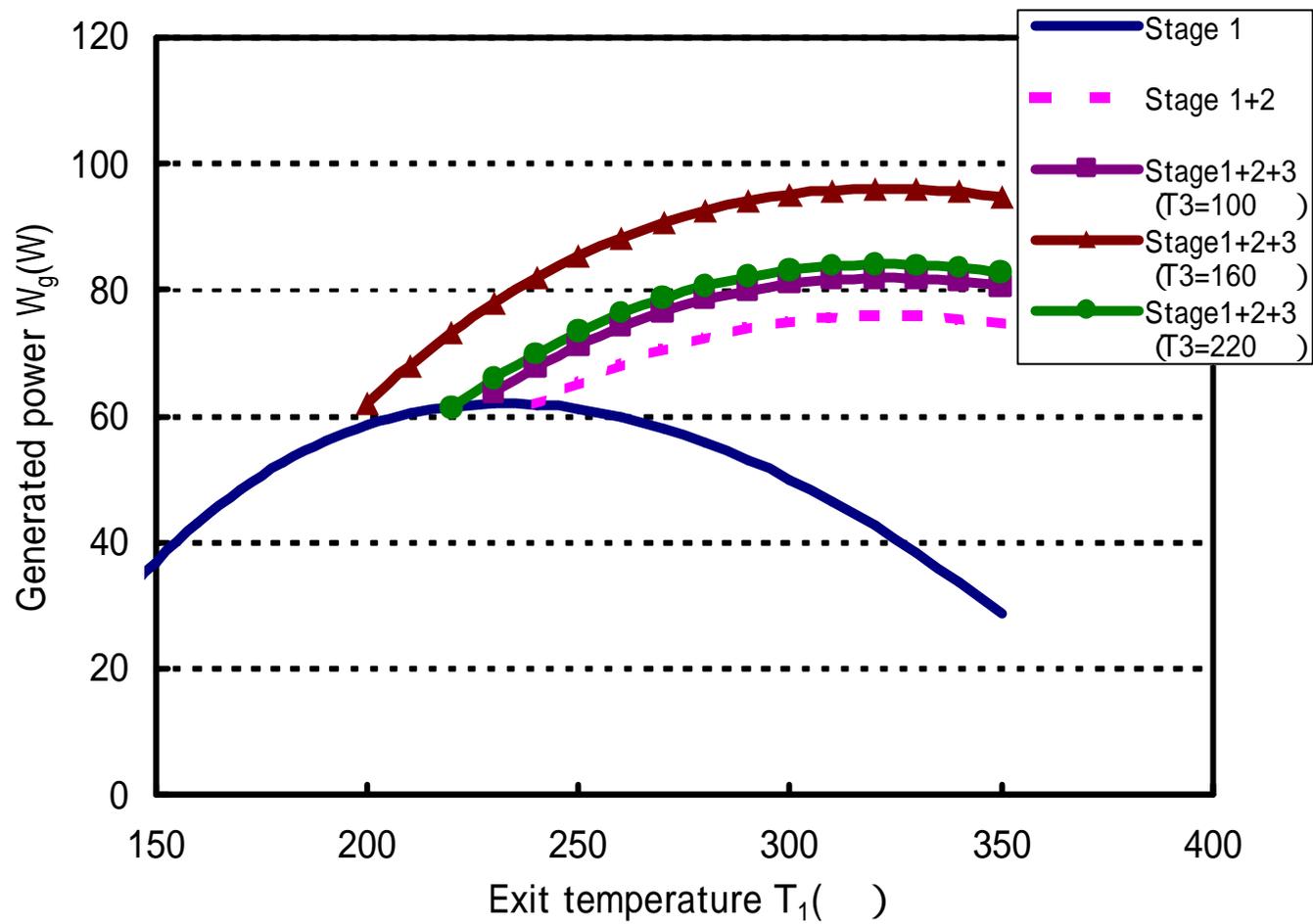


図 3.5(b) 3 段構成エンジンの計算結果 (熱源温度 400 °C、 $T_2=240$ °C)

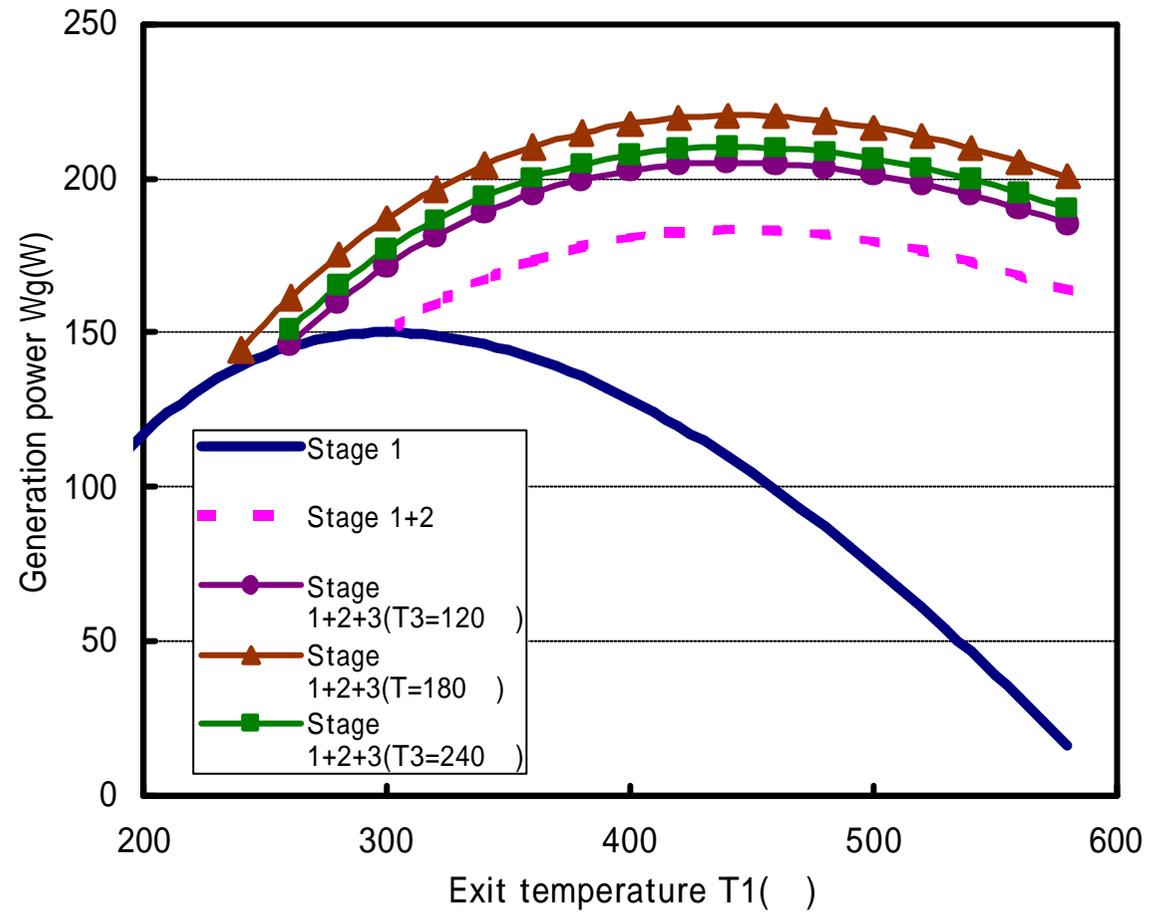


図 3.5(c) 3 段構成エンジンの計算結果 (熱源温度 600 、 $T_2=300$)

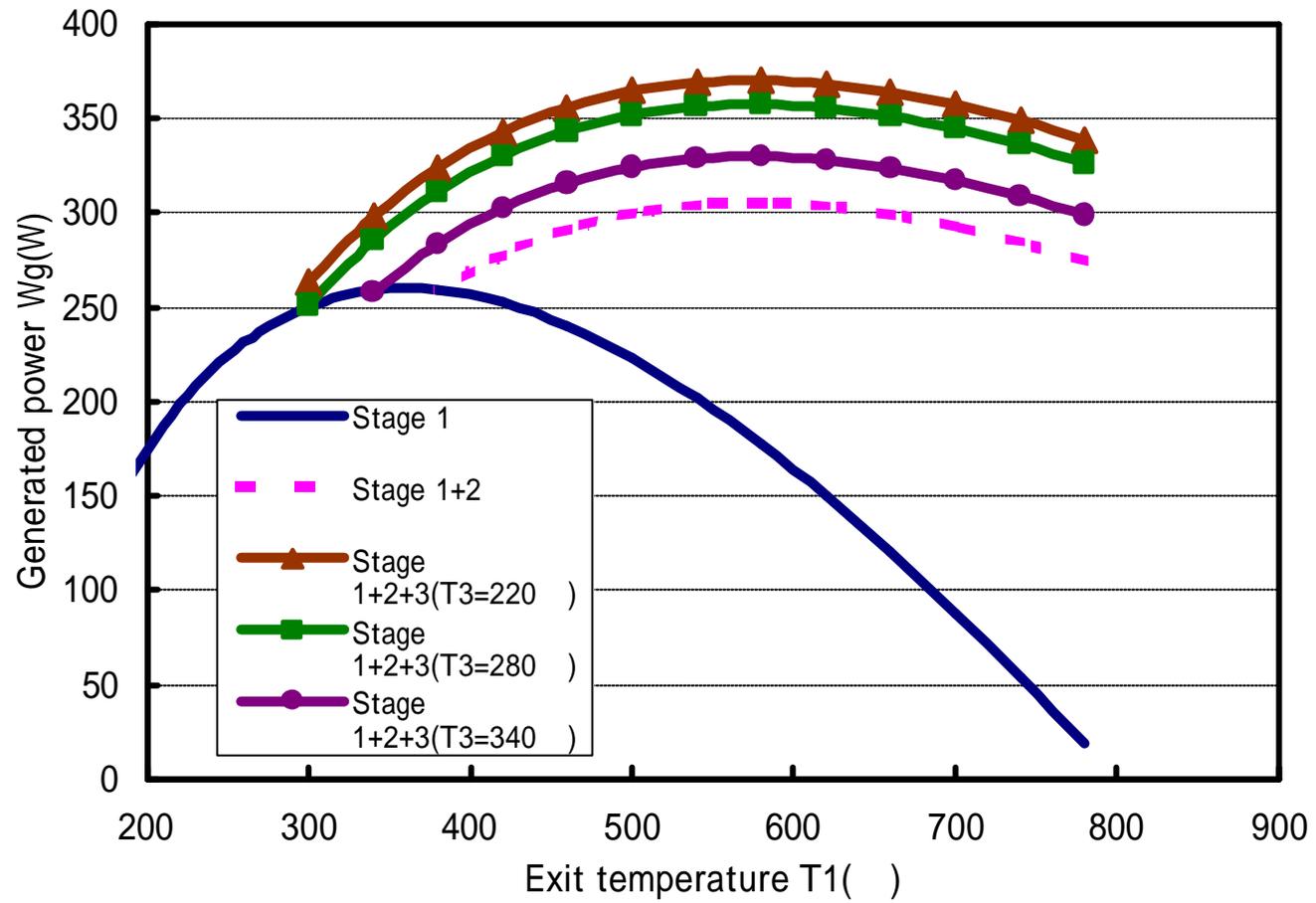


図 3.5(d) 3 段構成エンジンの計算結果 (熱源温度 800 °C、T2=380 °C)

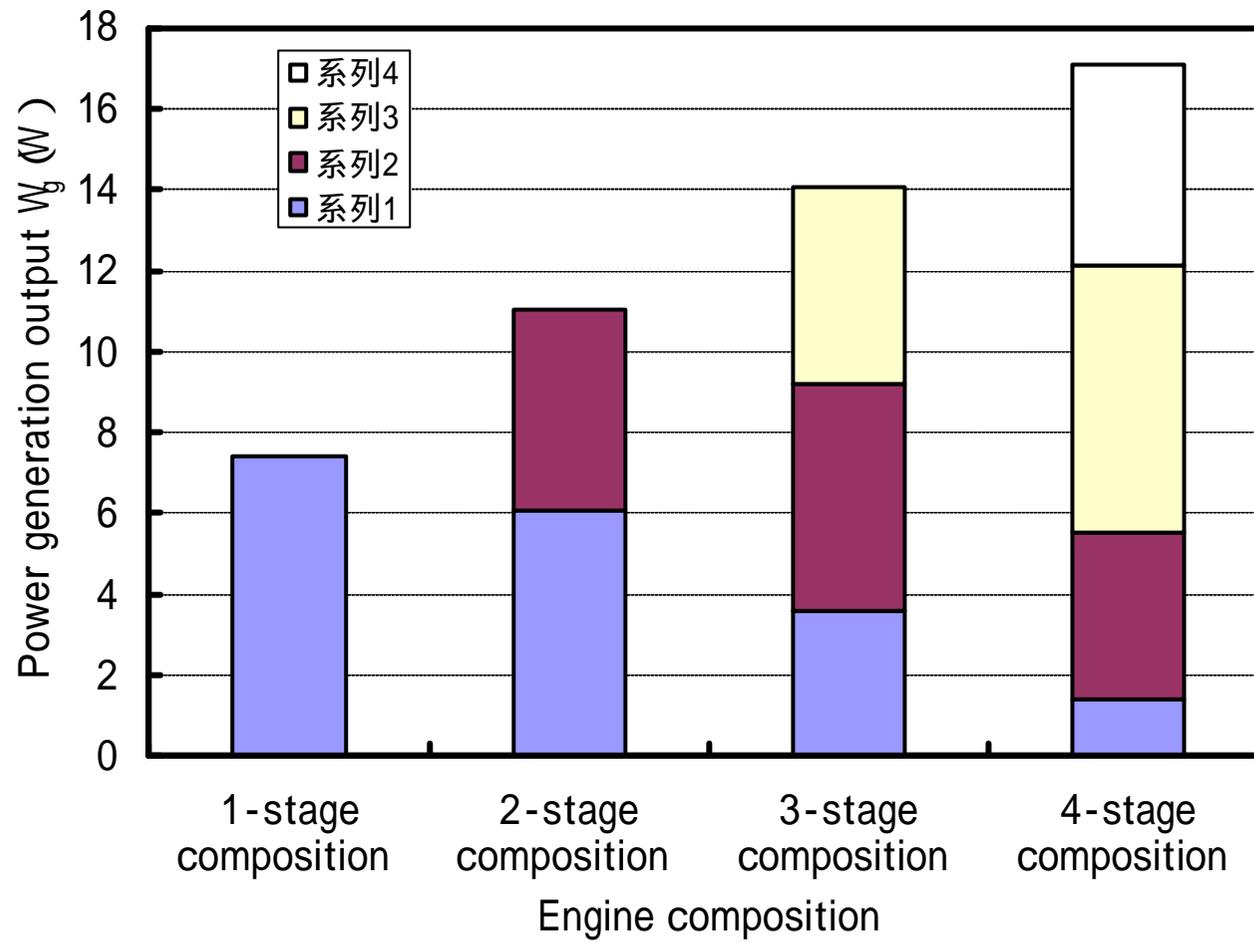


図 3.6(a) エンジン構成と出力の関係 (熱源温度 200)

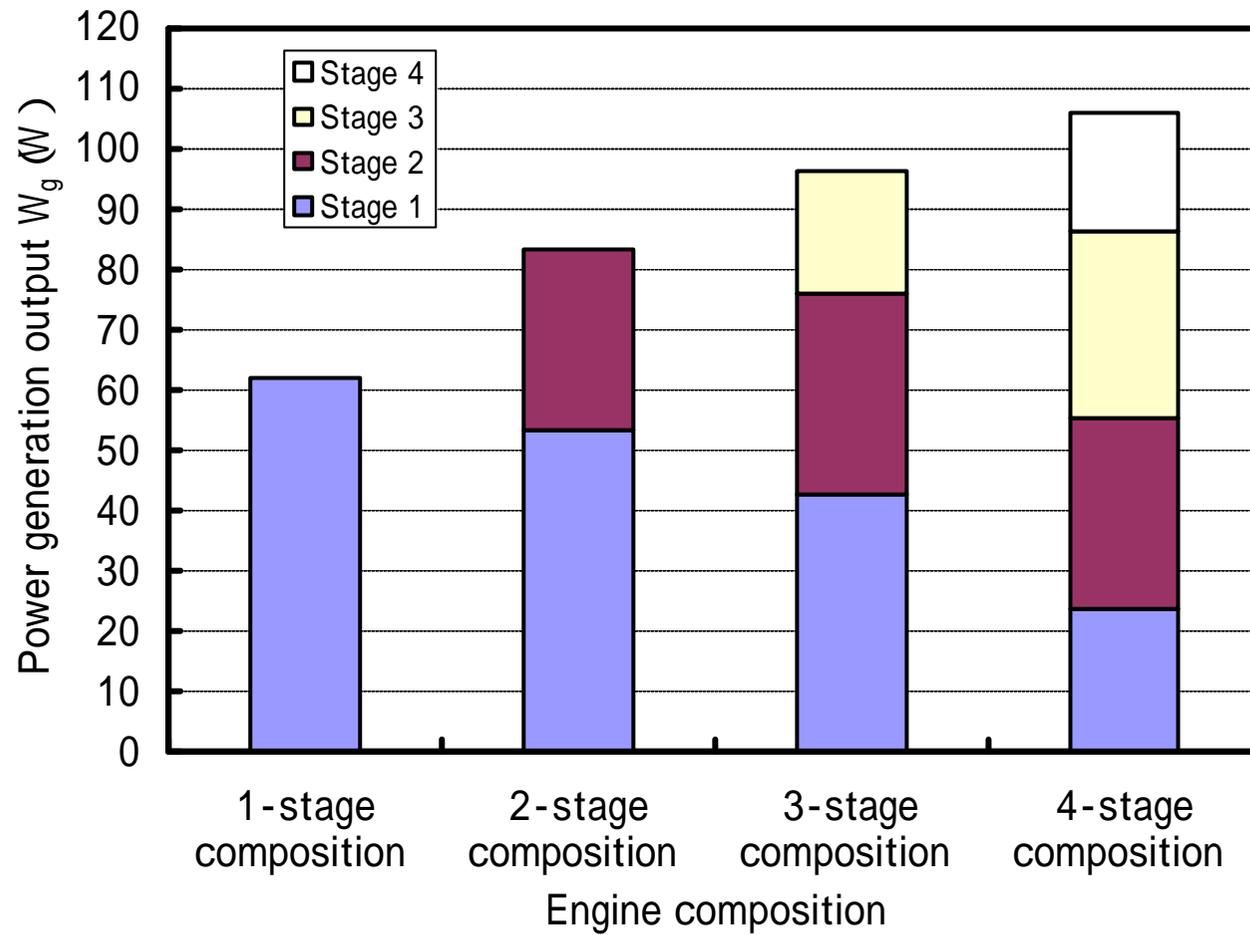


図 3.6(b) エンジン構成と出力の関係 (熱源温度 400)

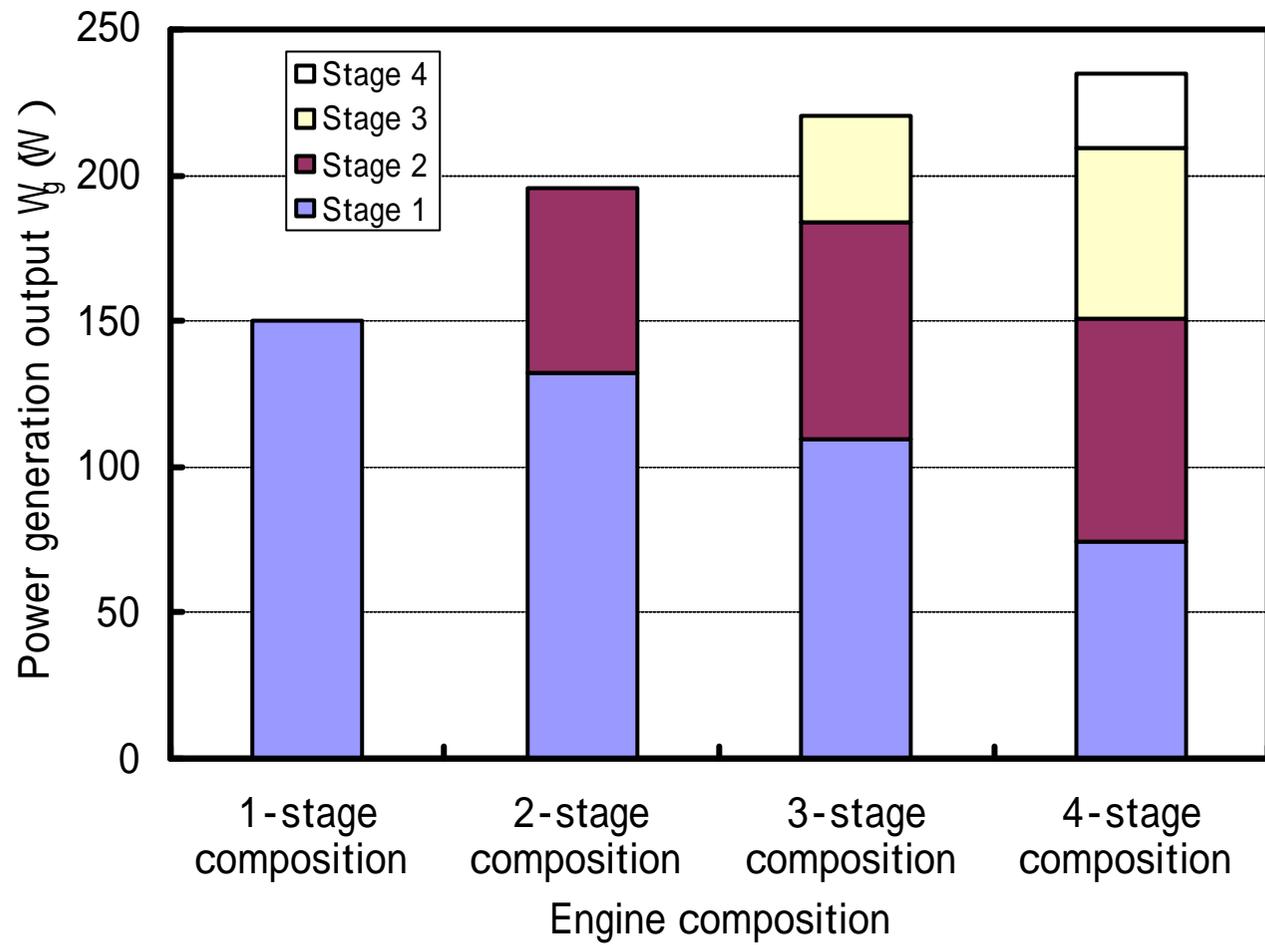


図 3.6(c) エンジン構成と出力の関係 (熱源温度 600)

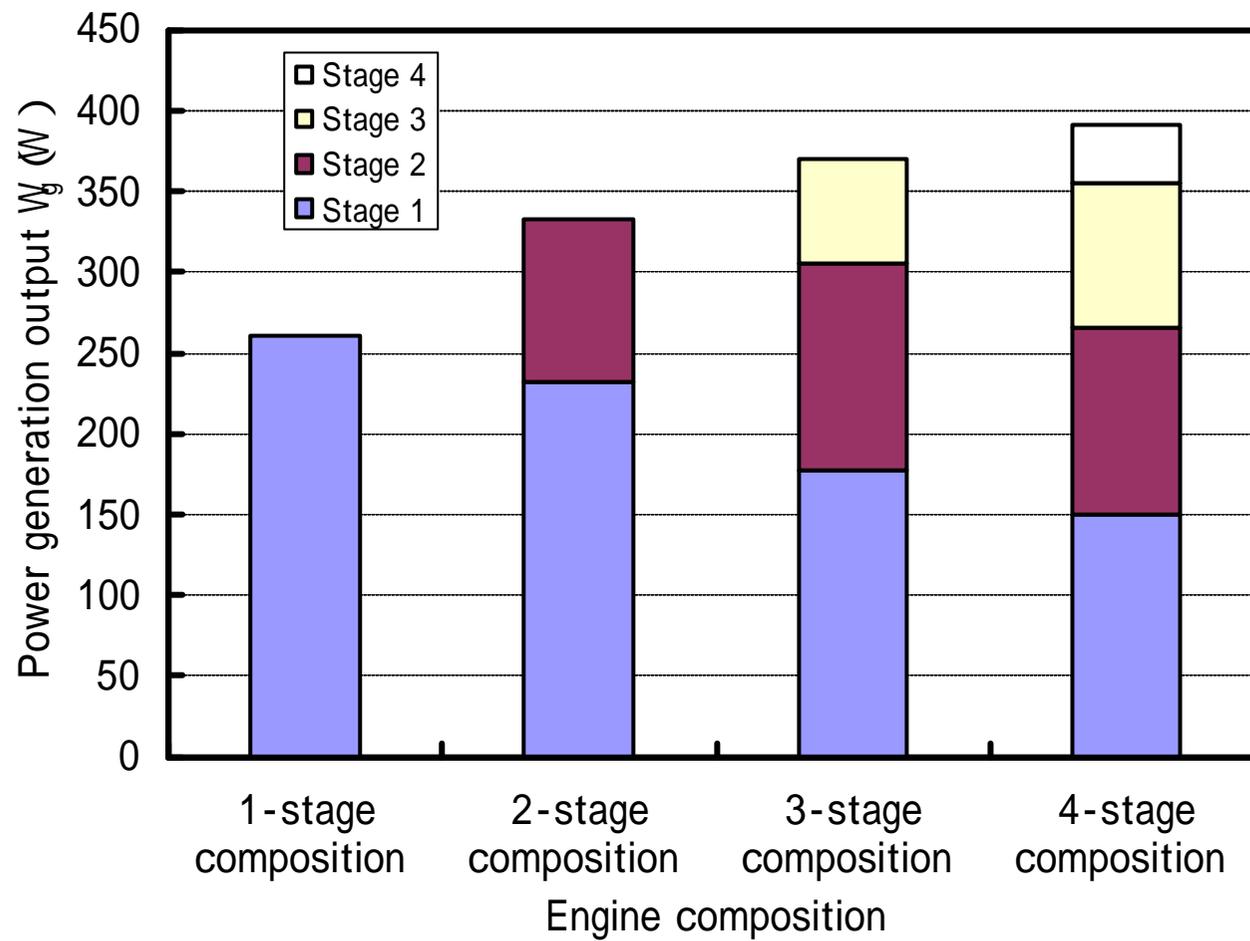


図 3.6(d) エンジン構成と出力の関係 (熱源温度 800)

表 3.1 1 段構成エンジンの計算結果

熱源温度 T0	出口温度 T1	出力 Wg1	正味熱効率
200	172	6.1W	1.2%
400	290	53.2W	4.7%
600	390	132.1W	7.4%
800	480	232.0W	9.5%

表 3.2 2 段構成エンジンの計算結果

熱源温度 T0	1 段目		2 段目		合計出力 Wg	正味熱効率
	出口温度 T1	出力 Wg1	出口温度 T2	出力 Wg2		
200	172	6.1W	134	4.9W	11.0W	1.8%
400	290	53.2W	184	30.1W	83.3W	6.3%
600	390	132.1W	221	63.4W	195.5W	9.7%
800	480	232.0W	254	100.5W	332.5W	12.2%

表 3.3 3 段構成エンジンの計算結果

熱源温度 T0	1 段目		2 段目		3 段目		合計出力 Wg	正味熱効率
	出口温度 T1	出力 Wg1	出口温度 T2	出力 Wg2	出口温度 T3	出力 Wg3		
200	186	3.6W	160	5.6W	125	4.8W	14.0W	2.3%
400	320	42.6W	240	33.3W	160	20.1W	96.0W	7.3%
600	440	109.7W	300	73.7W	180	36.9W	220.3W	10.9%
800	580	177.4W	380	127.9W	220	64.7W	370.0W	13.6%

表 3.4 4 段構成エンジンの計算結果

熱源温度 T0	1 段目		2 段目		3 段目	
	出口温度 T1	出力 Wg1	出口温度 T2	出力 Wg2	出口温度 T3	出力 Wg3
200	195	1.40W	180	4.1W	150	6.65W
400	360	23.62W	300	31.61W	225	31.13W
600	500	74.30W	380	76.76W	260	58.18W
800	620	150.00W	460	116.17W	300	88.50W

4 段目		合計出力 Wg	正味熱効率
出口温度 T4	出力 4		
110	4.96W	17.1W	2.8%
150	19.39W	105.8W	8.0%
160	25.18W	234.4W	11.6%
180	36.92W	391.6W	14.4%

第4章 実験用スターリングエンジンの設計・製作

前章の検討に基づき、多段式スターリングエンジンの廃熱やバイオマスへの適応性を考察するため、実験用多段式スターリングエンジンを設計・製作する。本章では、エンジンの各寸法決定の際に使用した計算方法及び製作したエンジンの構造について述べる。

4.1 実験用エンジンの基本構造

製作する実験用スターリングエンジンは、目標出力を 100 W 程度として、400 の廃熱利用を想定したものとする。エンジン構成は 3 段とし、エンジン形式は無効容積を削減でき、エンジンの小型化が可能な形を採用する。また、実験及び製作を容易に行なえるように、作動ガスを空気、作動ガス圧力を大気圧とする。

(1) ヒータ形式の検討

図 4.1(a) ~ (c) にヒータの構造案を示す。(a) は単純にシリンダ壁面から熱交換を行なうキャップ式ヒータである。(b) は多数の円管を配置した多管式ヒータである。(c) は円管を 2 重に配置したバヨネット式ヒータである。この 3 つの構造のヒータ形式について比較・検討を行い、ヒータの基本構造を決定する。

図 4.1(a) に示すキャップ式ヒータは、シリンダ壁面から熱交換を行なう最も単純な形のヒータである。この構造は単純で作りやすく、部品点数も少ないので模型スターリングエンジンでよく利用される形式である。しかし、伝熱面積を増やすためにヒータを長くすることが必要で、その分、ピストンやエンジン全体が大型化してしまう。

図 4.1(b) に示す多管式ヒータは、単純な円管を複数配置したヒータである。管本数を増やすことで伝熱面積を増加させることができる。高出力スターリングエンジンで頻繁に使用される形式である。この形式は、溶接加工を多く使用するため、製作が困難になる。

図 4.1(c)に示すバヨネット式ヒータは、外管と内管で構成される 2 重のヒータ管構造である。バヨネット管は、単管よりも熱伝達率の向上、死容積の低減、軽量化、製造コストの低減を図る上で有利とされている。しかし、膨張シリンダと再生器への接続を考慮するとエンジン形式が限定される。

これらの特徴を踏まえて、本研究で設計・製作する実験用スターリングエンジンでは、製作が容易でかつエンジンを小型化することができると考えられるバヨネット式ヒータを採用する。

(2) 再生器形状の検討

再生器は図 4.2(a)に示す単筒及び並列のキャニスタ形、図 4.2(b)に示すアニュラ形、図 4.2(c)に示すディスプレイサ内蔵形の 3 つの形状より選定する。ヒータ形式をバヨネット式ヒータとするので、キャニスタ形を採用する際は、形状的に並列形が適している。しかし、並列のキャニスタ形はエンジンの寸法上十分な蓄熱を行なうだけの容積を確保するのが難しい。ディスプレイサ内蔵形では、ディスプレイサピストンの往復部質量が増加してしまい、機械損失が増大する。そこで、形状的にも製作が容易なアニュラ形を採用する。

(3) クーラ形式の検討

クーラは、ヒータ及び再生器の構造とエンジン形式を考慮し、かつ溶接などの困難な加工をなくした形状として、シリンダの外周に円筒を配置する特殊な形式とする。具体的な構造については 4.4 節で述べる

(4) 出力取り出し機構の検討

図 4.3(a) ~ (c)に出力取り出し機構の代表的な構造を示す。

スターリングエンジンでは、小型のガソリンエンジン等に採用されるような、ピストンのスカート部がシリンダと油膜を介して接する機構が採用されることはない。このような機構を無潤滑で作動するピストンリングに適用すると、摩擦熱による温度上昇により、焼き付きが生じるからである。そのため、ピスト

ン下方にクロスヘッド機構と呼ばれるもう一つのピストン・シリンダを設けて、そこを潤滑することによりピストンリングに作用するサイドスラストを低減するのが一般的である。図 4.3(a)に示すクロスヘッド機構は、大型の船舶ディーゼルエンジン等で実績があり信頼性の高い機構であるが、クロスヘッド部での摩擦損失が大きいこと、エンジンが大型化しがちであること等の問題点がある。

図 4.3(b)に示すロンビック機構は、Philips 社の 形エンジンに採用された機構である。同図のように歯車で連結された 2 本のクランク軸が左右対称に配置されている。パワーピストンはヨーク A を介して 2 本の接続棒 A に接続され、接続棒 A の他端は左右のクランクに連結されている。一方、ディスプレイサピストンは歯車を挟んでヨーク A の反対側に配置されたヨーク B を介して、もう一对の接続棒 B に接続され、接続棒 B はそれぞれ左右のクランクに連結されている。2 つの歯車がそれぞれ内側に回転するため、それぞれの接続棒は左右対称に運動し、パワーピストンとディスプレイサピストンは厳正直線往復運動を行なう。クランクアーム長さ、接続棒の長さおよびヨークの寸法を適切に設定すれば、パワーピストンに対しディスプレイサピストンが 90° 進んだ位相で往復運動を行なうようにすることができる。

ロンビック機構は振動防止の面から見てきわめて優れた機構である。すなわち、ロンビック機構は左右対称であるため、水平方向の慣性力は常に釣り合っている。また、4 本の接続棒及び 2 本のヨークで構成される六角形は垂直方向にも対称に変形するため、複雑な運動をする接続棒における高次の慣性力が釣り合う。したがって、垂直方向の慣性力は、クランクに適当なカウンタウェイトを取り付けることにより完全に釣り合わせることができる。

以上のように、ロンビック機構は動的バランスに優れた機構であるが、2 個の歯車と 2 組のクランク部が必要とされるため、エンジン重量の増大と機構部の大型化が問題になる。

図 4.3(c)に示すスコッチ・ヨーク機構は、出力軸に偏心して取り付けられたクランクピン軸受が長円形の溝の中を転がることによりヨークを往復させる機構である。ピストン及び出力軸に垂直な方向に直動軸受け等のガイドを設けるこ

とによって、ピストンに作用するサイドスラストを打ち消すことができる。

スコッチ・ヨーク機構は、クロスヘッド機構に比べて高さを短縮でき、また、各部にグリース封入式の軸受を用いることによって潤滑装置を簡単化できるため、比較的出力の小型エンジンに適している。しかし、ヨークの往復部質量の増大による機械損失の増加、クランクピンとヨーク部の接点の強度や耐磨耗性に問題がある。

以上の検討を踏まえて、本研究で設計・製作する実験用スターリングエンジンでは、エンジンの小型化が可能なスコッチ・ヨーク機構を採用する。さらに、本気工のがたかと簡略化のため、クランクピンの小型化や部品点数の削減を図っている。詳細については 4.4 節に記す。

4.2 エンジン諸寸法の決定

エンジンを製作するにあたり、シリンダ径やストローク及びその他の寸法の決定を行なう。エンジン諸寸法は、前章の多段式スターリングエンジンの性能試算方法により求められた適切な運転温度レベルを計算条件にし、ヒータ管の伝熱計算とシュミット理論をリンクさせた計算を行い決定した。以下に計算過程を示す。

(1) 設計計算の概略

本研究で試作する実験用スターリングエンジンは、図 4.4 に示すバヨネット式ヒータを用いる。図 4.5 にバヨネット管の計算モデルを示す。同図に示すように、バヨネット管内のガス温度を一様と仮定し、外管と内管の隙間の流路を単管に置き換えて伝熱計算を行う。

管内作動流体の熱の伝わり易さを意味する管内熱伝達率 a_i (W/m²K) を求める。その管内熱伝達率を算出するために必要な管内レイノルズ数 Re_i 、プラントル数 Pr_i 及びヌセルト数 Nu_i を求める。

管内レイノルズ数 Re_i は以下の式により求める。

$$Re_i = \frac{D_i \times V_i}{\nu_i} \quad (Re_i > 2300) \quad (4.1)$$

このとき、 D_i は代表寸法、 V_i は管内流速、 ν_i は作動ガスの動粘性係数を表している。代表寸法 D_i は、バヨネット管の外管と内管の隙間の流路の水力直径とする。水力直径 D_{hi} は管内流路断面積 A_{fi} 及び濡れぶち長さ D_{ri} を用い、以下の式により求められる。

$$D_{hi} = 4 \times \frac{A_{fi}}{D_{ri}} \quad (4.2)$$

ヒータ管内の流速 V_i は平均ピストン速度に基づく次式により求める。

$$V_i = \frac{\left(\frac{D_p}{D_h}\right)^2}{N} \cdot \frac{2Sn}{60} \quad (4.3)$$

ここで D_p はピストン径、 N は管本数、 S はストローク、 n はエンジン回転数 (rpm) である。

作動ガスの動粘性係数 ν_i は膨張空間ガス温度 T_e 、気体定数 R 、及び平均圧力 P_m を用い以下の近似式により求める⁽⁷⁾。

$$\nu_i = \frac{3.065 \times 10^{-7} T_e^{0.7214} R T_e}{P_m} \quad (4.4)$$

管内プラントル数 Pr_i は動粘性係数 ν_i 、熱伝達率 h_i 、作動ガスの密度 ρ_i 、及び作動ガスの定圧比熱 C_p を用いて以下の式により求める。

$$Pr_i = \frac{\rho_i}{\nu_i} \frac{h_i}{(r_i \times C_{p_i})} \quad (4.5)$$

管内ヌセルト数 Nu_i は以下の式により求める。

$$Nu_i = 0.023 \times Re_i^{0.8} \times Pr_i^{0.4} \quad (4.6)$$

求められた管内ヌセルト数 Nu_i 、作動ガスの熱伝導率 k_i 、及び代表寸法 D_i を用い、管内熱伝達率 h_i を求める。

$$h_i = Nu_i \times \frac{k_i}{D_i} \quad (4.7)$$

同様に管外平均熱伝達率 h_o を求める。管外は加熱チャンバを用い、加熱ヘッドを加熱することになる。高温ガスの流れはとても複雑になるので、図 4.6 に示すようにヒータ加熱ヘッドと加熱チャンバの隙間の流路から水力直径を求め、単管と置き換えて計算を進める。

管外レイノルズ数 Re_o は以下の式により求める。

$$Re_o = \frac{D_o \times V_o}{\nu_o} \quad (Re_i > 2300) \quad (4.8)$$

このとき、 D_o は代表寸法、 V_o は管外流速、 ν_o は高温熱源（高温ガス）の動粘性係数を表している。代表寸法 D_o は、加熱チャンバと加熱ヘッドの隙間の流路の水力直径とする。水力直径 D_{ho} は管外流路断面積 A_{fo} 及び濡れぶち長さ D_{ro} を用い、以下の式により求められる。

$$D_{ho} = 4 \times \frac{A_{fo}}{D_{ro}} \quad (4.9)$$

管外流速 V_o は高温ガスの質量流量 m_o 、密度 ρ_o 、及び管外流路の代表寸法 D_o より以下の式により求めた。

$$V_o = \frac{m_o}{\rho_o \frac{\pi D_o^2}{4}} \quad (4.10)$$

高温ガスの動粘性係数 ν_o は高温ガスの粘度 μ_o 及び密度 ρ_o より次式により求めた。

$$\nu_o = \frac{\mu_o}{\rho_o} \quad (4.11)$$

管外プラントル数 Pr_o は動粘性係数 ν_o 、熱伝達率 h_o 、高温ガスの密度 ρ_o 、及び高温ガスの定圧比熱 C_{p_o} を用いて以下の式により求める。

$$Pr_o = \frac{h_o}{\rho_o \times C_{p_o}} \quad (4.12)$$

管外ヌセルト数 Nu_o は以下の式により求める。

$$Nu_o = 0.33 \times Re_o^{0.6} \times Pr_o^{0.3} \quad (4.13)$$

求められた管外ヌセルト数 Nu_o 、高温ガスの熱伝導率 λ_o 、及び代表寸法 D_o を用い、管外熱伝達率 a_o を求める。

$$a_o = Nu_o \times \frac{\lambda_o}{D_o} \quad (4.14)$$

管外及び管内熱伝達率より管内基準の熱通過率 K を次式により求める。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_i} + \frac{d_i \times \ln(d_o/d_i)}{2 \times l_w} + \frac{d_i}{d_o \times a_o}} \quad (4.15)$$

このとき、 d_i は管内径、 d_o は管外径である。求められた熱通過率と管内伝熱面積 A_{si} 、熱源出口温度 T_g 及びヒータ管内ガス温度 T_h より伝熱量 Q_{in} を算出する。

$$Q_{in} = A_{si} \times K \times (T_g - T_h) \quad (4.16)$$

ここで、第3章で述べた多段式エンジンの簡易性能予測法により求められた適切な熱量レベルを計算条件にして、ヒータ管内ガス温度を算出する。

$$T_h = T_g - \frac{A_{si} \times K}{Q_{in}} \quad (4.17)$$

ヒータ管内ガス温度が膨張空間ガス温度と等しいと仮定し、求められたヒータ管内温度を第2章のシュミット理論に代入して計算を行なった。

(2) 計算結果及び考察

以下に計算結果の一例を示す。図 4.7 は、長さ 100 mm のヒータ管の本数を変化させた際にヒータ管内温度及び出力がどのように変化するかを示したものである。同図において、温度はヒータ管本数が 7 本付近まで急激に上昇し、その後はなだらかに上昇している。また、出力はヒータ管本数が 13 本付近において最高となり、その後は徐々に減少している。また、管本数が 7 本以下では急激に出力が低下していることがわかる。これは、管本数の不足により伝熱面積が不足し、熱源からの熱量がエンジン内へ取り込まれず、エンジン内の作動ガス温度が低下することが原因であると考えられる。13 本以上にした際に徐々に減少しているのは、ヒータ管本数を増やすことによる無効容積の増大や作動ガス

速度の減少などが原因であると考えられる。この結果は、伝熱面積の不足は無効容積の増大に比べ、より大きな出力の低下を招くことを示している。したがって、製作するエンジンのヒータ管本数は伝熱面積を多く確保できるようにすることが望ましい。

図 4.8 はエンジン回転数と発電出力の関係を表したグラフである。実際のエンジンでは、エンジン回転数の変化に伴い、機械効率や発電機効率などが変動する。しかし、本計算では、それらの効率を一定として行なっている。そのため、出力はエンジン回転数の上昇に伴い、ほぼ一直線上に増加している。図 4.9 に各損失の影響を考慮した場合に予測されるエンジン回転数と出力の関係を示す。一定と仮定した各効率などの影響を考慮すると、低回転域では損失は小さくなるため計算結果よりもやや高い出力が得られると考えられる。また、最高出力を得られる回転数を越えると増大した損失の影響を受け出力は減少していくと考えられる。この計算結果より、エンジン回転数が 1100 rpm の時に目標出力 100 W が達成できる。

4.3 クランク設置角度とフライホイルの検討

多段式スターリングエンジンのクランク軸にかかるトルクは、各エンジンのガス圧力変化とピストン慣性力に影響を受けるため、各エンジンのクランク軸を設置する位相角（以下、クランク設置角度と称す）により大きく変動する。以下、各エンジン間のクランク設置角度とそれに応じたフライホイル形状について検討する。

(1) トルクの算出

クランク軸にかかるトルクを算出する。図 4.10 にクランク機構に作用する力を示す。スコッチ・ヨーク機構のクランクピンは常にヨーク板から垂直方向の力を受けていると仮定した。クランクピンの中心に作用する力 F_{pin} はヨーク板を垂直に押す力であり、ピストンに作用する力 F_{pis} と等しい。

ピストンに作用する荷重には、作動ガスに圧力による力と往復部質量による慣

性力がある。その他に重力の影響もあるが一般に無視できる程度に小さいので、ここでは省略する。

作動ガス圧力によってピストンに作用する力 F_p は、ピストン断面積 A_p 及びピストン上下空間の圧力差 P_{pis} を用いて字式で表される。

$$F_p = A_p \Delta P_{pis} \quad (4.10)$$

また、往復部質量による慣性力 F_i は、ピストン往復部質量 M_p 及びピストン加速度 a を用いて

$$F_i = M_p a \quad (4.11)$$

で表される。このときピストン加速度 a はピストン速度の時間微分

$$a = \frac{du}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dx}{dt} \right) \quad (4.12)$$

である。クランク角 q によるスコッチ・ヨーク機構のピストン変位 x は、連接棒長さ L とクランク径 R を用いて

$$x = L + R \sin q \quad (4.13)$$

により与えられる。よって、ピストン加速度 a は

$$a = \frac{du}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dx}{dt} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{dx}{dq} \cdot \frac{dq}{dt} \right) = \frac{d}{dt} \left(R \cos q \frac{dq}{dt} \right) = \frac{d}{dq} \left(R \cos q \frac{dq}{dt} \right) \frac{dq}{dt} = -R \sin q \left(\frac{dq}{dt} \right)^2 \quad (4.14)$$

となる、上式は、クランク軸の角速度 $\omega = d/dt$ (rad/s) を用いると次式で表される。

$$a = -R \omega^2 \sin q \quad (4.15)$$

ピストンに作用する全荷重 F_{pis} は作動圧力によりピストンに作用する力 F_p と往復部質量による慣性力 F_i の和

$$F_{pis} = F_p + F_i \quad (4.16)$$

によって計算される。この力はクランクピンの中心点において半径方向 F_r と円周方向 F_t により分解され、円周方向成分は

$$F_t = F_{pis} \cos q \quad (4.17)$$

となる。クランク軸にかかるトルク T_q はクランクピンにかかる力の円周方向

成分 F_t とクランク半径 R の積により

$$T_q = F_t \cdot R = F_{pis} R \cos q \quad (4.18)$$

と与えられる。

図 4.11(a)~(c)に 1 から 3 段目のスターリングエンジンを単体で運転した際のそれぞれのトルクを示す。計算にあたり、ディスプレイサピストンの上下の圧力差はないものと仮定し、ディスプレイサピストンに作用する力は慣性力によるもののみとして計算した。往復部質量はパワーピストン側を 1.3 kg、ディスプレイサピストン側を 1.4 kg とした。同図より、トルク T_q は約 3 Nm から 4 Nm 範囲内で周期的に変動していることがわかる。トルク T_q が平均トルク T_{qm} より大きい場合、クランク軸は加速され、小さい場合には減速される。一般的なエンジンではクランク軸の回転数変動をできる限り抑える必要があるため、ある程度以上の慣性モーメントを持ったフライホイールが設けられる。回転トルク T_q が平均トルク T_{qm} より大きい場合にはフライホイールにより余剰エネルギーを吸収し、回転数の上昇を抑え、反対に回転トルク T_q が平均トルク T_{qm} よりも小さい場合にはフライホイールに蓄えられたエネルギーが放出されて回転数の低下を防ぐことになる。

(2) フライホイールの寸法決定

図 4.12 のように回転トルクに周期的変動が存在する場合、トルク曲線と平均トルク T_{qm} で囲まれた面積がエネルギーの過不足を表している。このうち A-B 間の面積を変動エネルギー E と定義する。このとき、フライホイールは A-B 間で加速され、逆に B-A 間で減速されるので、A 点において最低角速度 ω_{min} 、B 点において最高の角速度 ω_{max} となる。A 点と B 点においてフライホイールが保有する回転エネルギー E_A 、 E_B はそれぞれ

$$E_A = \frac{1}{2} I \omega_{max}^2 \quad (4.19)$$

$$E_B = \frac{1}{2} I \omega_{min}^2 \quad (4.20)$$

であるので、変動エネルギーはこれらの差に等しく、

$$\Delta E = E_B - E_A = \frac{1}{2} I \omega_{maz}^2 - \frac{1}{2} I \omega_{min}^2 = I (\omega_{maz} - \omega_{min}) \frac{\omega_{maz} + \omega_{min}}{2} = I (\omega_{maz} - \omega_{min}) \omega_m$$

(4.21)

のように表される。 ω_m は平均角速度であり、

$$\omega_m = \frac{\omega_{maz} + \omega_{min}}{2}$$

(4.22)

によって定義される。ここで、トルク変動に伴う回転変動の程度を表す指標として、速度変動率

$$d = \frac{\omega_{maz} - \omega_{min}}{\omega_m}$$

(4.23)

を導入すると、式(4.20)より次式で表される。

$$d = \frac{\Delta E}{I \omega_m^2}$$

(4.24)

したがって、回転変動を抑制する、すなわち速度変動率を小さくするには、慣性モーメント I の大きなフライホイールが必要とされることがわかる。また、図4.13に示す中空円板の慣性モーメント I は

$$I = \frac{\rho}{32} r B (D_o^4 - D_i^4)$$

(4.25)

により計算できる。ここで ρ は材料の密度、 B は円板の厚さ、 D_o 及び D_i は円板の外径及び内径である。

トルク線図を与えれば、変動エネルギー E が数値的あるいは図式的に求められる。したがって、平均角速度 ω_m 及び速度変動率 d を設定することにより、上式より所要の慣性モーメントを算出することができる。

(3) クランク設置角度の検討

3 段式のエンジンをどの程度のクランク設置角度により運転させるかを検討する。フライホイールを小さくするためには、トルク曲線の変動が少ないクラン

ク設置角度で 3 台のエンジンを運転することが望ましい。そこで、1 段目と 2 段目のクランク設置角度 θ_1 及び 1 段目と 3 段目のクランク設置角度 θ_2 を変数として 3 台のエンジンの合計トルクを算出し、次式により分散を求め、トルク変動の少ない運転位相差を算出する。

$$\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (4.26)$$

図 4.14 に計算結果を示す。計算は 3 台のエンジンの位相差を 30° ずつ変化させて行なった。これより、1 段目と 2 段目の位相差 θ_1 が 30° と 210° 、 60° と 240° といったように 180° ずれている状態ではほとんど同じばらつきを示している。これは、ピストンの慣性力による力 F_i が大きく作用しているため、トルク曲線がほぼ 180° 周期になっているためである。分散の曲線はほぼ 90° 周期の波形を示しており、1 段目と 2 段目の位相差 θ_1 が 30° から増加すると、その振幅と平均値が減少している。 θ_1 が 90° のときに曲線の振幅と平均値は最小となっている。したがって $\theta_1=90^\circ$ 付近にばらつきの小さなトルク曲線を得られることになる。図 4.15 は、 θ_1 の値を 80° 、 90° 、 100° 及び 110° とし、 θ_2 を 10° ごとにトルク曲線を求めて分散を算出したグラフである。分散の値は、 $\theta_1=90^\circ$ 、 $\theta_2=170^\circ$ の時に最も小さい 0.006 となり、ついで $\theta_1=100^\circ$ 、 $\theta_2=190^\circ$ のときに 0.007 となった。

図 4.16 に分散が小さくなった $\theta_1=90^\circ$ 、 $\theta_2=170^\circ$ の条件、 $\theta_1=100^\circ$ 、 $\theta_2=190^\circ$ の条件におけるトルク曲線を示す。また、図 4.17 に、3 台のクランク設置角度の中間点である $\theta_1=120^\circ$ 、 $\theta_2=120^\circ$ の条件、分散の最も大きくなった $\theta_1=180^\circ$ 、 $\theta_2=180^\circ$ の条件におけるトルク曲線を示す。分散の小さいクランク設置角度では、トルク曲線の変動が小さく、常に正のトルクで運転できる。一方、分散の大きなクランク設置角度では、変動が大きく、最小トルクは負の値になっている。これは、クランク回転方向に逆方向のトルクがかかっていることであり、エンジンを円滑に運転するためには大きなフライホイールが必要になる。したがって、最小トルクは正であるのが望ましい。3 台のエンジンを等間隔のクランク設置角度で運転した場合のトルク曲線は、ほぼ正弦

波状に近い変動をしている。適切なバランサウエイトを設置することで、エンジンを円滑に運転させることが可能であるが、フライホイールは分散の小さなクランク設置角度で運転した場合より大幅に大きくなってしまふ。必要な慣性モーメントは 0.0073 Nms^2 となり、小さなフライホイールで運転することが可能な $\theta_1 = 100^\circ$ $\theta_2 = 190^\circ$ で運転するのが望ましい。そのときのフライホイールの寸法は、密度 7800 kg/m^3 の鉄系材料を使用した場合、厚さ 16 mm 、内径 26 mm 及び外径 158 mm となる。

4.4 実験用スターリングエンジンの構造

以上のような検討並びに設計計算を行い、エンジンの各寸法を決定した。図 4.18 に設計した実験用スターリングエンジンの構造、表 4.1 にエンジン仕様と目標性能を示す。実験用多段式スターリングエンジンの全長（フライホイールを除く）は 590 mm 、高さは 525 mm となっている。3 機のピストン行程容積の異なるエンジンをクランクケースの上に直列に配置しており、各エンジンのクランク軸はカップリングにより連結されている。それぞれのエンジンのシリンダ径は 84 mm で全て同一とし、ストロークを変化させることで各段に適切な出力、伝熱特性を持つように調整している。1 から 3 段目エンジンのディスプレイサピストンのストロークはそれぞれ 52 mm 、 54 mm 及び 46 mm とし、1 から 3 段目エンジンのパワーピストンのストロークは 48 mm 、 44 mm 及び 46 mm とした。目標出力は 1 段目から順に 43 W 、 33 W 及び 20 W で合計 96 W となり、目標出力はエンジン回転数が 1100 rpm 程度のときに達成される。

(1) 熱交換器の構造

図 4.19(a)~(d)、図 4.20(a)~(c)に熱交換器の構造及び外観を示す。ヒータは加熱ヘッドと内管により構成されている。ヒータはアルミニウム合金（A2017）製の一体型構造で、 150 mm の円筒に内管の入る 10 mm 、深さ 100 mm の穴が 20 個空いている。内管は外径 8 mm 、内径 6 mm の銅パイプを使用する。膨張空間から流れ出る作動ガスは、加熱ヘッドと内管の隙間を上昇し、上端で

折り返して内管の内側を通り再生器へと流れる。この構造にすることで、複雑な溶接加工をなくし簡単に製作できるようにすると共に、伝熱面積を増加させることで高い伝熱特性が期待できる。

再生器は同心円状に直径の異なる 2 つの円管を配置し、各円管の隙間に黄銅金網のマトリックス材料を挿入する。ヒータ管より流れてきた作動ガスはマトリックス材料を通り抜け、再生器内管に空けられた 20 個の穴からクーラ管へと流れる。この構造も製作がしやすいシンプルな形状である。本来、高温部と低温部を連結する再生器ハウジングの材質には、熱伝導率が低いステンレス鋼などを使用するのが望ましい。しかし、本実験用エンジンにおいては、政策上の制限からアルミニウム合金 (A2017) を使用する。そのため、ヒータと再生器ハウジングの接続部分にシリコンゴムを挟むことで、ヒータの熱が壁面を伝い再生器ハウジング及びクーラに伝わり難くしている。

クーラはシリンダの同心円状に内径 105 mm のクーラ管と内径 95 mm、外径 102 mm のクーラ内管を配置してある。従来スターリングエンジンの多くは多管式熱交換器が採用されてきたが、本実験用エンジンで採用するクーラ形式は、それに比べて極めてシンプルな構造である。再生器から流れてきた作動ガスは、クーラ管と内管の隙間を通り、下端で折り返して内管とシリンダの隙間を上昇し圧縮空間へと流れる。この構造で、ヒータ管と同様に溶接部分をなくし、広い伝熱面積を確保でき、高い伝熱特性が期待できる。また、冷却水は、クーラ管に設けられた深さ 15 mm、幅 5 mm のフィンの隙間を階段状に流れる構造になっている。

(2) ピストン駆動機構の構造

本研究で設計・製作する実験用スターリングエンジンでは、エンジンの小型化が可能なスコッチ・ヨーク機構を採用している。また、図 4.3(c)のように、偏心円を用いたスコッチ・ヨーク機構ではクランク部分が大型化してしまう。そこで、図 4.21 のような通常のクランク機構のようにクランクディスクに取り付けられたピンをスコッチ・ヨーク機構に利用することにした。また、ガイドは直

動玉軸受などを用いずに、ヨーク側面に厚さ 1 mm のテフロン材を貼り付け、クランク部材の壁面との滑り摩擦としている。この構造にすることで、高さ方向及び横方向の寸法を大幅に縮小することができる。また、パワーピストン及びディスプレイサピストンのヨークを 1 つずつとすることで、部品点数の削減を試みている。

図 4.22 及び図 4.23(a) ~ (c)にスコッチ・ヨーク機構の構造及び外観を示す。スコッチ・ヨーク機構は、ディスプレイサピストンヨーク板、パワーピストンヨーク板、組立式クランクから構成されている。組立式クランクは図 4.23(b)に示す 3 つのクランクディスクとクランクピンからなり、ピストンの位相差が 90° になるように設けられたピン穴があいている。ピン穴に、クランクピンを圧入し組み立てる。

図 4.24 にロッドシールの外観を示す。形スターリングエンジンでは、ディスプレイサロッドがパワーピストンを貫通する。したがって、ディスプレイサロッドとパワーピストンの隙間から作動ガスが漏れないように、シールする必要がある。本実験用スターリングエンジンでは、カーボン含有のテフロン材によりロッドシールを製作する。

本駆動機構において、ピストンを滑らかに駆動させるには、ディスプレイサピストン、パワーピストン、パワーピストンステイ、ディスプレイサロッド及びロッドシールの中心が一致していなければならず、非常に高い加工精度及び組立精度が必要となる。そこで、図 4.25 のようにディスプレイサロッドのねじ部分に段差を設け、ナットで固定することでディスプレイサピストンに上下方向及び左右方向に自由度を持たせる構造とする。また、図 4.26 のようにディスプレイサロッドとディスプレイサヨークの接続部分にスペーサを入れることで、同様にディスプレイサロッドとヨークの間にもわずかな自由度を持たせている。このような構造にすることで、ピストンを滑らかに駆動させるための各製品の加工精度及び組立精度の要求が緩和される。

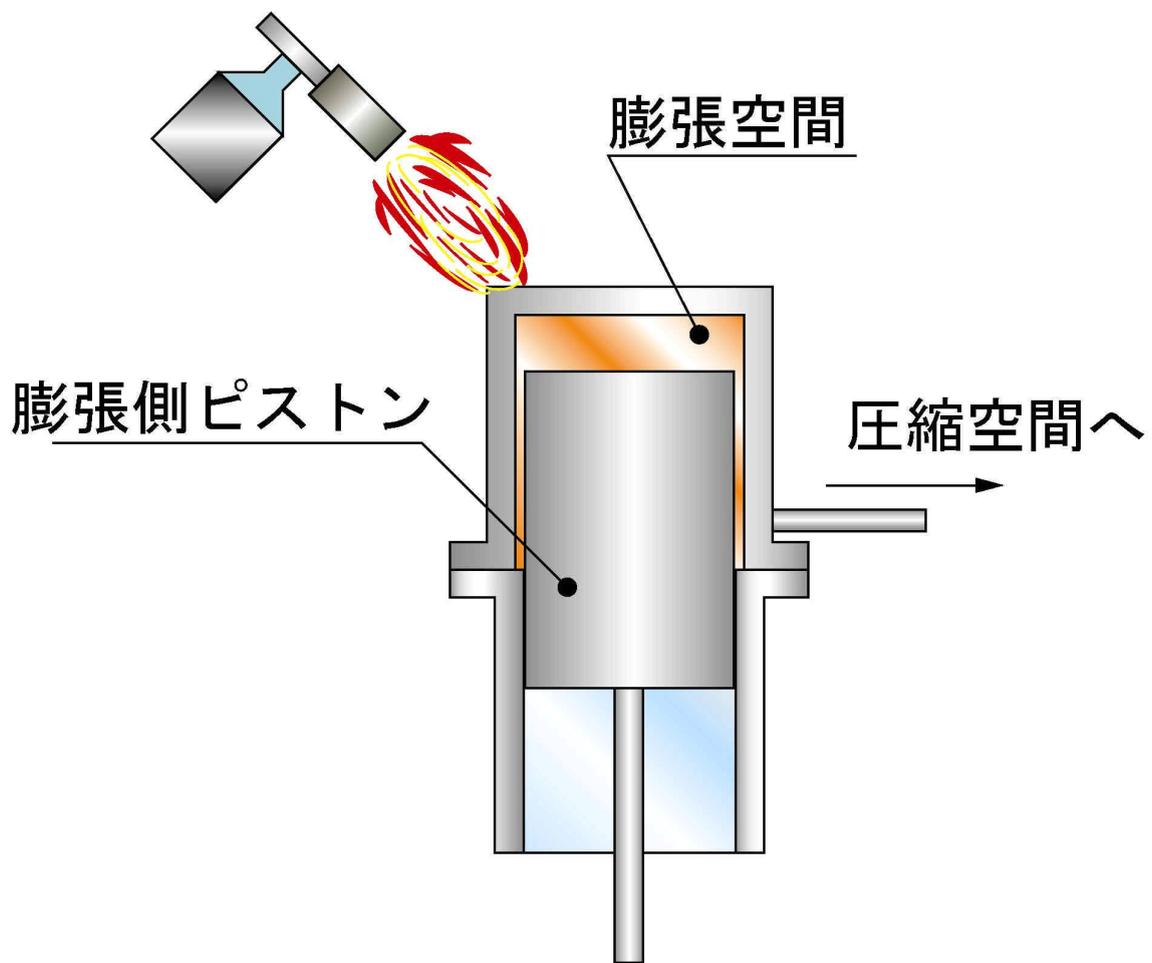


図 4.1(a) キャップ式ヒータ

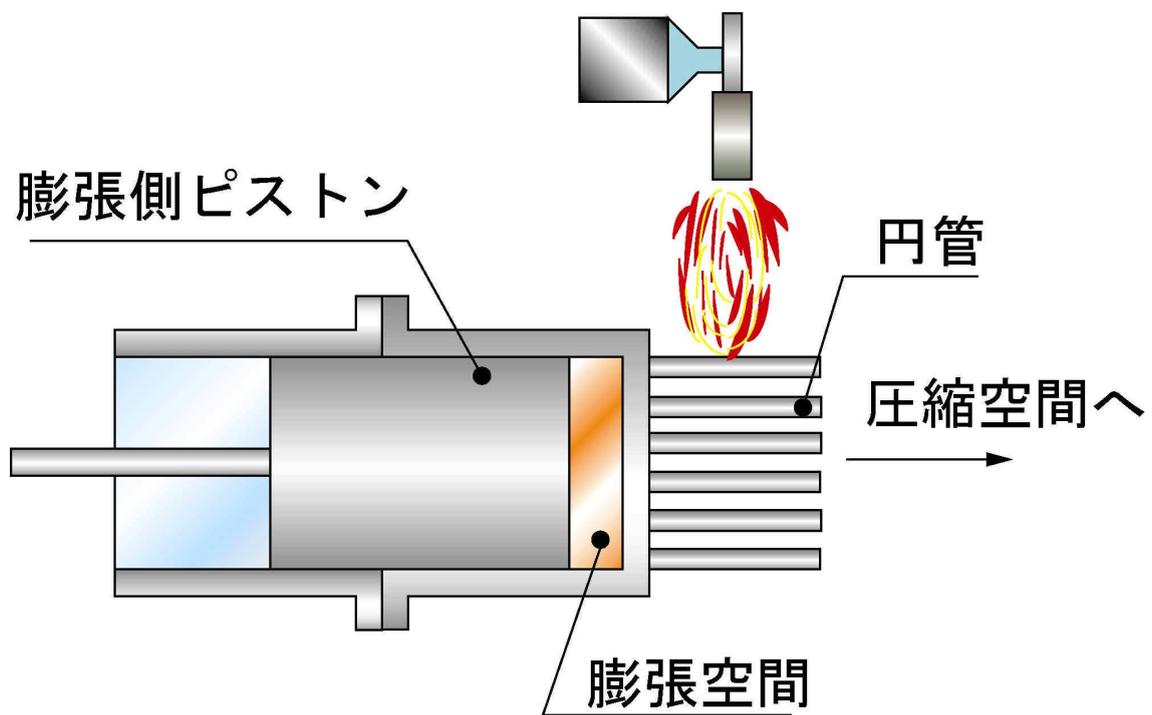


図 4.1(b) 多管式ヒータ

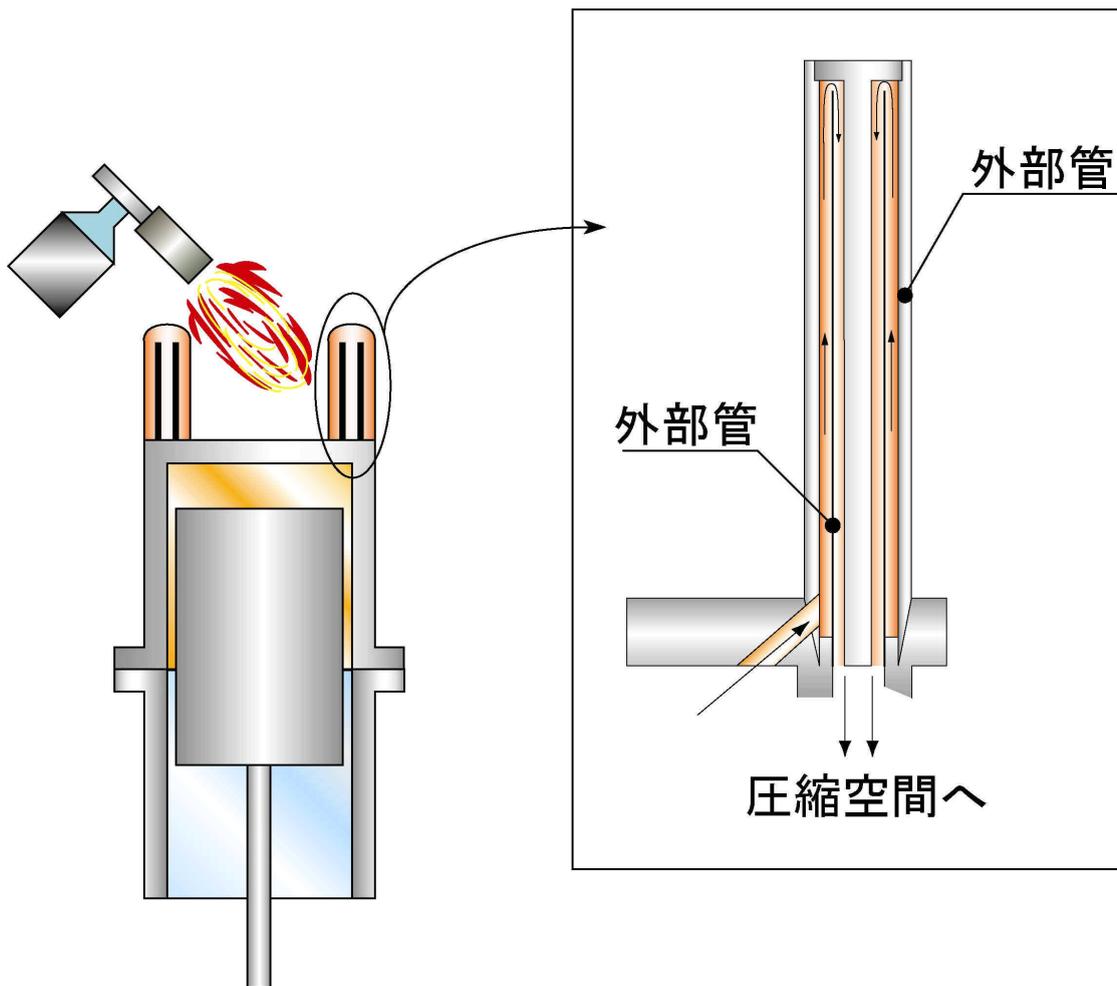


図 4.1(c) バヨネット式ヒータ

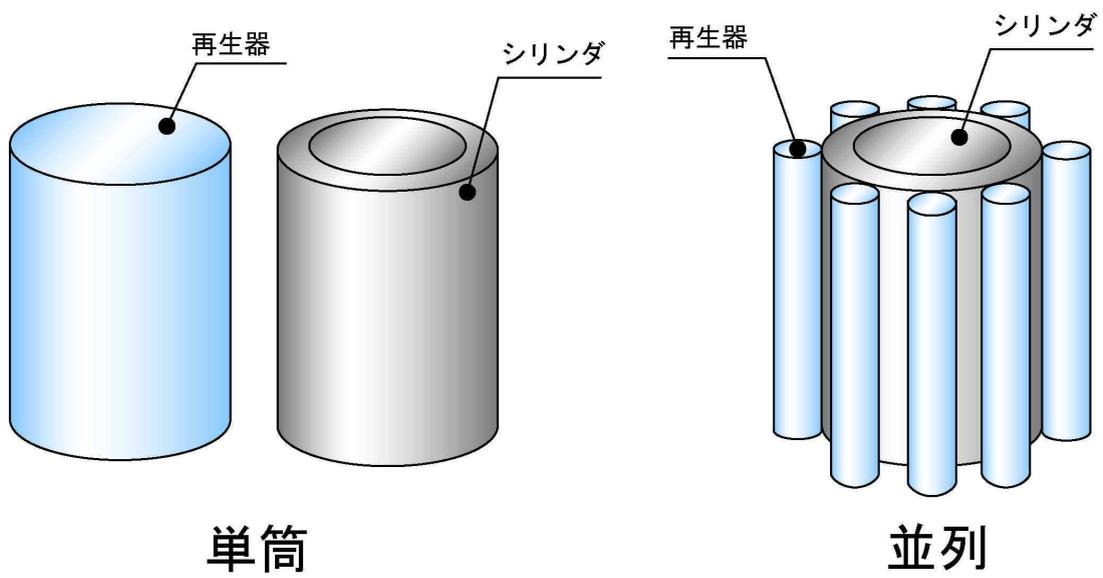


図 4.2(a) キャニスタ形再生器

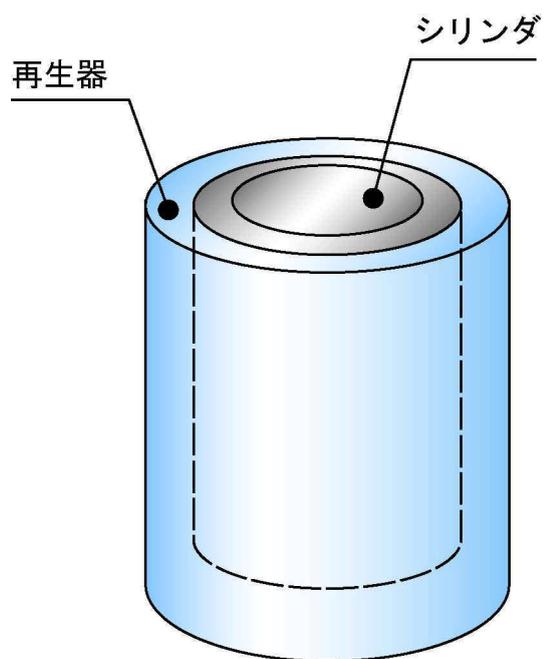


図 4.2(b) アニュラ形再生器

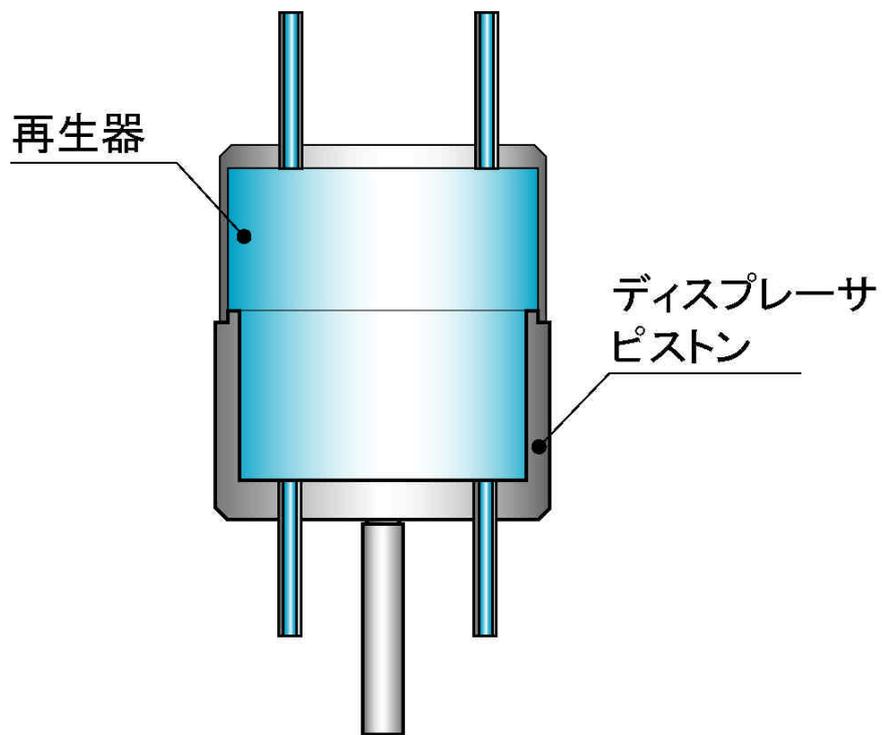


図 4.2(c) ディスプレーサ内蔵形

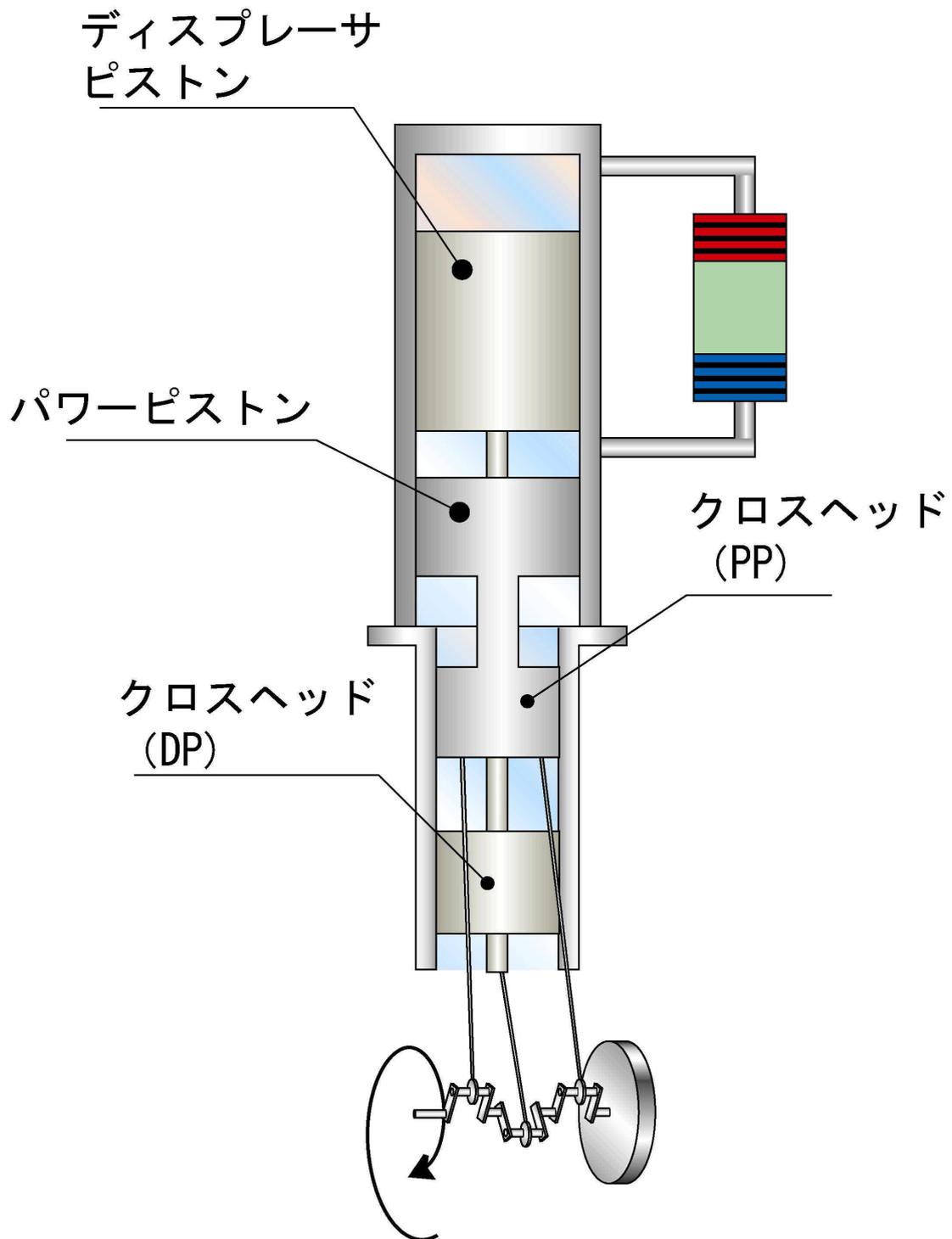


図 4.3(a) クロスヘッド機構

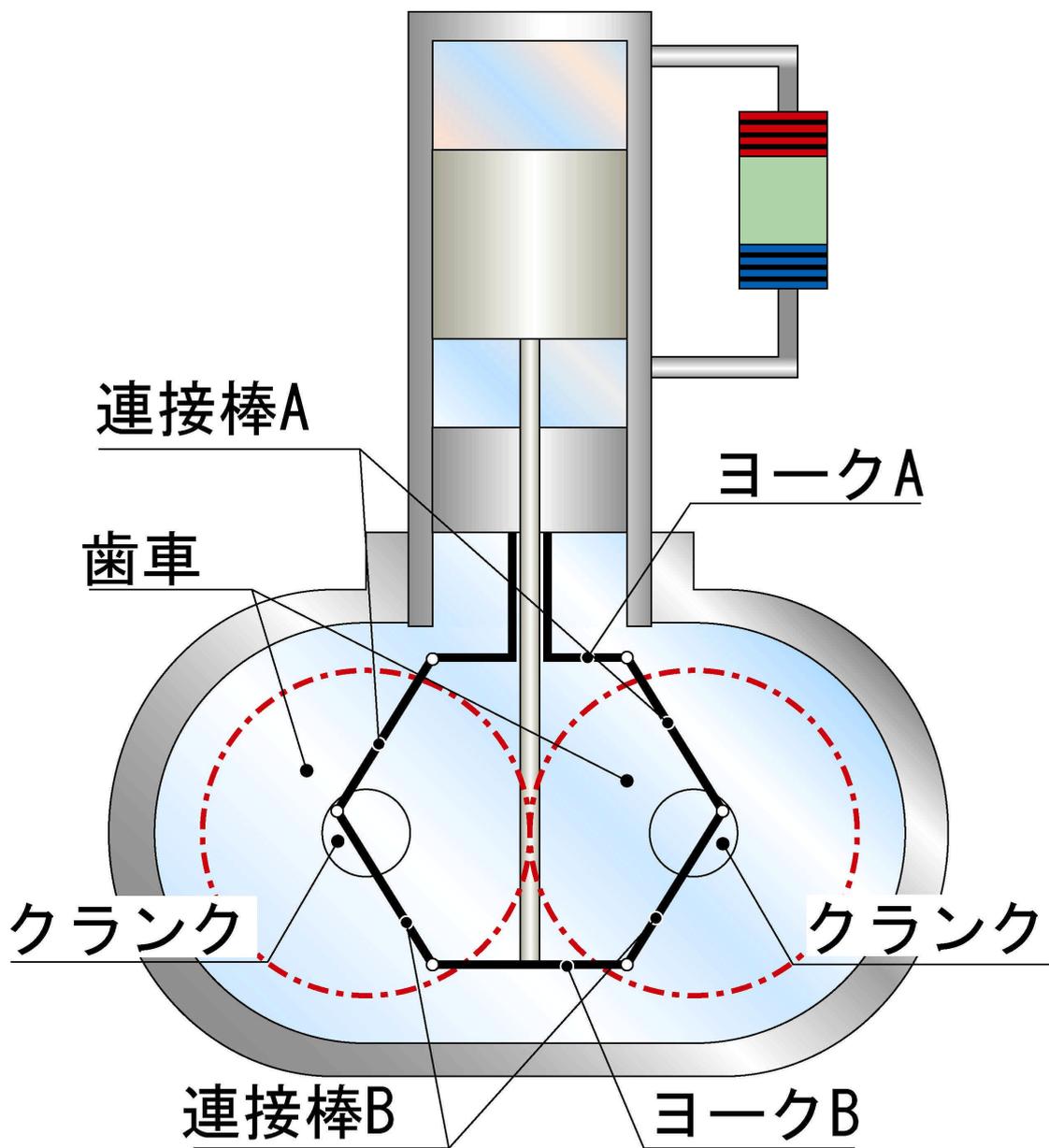


図 4.3(b) ロンビック機構

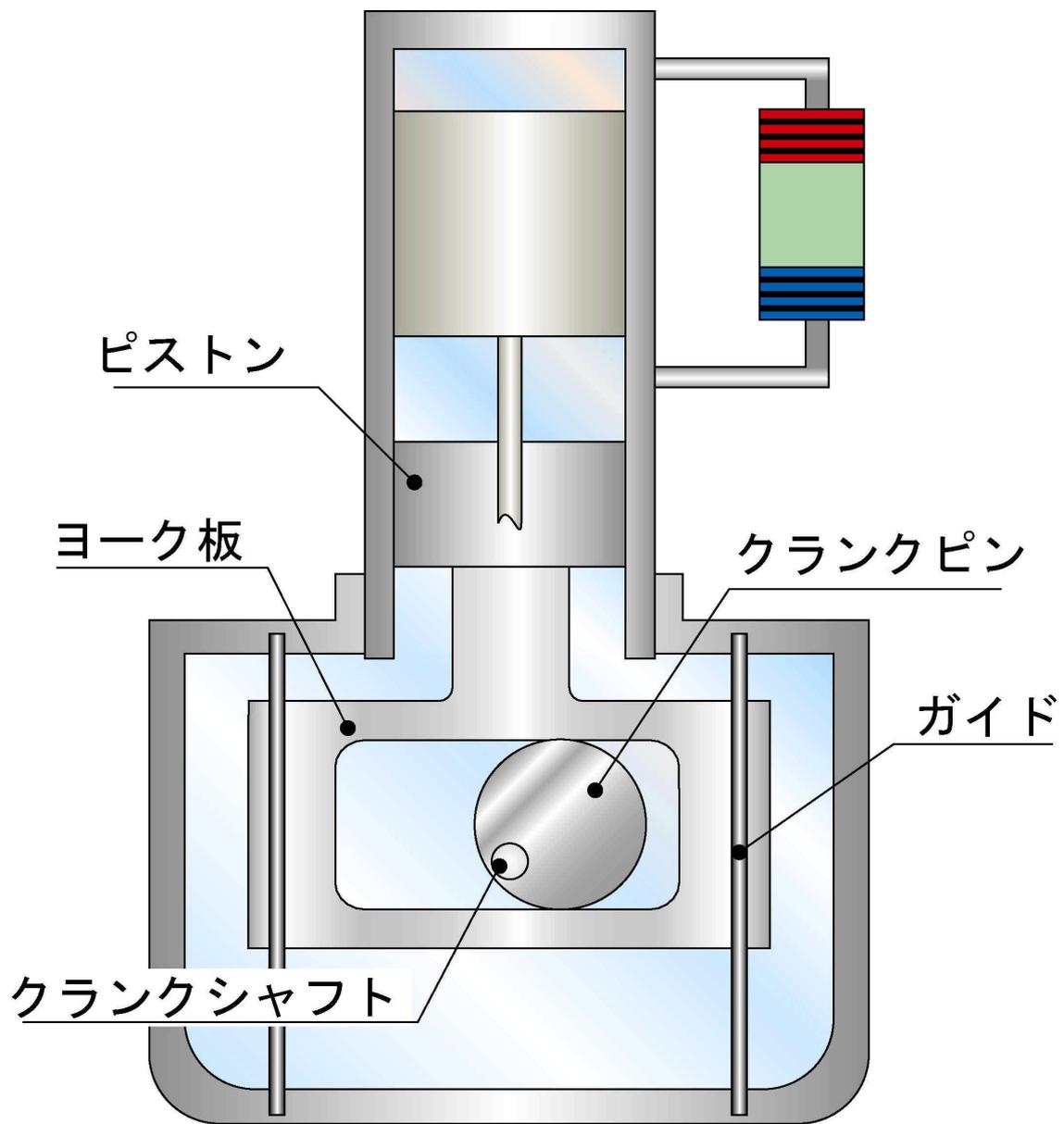


図 4.3(c) スコッチ・ヨーク機構

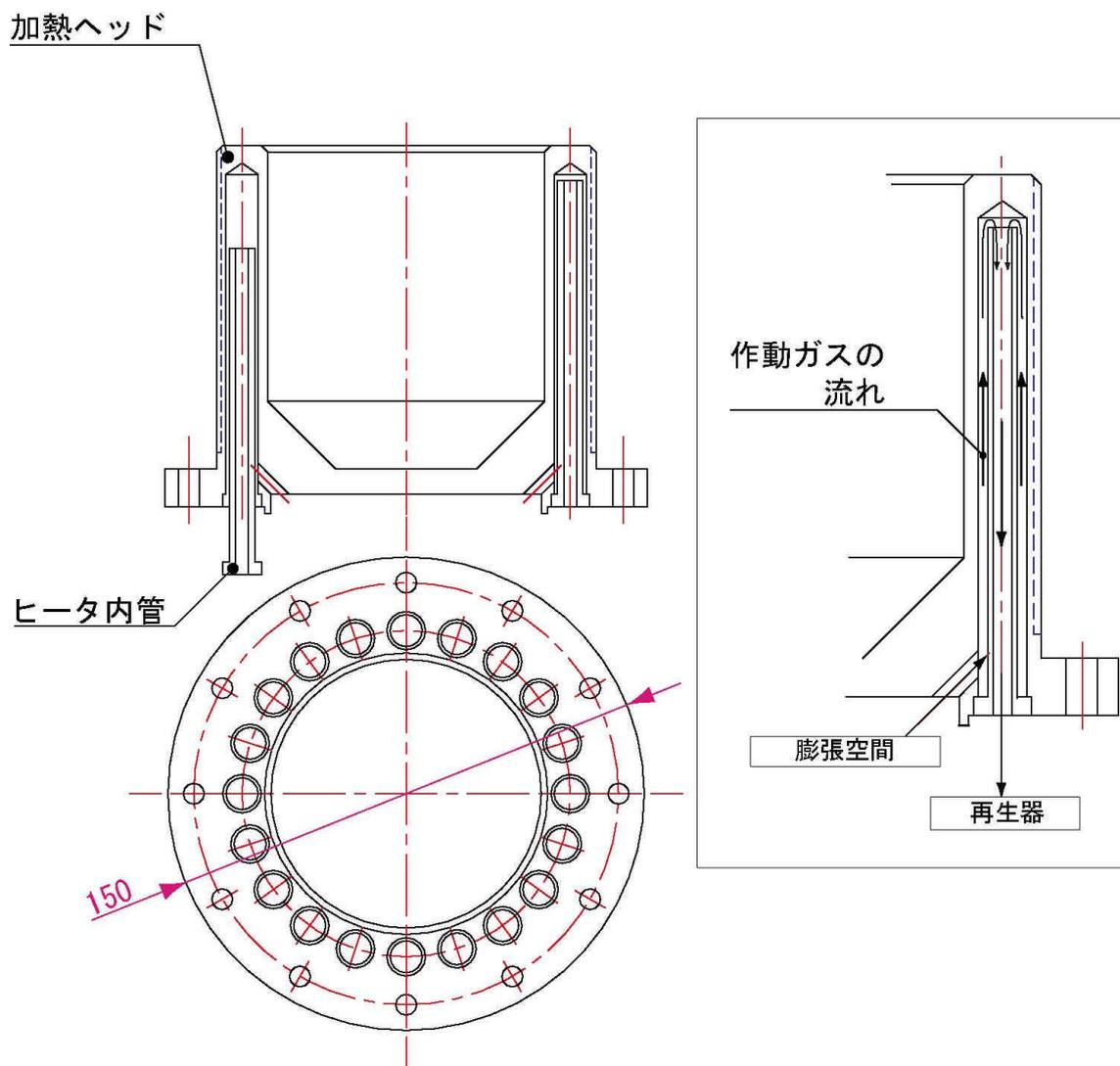


図 4.4 バヨネット管の構造

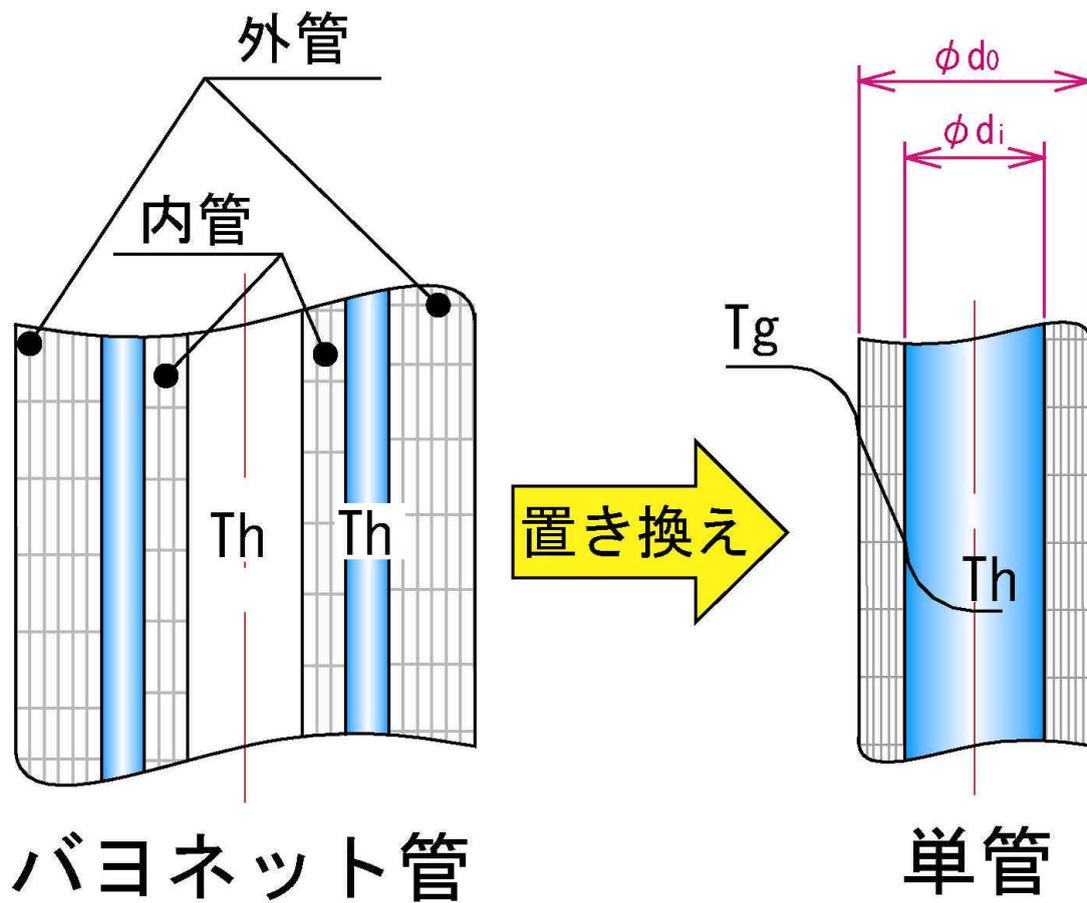


図 4.5 バヨネット管のモデル化

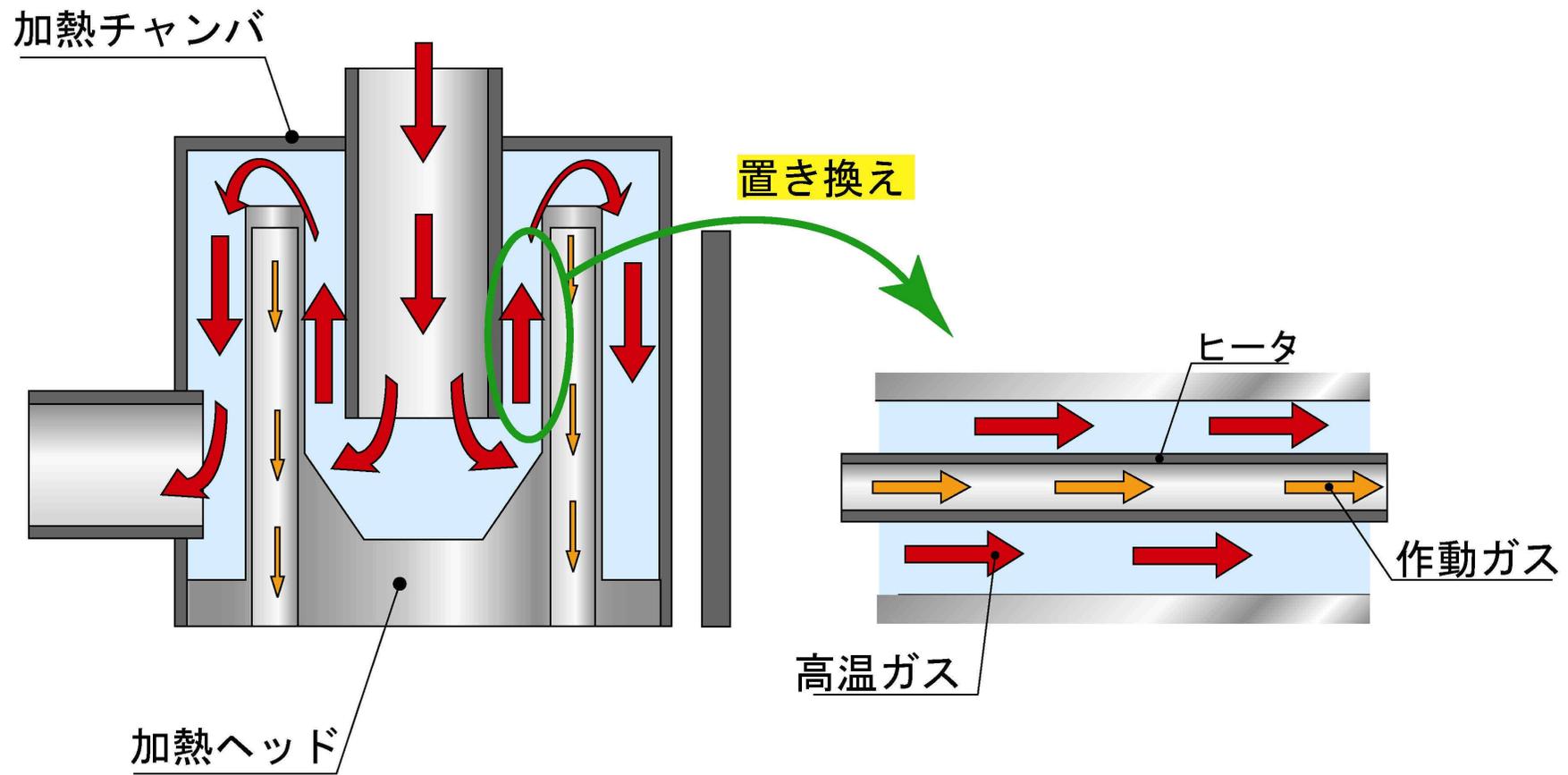


図 4.6 管外のモデル

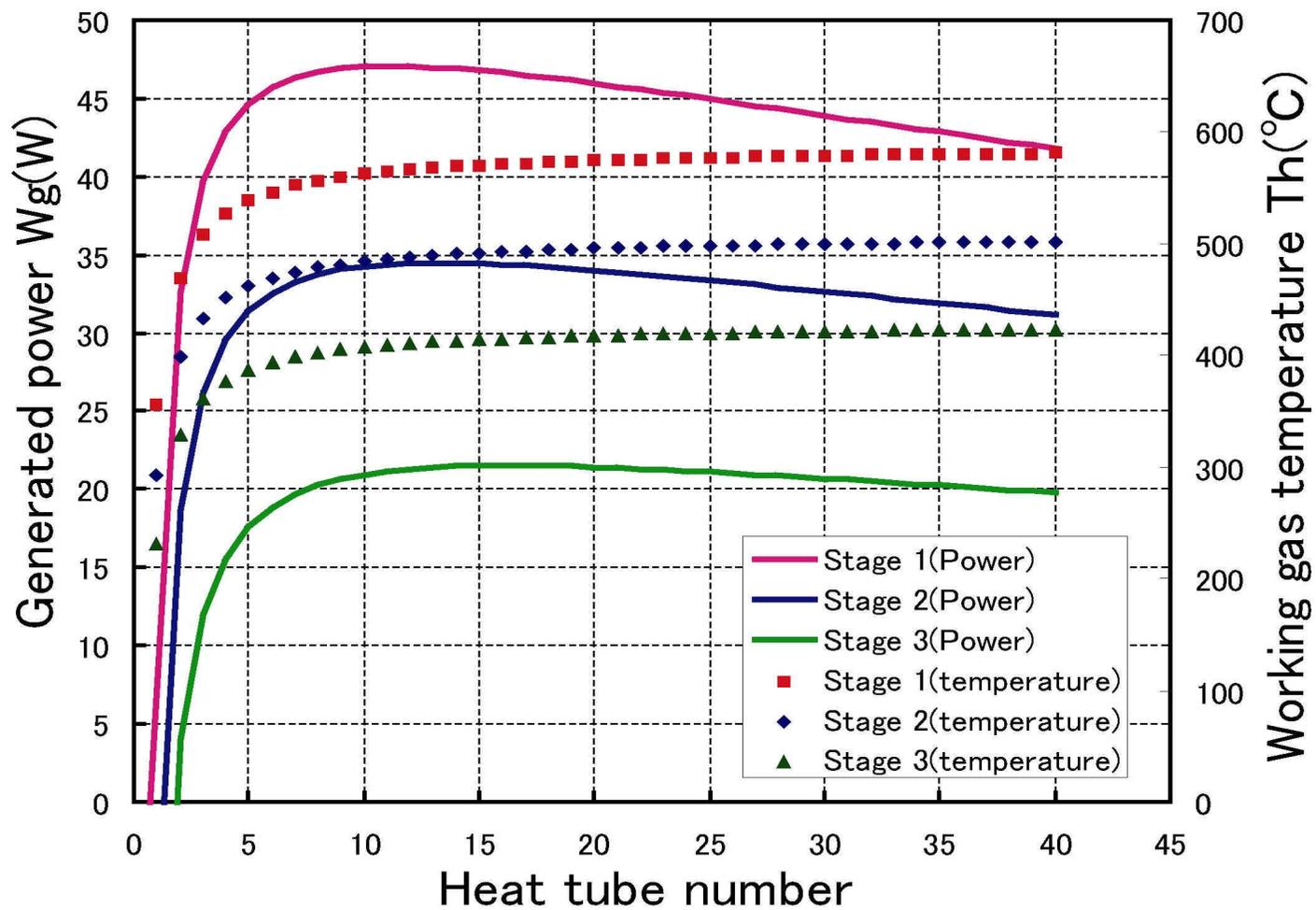


図 4.7 ヒータ管本数と作動ガス温度及び出力の関係

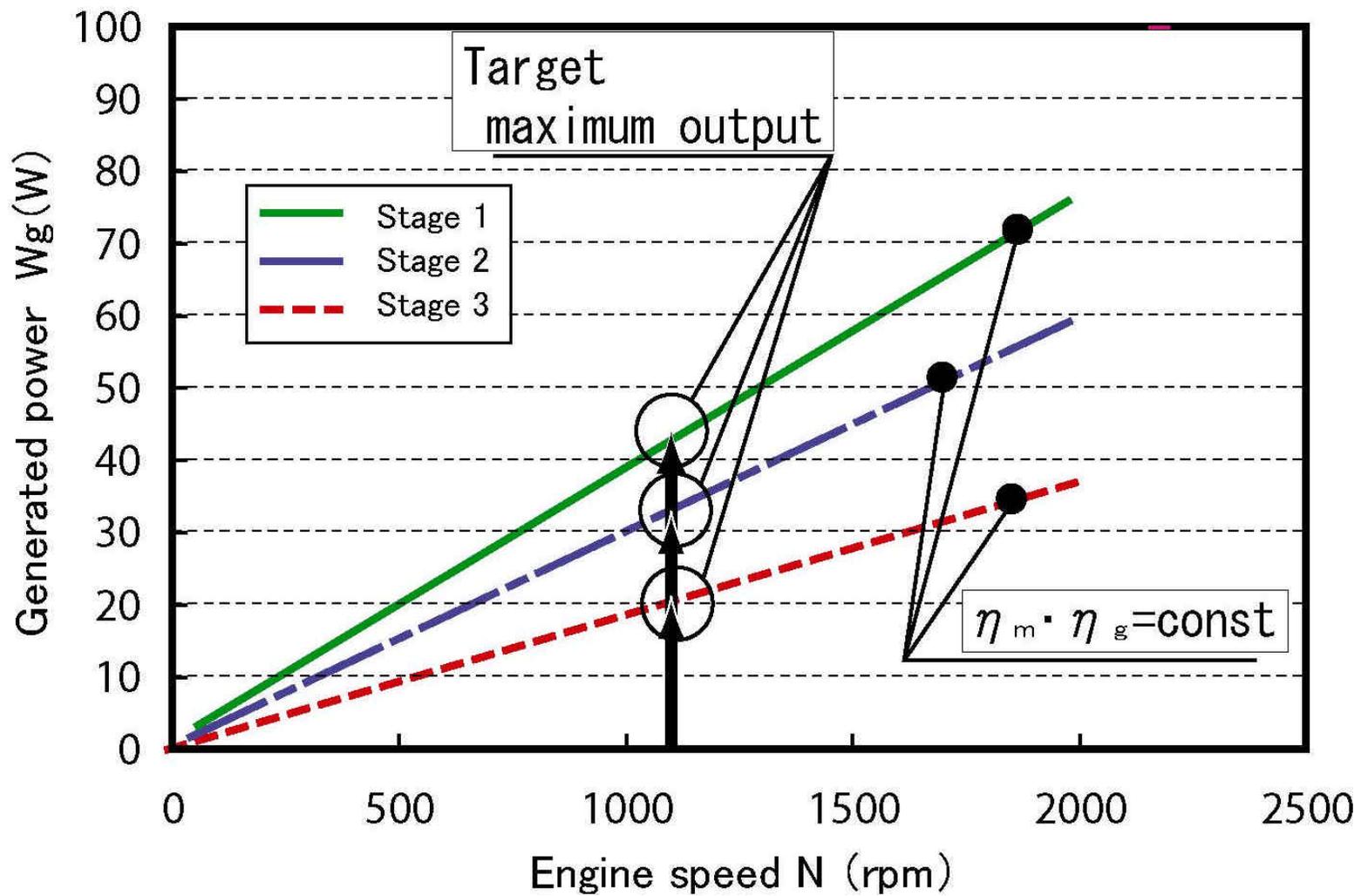


図 4.8 エンジン回転数と出力の関係

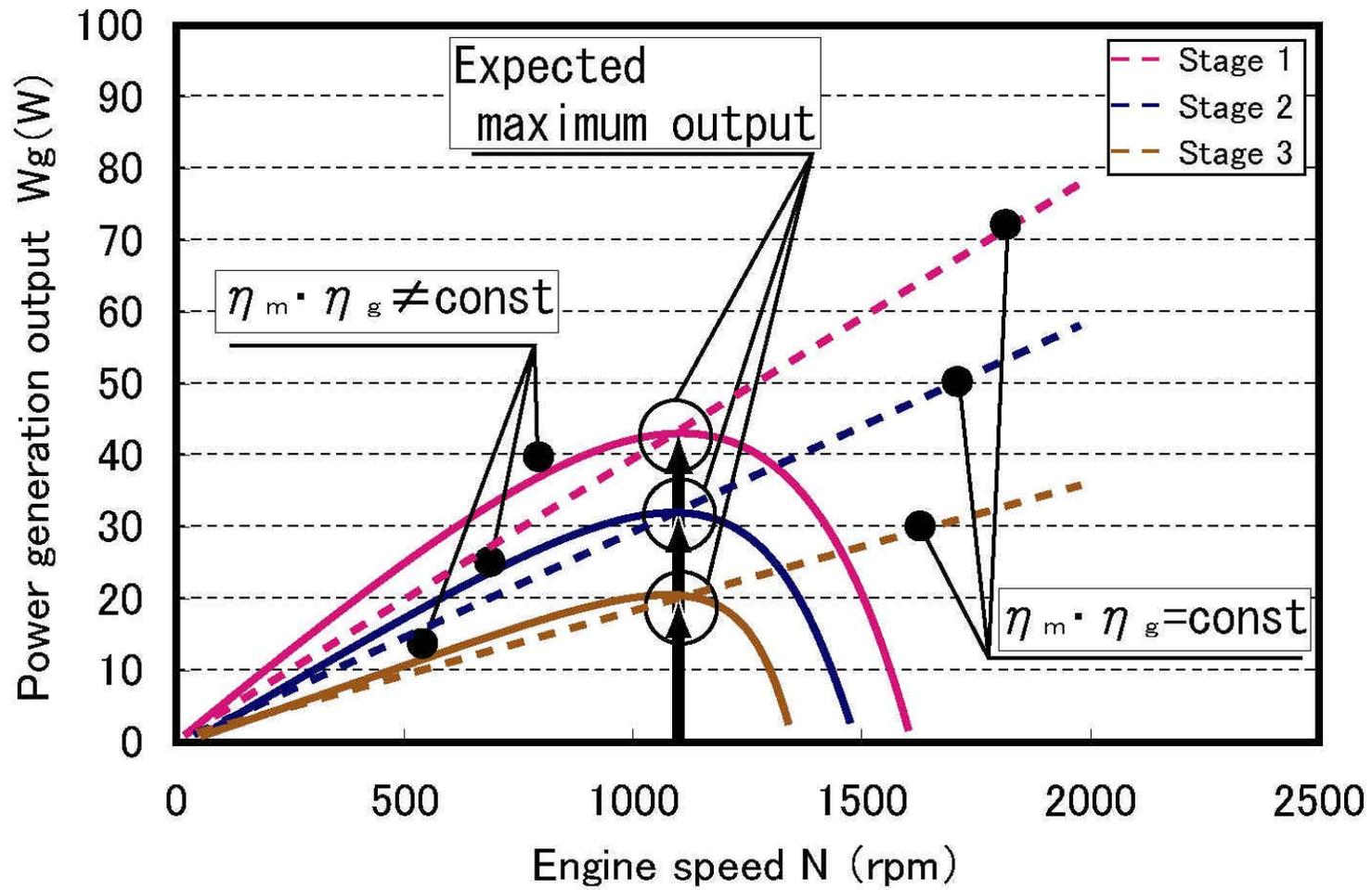


図 4.9 損失を考慮したエンジン回転数と出力の関係の予想

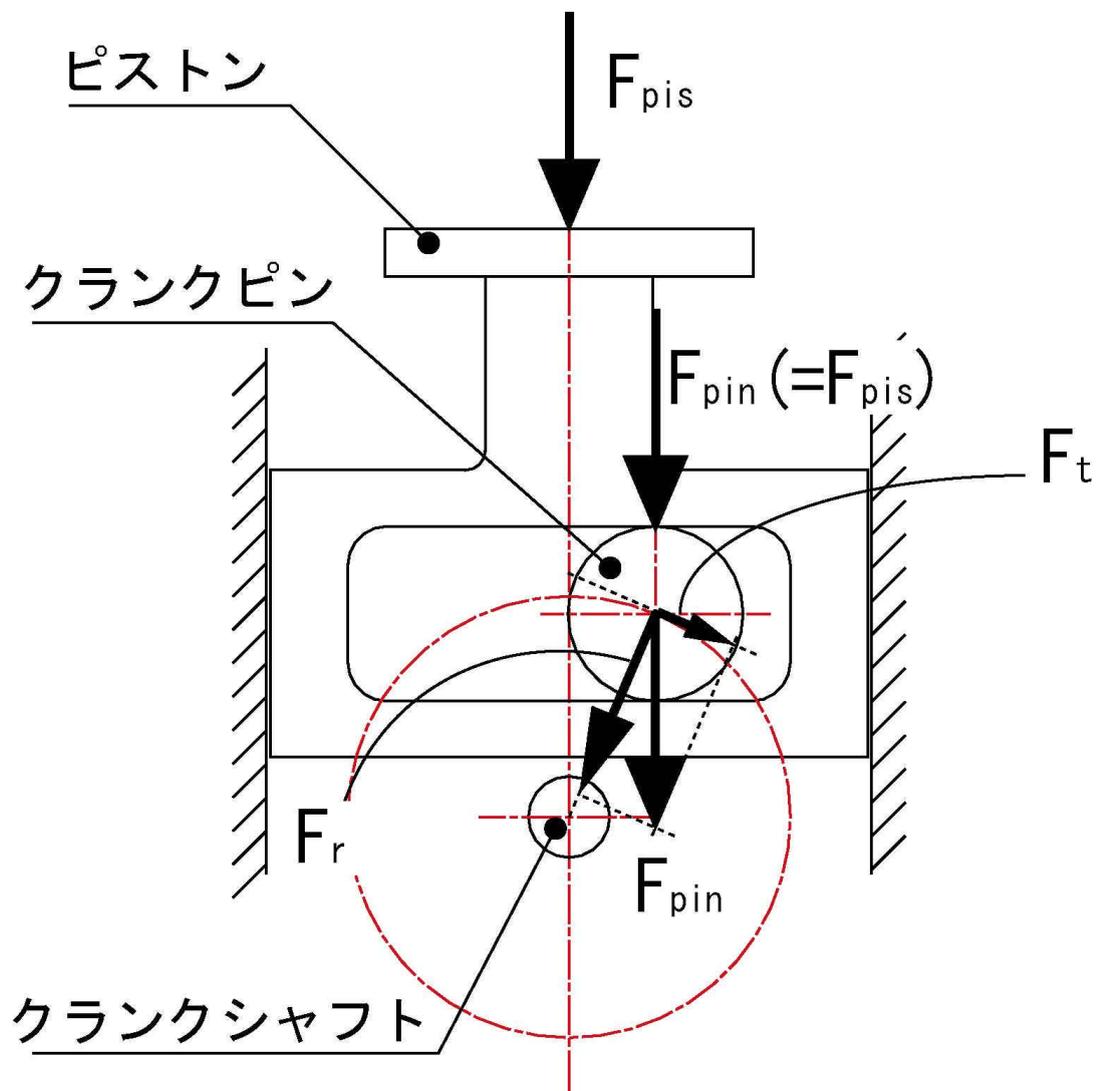


図 4.10 クランク機構に作用する力

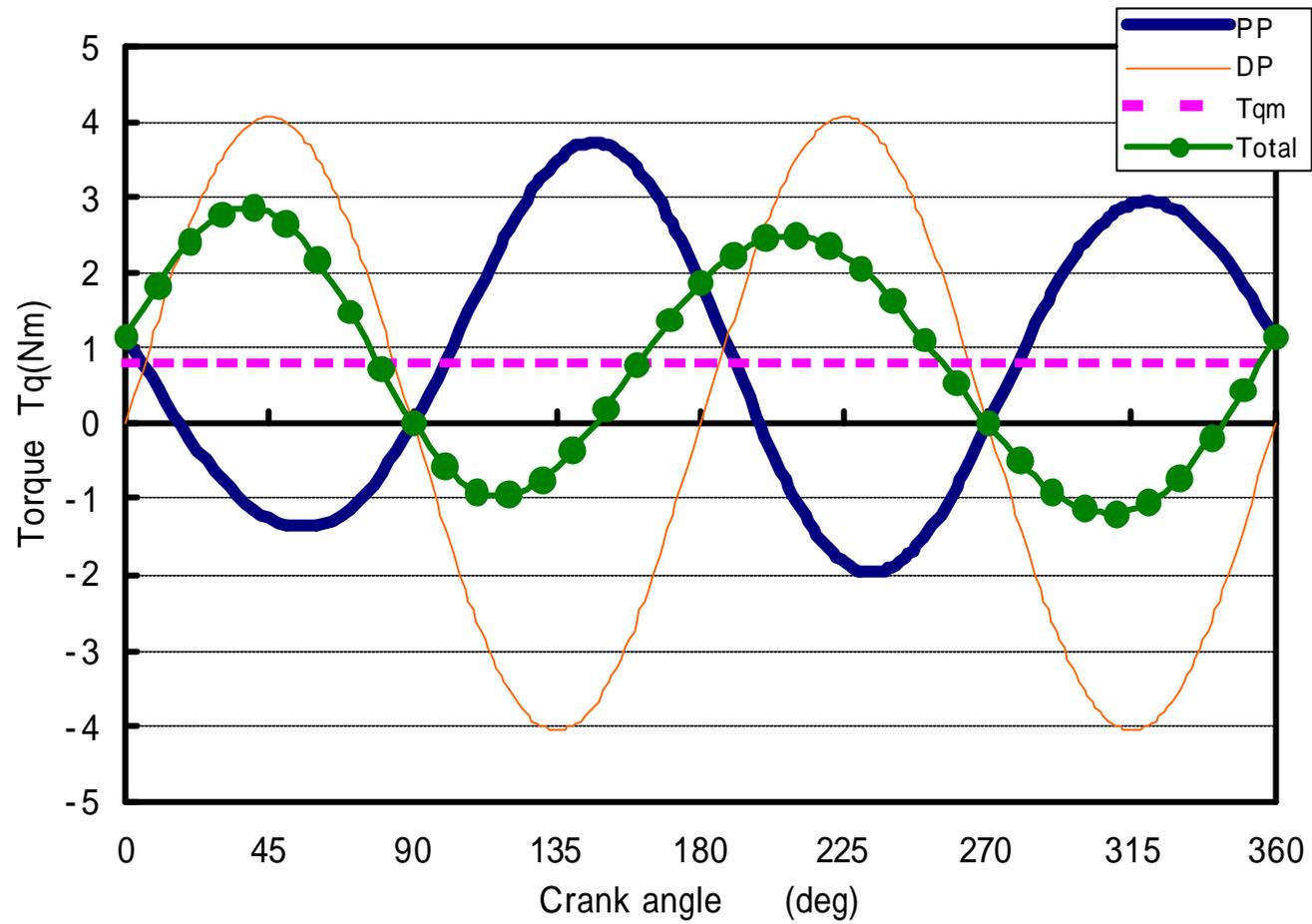


図 4.11(a) 1 段目スターリングエンジンの回転トルク

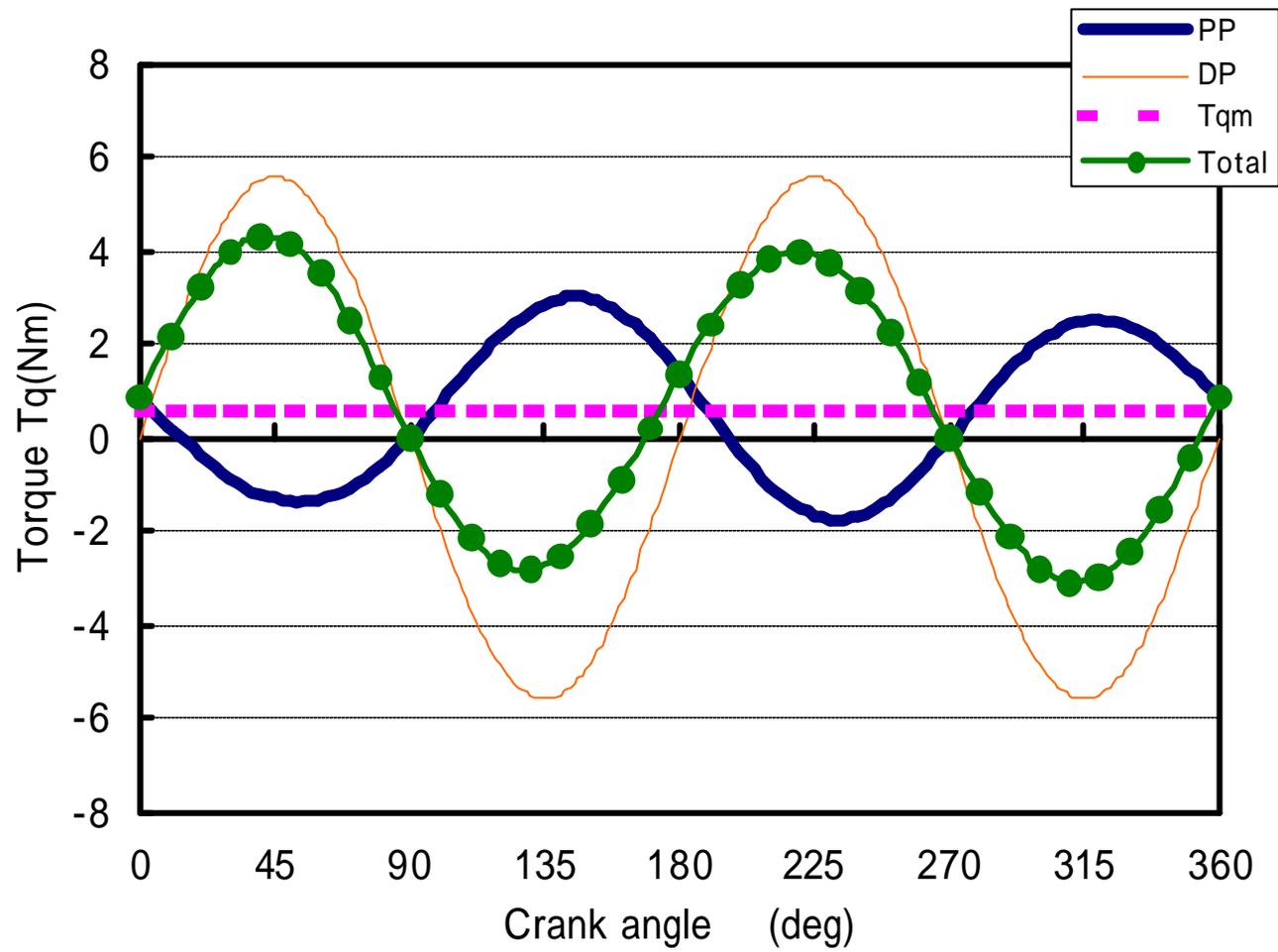


図 4.11(b) 2 段階スターリングエンジンの回転トルク

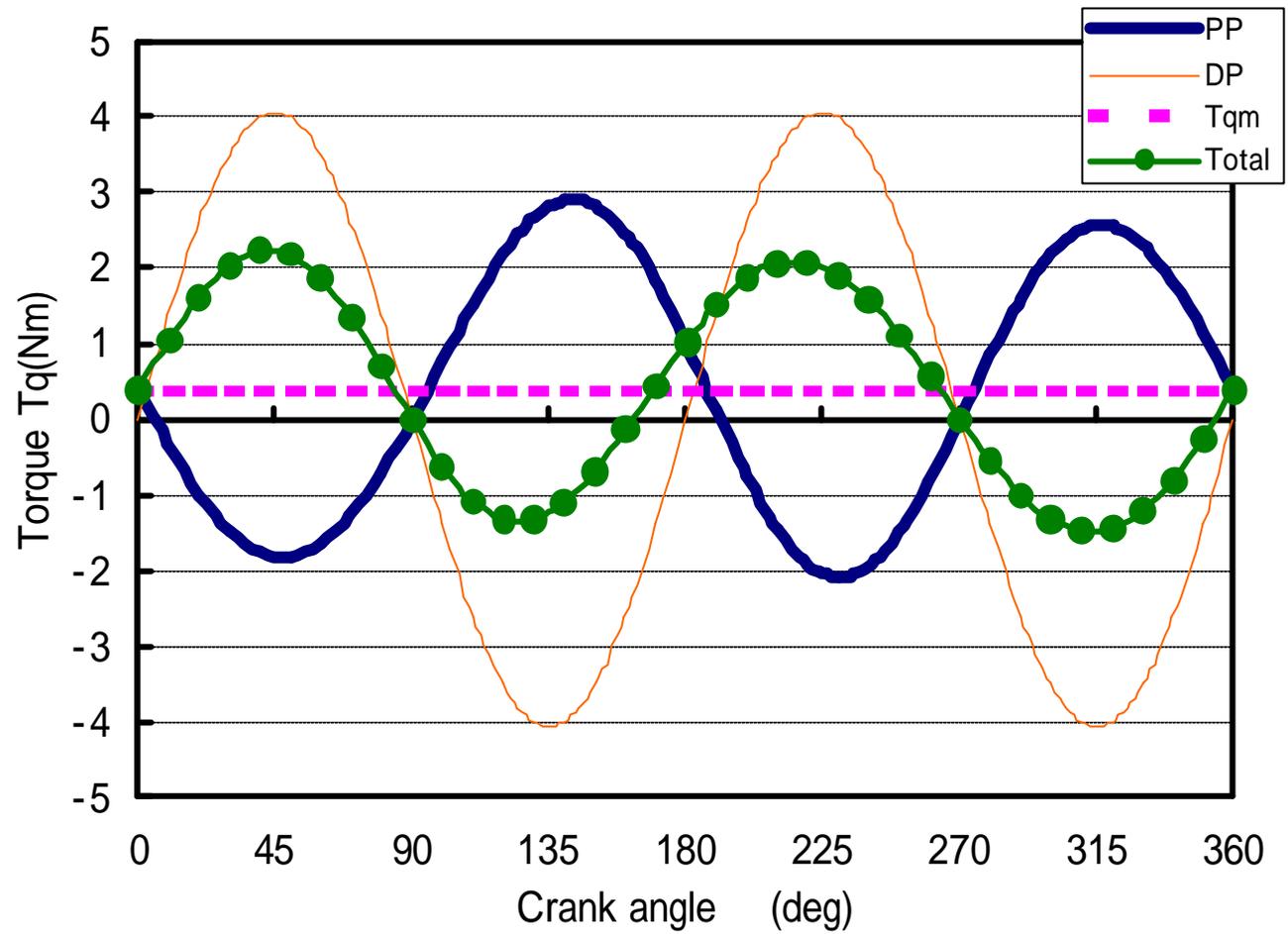


図 4.11(c) 3 段目スターリングエンジンの回転トルク

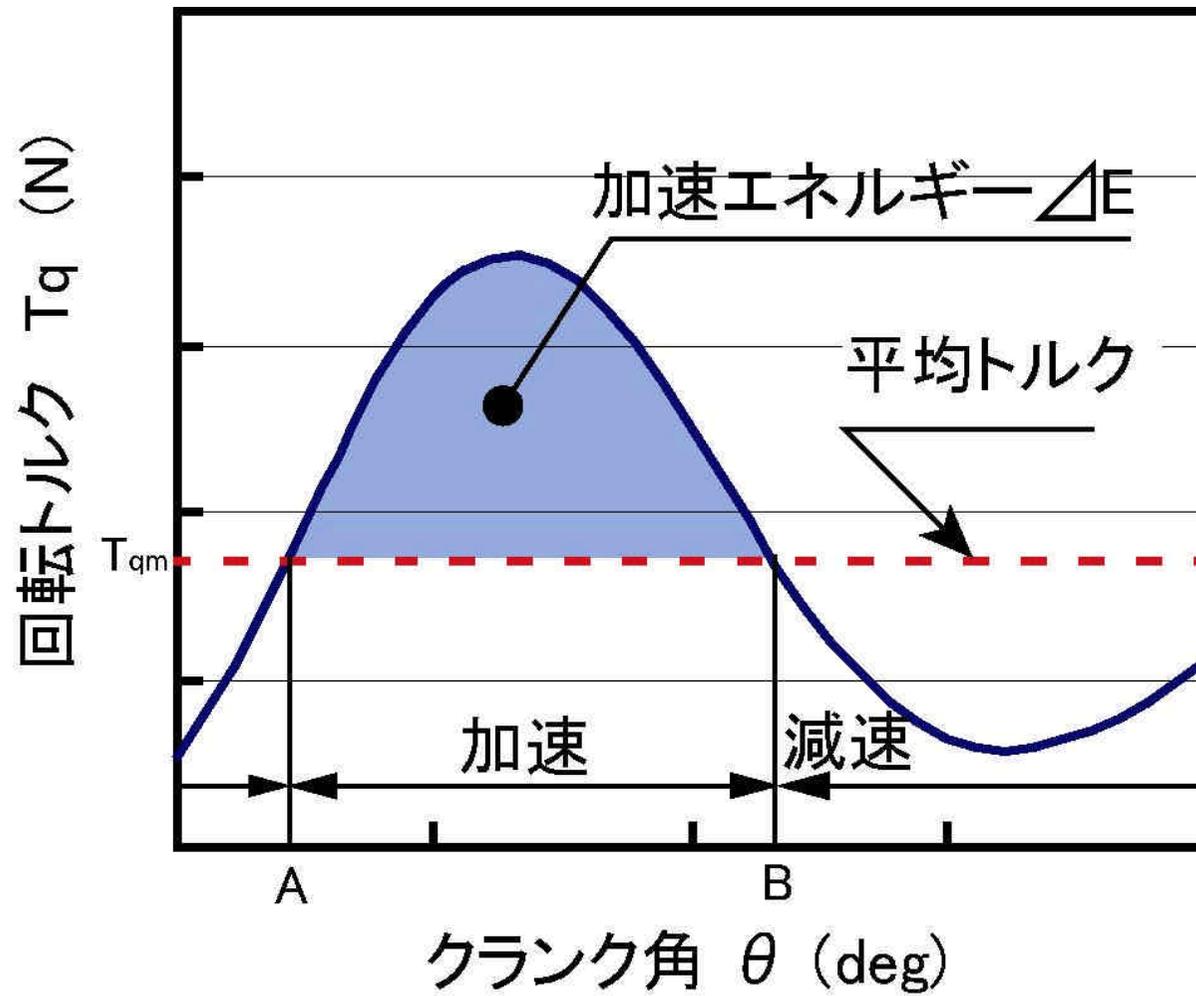


図 4.12 回転トルクと加速エネルギー

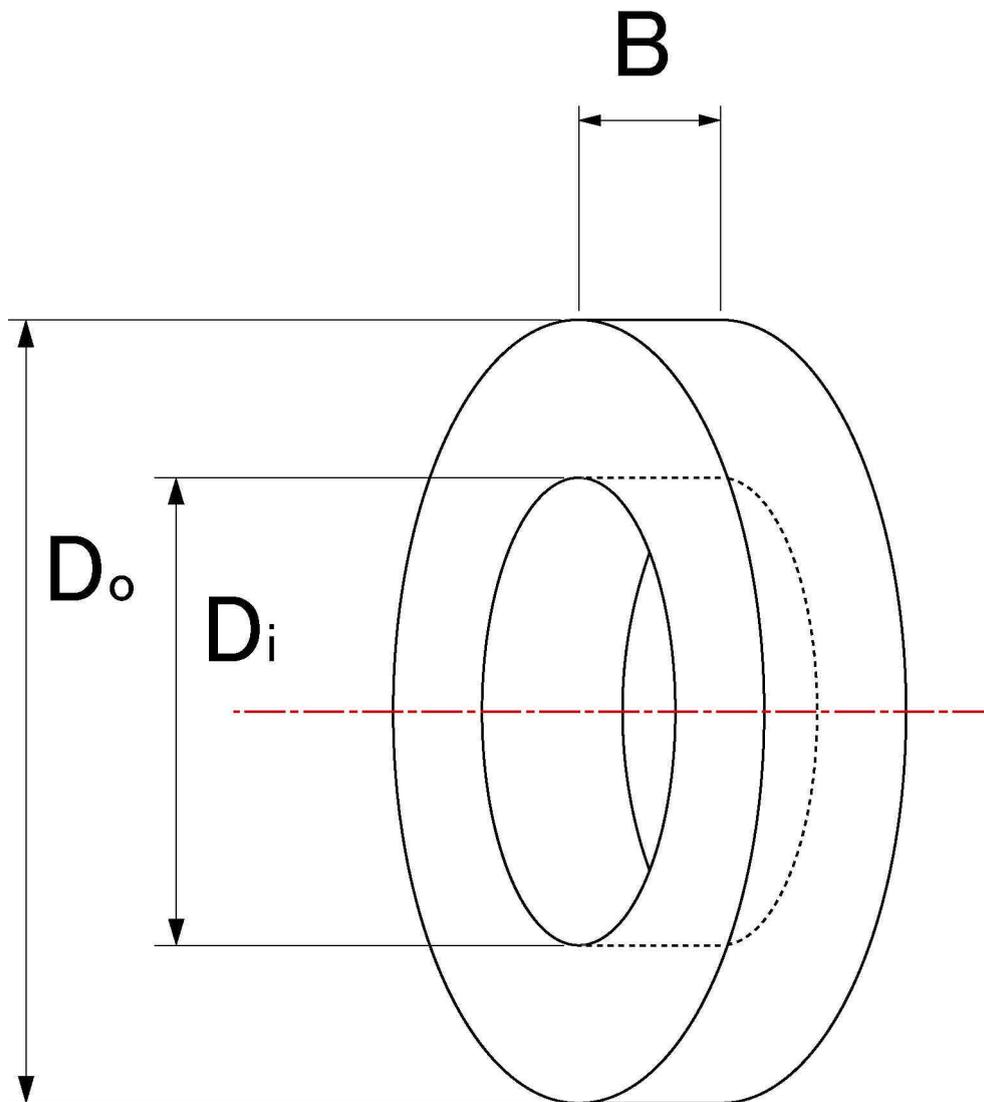


図 4.13 中空円板の慣性モーメント

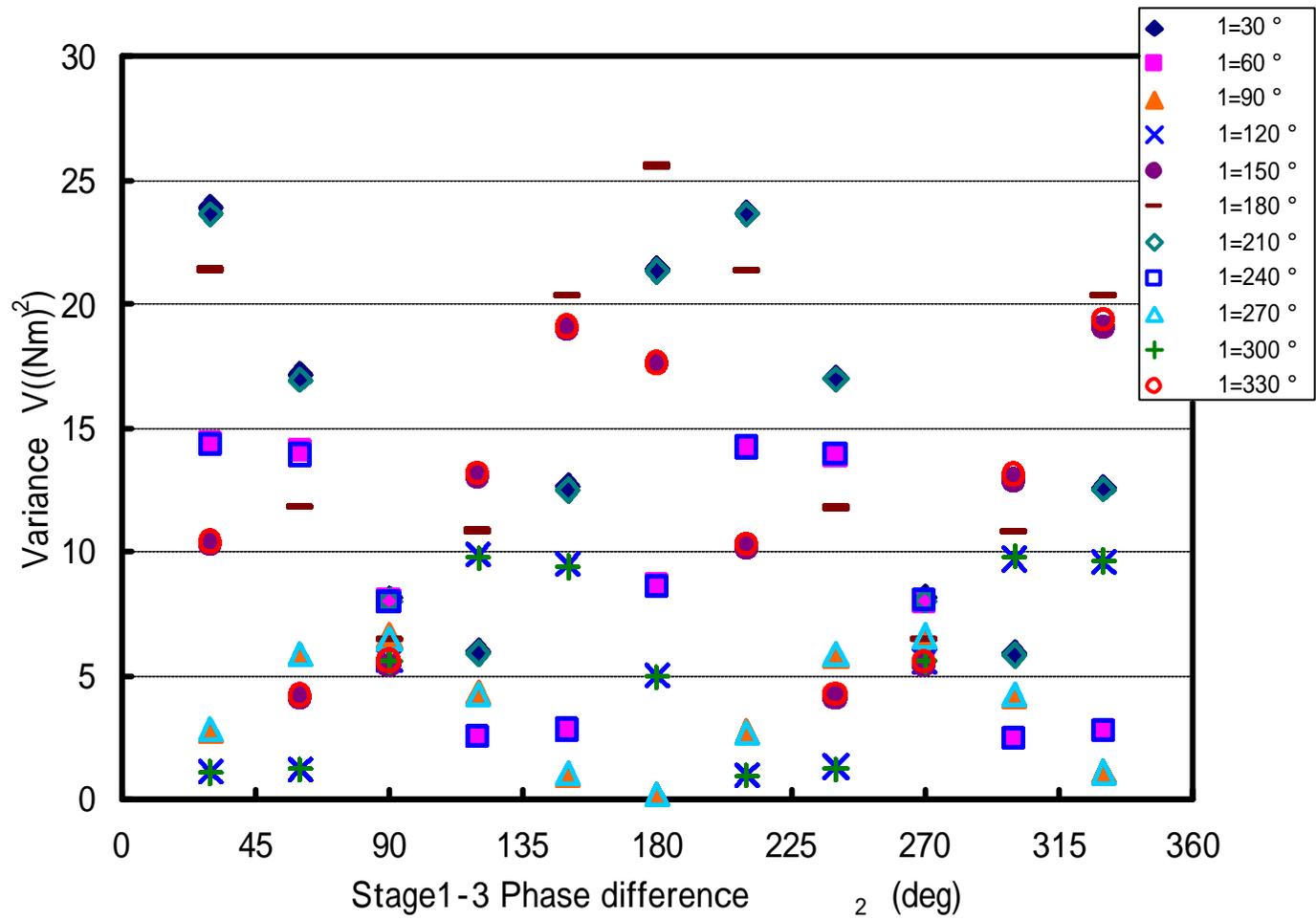


図 4.14 エンジン運転位相差とトルク曲線のばらつき

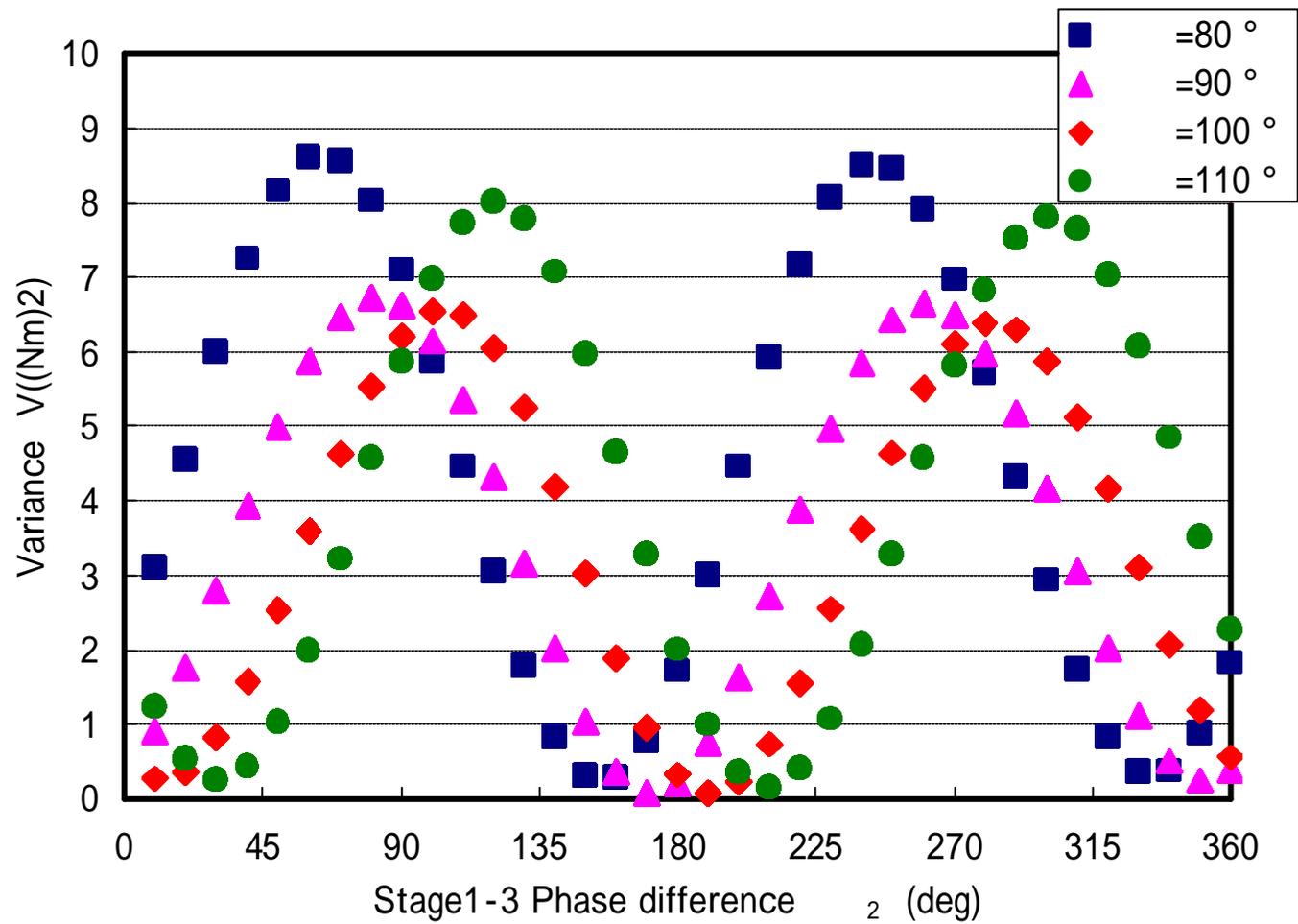


図 4.15 エンジン運転位相差とトルク曲線のばらつき (2)

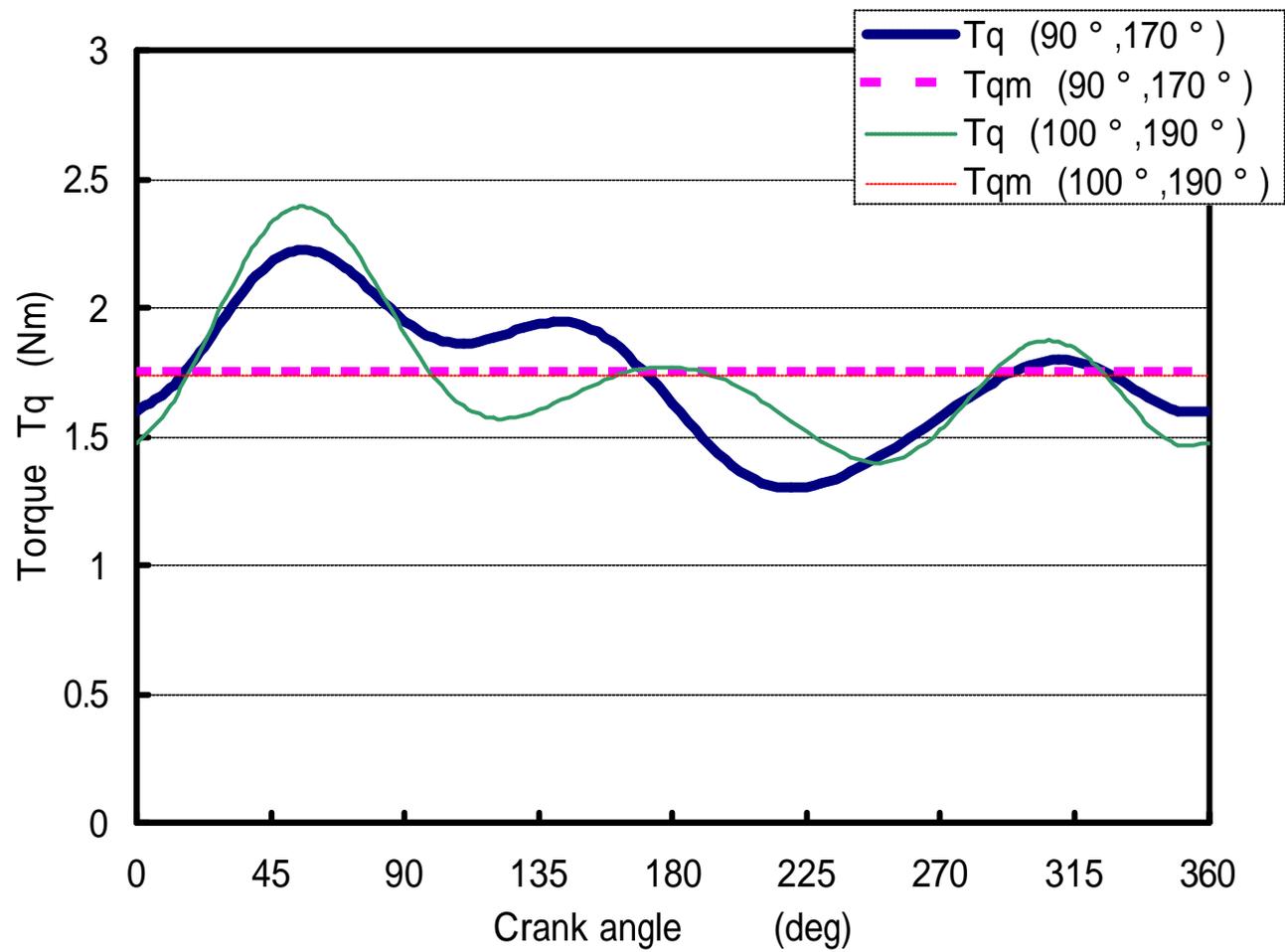


図 4.16 分散の小さい位相差でのトルク曲線

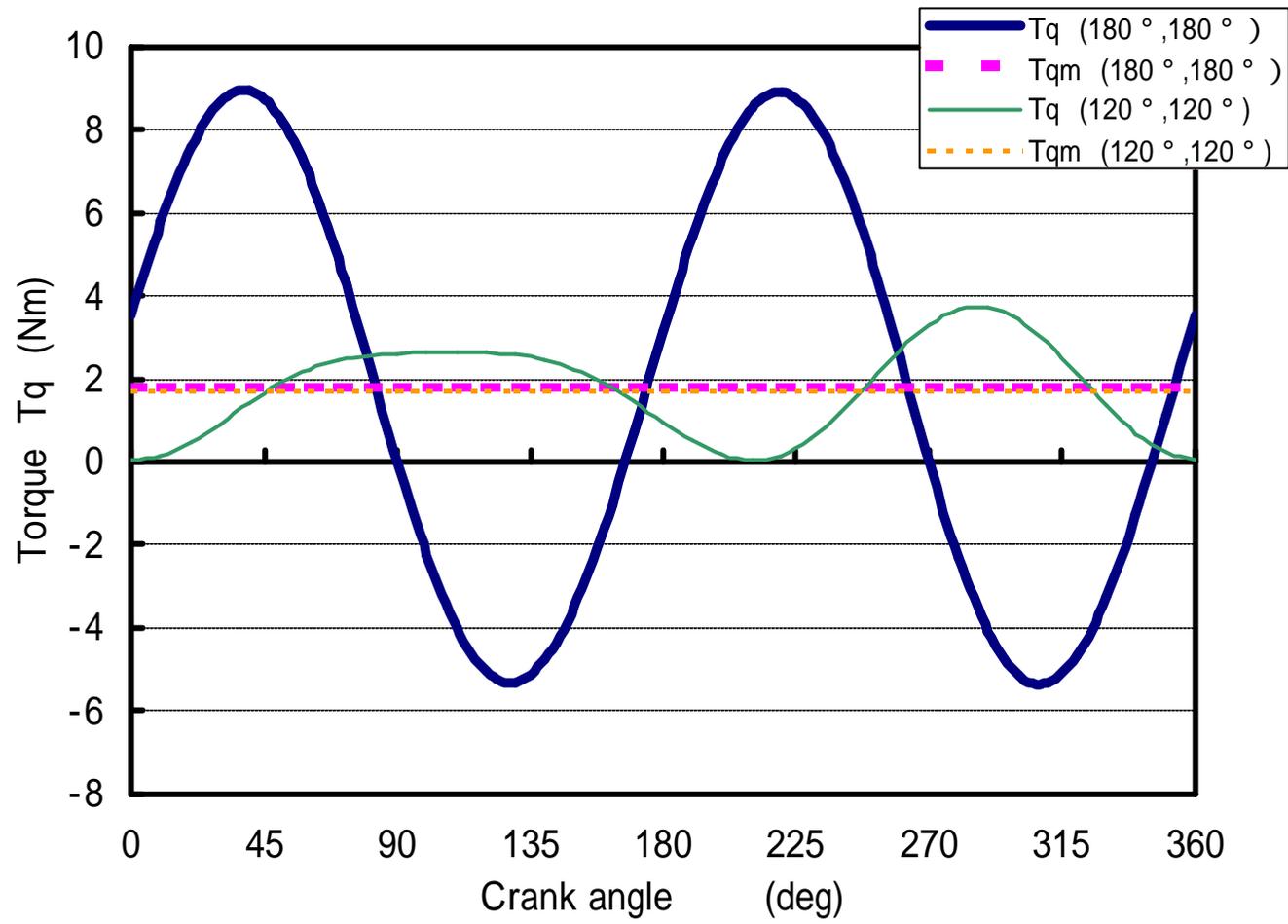


図 4.17 位相差 $180^\circ \cdot 180^\circ$ 及び $120^\circ \cdot 120^\circ$ でのトルク曲線

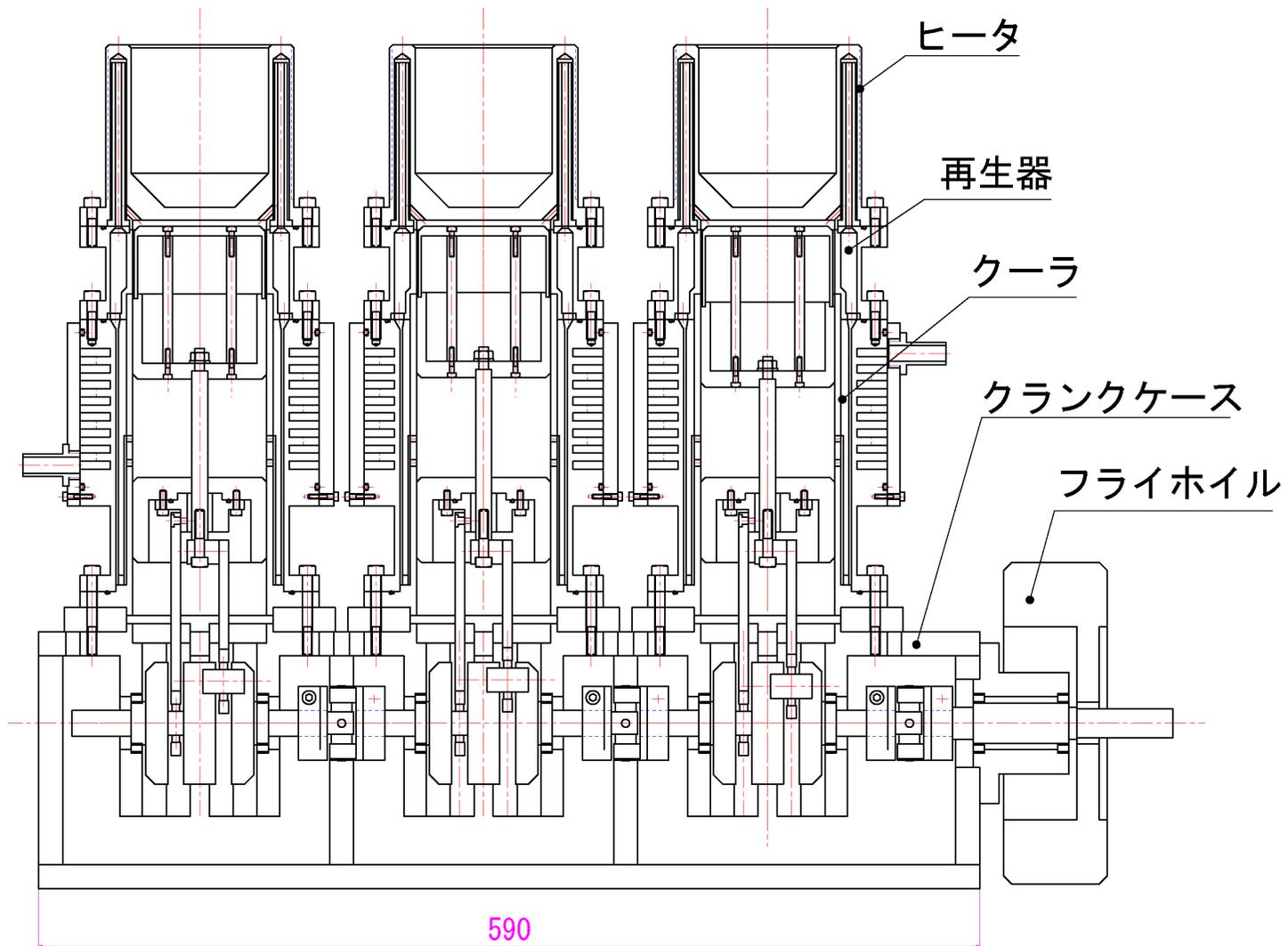


図 4.18 実験用スターリングエンジンの構造

表 4.1 エンジン仕様

	Stage-1	Stage-2	Stage-3
エンジン形式	形		
作動ガス	空気		
平均圧力	大気圧(101.3 kPa)		
膨張空間ガス温度	270	190	110
圧縮空間ガス温度	60	50	40
パワーピストン ボア径×ストローク	84×48 mm	84×44 mm	84×46 mm
ディスプレイサピストン ボア径×ストローク	84×52 mm	84×54 mm	84×46 mm
目標エンジン回転数	1000rpm		
目標出力	43 W	33 W	20 W
合計出力	96 W		

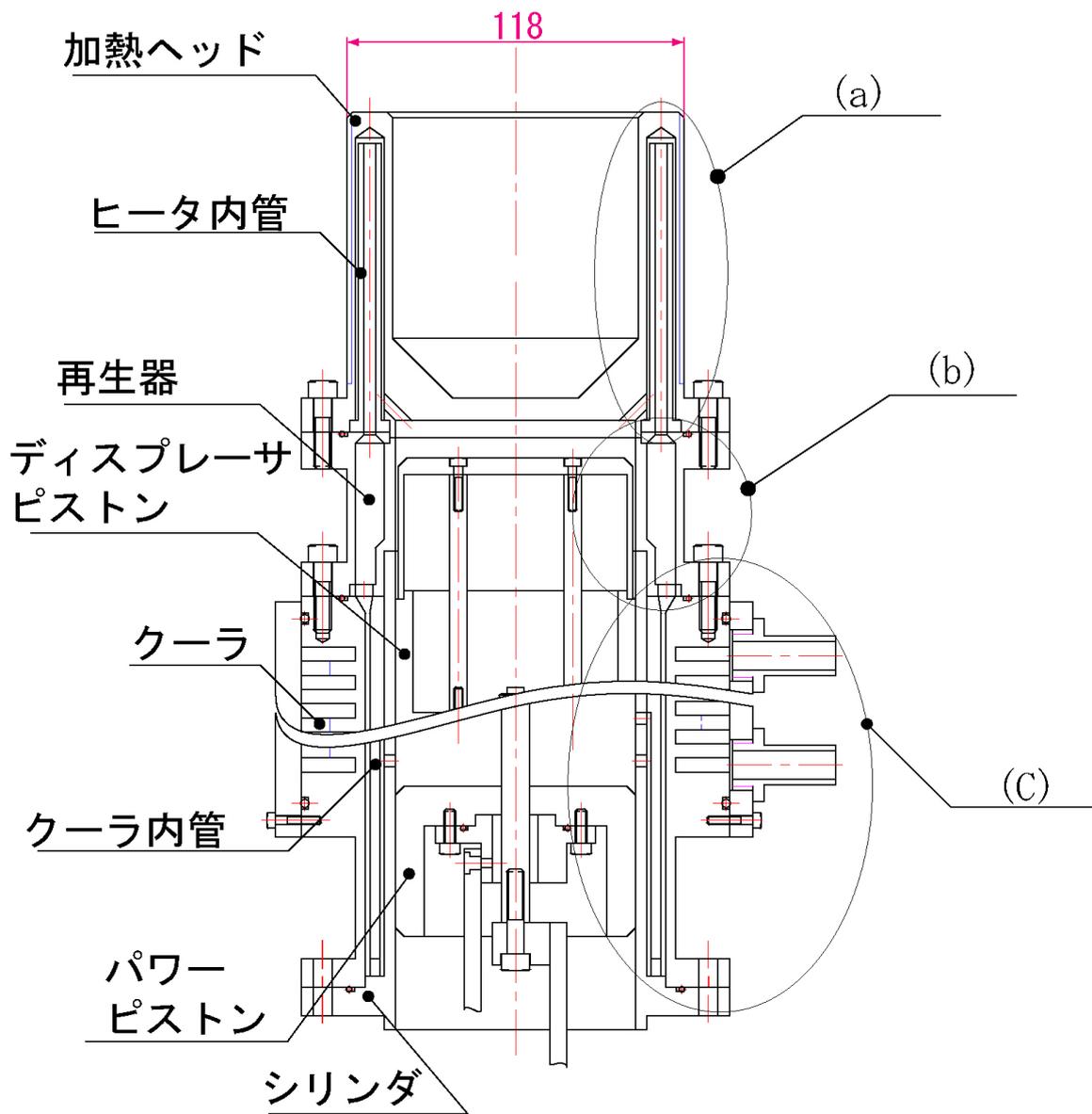


図 4.19(a) 熱交換器の構造 (全体)

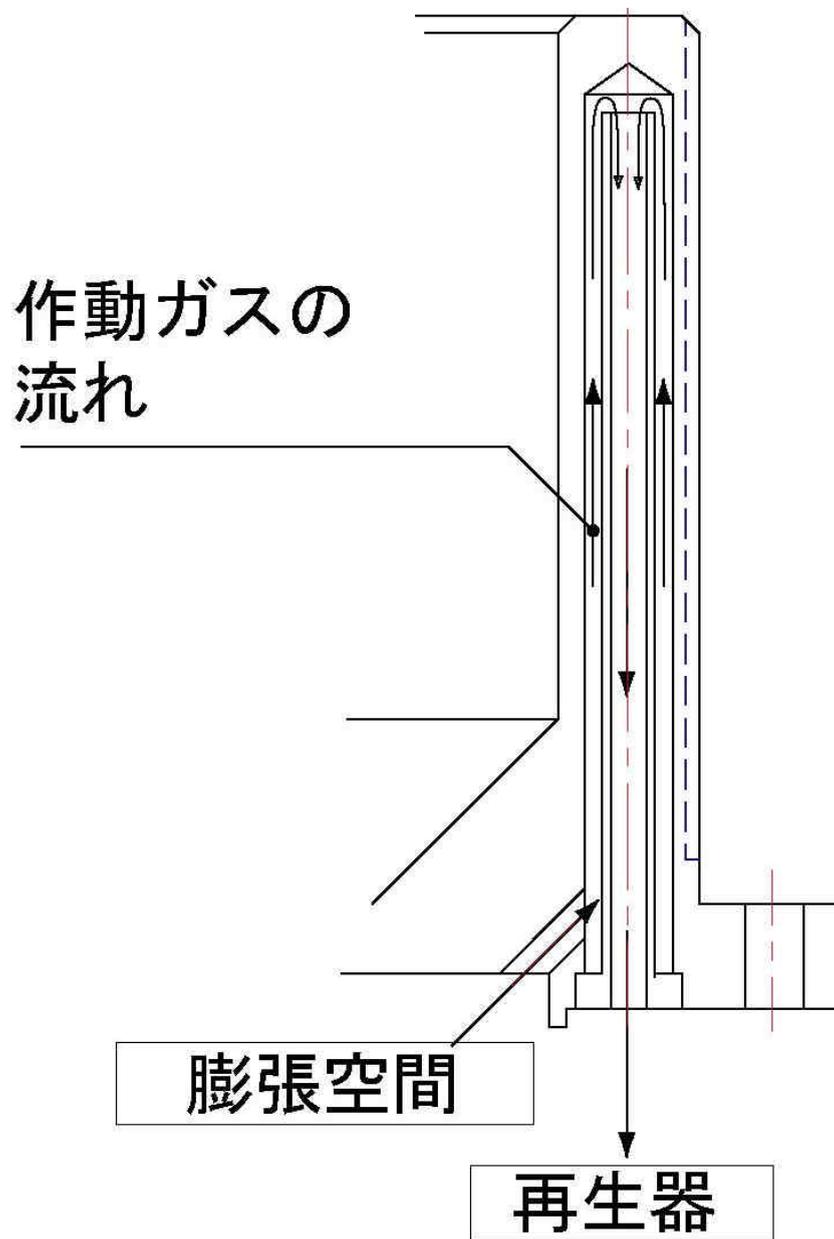


図 4.19(b) 熱交換器の構造（ヒータ）

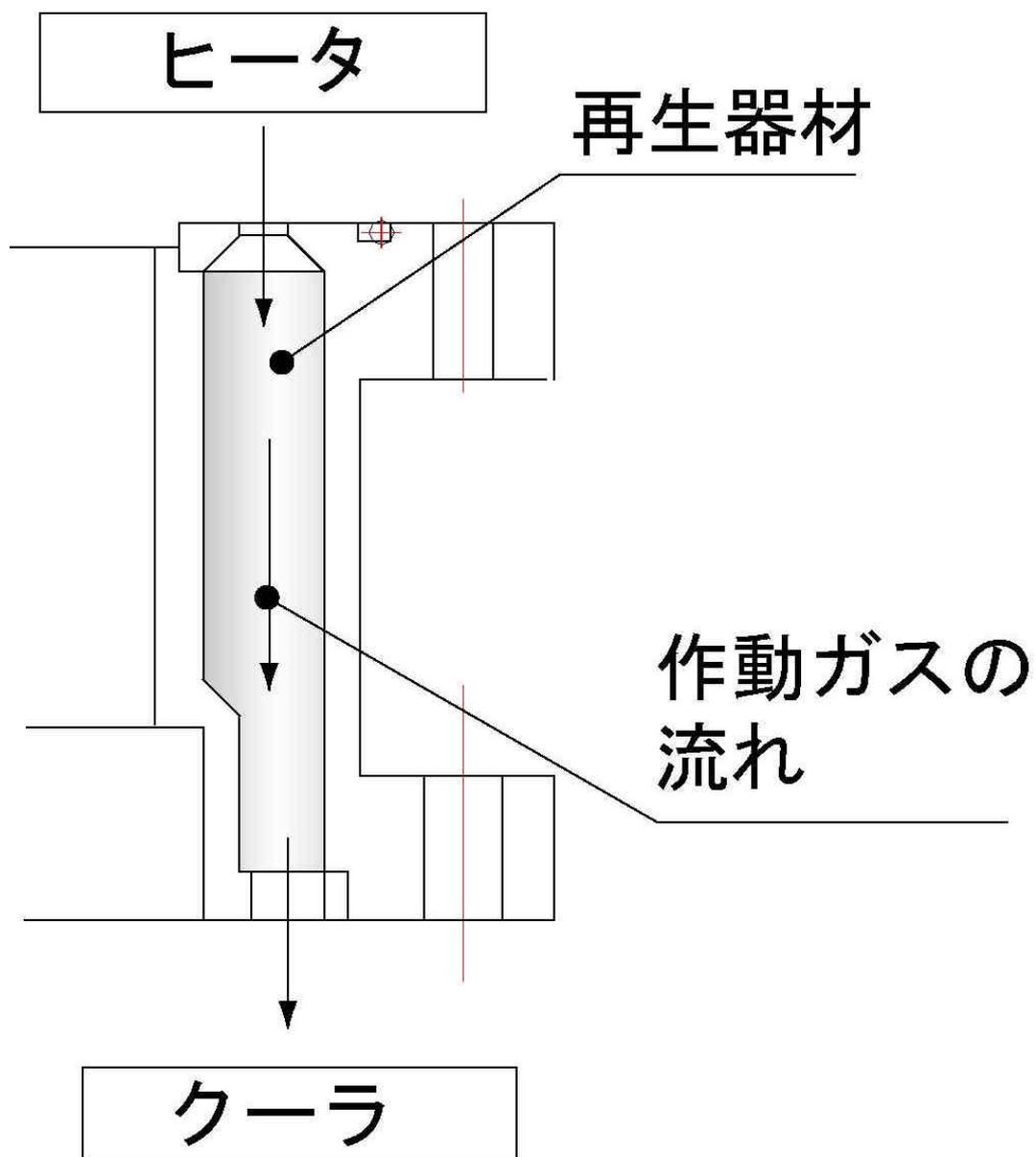


図 4.19(c) 熱交換器の構造 (再生器)

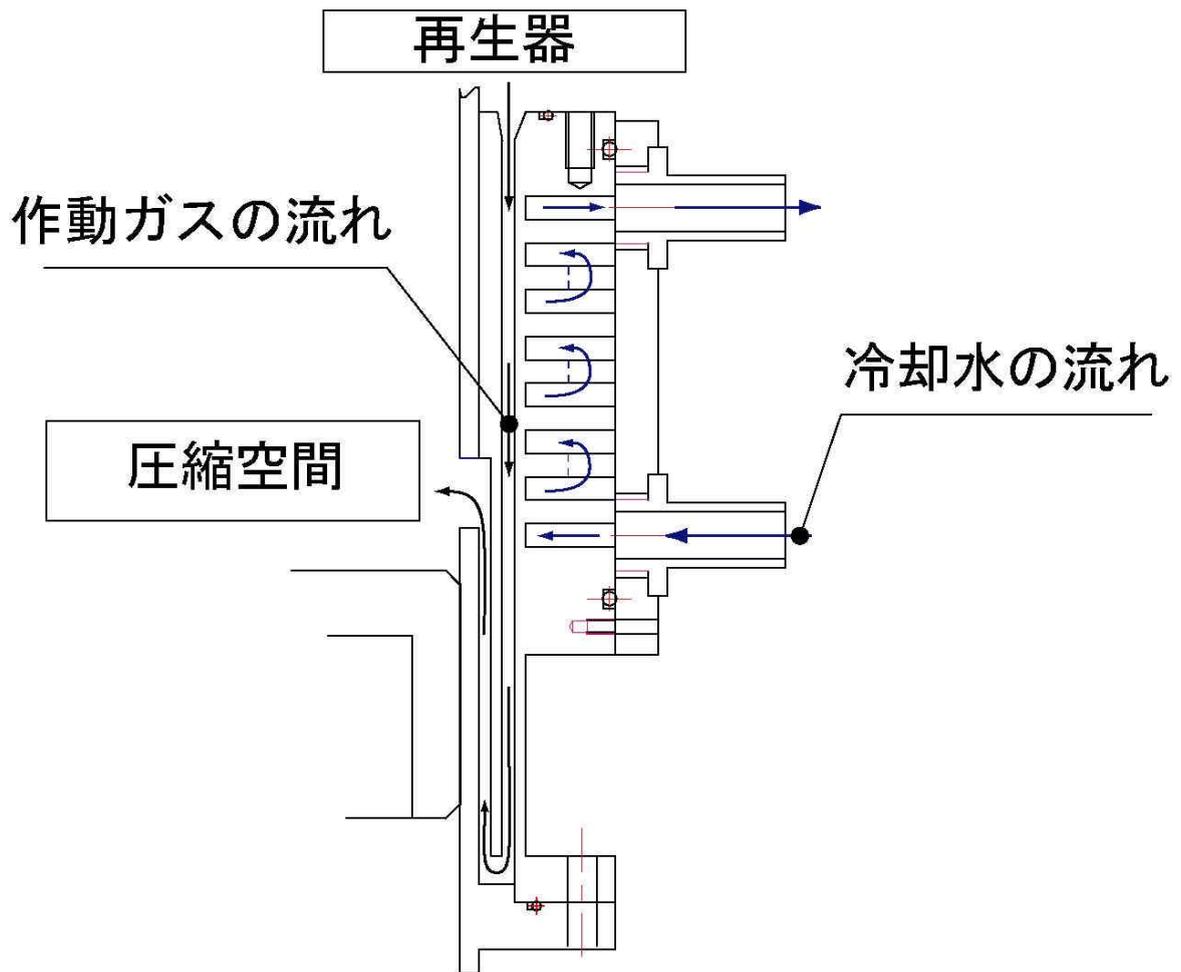


図 4.19(d) 熱交換器の構造 (クーラ)



図 4.20(a) 加熱ヘッド



图 4.20(b) 再生器内·外管



図 4.20(c) クーラ

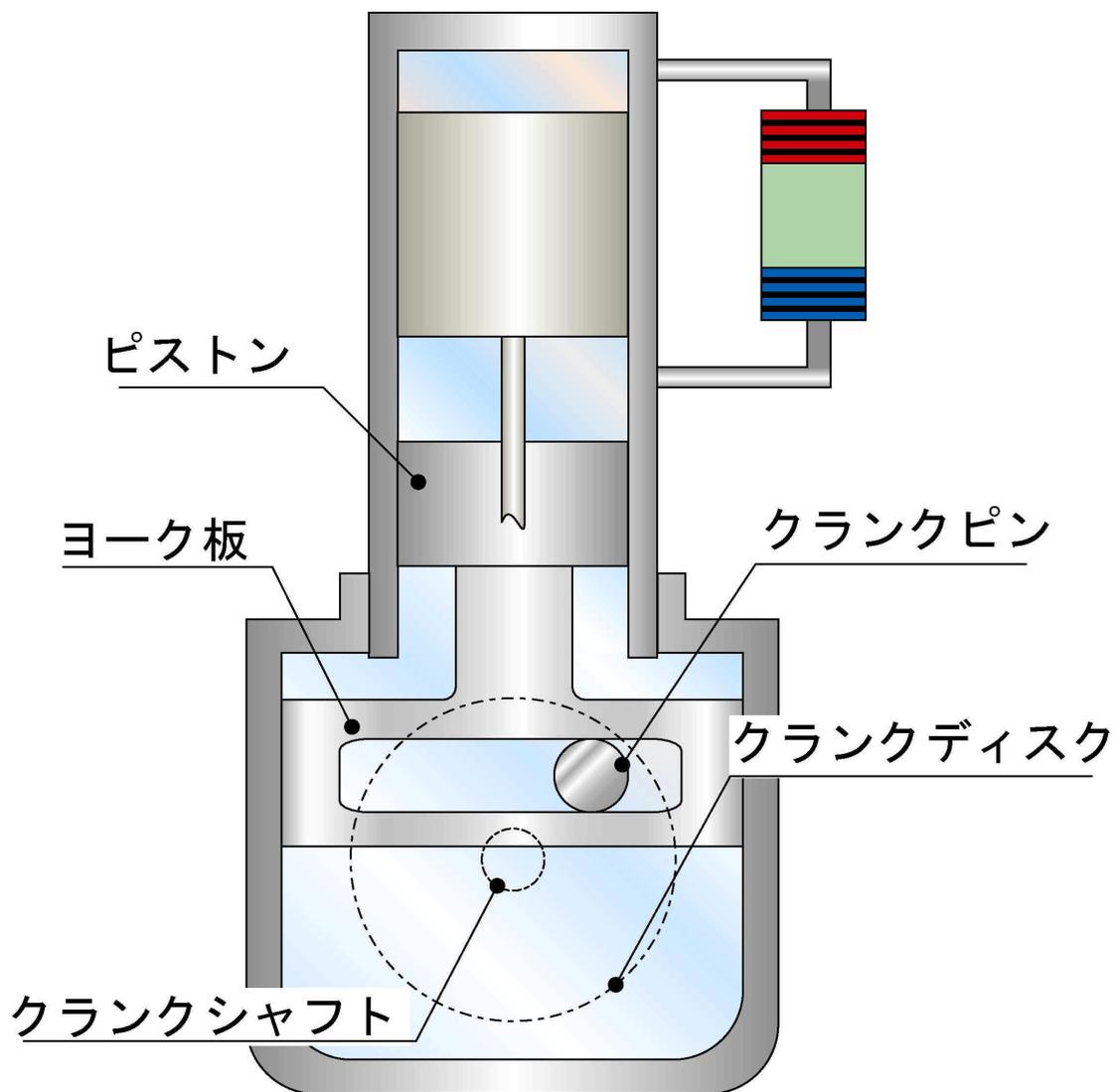


図 4.21 スコッチ・ヨーク機構

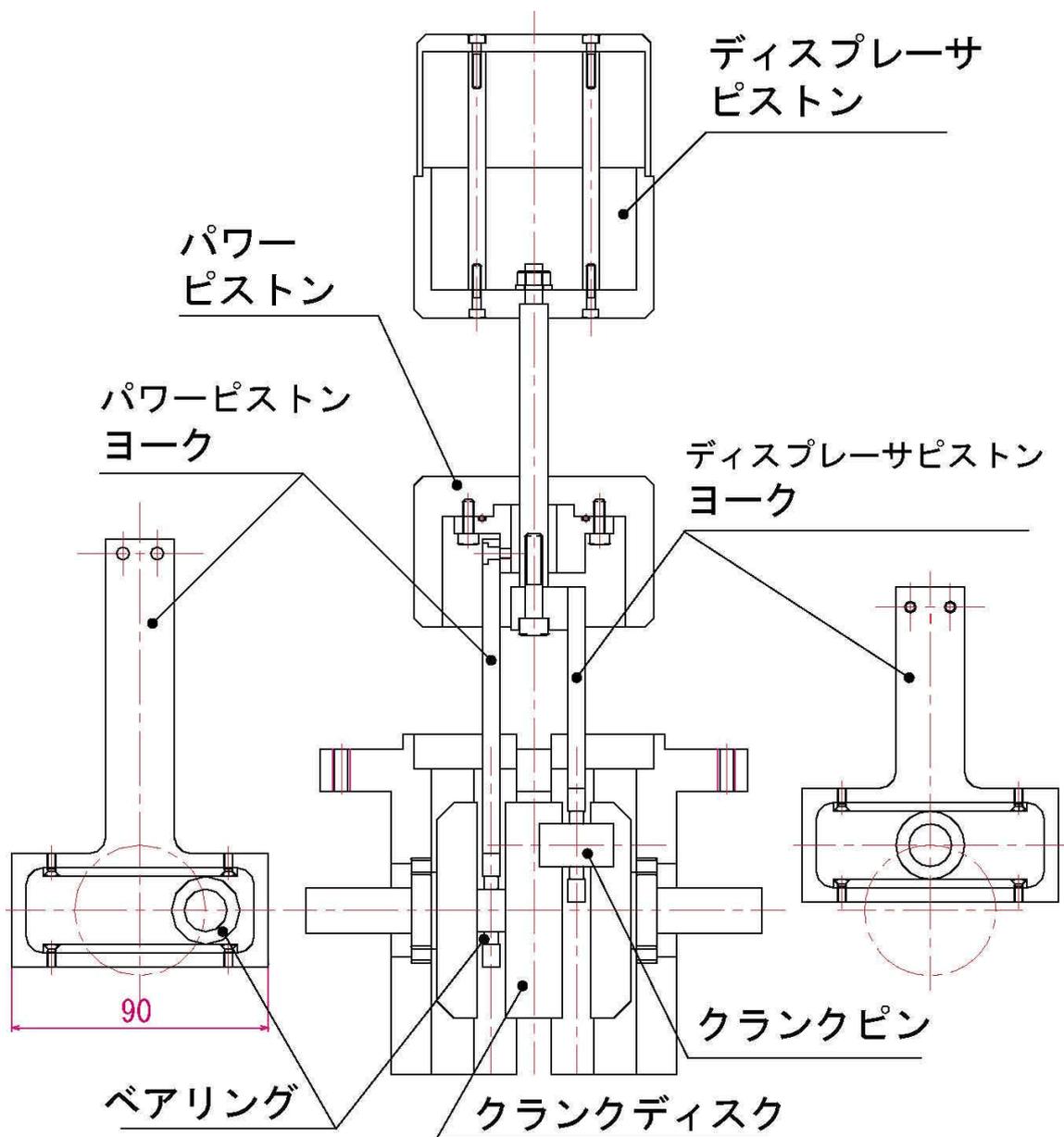


図 4.22 スコッチ・ヨーク機構の構造



図 4.23(a) ヨーク板外観



図 4.23(b) クランクディスク

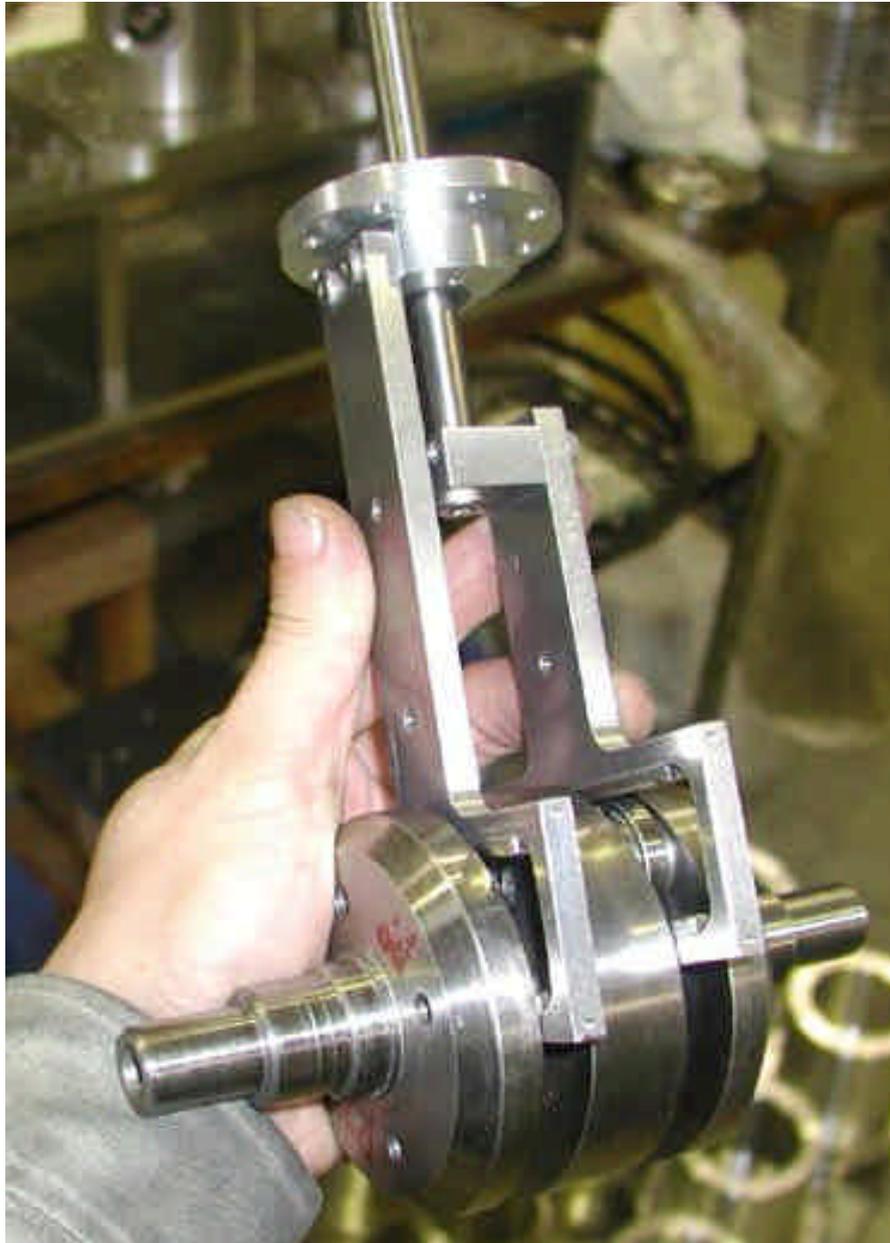


図 4.23(c) スコッチ・ヨーク機構の外観 1

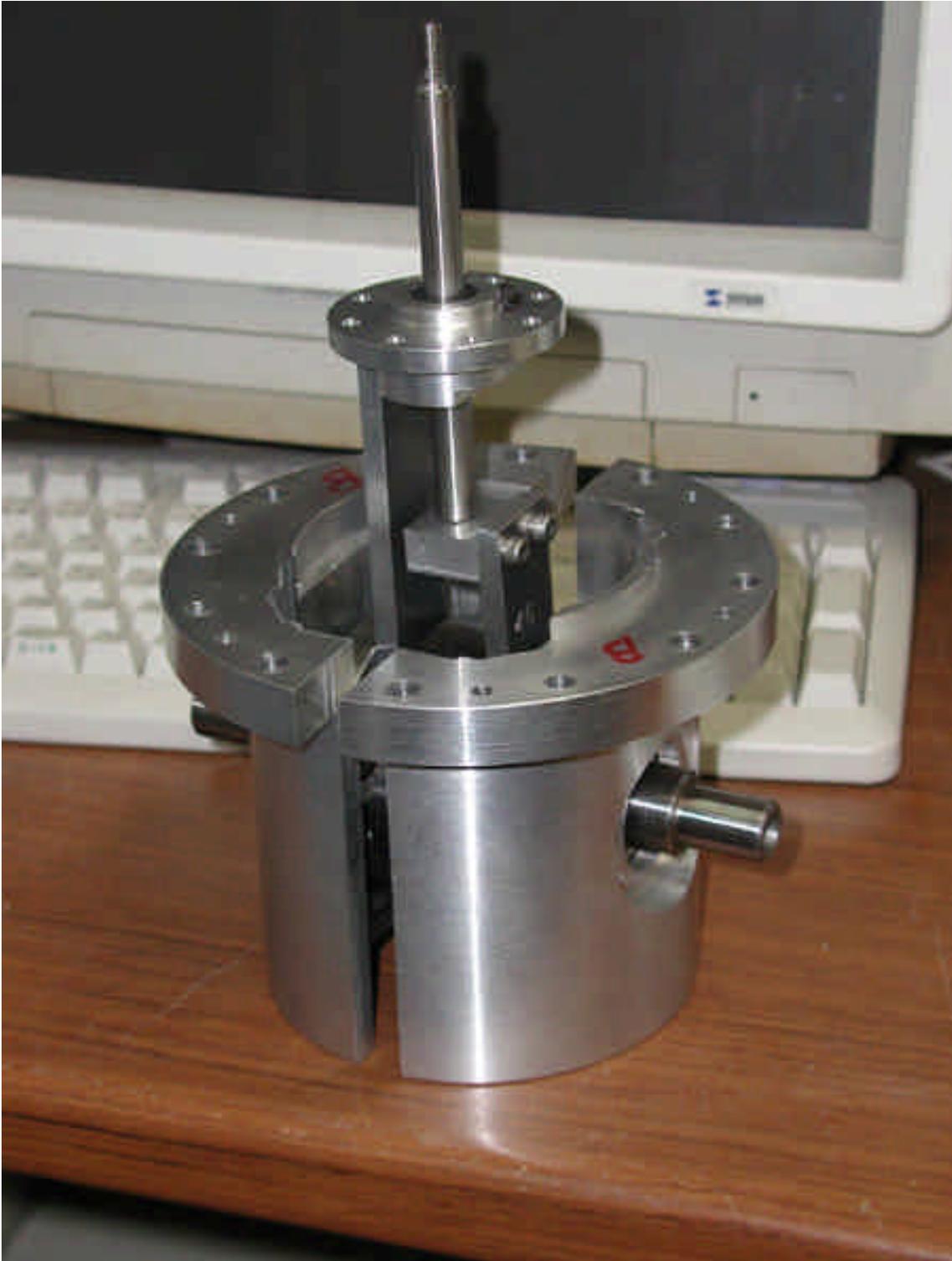


図 4.23(d) スコッチ・ヨーク機構外観 2

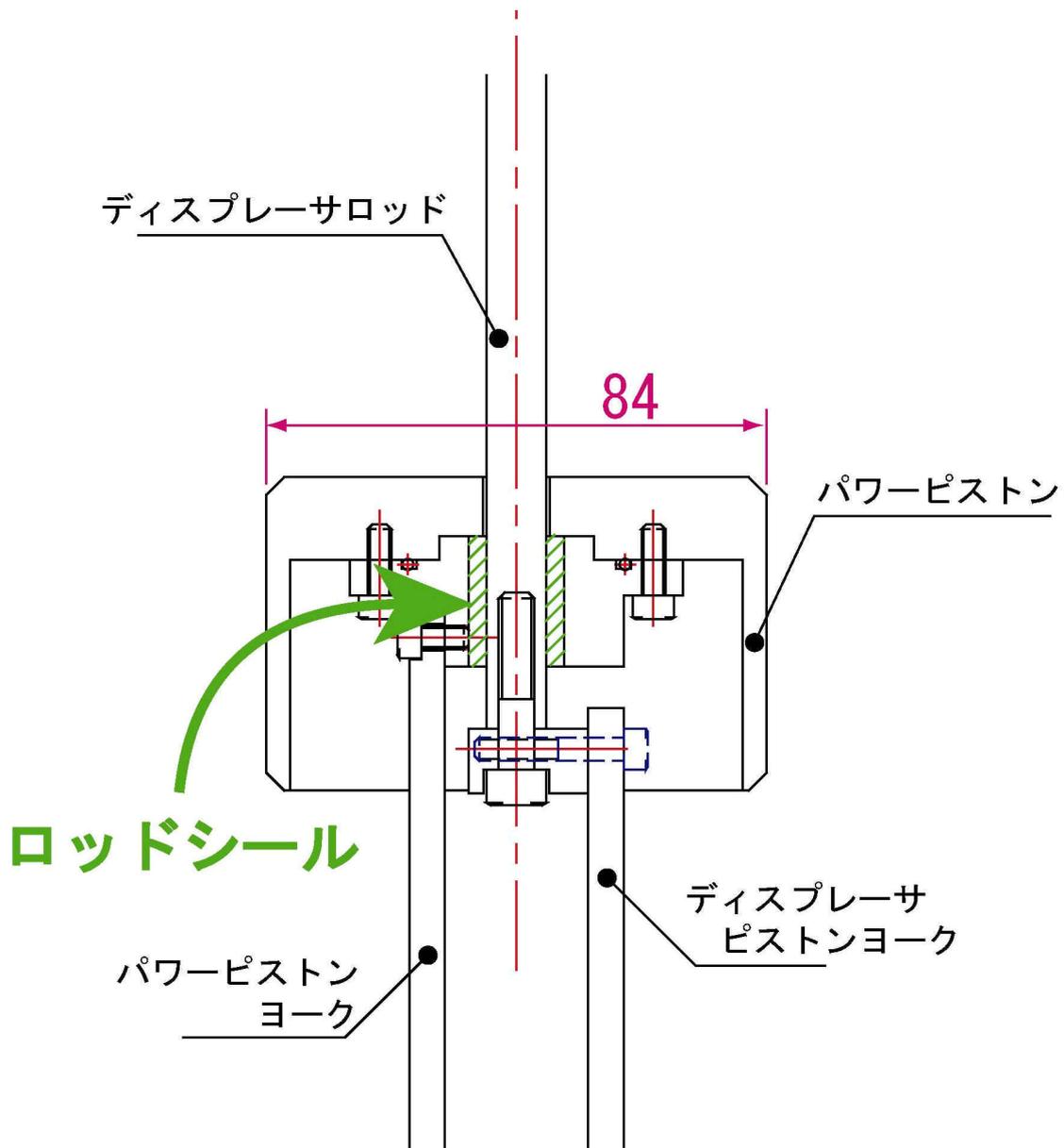


図 4.24 ロッドシール

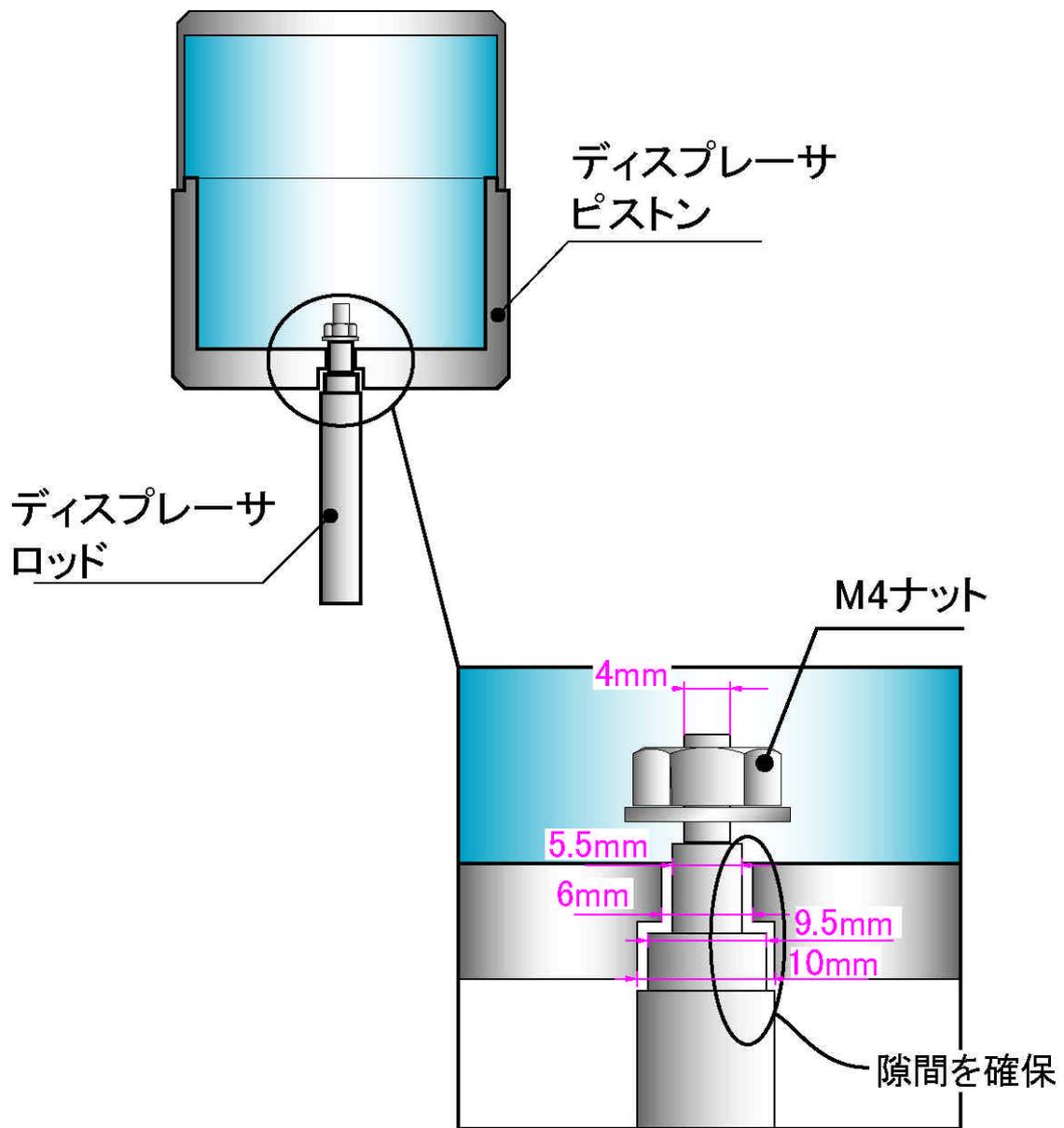


図 4.25 ディスプレーサピストンとディスプレイサロッド

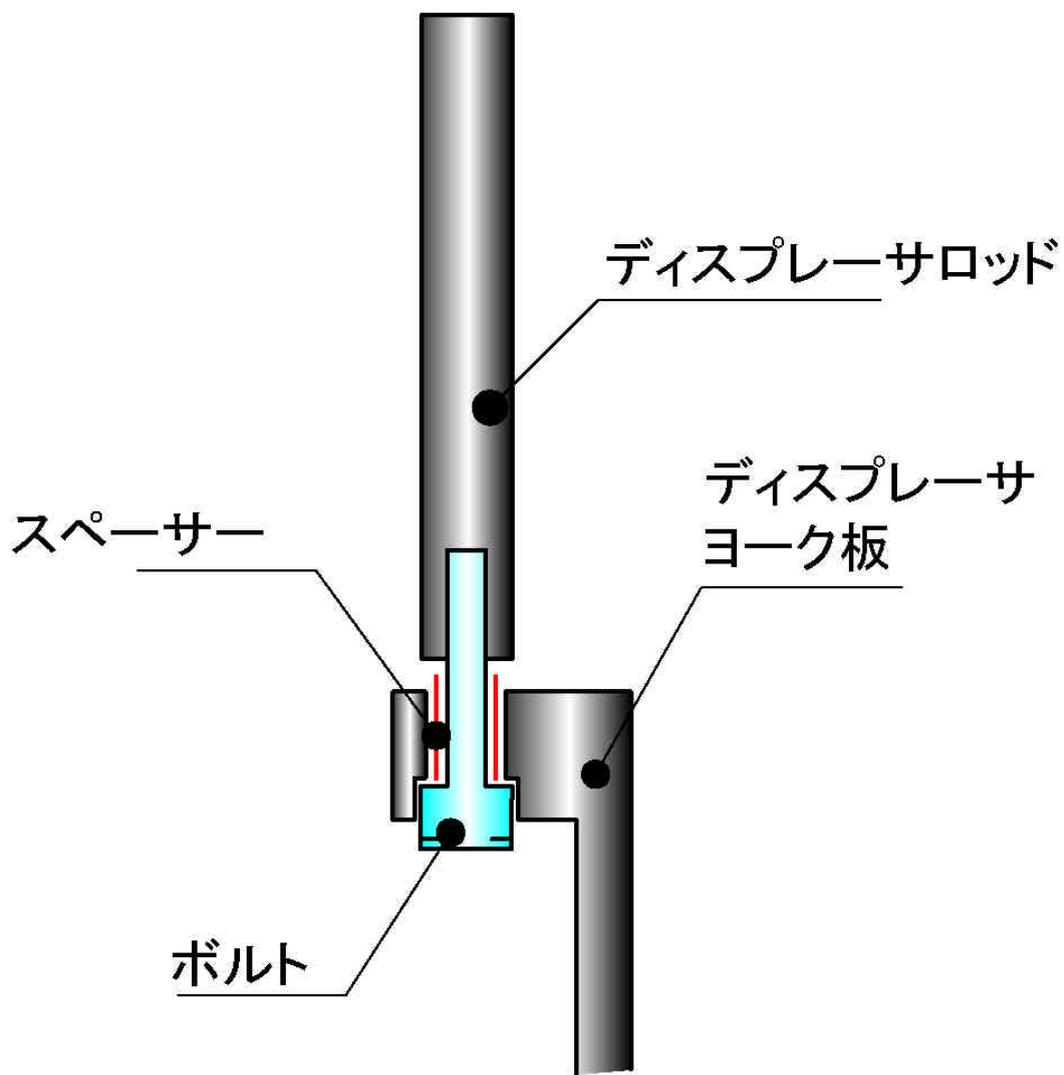


図 4.26 ディスプレーサロッドとディスプレイサヨーク

第5章 実験用スターリングエンジンの性能特性

製作した実験用多段式スターリングエンジンの試運転を行い、スムーズな運転が可能になるように改良を行なった。その後、動作実験を行い、多段式スターリングエンジンの性能評価を行なった。

5.1 エンジンの改良と試運転

前章で述べた実験用エンジンを製作した後、試運転を試みたものの、当初は自立運転には全く至らなかった。そこで、スムーズな運転が可能になるように、エンジンの改良を行なった。

(1) エンジンの改良

本実験用スターリングエンジンにおいて、ディスプレイサピストン及びパワーピストンの軸芯は、機械損失に大きく影響を及ぼす。本実験用エンジンは、その構造上、シリンダ、ディスプレイサピストン、パワーピストン、パワーピストンステイ、ディスプレイサロッド及びロッドシールの軸芯を合わせなければならず、これら全ての軸芯を正確に一致させるのは不可能に近い。そこで、図 4.25 に示したように、ディスプレイサロッドのねじ部分に段差を設け、ナットで固定することでディスプレイサピストンが上下左右に自由に動けるようにした。また、図 4.26 に示したようにディスプレイサロッドとディスプレイサヨークの接続部分にスペーサを入れることで、ディスプレイサロッドの軸芯を調節できる構造にした。このように、多くの部品の軸芯を合わせなければならない場合は、数点の部品の軸芯をある程度自由に動ける状態にすることが望ましい。これらの改良により、ピストンはスムーズに動くことができようになり、自立運転が可能となった。

一方、クランク軸を回転させると、アルミニウム合金製 (A2017) のシリンダとステンレス鋼製 (SUS304) のピストンの磨耗粉により、ピストンの動きが鈍くなる現象が確認された。本実験用エンジンでは、ピストンとシリンダ間のク

リアランスを直径 0.030 ~ 0.035 mm に設定している。ピストンとシリンダ間の摩擦とシール特性の兼ね合いを考えると、この値は妥当であると考えられる。したがって、ピストンのエッジ部や摺動面のあたりをとるために、研磨剤を塗布してピストンとシリンダの擦り合わせを行なった。さらに、磨耗粉によるピストン部の機械損失増大を防止するため、ピストンにモリブデングリースを塗布した。グリースは、塗布する量が多すぎると逆にピストンの動きを妨げるため、摺動面に塗りこんだ後に綺麗な布などで拭き取る程度とした。これらの作業を入念に行うことで、ピストンはよりスムーズに動作するようになり、比較的安定した自立運転を行えるようになった。

2) 廃熱を模擬した熱源の製作及び動作試験

製作した実験用スターリングエンジンの動作試験を行なうため、廃熱を模擬した熱源を製作した。図 5.1 及び 5.2 に実験装置の概略図及び外観を示す。実験装置は大流量の空気を流すためのコンプレッサ (図 5.3)、空気の流量を測定するための空気流量計 (図 5.4)、空気を加熱するための電気ヒータ (図 5.5)、ヒータの熱を調節するためのスライダック (図 5.6)、加熱ヘッドを暖めるためのヒータチャンバ (図 5.7) により構成されている。流量は最大約 0.012 kg/s (600 L/min) まで流すことが可能である。

図 5.8 にヒータ部の構造を示す。ヒータチャンバは外径 140 mm 及び 160 mm のステンレス製容器を 2 重に重ねた構造をしている。熱源となる高温空気は内胴と外胴の隙間を流れ、内胴の上部に設けられた 38 mm のパイプの中を通り、加熱ヘッドを加熱する。さらに、高温空気は内胴と外胴を貫通して設けられたパイプを通り、次の段のエンジンあるいは大気中へと流れる。

模擬廃熱実験装置により製作したエンジンを加熱し、自立運転には至ったものの、安定した出力特性を測定するには至らなかった。これは、ヒータ部の断熱が不十分で、エンジン内の作動ガス温度が上がらなかったことが原因と考えられる。そこで、シース電熱線をエンジンの加熱ヘッドに直接巻くことで、加熱ヘッドを十分に加熱し、運転実験を行なうこととした。

③) クーラ部の改良

前項までの作業により、ヒータを十分に加熱することができればエンジンを運転させることができると考え、市販のシーブ電熱線(200 V、1 kW)を用いた動作試験を行なった。動作試験にあたり、熱電対を用い、ヒータ下端及び再生器ハウジング下端の壁温を計測した。電熱線により十分な加熱を行なった結果、不安定であるが自立運転をすることが確認できた。この時の各部の温度は、ヒータ下端の壁温が約 210℃、再生器ハウジング下端の温度が約 70℃で、エンジン回転数は 60～210 rpm であった。

本実験用エンジンは、製作面を考慮し、熱交換器等の主要部品をアルミニウム合金(A2017)により製作している。そのため、加熱ヘッドの熱が再生器ハウジングの壁面を伝わり、クーラやシリンダも加熱していると予想される。そのことが原因で作動ガスに十分な温度差が得られていないと考えた。そこで、作動ガスに温度差をつける手段として、クーラとクーラ内管の隙間にアルミニウム合金製の板材を入れ、クーラ内管とクーラとを密着させ、クーラの冷却効果をより高めることを試みた。また、加熱ヘッドと再生器ハウジングの間にシリコンゴムを入れ、熱の伝わりを遮断した(4.4 節参照)。その結果、ヒータ下端の壁温が約 100℃程度上昇し、安定した運転が可能になった。そこで、多段式スターリングエンジンの出力特性を評価するための運転実験を行なうこととした。

5.2 多段式スターリングエンジンの運転実験

図 5.9 及び 5.10 に実験の測定系統図及び外観を示す。実験はシーブ電熱線(図 5.11)により加熱ヘッドを加熱し運転させ、エンジン壁面温度、エンジン回転数及び軸出力を計測した。運転させるエンジンは、1～3 段目エンジン及び 3 段目エンジンと同一仕様の予備エンジンの合計 4 台とした。実験においてシーブ電熱線にかかる電圧はスライダック(図 5.12)を使用し、ヒータ上端の壁面温度が約 400℃になるように調節した。エンジン壁面温度は、ヒータ上端、ヒータ

下端及び再生器ハウジング上端の温度（それぞれ T_{h1} 、 T_{h2} 、 T_r とする）をシー
ス熱電対（図 5.13）により計測した。回転数はデジタルタコメータ（図 5.14）
により計測した。図 5.16 に軸出力の計測方法を示す。軸出力 W_s は、エンジ
ンを回転させた状態でクランク軸の先端に取り付けられたプーリに紐をかけて、
バネ秤を紐の両端に取り付け、負荷をかけ、2 つのバネ秤にかかる荷重の差 F
を測定し、そのときのエンジン回転数 N 及びプーリ半径 R より算出した。計算
式は次のようになる。

$$W_s = 2pR\Delta F \frac{N}{60} \quad (5.1)$$

5.3 運転実験結果及び考察

(1) 単体エンジンの性能特性

図 5.16 にそれぞれのエンジンを単体で運転させた際の回転数と軸出力の関係を
示す。

1 段目エンジンは、エンジン壁温がそれぞれ約 $T_{h1}=330$ 、 $T_{h2}=250$ 、 $T_r=55$
の状態 で運転し、エンジン回転数が 130 rpm 付近にて約 1.5 W の最高出力が得
られた。2 段目エンジンは、エンジン壁温がそれぞれ約 $T_{h1}=340$ 、 $T_{h2}=280$ 、
 $T_r=50$ の状態 で運転し、エンジン回転数が 160 rpm 付近にて約 4.7 W の最高
出力が得られた。これらのエンジンでは、電熱線による十分な加熱ができな
かったため、やや低い温度条件での測定となった。そのため、軸出力が小さく、
やや不安定な運転となった。

3 段目エンジンは、エンジン壁温がそれぞれ約 $T_{h1}=390$ 、 $T_{h2}=250$ 、 $T_r=80$
の状態 で運転し、エンジン回転数が 210 rpm 付近にて約 1.8 W の最高出力が得
られた。3 段目と同一のエンジン仕様の予備エンジンは、エンジン壁温がそれぞ
れ約 $T_{h1}=390$ 、 $T_{h2}=270$ 、 $T_r=60$ の状態 で運転し、エンジン回転数が 210
rpm 付近にて約 3.2 W の最高出力が得られた。

それぞれのエンジンを単体で運転させた結果、予備エンジンを含めた 4 台のエン
ジンの中で 2 段目エンジンの 4.7 W が最高出力となった。仕様では最も出力

の高い 1 段目エンジンは最低出力となった。これは、ピストンとシリンダのクリアランスが適切に確保されていないことや、電熱線による加熱では十分な加熱が行なえないことが原因と考えられる。どのエンジンも目標とするエンジン性能を達成していない。これは、ピストン擦動部や機構部での機械損失が大きく、エンジン回転数が上がらなかったことが原因と考えられる。仮に、同一のトルクで、目標エンジン回転数である 1100 rpm が達成できたとすれば、目標出力をほぼ満たせることになる。すなわち、熱的な設計は妥当であったと考えられる。

また、同一のエンジン仕様である 3 段目エンジンと予備エンジンの出力に差が生じたのは、慣らし運転の時間の差やクランク機構部などの各 부품のばらつきによる機械損失の相違及びエンジン内作動ガス温度の相違が原因と考えられる。

大きなストロークのエンジンは低い回転数で、小さなストロークのエンジンは高い回転数で最高出力が得られている。ストロークの等しい 3 段目エンジンと予備エンジンは最高出力こそ異なるが、得られる出力曲線はほぼ同一の形であると言える。

②) 多段エンジンの性能特性

単体エンジンの運転実験結果より、安定した運転が得られなかった 1 段目エンジンを除き、2 段目、3 段目及び予備エンジンの 3 台のエンジンを用いて多段式エンジンの運転実験を行なうことにした。図 5.17 に 2 段構成及び 3 段構成エンジンの実験結果を示す。

3 段目エンジンと予備エンジンのクランク設置角度を 90° として組み合わせた 2 段構成エンジンを運転した結果、230 rpm 付近にて約 7.7 W の最高出力が得られた。この時のエンジン壁温は、3 段目エンジンが $T_{h1}=380$ 、 $T_{h2}=260$ 、 $T_r=80$ 、予備エンジンが $T_{h1}=420$ 、 $T_{h2}=330$ 、 $T_r=60$ 付近であった。それぞれのエンジンを単体で運転した結果よりも軸出力、エンジン回転数ともに大きな値になっている。これは、2 台のエンジンの運転に適切なクランク設置角度をつけることにより、トルク変動が少なく、滑らかな回転が可能になり、結

果として機械損失が低減したためと考えられる。

2 段目、3 段目及び予備エンジンのそれぞれのクランク設置角度を 120° として組み合わせた 3 段構成エンジンでは、エンジン回転数 210 rpm 付近において約 13.5 W の最高出力が得られた。この時のエンジン壁温は、2 段目エンジンが $T_{h1}=360$ 、 $T_{h2}=300$ 、 $T_r=60$ 、3 段目エンジンが $T_{h1}=370$ 、 $T_{h2}=250$ 、 $T_r=80$ 、予備エンジンが $T_{h1}=410$ 、 $T_{h2}=290$ 、 $T_r=60$ 付近であった。3 段目エンジンと予備エンジンの 2 段構成エンジンよりも約 5.8 W の出力増加があった。これは、追加した 2 段目エンジンの最高出力 4.7 W よりも大きな値である。3 段構成エンジンにおいても、適切なクランク設置角度を設けることでトルク変動が減少し、機械損失が低減していると考えられる。

本実験では、目測により各エンジン間のクランク設置角度を設定した。そのため、かなりの誤差が生じていると考えられる。各エンジン間のクランク設置角度をより正確に調節できれば、多段式エンジンの出力はさらに向上すると考えられる。

5.4 多段式スターリングエンジンの性能特性

上述の運転実験の結果より、エンジンを多段で構成することにより軸出力が向上することが確認できた。また、単体エンジンにおいて得られる最高軸出力の合計よりも、多段に組み合わせたエンジンの軸出力の方が高いことが確認できた。これは、多段構成とすることでトルク変動が小さくなり、ピストン駆動部の運動がスムーズになったためであり、その結果、機械損失が低減したものと考えられる。このことから、第 4.3 節で述べたように、多段式スターリングエンジンの各エンジン間のクランク設置角度を適切に設けることは、出力向上のために重要であると考えられる。

本実験用エンジンは目標とした性能には遠く及ばず、目標出力の 1/5 程度の出力しか得られなかった。本実験では、それぞれのエンジンに対して 1 kW のシーラ電熱線を使用した。すなわち、3 段構成の場合でも正味熱効率は 0.17% 程度にしかならない。これは、ヒータと低温シリンダをつなぐ再生器ハウジングに

熱伝導率の高いアルミニウム合金（A2017）を使用したため、ヒータからの熱が熱伝導により再生器ハウジングの壁面を伝わり、シリンダ並びにクーラを加熱する結果となり、膨張空間及び圧縮空間の間で作動ガスの温度差が得られなかったことや、ピストン摺動部や機構部における機械損失が大きかったことが原因であると考えられる。スターリングエンジンを設計する際は、エンジン内部の熱的变化だけではなく、各部の熱伝導による損失も十分に考慮に入れる必要がある。また、本実験用エンジンのように、金属同士の摺り合わせピストンを用いる場合、ピストンとシリンダ間のクリアランスを適切に設けることも重要である。

目標性能は得られなかったものの、現在のトルクを維持したまま、目標回転数が達成できれば目標軸出力をほぼ達成できることから、エンジン内部の熱的な設計は概ね妥当であったと考えられる。また、機械損失などの問題点を克服できれば目標性能の達成が期待できる。

本研究では、実験用エンジンの調整不足から、廃熱利用を模擬した熱源を用いた運転実験を行なうことができなかった。しかし、エンジンを多段構成とすることで出力の向上が確認できたことから、多段式スターリングエンジンは熱源の熱量に合わせて運転させることにより、より多くの出力を得ることが可能であると考えられる。

本研究で得られた実験データと多段式エンジンの性能予測の結果を比較すると、熱損失や機械損失の見積もりが低すぎたことがわかる。性能予測においてカルノー係数を 0.7、機械効率を 0.7 として計算していたところを、それぞれ約 0.3 まで低くした計算結果が本実験用エンジンの実験結果と概ね一致している。このことから、各効率の設定を正確に見積もることで、多段式スターリングエンジンの性能予測を使用した設計が有用になると言える。

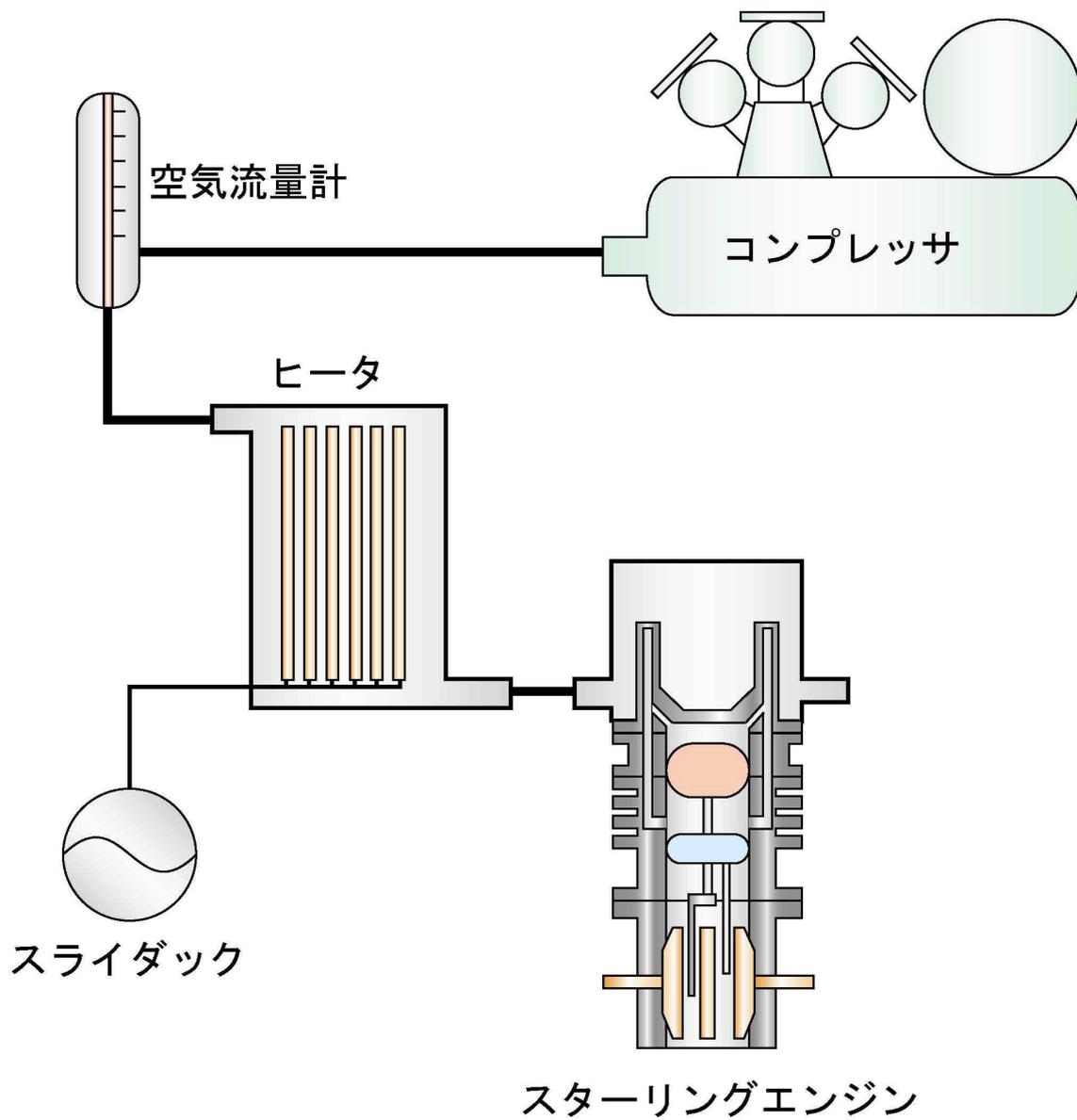


図 5.1 廃熱を模擬した実験装置概略

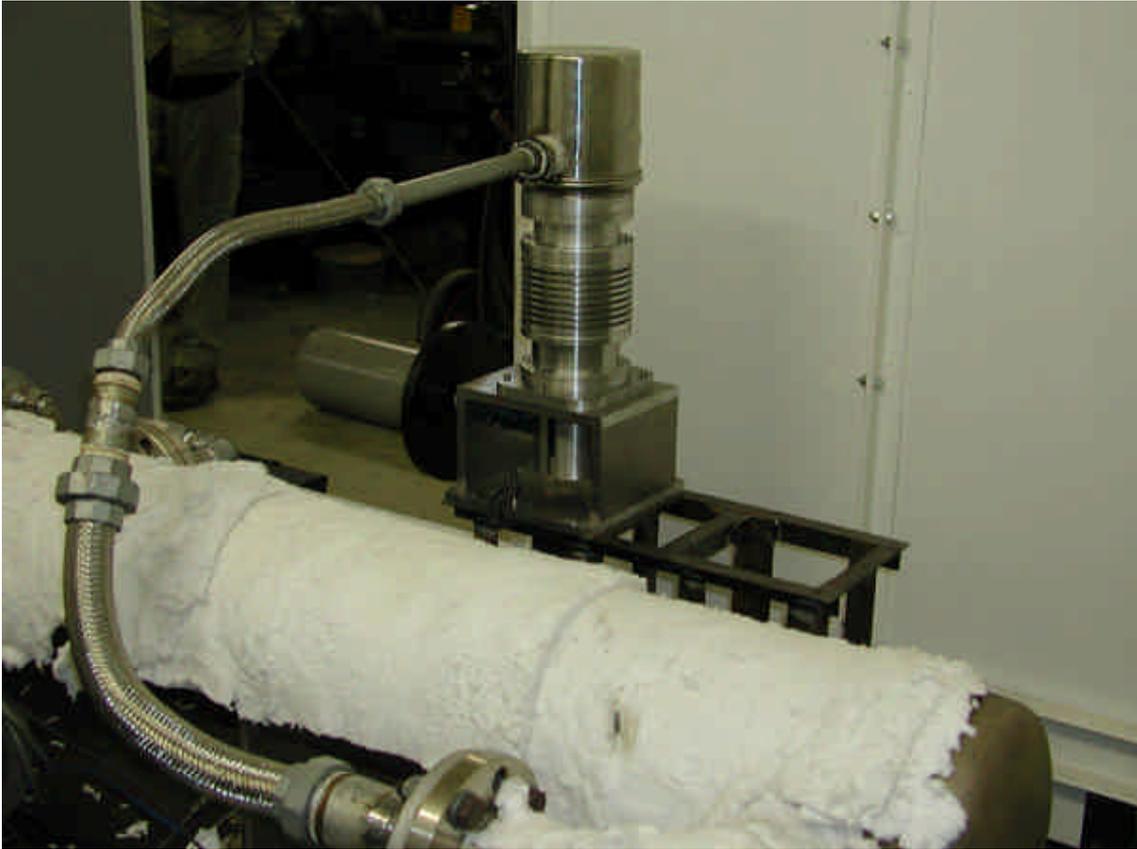


図 5.2 廃熱を模擬した実験装置



図 5.3 コンプレッサ

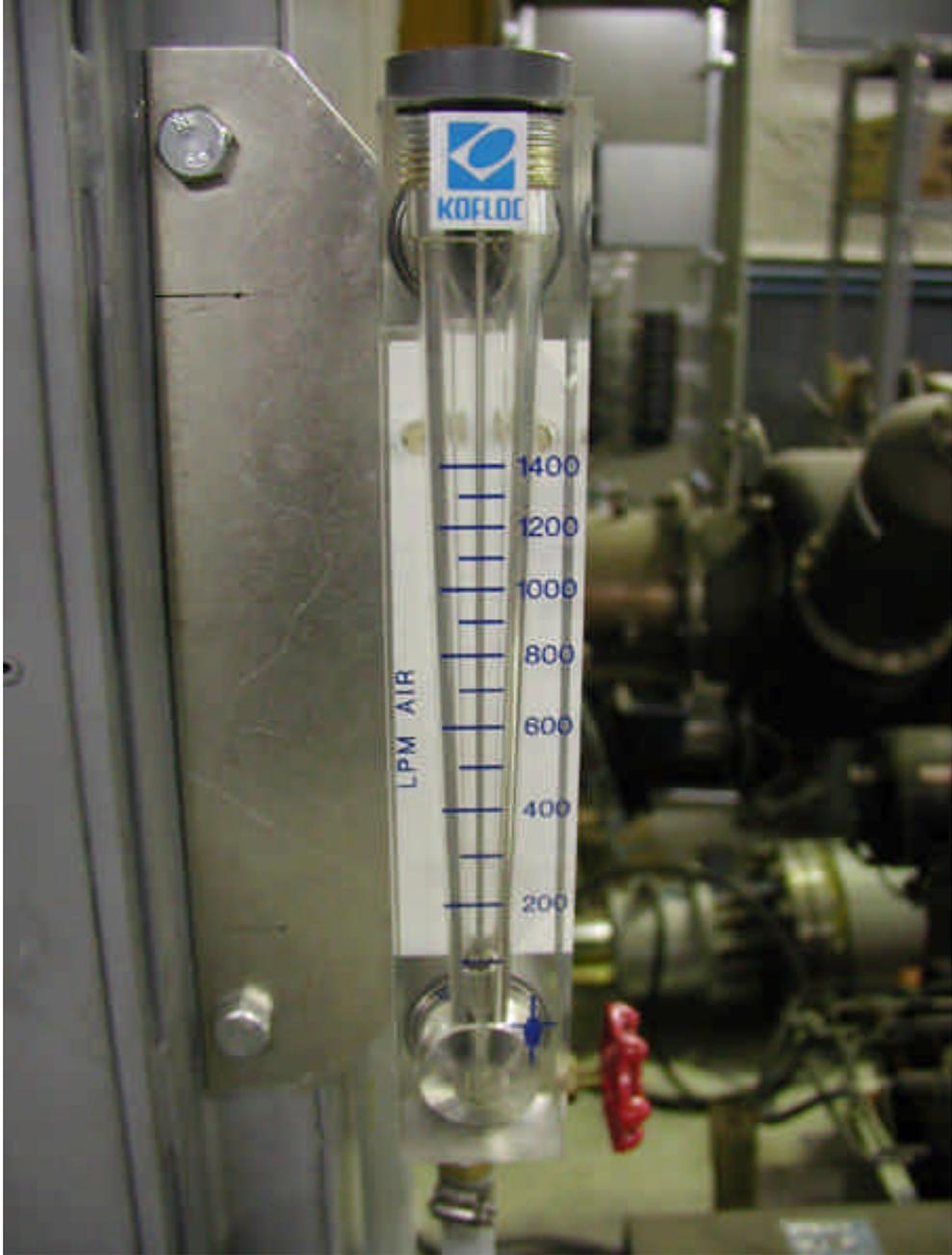


图 5.4 空气流量计

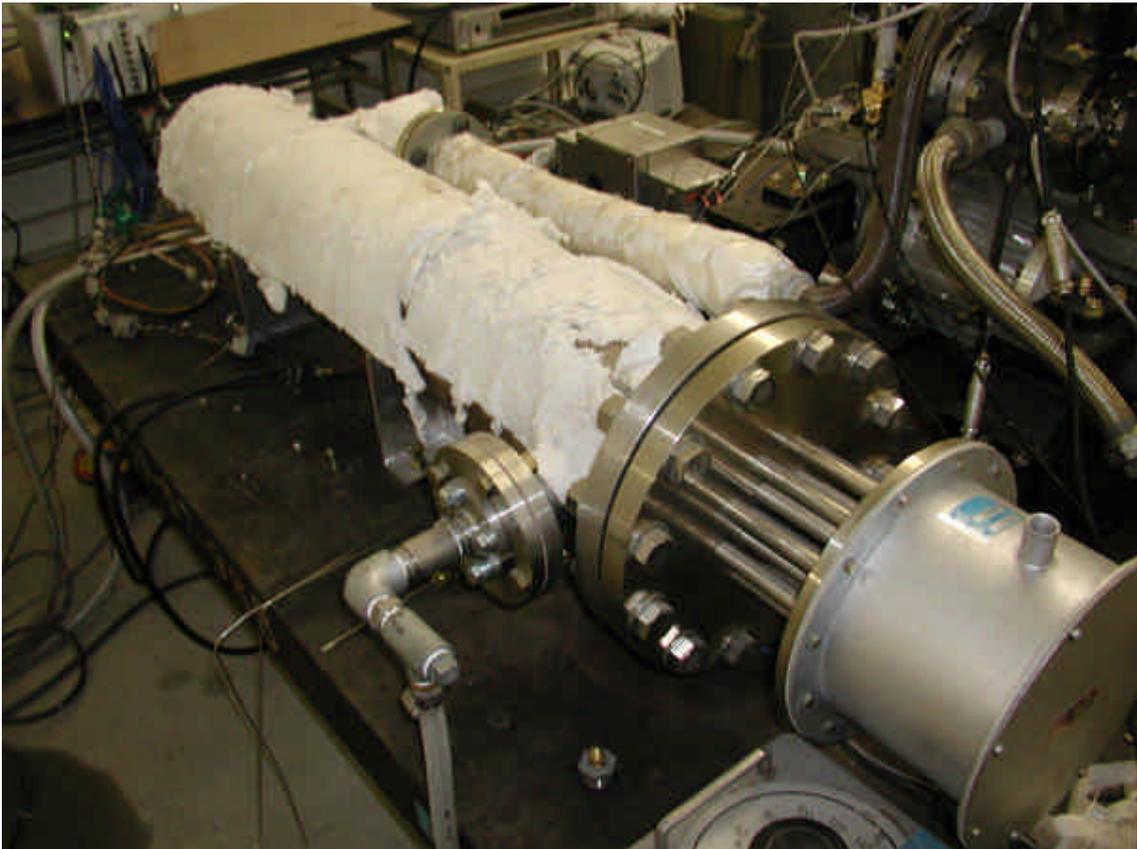


図 5.5 電気ヒータ



図 5.6 スライダック



図 5.7 ヒータチャンバ

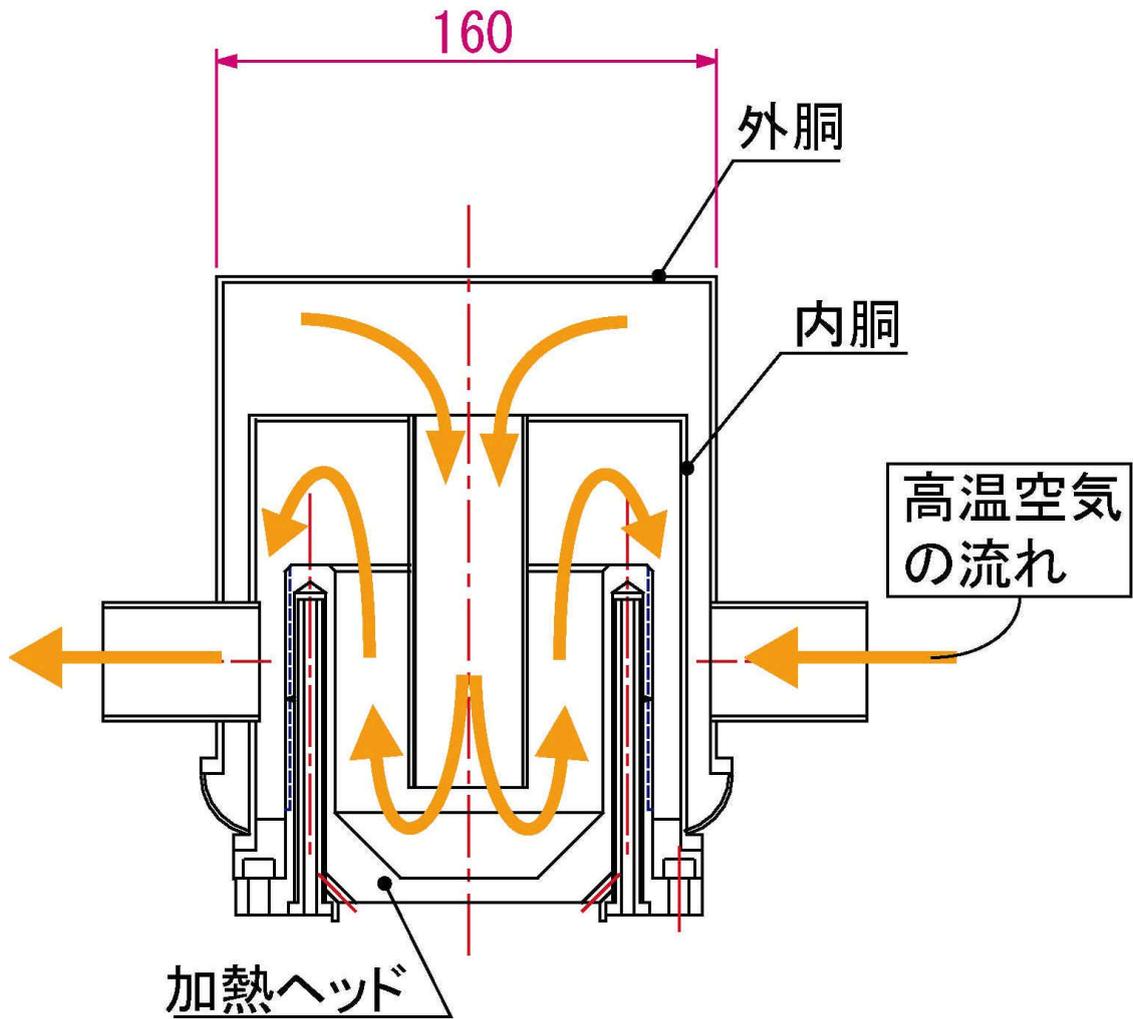


図 5.8 ヒータチャンバの構造

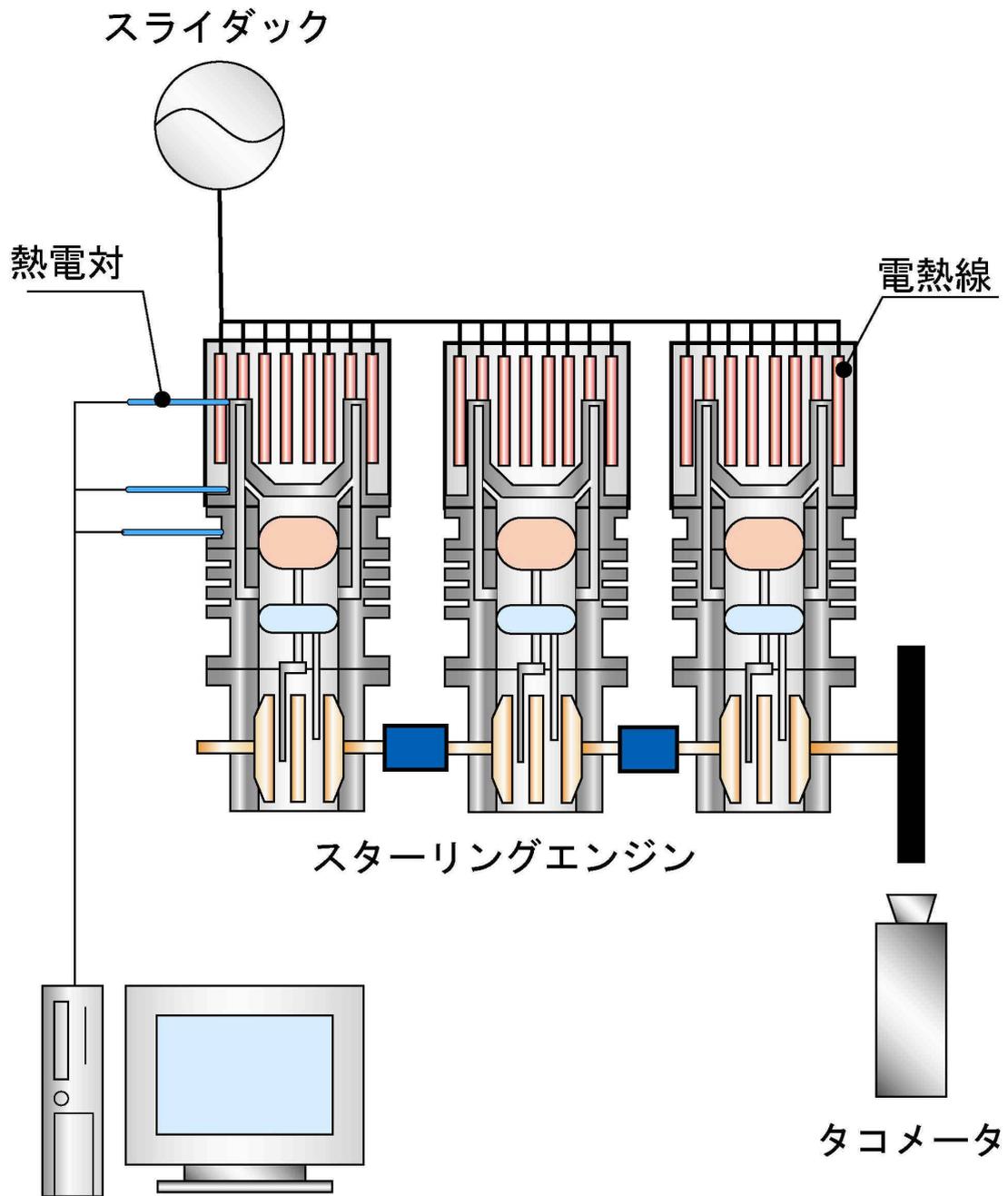


図 5.9 電熱線加熱による実験の系統図



図 5.10(a) 電熱線加熱による実験

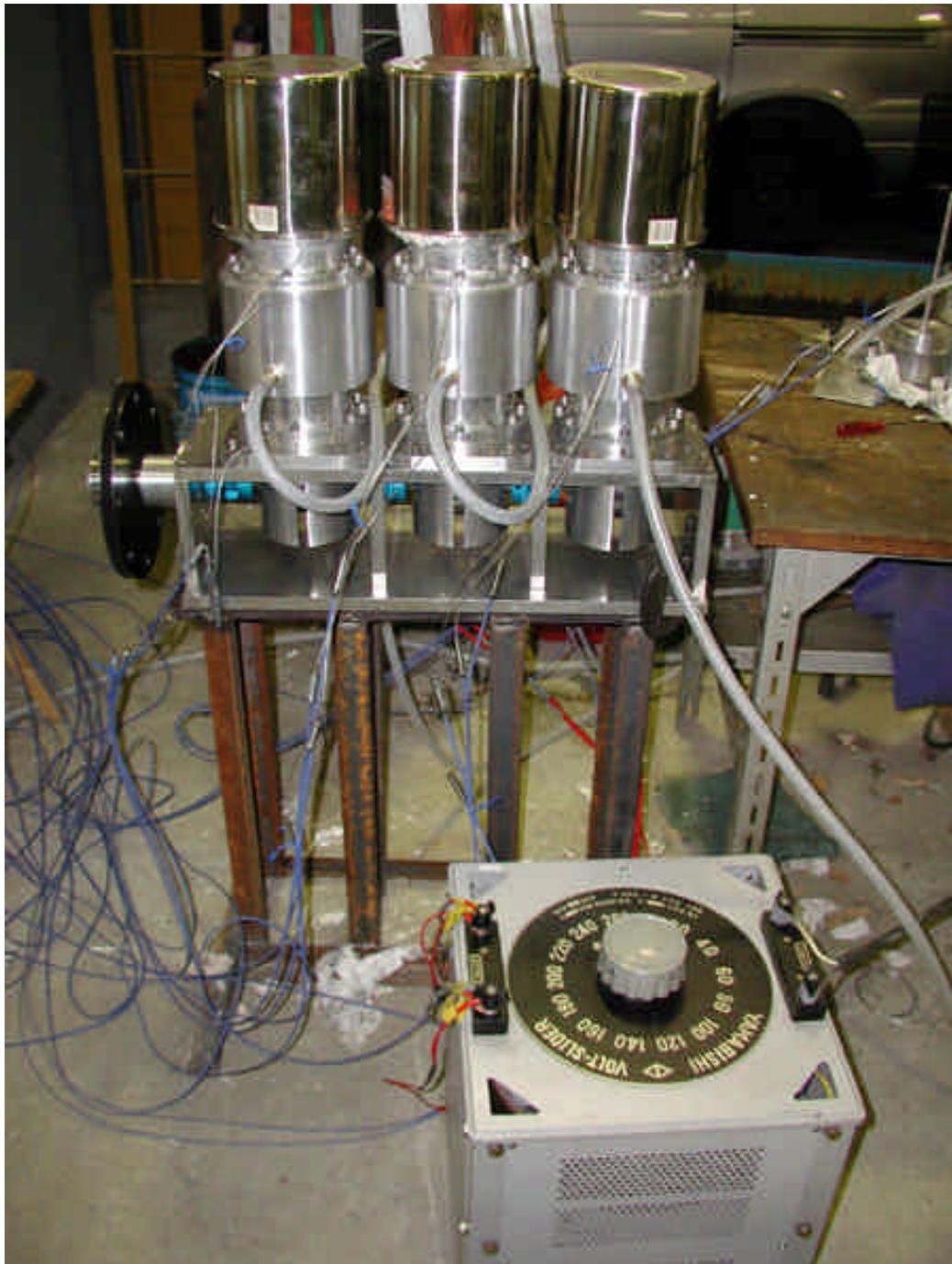


図 5.10(b) 電熱線加熱による実験



図 5.11 シース電熱線

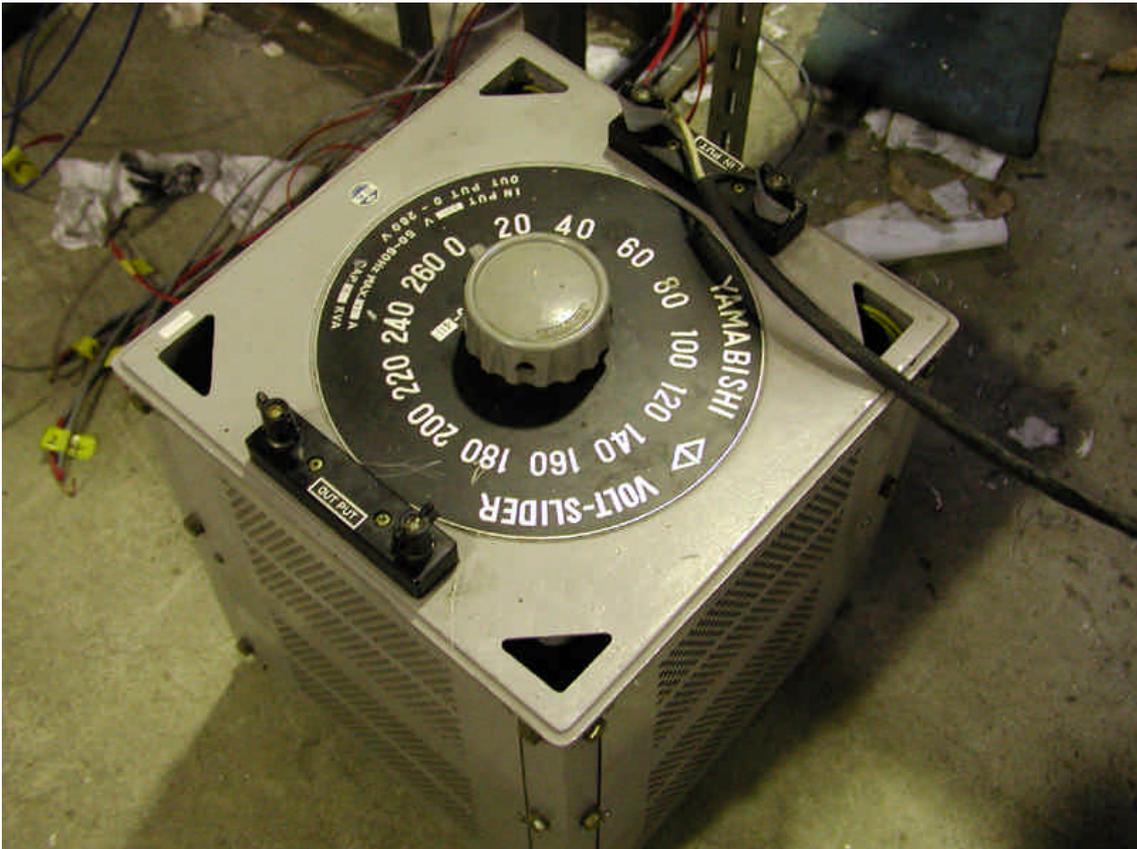


図 5.12 スライダック

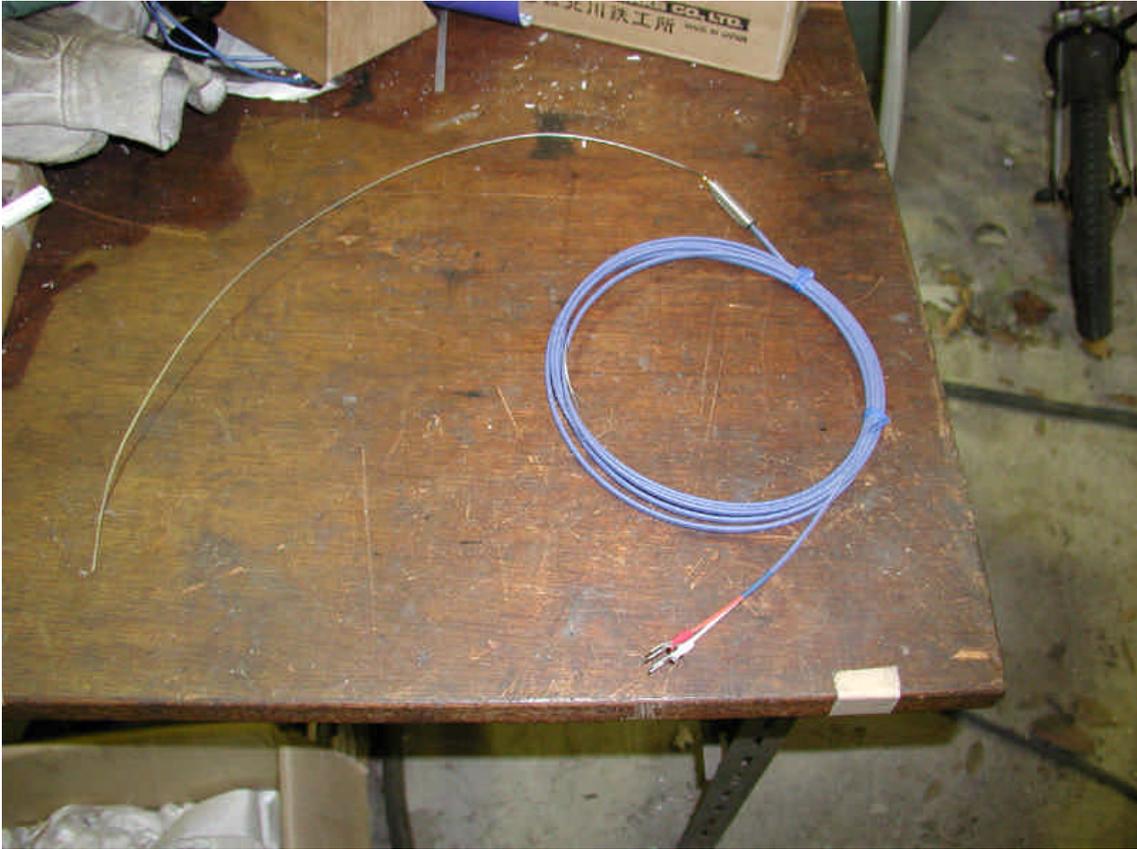


図 5.13 シース熱電対



図 5.14 デジタルタコメータ

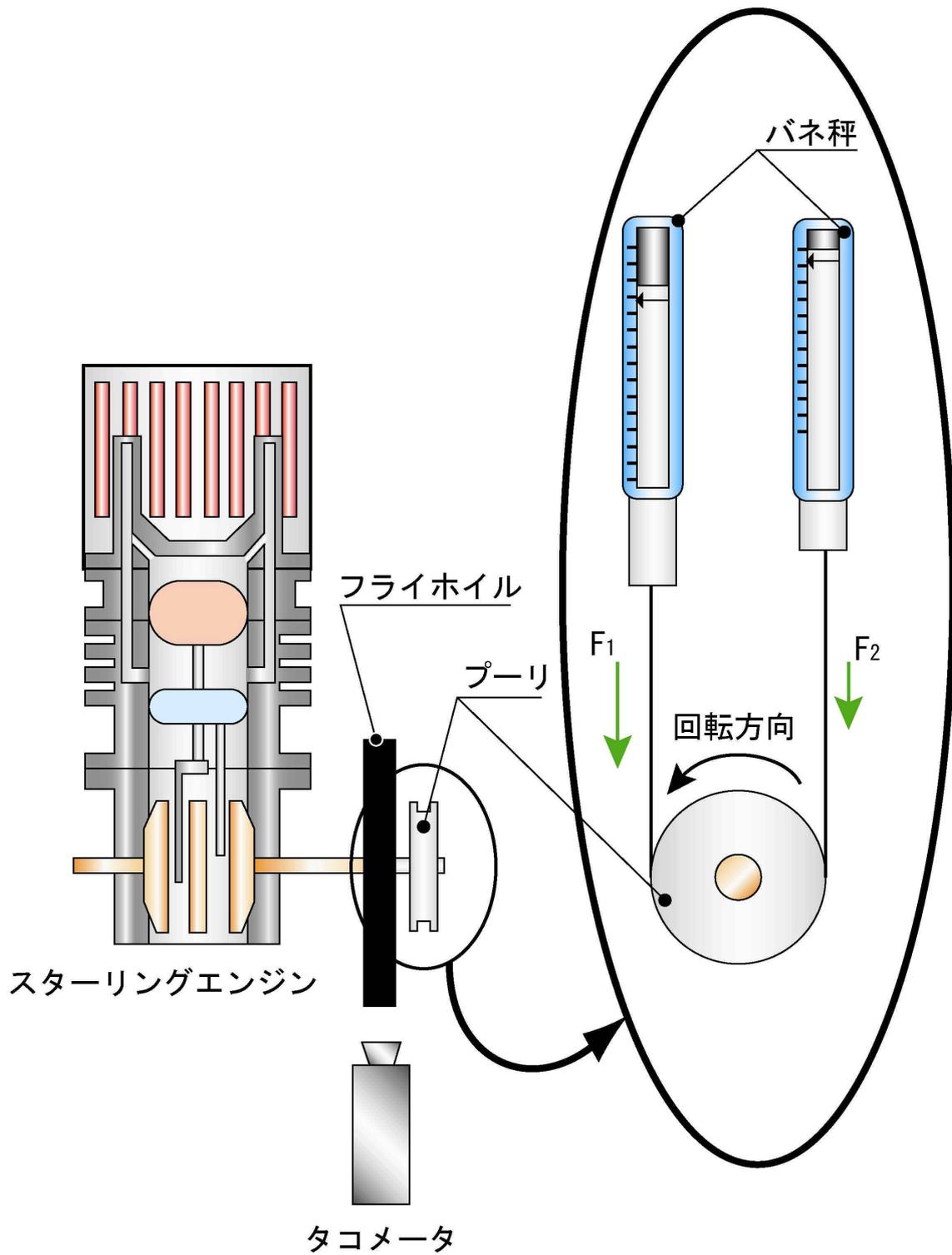


図 5.15 軸トルクの計測方法

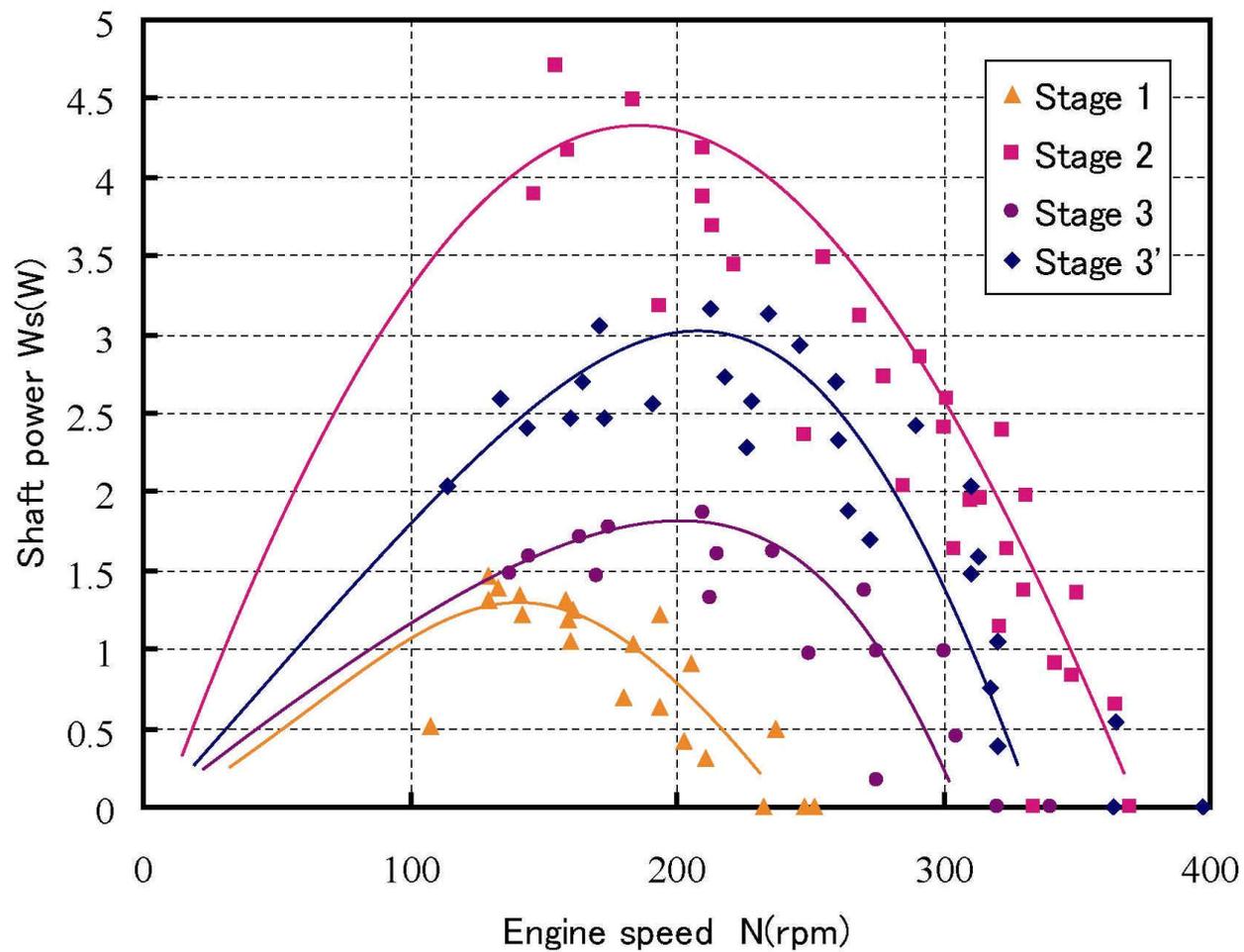


図 5.16 エンジン単体の運転実験結果

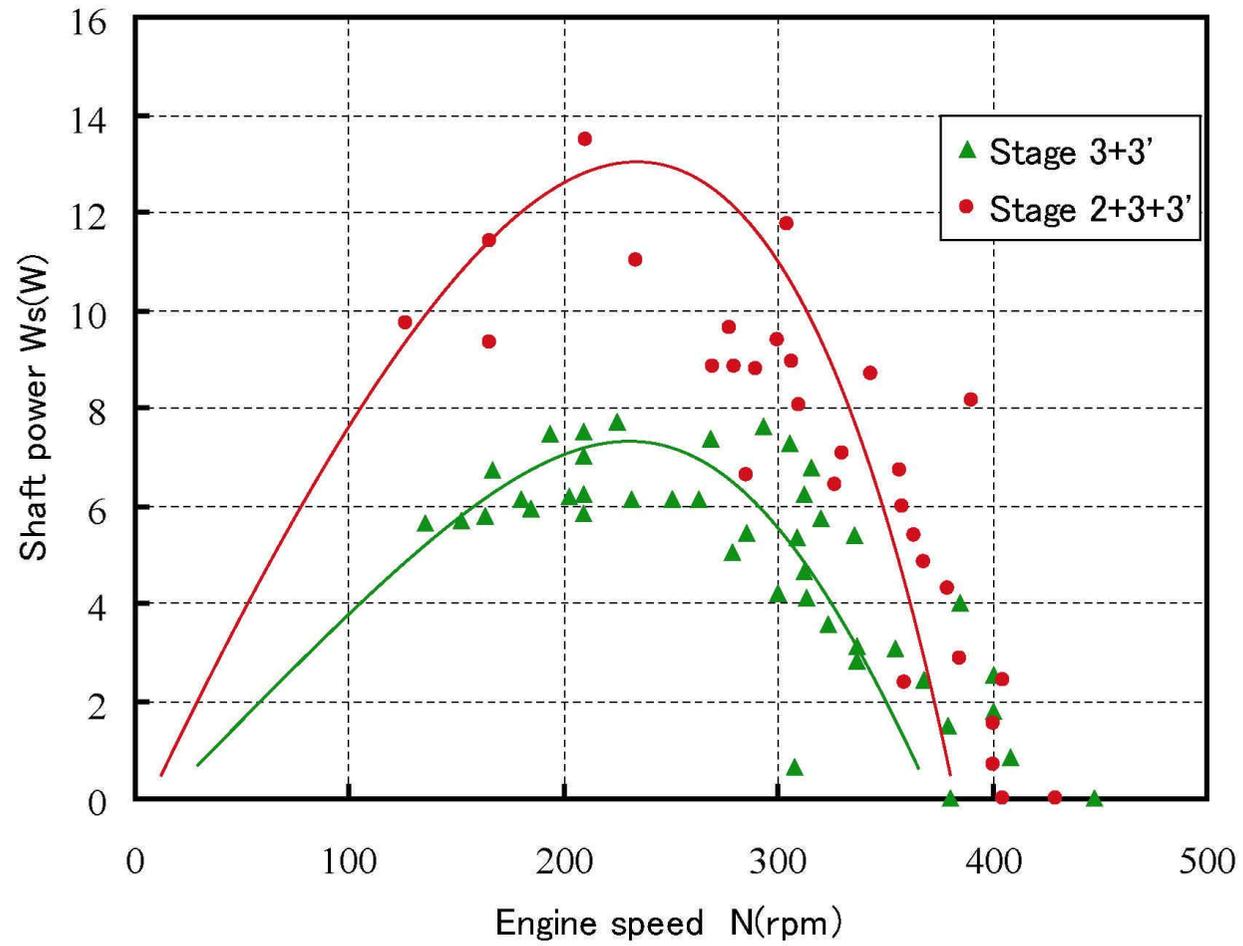


図 5.17 2 段及び 3 段構成の運転実験結果

第6章 結 言

本研究では、廃熱やバイオマスのような限られた熱源を有効に利用するためのエンジン構造として、多段式スターリングエンジンを提案した。さらに多段式スターリングエンジンの性能を予測する計算方法を検討し、その計算結果により、多段式スターリングエンジンでは熱源に応じた適切なエンジンの運転温度レベルが存在することが確認できた。

これらの検討結果に基づき、400 の廃熱利用を想定した目標出力 100 W の多段式スターリングエンジンを設計・製作し、運転実験を行なった。エンジン多段構成として運転することで、軸出力が向上することが確認できた。したがって、多段式スターリングエンジンは、各段のエンジン使用を熱源の温度レベルに合わせて最適化することにより、熱源の熱エネルギーを有効に利用することができると言える。

一方、製作した実験用スターリングエンジンは、機械損失や熱伝導損失、運転の安定性など、改善すべき点も多く含んでおり、目標とするエンジン性能には遠く及ばなかった。また、廃熱を模擬した熱源を利用した運転実験には至らず、多段式スターリングエンジンの詳細な性能評価には至らなかった。

環境問題・エネルギー問題は人類が種として地球上に存在していくためには、必ず解決しなければならない問題であることは明確である。この問題を解決するために、燃料電池等の次世代エネルギー源の研究開発も進められている。本研究では、スターリングエンジンの可能性に着目し、その有効活用方法を模索してきた。本研究の成果が、人類に課せられた課題の解決に少なからず役に立つことを確信している。

謝 辞

本研究における多段式スターリングエンジンの設計・製作及び運転実験は、海上技術安全研究所において実施した。同研究所平田宏一主任研究員に直接ご指導していただいたことに、心より感謝の意を表します。更に、研究を進める中でお世話になり製作及び実験補助などをしてくださった非常勤職員の川田正國氏、研修生である、工学院大学工学部修士課程の菱沼和久氏、工学院大学工学部4年の古屋拓朗氏、法政大学工学部4年の原秀貴氏、東京電機大学工学部4年の今野一則氏には、心より感謝の意を表します。

参考文献

- (1) IT media HP、 <http://www.itmedia.co.jp/>
- (2) 社団法人 日本エネルギー学会、バイオマスハンドブック、オーム社、(2002)
- (3) 石川禎昭、ごみ焼却廃熱のおもしろ化学、理工図書、(1997)
- (4) 岩本昭一、濱口一洋、平田宏一、松尾政弘、戸田富士夫、模型スターリングエンジン、山海堂、(2003)
- (5) 山下巖、濱口一洋、香川澄、平田宏一、百瀬豊、スターリングエンジンの理論と設計、山海堂、(1999)
- (6) 江草龍男、山崎泰雄、千葉紘一、吉成佑治、ボイラ・熱交換器、オーム社、(1988)