

スターリング機関における熱交換技術

Heat Exchangers of Stirling Engines

山 田 幸 生*

Yukio Yamada

1. スターリングエンジンの開発と将来性

スターリングエンジンは、1816年に英国の牧師R. StirlingによってHot Air Engineとして初めて試作された。それにより、封入した空気の加熱・冷却を連続的に繰返し、膨張・圧縮のプロセスを通して動力を取り出すClosed Cycleの熱機関が作動することが実証された。しかし、19世紀中葉以降は蒸気機関や内燃機関が比出力、効率、材料の寿命の面でHot Air Engineを凌いだためスターリングエンジン開発の社会的ニーズが失われた。その後、1世紀が経過して1937年にオランダのフィリップス社がHot Air Engineの開発を始め、1979年までの長期間にわたりスターリングエンジンの開発を行ってバス用実験エンジンなどが試作された。1970年代からはフィリップス社の技術をもとに米国、スウェーデン、西ドイツなどでスターリングエンジンの開発が始められ、日本でも民間会社や国立研究機関等で研究開発が進められた。現在、日本では工業技術院のムーンライト計画の中で「汎用スターリングエンジンの研究開発」が国立研究所および新エネルギー総合開発機構を通じた民間会社において昭和57年度より62年度までの予定で進められている。また、国際エネルギー機関においては、日本、米国を主導として、4カ国の共同研究が昭和61年4月より開始された。

スターリングエンジンは理論的に熱効率が高く、外燃機関であるため石油代替エネルギーの使用が可能であるだけでなく、振動・騒音が少なく、しかも排気ガスの清浄化が容易であること等の特徴を有している。そのため、スターリングエンジンは民生から産業にわたる広い分野において一層の省エネルギーと石油代替の推進という社会的要請に応え得る熱機関として期待されている。特に、冷暖房用ヒートポンプや産業・

業務用の小型で高効率な動力源として近い将来実用化が予想されている。

1.1 スターリングエンジンの熱交換器

スターリングエンジンはいわゆる外燃機関であり、作動ガスはエンジン内に密封されていて、高温源から熱交換器を通して熱を受取る一方、低温源へも熱交換器を通して熱を放出する。従って、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には不要の熱交換器がスターリングエンジンには不可欠であり、その性能がエンジン性能に与える影響は大きい。高性能な熱交換器が安価に開発できなかったことが、現在までスターリングエンジンの実用化を阻んだ理由の一つであると言っても過言ではない。本稿ではスターリングエンジンの熱交換器に焦点を当て、その特徴や開発状況を述べる。

1.2 必要な熱交換器とその構成

スターリングエンジンの基本構成は図-1に示されるように圧縮空間と膨張空間の間に高温源から熱を受取るヒータ（高温熱交換器）と低温源に熱を放出するクーラ（低温熱交換器）とがあり、ヒータとクーラの間にはさらに再生器がある。エンジン内に封入された作動ガスは二つのピストンの動きに伴い膨張空間と圧縮空間の間を往復し、再生器は作動ガスの加熱・冷却に補助的ではあるが重要な役割をして熱効率の向上に大きく寄与している。具体的なエンジンは必ずしも図-1のように2つのシリンダを持つもの（2ピストン形）だけでなく、1つのシリンダで内部にディスプレイサとピストンを配してそれらの相対的な動きにより圧縮空間と膨張空間を作り出す方式（ディスプレイサ形）や、4個のシリンダを組み合わせた方式（ダブルアクティング形）があり^{1) 2)}、これらの3基本形式の他に

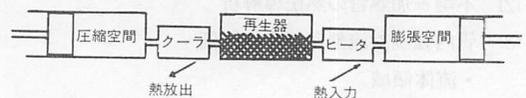


図-1 スターリングエンジンの基本構成

* 工業技術院機械技術研究所エネルギー機械部
熱工学課主任研究官

〒305 茨城県新治郡桜村並木1-2

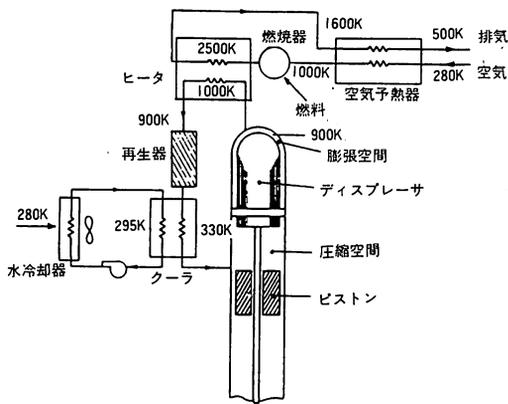


図-2 スターリングエンジンの熱交換器とその温度レベル¹⁾

も各種多様な形式のスターリングエンジンが考案されている。しかし、

「圧縮空間↔ヒータ↔再生器↔クーラ↔膨張空間」という基本的な作動ガスの流れは全てのスターリングエンジンで変わらない。

そこで、ディスプレーサ形を取り上げ、典型的なエンジンシステムの中で熱交換器に注目して基本構成を見ると図-2のようになる¹⁾。図-2における要素としての熱交換器には

ヒータ、再生器、クーラ、空気予熱器、水冷却器の5種類があるが、高温源および低温源の種類によっては空気予熱器および水冷却器は不要となる。また、図-2には各部の温度レベルを示してある。これらの熱交換器の中で研究開発対象と伝熱要素を掲げると表1のようになり、以下では作動ガスの伝熱、ヒータ、クーラ、再生器および空気予熱器という区分で概説する。

表1 熱交換器と伝熱要素

熱交換器	伝熱要素
ヒータ	高温熱源とヒータ間、ヒータと作動ガス間
再生器	作動ガスとマトリクス間、マトリクス内部間
クーラ	作動ガスとクーラ間、クーラと低温熱源間
空気予熱器	排ガスと燃焼用空気間

2. 作動ガスの伝熱

2.1 作動ガスの種類と熱負荷

エンジン内に封入されるガスとしては、空気、窒素、ヘリウム、水素などがある。このうち、空気は初期のエンジンから用いられているが、分子量が大きく摩擦損失が大となるため出力が小さなものに限られている。ヘリウムや水素は摩擦損失が小さく、熱伝達率が大き

くなり、10MPa程度の圧力で用いられることにより内燃機関と同程度の比出力を得ることができる。

出力100kWで熱効率35%のスターリングエンジンを考えると、回転数4500rpm、作動ガス圧力20MPaでシリンダの掃気容積は約440cm³であり、ヒータ内容積はその約50%の220cm³が標準的である。外径6mm、内径4mmの耐熱金属管を使用すれば総延長は18mとなり、1本の長さが32cmのU字管を使用すればヒータは56本のU字管で構成される。ヒータへの熱入力約260kWであるため、管内面での熱流束は120kW/m²となる。一方、ヘリウムや水素は熱伝導率が高く高圧で封入されており、レイノルズ数が高くなるため対流伝熱のみでも10⁴W/m²Kという高い管内熱伝達率を得ることは容易である。従って120kW/m²の熱流束に対しても壁面とガスとの温度差を12°C程度と小さく保つことができる。

窒素は空気と同じく摩擦損失が大きいが、エンジンの負荷との回転数マッチングなどの関係から特別に使用することも考えられている³⁾。また、出力制御に相変化を利用するため六フッ化硫黄を使用するというようなアイディアも考えられている⁴⁾。

2.2 管内往復流と伝熱

作動ガスの流れは往復流であり、瞬間的には速度が零となる極めて特殊な流れであるため、研究者が興味を持って流れ及び伝熱特性についての実験的・理論的研究を行っている^{5) 6) 7)}。Dijkstraは水での可視化実験において、流速0から加速する場合にはレイノルズ数が遷移点をかなり越えても層流のままであり、一方、減速時には流速が0になるまで乱流のままであったと報告している。しかし、未だに解明されていない部分が多く、今後の研究の進展が望まれる。それにもかかわらず、管内往復流の平均熱伝達率データは得られており、従来良く知られた管内定常流の値から10%内外の誤差で見積ることができると考えられている^{7) 8)}。

3. ヒータ

3.1 ヒータに要求される性能

スターリングエンジンのヒータの典型的な例は図-3に示すようなものであり¹⁾、外径5mm程度のU字管が多数集合されて膨張空間と再生器を連結している。多数本の管を用いず、シリンダヘッドを直接加熱する場合もあるが、伝熱面積が小さく、小出力・低効率のものに限られる。図-3のようなヒータに要求される性能は次のようなものである。

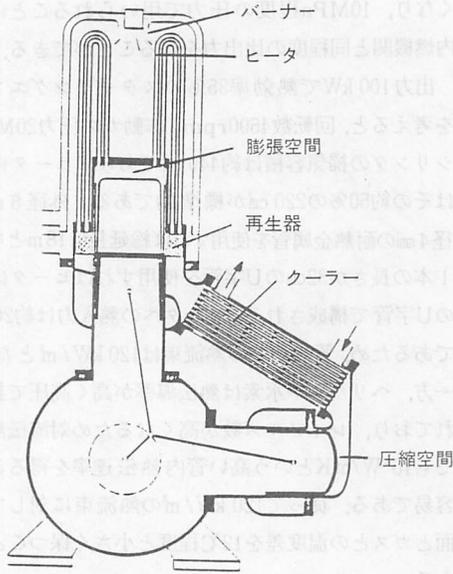


図-3 典型的な多管式ヒータの例(2ピストン形エンジン)¹¹⁾

- できるだけ高温で内部の高圧に耐えること
- 燃焼ガスとの熱交換が十分であること
- ヒータ内死容積を小さくすること
- 多数のヒータ管が一樣な温度になること
- 熱膨張を吸収する構造であること

これらの要求の中には相反するものがいくつかある。つまり、熱交換を十分にするために管本数を増加させれば死容積が増加してエンジン出力が低下すること、また、管温度の非一様性が増すことなどである。もちろん、実用化のためにはコストの低減が重要であり、難加工材料である超耐熱金属の使用はできるだけ少くしなければならない。現在、ヒータ管の材料にはインコネルなどの耐熱金属が使用され、シリンダへの接続は真空ろう付けなどにより行われている。

燃焼ガスを多数本のヒータ管群に直接流す方式が一般に採用されているが、燃焼ガス流の偏りや管と管のすき間の非一様性などのために、管温度のバラツキが大きく、条件によっては $\pm 100^\circ\text{C}$ のバラツキが測定されることもあり、いわゆるホットスポットを生じる危険性もある。その場合には、最高温度の管を耐熱温度以下とするため、ヒータ管の平均温度が著しく下がってしまいエンジンの出力・熱効率の低下を招くこととなる。

スターリングエンジンではヒータの性能が低い場合には、空気予熱器の排熱回収率を高めることによりエンジンの熱効率を上げることができる。しかし、その

場合には大容量の空気予熱器を必要とし、また、燃焼ガス温度も大幅に上昇するため、燃焼器・ヒータ・空気予熱器で構成される加熱システム全体に対し高度な耐熱性が要求され、さらに熱損失や NO_x 濃度も増大する。従って、加熱システム全体の効率・性能向上のためにはヒータの性能向上が最も重要となる²⁾。

3.2 ヒータの分類

スターリングエンジンの中でもヒータは最も多くの工夫と形状が考えられている要素の一つである。前述したように、ヒータ管内では高圧のヘリウムや水素が流れているため伝熱性能が良い反面、管外には常圧の燃焼ガスが流れているために伝熱性能は悪く、熱伝達率にして約 $100 \sim 200 \text{ W/m}^2\text{K}$ の値である。そこで十分な交換熱量を得るべく、燃焼ガス温度を高くし、多数本のヒータ管が並べられ、しかも前項の要求を満たそうと種々の工夫が凝らされる。図-4に多管式ヒータの主要形式⁹⁾を、図-5にその代表例として内インボリュート形の写真を示す¹⁰⁾。

3.3 ヒータの管外伝熱促進法

図-4に示したような、場合によっては100本以上もの裸管群で十分な管外伝熱性能が得られない場合にはU字管の燃焼ガス下流側にフィンを設けることが一般的に行われている。このような従来の単なる対流伝熱ではなく、次のような手段を用いてさらに伝熱性能を向上させる研究が盛んに行われている。

- | | |
|-----------|----------|
| A. 衝突噴流 | B. ふく射伝熱 |
| C. ヒートパイプ | D. 流動層 |

(1) 方法Aは図-6のように燃焼ガスをセラミックス製のシエルの穴を通してヒータ管に衝突させるもので¹¹⁾、実験結果ではシエルがない場合に比べ管外熱伝達率が65%、エンジン出力が5~8%増加し、また、管温度の不均一性が緩和されたと報告されている。

(2) 方法Bの一例は図-7に示すような並列多管形ヒータの後流に、排ガスの熱を吸収して固体ふく射を放出する多孔性物体を配置する方法である¹²⁾。多孔性物体が無い場合には管の下流側部分の受熱量が上流側部分よりも約1kW少なかったのが、多孔性物体を設けることにより受熱量はほぼ等しくなり、絶対量も増加している。また、管の温度も均一化され、燃料消費量も減少した。他の例として、つぼ形ヒータを用い、ヒータ後流に多孔性物体を配置するのみでなく、U字管の間にセラミックス球を充填し、その球からのふく射も利用するというアイデアもある¹³⁾。

(3) ヒートパイプを利用した例は図-8に示すようなも

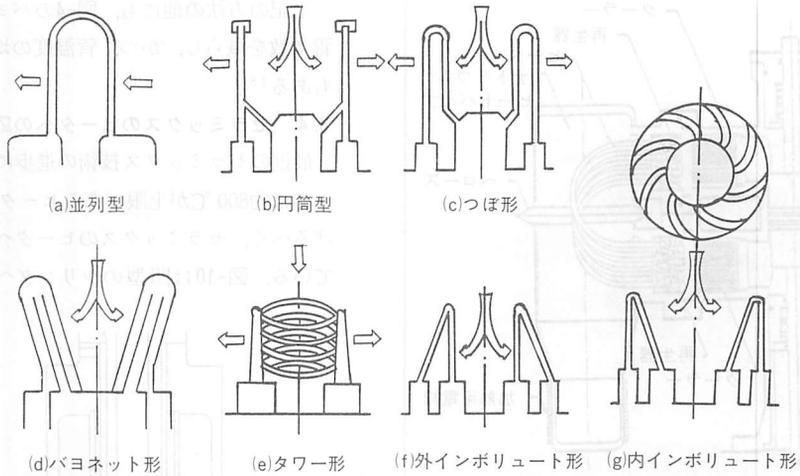


図-4 多管式ヒータの主要形式⁹⁾

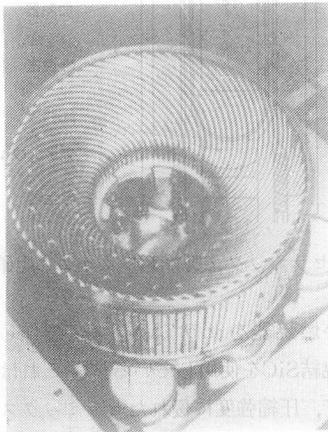


図-5 内インポリュート形ヒータの実例¹⁰⁾

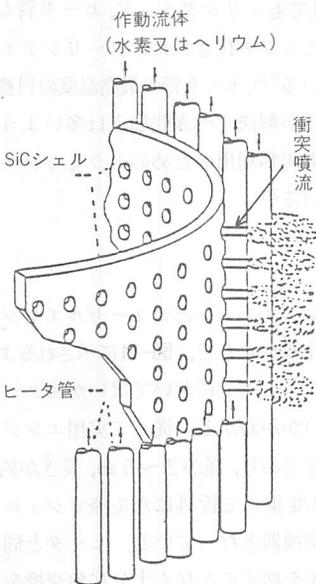


図-6 衝突噴流によるヒータの伝熱促進法¹¹⁾

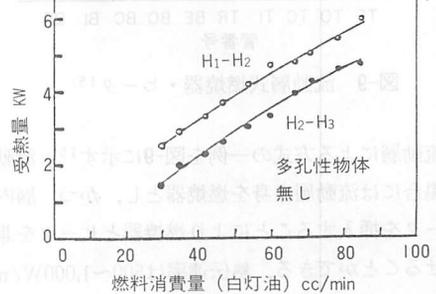
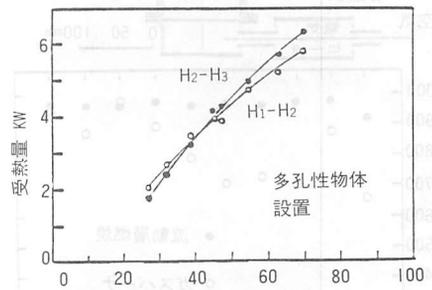
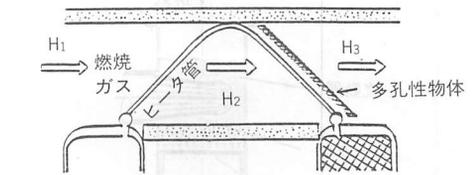


図-7 ふく射による伝熱促進¹²⁾

ので¹⁴⁾、ヒートパイプの作動流体はナトリウムである。凝縮部がエンジンのヒータとなっており、数千W/m²Kの管外熱伝達率が得られ、しかも管温度を極めて均一にすることができる。さらに、ヒートパイプ中に不活性ガスを封入することにより温度制御も可能となる。

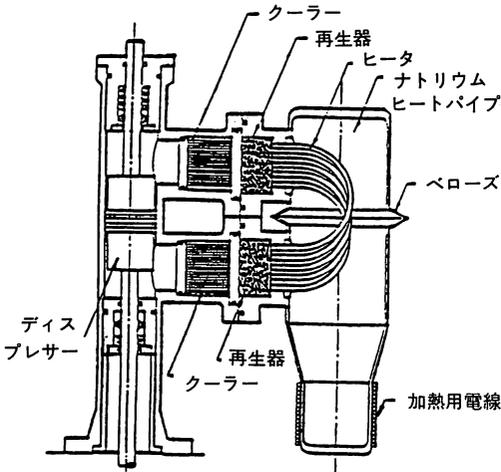


図-8 ヒートパイプ式ヒータ¹⁴⁾

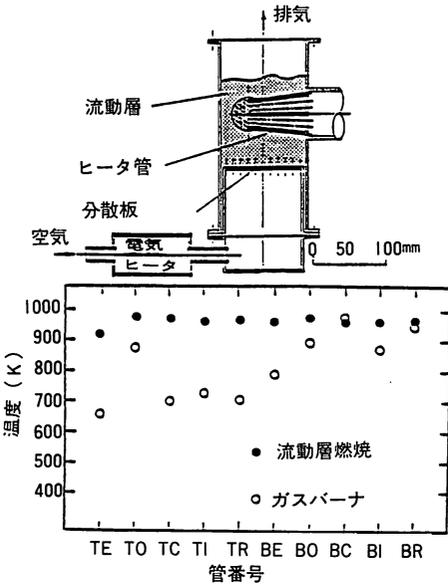


図-9 流動層式燃焼器・ヒータ¹⁵⁾

(4) 流動層による方式の一例を図-9に示す¹⁵⁾。流動層の場合には流動層自身を燃焼器とし、かつ、層内にヒータを挿入することにより燃焼器とヒータを兼ねさせることができる。熱伝達率は $500\sim 1,000\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ を得ることができ、また、層内粒子が激しく運動するため管温度分布も均一にすることができる¹⁶⁾。通常のバーナ方式では管温度に 300℃ 程度のバラツキがあったものが流動層により 50℃ 以下となった様子が図-9に示されている。流動層内では多種類の燃料を燃焼させることができ、石炭流動層燃焼器とヒートパイプを組み合わせた 400kW のスターリングエンジンも考えられている¹⁷⁾。

上記の方法他にも、図-4のバヨネット式を用いて管本数を減らし、かつ、管温度の均一化に成功した例もある¹⁸⁾。

3.4 セラミックスのヒータへの応用

最近のセラミックス技術の進歩に伴い、金属製ヒータでは約 800℃ が上限であるヒータ管温度をさらに上げるべく、セラミックスのヒータへの応用が研究されている。図-10は凹型のシリンダヘッドと三重円管環

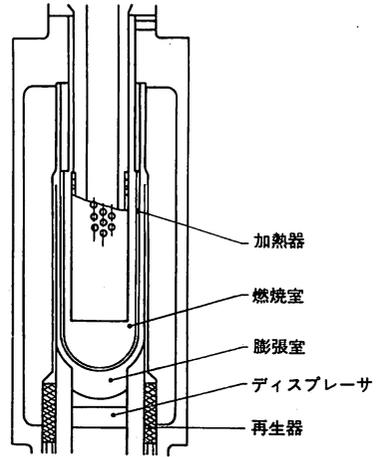


図-10 セラミックス製加熱システム(旭硝子)¹⁹⁾

状部、及び燃焼器をセラミックスで製作した例であり、反応焼結SiCを使用している¹⁹⁾。これは比較的単純な構造で、圧縮強度に優れたセラミックスの特性を配慮した設計となっており、すでに試験されている。米国のGE社でもシリンダヘッド、ヒータ管などがSiCによりセラミックス化されたスターリングエンジンが計画されている²⁰⁾。ヒータ管の最高温度の目標は 980℃ とされているが解決すべき問題点は多いようである。その他にも太陽熱利用のためのセラミックスヒータも検討されている²¹⁾。

4. クーラ

スターリングエンジンとディーゼルエンジンの熱のバランスの比較をすると、図-11に示されるように¹⁾、スターリングエンジンにおいてははかにクーラの処理熱量が大きいかがわかる。従って実用エンジンでは水冷がほとんどであり、径が $2\sim 5\text{mm}$ 、長さが約 100mm の管を 100 本程度束ねて管外に水を流すシェルアンドチューブ形熱交換器となっている。ヒータと同様に死容積や圧力損失を増すことなく十分な熱交換を行うことが要求される。 100 本以上の細管をろう付けするコスト

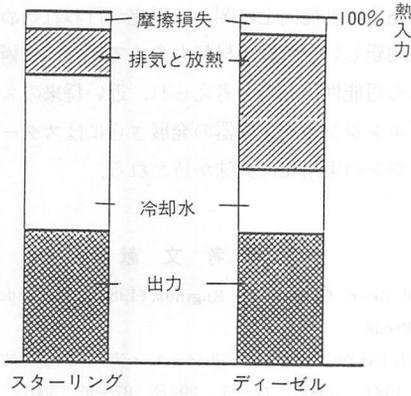


図-11 スターリングエンジンとディーゼルエンジンの熱バランスの比較¹⁾

を減らすためにバヨネット式など¹⁸⁾が研究されている。

5. 再生器

エンジンの出力、熱効率を上げるために再生器に要求される性能は次のようである。

- ・熱容量が大きい
- ・流動抵抗が小さい
- ・死容積が小さい
- ・作動ガスとの熱伝達が良い
- ・熱的応答性が速く耐熱性がある
- ・材料の熱伝導が作動ガスの流れ方向に悪く、流れに直角な方向に良い
- ・ハウジングからの熱損失が少ない

これらの要求を満たすものとして、一般には50~100 μ mのステンレス製ワイヤスクリーンを400~500枚積層して径80mm高さ50mm程度の円筒形に仕上げ再生器としている。しかし、スクリーンの積層にコストがかかるため、ワイヤスクリーンをあらかじめ焼結したものや²²⁾ スポンジメタル²³⁾、そして多孔性セラミックス¹⁰⁾などの使用が検討されている。スポンジメタルの温度効率を積層ワイヤスクリーンと比較した実験結果では²³⁾、スポンジメタルはワイヤスクリーンに比べて温度効率が少し小さいが圧力損失は極めて低くなっており、総合的な評価が必要となる。

6. 空気予熱器

図-12にスターリングエンジンでのエネルギーの流れを示しているが¹⁾、空気予熱器での回収熱量がかなり大きいことがわかる。エンジンの熱効率を上げるためにヒータの温度を上げれば、それだけヒータを出る

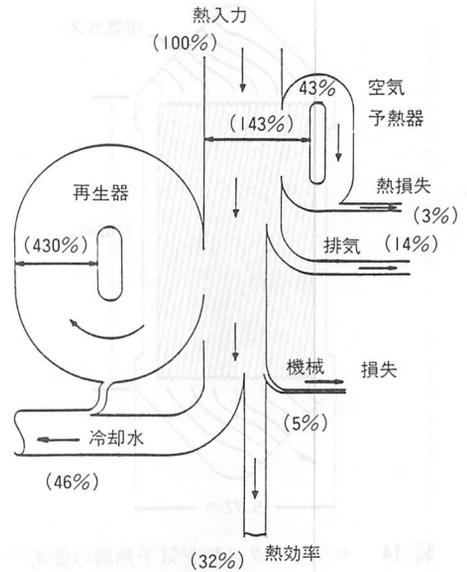


図-12 エンジンのエネルギー流れ図¹⁾

排ガスの温度が上がることとなり、空気予熱器の温度レベルが上昇するだけでなく回収熱量も増加して空気予熱器の役割が大きくなる。エンジンの熱効率を30%以上とするには空気予熱器は不可欠であり、従来方式ではヒータを囲んだシュルアンドチューブ形熱交換器が設けられる。これは常圧のガス・ガス熱交換器であるために伝熱性能が悪く、大きなものになり易い。そこで小型化・低コスト化を目指して種々の形式の空気予熱器が研究されている。

図-13はアコーディオン形の空気予熱器であり¹⁾、板を折り曲げただけのものであるため低コストで製作できる。ガスタービンなどで使われている回転蓄熱形空気予熱器を使用した例もある¹⁾。

最近ではセラミックス製の空気予熱器の研究も行われており²⁴⁾ 図-14にその断面を示す。セラミックスの材質はコージュライトであり、実験の結果、伝熱性能は金属性のものより少し悪く800°Cで亀裂が入ったと報告されている。SiCやSi₃N₄を用いれば900°Cまでの

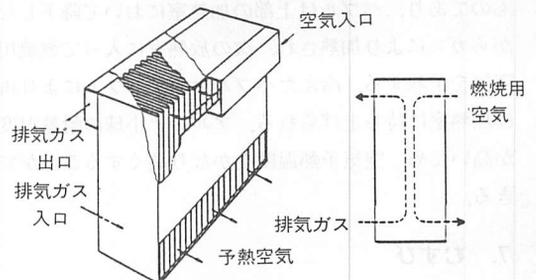


図-13 アコーディオン型空気予熱器¹⁾

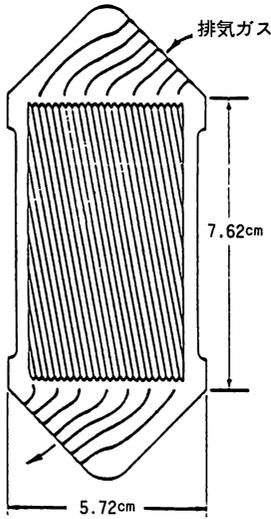


図-14 セラミックス製空気予熱器の要素²⁴⁾

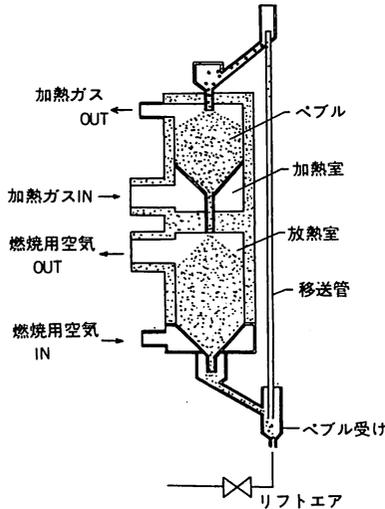


図-15 移動層式空気予熱器¹⁹⁾

耐熱性が予想されている。

特殊な例として図-15のアルミナ小球(ペブル)を用いた空気予熱器が試験された¹⁹⁾。これは図-10のセラミックス製燃焼器、熱交換器と組合わせて使用されたものであり、ペブルは上部の加熱室において降下しながらガスにより加熱され、次の放熱室に入って燃焼用空気を予熱する。冷えたペブルはエアリフトにより再び加熱室に持ち上げられる。アルミナ小球の耐熱温度が高いため、空気予熱温度をかなり高くすることができる。

7. むすび

スターリングエンジンの研究開発の歴史は古いが、

熱交換器の性能向上に関して研究が行われ始めたのは比較的新しい。今後、材料も含めて新しい技術が開発される可能性は高いと考えられ、近い将来のスターリングエンジン用熱交換器の発展さらにはスターリングエンジンの実用化に興味を持たれる。

参 考 文 献

- 1) Walker, G.; Stirling Engines, (1980), Clarendon Press
- 2) 山下ほか2名; スターリングエンジン, 内燃機関, 23巻, (1984), 298号, 71~76, 299号, 87~92, 300号, 103~108, 301号, 83~88
- 3) 百瀬, 最新の蓄熱と昇温・熱交換技術の開発と実例, 日本能率協会, 昭61年1月, 3-47~3-58
- 4) Moscrip, W.M.; 19th IECEC, 1984, 1872~1877
- 5) Dijkstra, K.; 19th IECEC, 1984, 1886~1891
- 6) 中島ほか2名; 日本船舶機関学会誌, 15巻1号, 昭55, 28~33
- 7) Iwabuchi, M., Kanzaka, M.; Stirling Engines, Progress towards Reality, I Mech E Conference Publications, 1982, 125~129
- 8) Nomaguchi, T., et al.; 20th IECEC, 1985, 3.189~3.195
- 9) 山田; 最新の蓄熱と昇温・熱交換技術の開発と実例, 日本能率協会, 昭61年1月, 3-37~3-46
- 10) Nightingale, N.P.; 18th IECEC, 1983, 863~871
- 11) Johnson, D.C., Britt, E.J.; 17th IECEC, 1982, 1845~1849
- 12) Azetsu, A., et al.; 20th IECEC, 1984, 2009~2014
- 13) アセルマンほか1名; 特許公報, 公告昭52-32419
- 14) Rice, G., et al.; 18th IECEC, 1983, 714~719
- 15) Nakajima, N., et al.; 20th IECEC, 1985, 3.332~3.337
- 16) 山田; 第23回日本伝熱シンポジウム, 昭61年5月, 707~709
- 17) Schuetz, M., et al.; 16th IECEC, 1981, 1854~1859
- 18) Komakine, T., et al.; 20th IECEC, 1985, 3.254~3.259
- 19) 旭硝子(株) カタログ
- 20) Takahashi, S., et al.; 2nd Int. Conf. on Stirling Engines, June, 1984, Shanghai.
- 21) Van Giethuysen, V.J.; 18th IECEC, 1983, 802~808
- 22) Corey, J., Meacher, J.; 20th IECEC, 1985, 3.203~3.211
- 23) Tanaka, M.; 3rd Int. Conf. on Stirling Engines, June, 1986, Rome
- 24) Farrell, R.A.; 19th IECEC, 1984, 1949~1955