スターリング機関の研究(第2報)*

一色尚次**・塚原茂司***
桑原孫四郎****・大泉治朗*****

Study on the Stirling Engine (2nd Report)

By Naotsugu Isshiki, Shigeji Tsukahara, Magoshiro Kuwabara, Jiro Oizumi

In the 1st report, the theoretical comparison of performance of various types of the Stirling engines and experimental work on the single acting L-type Stirling engine with atmospheric air as a working fluid were reported.

From the 1st report, following results were obtained; 1) by the theoretical comparison, the output is decreased exponentially when dead volume ratio "a" is increased and the Inverted T type engine shows the best performance when "a" has same value for each type, 2) by the experimental results, regenerator material sizes (three kinds of diameter of steel balls were used) and the phase angle affect very much on the output performance of the engine.

In this report, with the Inverted T type Stirling engine as shown in Fig. 1, the effects of the temperature of the working fluid in the expansion cylinder, various types of the regenerator material, kinds of the working fluid and the size and the number of piston rings on the output of the engine were investigated experimentally.

Main results from this study are as follows; 1) fluid loss caused by reciprocating flow of the working fluid between the hot cylinder and the cold cylinder is proportional to the molecular weight of the working fluid and to the n -th power of the engine speed, 2) remarkable improvement in the engine output is obtained by use of thin piston rings (the thickness $\times$ height = 1×3 mm, the number of rings = 15) instead of thick piston rings (6×7 mm, 4).

1. ま え が き

筆者らは前報¹⁾において、各形式のスターリング機関の理論的検討と単動2シリンダ機関による実験について述べた。理論的結果として、無効容積比が大きい程指数関数的に出力が低下し、また、無効容積比が同一の場合には逆T形機関が優れていることを示した。一方、L形配列に相当する2シリンダの実験機関により、作動流体として大気圧空気を使用した実験を行い、位相角と再生器蓄熱材(鋼球を用い、その直径をパラメータとした)寸法の出力におよぼす影響を調べた。その結果、位相角は90~100度の間で出力が大きいこと、蓄熱材はその粒径が大きい程出力も大きくなること分った。また、流動

抵抗 $\Delta P/P_{e, \max}$ が約 0.1 以下の時に自力運転が可能となったことも示した。

本報では、前報で得た理論的検討結果と小形実験機関による実験結果およびその経験をもとに、図1に示す逆T形スターリング機関を設計、製作し、その運転を通して逆T形スターリング機関の特性、再生器蓄熱材、作動流体、ピストンリング組み合せ等の機関の出力性能に与える影響について実験し、シリンダ間差圧を作動流体分子量で除した値を縦軸にし、回転数を横軸にすると作動流体の種類に関係なく1本の線で表わせることやピストンリングを薄くすると出力性能が大きく改善されることなどの結果を得たので報告する。本報では出力あるいはそれらから得られる出力比、圧力損失そして温度等により機関性能を評価しているが、本機関は燃焼器内の燃焼状態観察のため空気予熱器を使用していない等まだ完全な機関運転状態になっていないので、燃料消費率あるいは熱効率についてはふれていない。

* 原稿受付 昭和55年6月10日

昭和54年秋季学術講演(昭和54年10月00日)

** 正会員 東京工業大学(東京都目黒区大岡山2-12-1)

*** 正会員 運輸省船舶技術研究所(三鷹市新川6-38-1)

**** 運輸省船舶技術研究所(三鷹市新川6-38-1)

***** ヤンマーディーゼル(株)(大阪市北区茶屋町1-32)

2. 実験機関の概要

図1に逆T形スターリング機関の断面図, 表1にその主要目を示す。

逆T形機関は3個のシリンダが逆T字状に配置され, 主要部は垂直の第1シリンダ(出力シリンダ, 高温), 水平の第2シリンダ(高温), 第3シリンダ(低温)そして加熱器, 再生器, 冷却器の熱交換器部から成り立っている。第2, 3シリンダ内ピストンがディスプレイサの機能を持つと考えれば, 従来のディスプレイサ形機関と作動原理は同じになる。本機関は前報に述べた理論的解析結果をもとにシリンダ配置を逆T字状にしたこと, 第1シリンダを高温ガス側に置いたこと, 第3シリンダの行程容積を大きくしたことなどに特徴がある。

図1 逆T形スターリング機関

表1 逆T形スターリング機関の主要目

形 式	逆T形スターリング機関
出 力 (設計条件)	15~20 PS/2000~2500 rpm 高温ガス温度: 600℃ 低温ガス温度: 50℃ 平均圧力: 100 kg/cm ² 作 動 流 体: ヘリウム
寸 法	内径×行程, 第1, 2シリンダ: 75×55mm 第3シリンダ: 100×55mm 加熱器: SUS316, 外径6, 肉厚1.2 長さ235mm, 48本 冷却器: シェルアンドチューブ式 外径6, 肉厚1.1, 長さ160mm, 56本 標準再生器: 銅あみ, 32メッシュ 線径0.21mm, 250枚
外部シール 方式	回転メカニカルシール方式 (加圧クランク室式)
内部シール 方式	テフロンピストンリング オイルストップゴムペロー
燃 料	灯 油

各シリンダ内ピストン行程はいずれも55mmで, 第1, 2シリンダの直径は75mmであるのに対し, 第3シリンダの直径は圧力変動を大きくとるため100mmとした。

加熱器は両端に円環状のヘッダを2個配置し, その間を48本のフィン付加熱管で接続して構成し, ヘッダの一方は再生器高温側出口と, 他方は第1, 2シリンダヘッダと接続している。バーナは再生器側ヘッダに近い方に設置し, 燃焼ガスは主に加熱管外側から加熱管の間を通して内側に流れ, 高温シリンダ側ヘッダの真中から流れ出るように設計してある。実験においても燃焼ガスの流れはほぼ設計通りであった。

冷却器はシェルアンドチューブ形で, 冷却管は鋼管56本から成り立ち, 管内を作動ガス, 管外を冷却水が流れている。

再生器は内径75mm, 長さ96mm(通常は加熱器側に36mmの長さのダミー(内径18mmの鋼管に相当する)が入っていて60mmを再生器として使っている)の円筒内に表2に示す蓄熱材を充てんさせて試験した。使用した蓄熱材と性能との関係は後述(4.2節)するが, 銅あみ(R8)を使用した時の機関性能が回転数の広い範囲で高く, 且つ, 扱いやすいことから, これを本機関の標準再生器とした。

伝熱や膨張, 圧縮に関与しない無効空間を可能な限り小さくすることは, 出力あるいは熱効率向上のため留意すべき点であるが, 本機関の場合, シリンダ配列が逆T字状のため無効空間容積は約280ccと多目になった。これらは主に各シリンダと熱交換器の接合部, 加熱器と再生器の接合部にあるが, 第3シリンダと冷却器の連結管が最大である。

スターリング機関では, シール技術は最高の難点である。これまで研究開発されている機関は外部シール装置(作動流体の系外への漏えいを防ぐ装置)をいずれもピストン軸の往復動部に設けているが, 本機関の場合には出力軸端でシールする回転メカニカルシールを採用した。出力当りの機関重量を軽減させるためには往復動部シールが望ましいが, 往復動部シールは非常に難しく, また, 開発中の要素であるので, トラブルを少しでもさけるために使用実績のある回転メカニカルシールを使った。シール性能は条件により異なるが, 良好な場合にはヘリウム50kg/cm²充てん後2週間で2~3kg/cm²の圧力降下程度であった。

内部シールとしてのピストンリングは従来の内燃機関のピストンリングと形状は類似でも材質は異なる。スターリング機関のガス側ピストンリングは無潤滑状態でシリンダ上を移動しなければならず, 内燃機関以上にシール性と低摩擦性の相反する性能を満足させることが困難となる。一般には材質として四弗化エチレン樹脂に強度や伝熱性を加味して添加材を入れたものが使われているが, 本機関でも伝熱性を考慮してブロンズを添加したピストンリングを使用した。図2に使用したピストンリン

図2 供試ピストンリング断面とリング組み合わせ

グ断面とその組み合わせを示した。ピストンリングA, Bは厚みの多いもので本数は4本, ピストンリングCは厚みの少ないもので本数は15本である。ブロンズ入りの四弗化エチレン樹脂は温度による膨張が大きき, 設計時の温度設定が重要である。本機関では高温側温度は200℃, 低温側温度は100℃とした。

本機関の始動については4.1節で述べる。出力の制御は作動流体の温度, 圧力を変えて行いが, ここではこれらは手動により制御した。

3. データ整理法

機関性能を評価するのにここでは以下の各出力(馬力あるいは仕事)を定義し用いた。

理論出力(PS_{th} , W_{th})……実験から得られたガスの最高, 最低温度それに平均圧力を用いてシュミットサイクル¹⁾から求められる出力である。本実験では系内各部のガス温度は図3に示すような分布となり, これから上記最高, 最低温度として再生器加熱器側出口温度 T_{RH} , 冷却器出口(第3シリンダ側)温度 T_3 をとった。

正味図示出力(PS_i , W_i)……各シリンダ内の $P-V$ 線図から得られる出力で, $PS_i(W_i)$ は各シリンダ内図示出力 $PS_{i1}(W_{i1})$, $PS_{i2}(W_{i2})$, $PS_{i3}(W_{i3})$ の和で求まる。

軸出力(PS_e , W_e)……最終的に機関の出力軸から動力計で得られる出力である。

上記各出力を用いて次のような出力比, 損失馬力を定義し, 検討した。

理論出力と正味図示出力の関係として,

図示出力比

$$\eta_i = PS_i / PS_{th} \quad (1)$$

図示損失

図3 系内のガス温度分布測定例

$$PS_i = PS_{th} - PS_l \quad (2)$$

(1), (2)式はいずれも主にガス流動による損失, 非等温変化損失, 作動流体のピストンリングからの漏れ損失, 放熱損失等の影響を示すが, 加熱器, 冷却器の影響も若干含まれる。加熱器, 冷却器内の伝熱性能に関しては, それぞれの管壁温度を正確に測定することで評価されるが, 本実験では管壁温度の正確な測定ができなかったのでこの伝熱性については検討していない。

次に正味図示出力と軸出力の関係として,

機械効率

$$\eta_m = PS_e / PS_i \quad (3)$$

機械損失

$$PS_m = PS_i - PS_e \quad (4)$$

これらは主に各運動部に生じる機械摩擦損失や補機駆動消費動力(本機関は潤滑油ポンプのみを出力軸で駆動している)の影響を示し, クランク室その他のガス流動による流力損失, 作動ガスの漏れによる損失等も若干含まれる。

作動流体の往復動による流力損失として次の圧力損失を定義し, 使用した。

圧力損失

$$\Delta P_{31} = \Delta P_3 - \Delta P_1 \quad (5)$$

または,

$$\Delta P_{31} / P_m = (\Delta P_3 - \Delta P_1) / P_m \quad (6)$$

ただし, ΔP_3 : 第3シリンダ内ガス圧力振幅

ΔP_1 : 第1シリンダ内ガス圧力振幅

P_m : 平均圧力

4. 実験結果と考察

4.1 逆T形機関の一般的特性 まず, 本機関の始動性について述べる。

本機関の始動は次の順序で行った。①作動流体充てん, ②バーナ点火, ③管壁温度が450~500℃になったらセルモータ運転, ④第1シリンダ入口ガス温度が250~280℃になったらクラッチを切り, アイドリング開始。

始動時間(バーナ点火からアイドリング開始までの時間)はピストンリングの種類, 作動流体の種類そして加熱法によって異なる。

作動流体としてヘリウムを使用し, 加熱条件をほぼ同じにすると, ピストンリングの種類(図2)によって始動時間は大きく変った。ピストンリングA(80時間使用後でしゅう動面の荒れがひどいもの)では約40分, ピストンリングB(10時間使用後)で約20分, ピストンリングC(10時間使用後)で1~2分であった。

作動流体としてヘリウムと窒素を用い, それぞれの始動性を比較すると, 窒素の方が低いガス温度で安定して始動し, 始動時間も短い。

特にヘリウムで, ピストンリングの種類により始動時間が異なるのは, 始動回転数が低いこと, ピストンリングの温度が低いことなどから, ピストンリングを通して

漏れるガス量がそれぞれ異なるためと考えられる。また、ヘリウムより窒素の方が始動性が良いのは、低回転でも窒素ではピストンリングよりの漏れが少ないためであろう。

始動時間を短くして、且つ安定な始動を得るには、作動流体のピストンリングよりの漏れを少なくすること、加熱器のみならず高温シリンダヘッド等高温部の温度を迅速に上げること、放熱損失、機械損失を少なくすること等が必要である。

逆T形機関各シリンダ内の圧力変動の一例を図4に示した。流動抵抗が無視できる場合には、ある瞬間における各シリンダ内圧力はすべて等しくなるが、実験では各シリンダ内の圧力は少しずつずれている。同図中の各シリンダの容積変化を参考にとすると、作動流体があるシリンダより押出される時はそのシリンダ内ガス圧力は他のシリンダより高まり、逆に吸入される時は低くなっていることから、そのずれが主に流動抵抗によって生じていることがわかる。

図5はP-V線図の一例を示したもので、実験値を理論値(シュミットサイクル)と比較した。第1, 3シリンダ内P-V線図はL形スターリング機関で得られる形と同様であるが、第2シリンダではピストンの位相角が第3シリンダと180度ずれているため、その形は第3シリンダと逆になり、正の仕事をする。いずれのシリンダ内P-V線図も傾向は理論値と一致するが、値は一致しない。これらは主にガスの流動抵抗、非等温変化、ピストンリングからの漏れなどに起因する。

図6はピストンリングBを使用して、作動流体圧力、機関回転数一定の場合に、高温側ガス温度と各シリンダ内図示仕事、正味図示仕事、軸仕事の関係を示した。図中破線は理論値(シュミットサイクル)を示し、高温側温

図4 P-θ, V-θ 線図の一例

図5 P-V線図

図6 第1シリンダガス温度と各仕事の関係

度として第1シリンダ入口温度 T_1 を横軸に整理した。

図より温度上昇による出力上昇は主に第1シリンダの出力増大によるものであり、第2, 3シリンダの出力が減少している(第3シリンダ出力は負)ことが分る。

実験から得た図示仕事と温度の関係は、各図示仕事とも傾向は理論値と一致するが、値は一致せず、特に第3シリンダの仕事が理論値より大きく離れている。第3シリンダは行程容積が大きくまた低温状態にあるため、第3ピストンの動きによるガス流動が大きく、流動抵抗による損失が他のシリンダより大きくなったものと考えられる。

シュミットサイクルでは、高圧力の現われるクランク角度 $\theta_{\max}$ が90度に近づくほど、 W_{i1} は大きくなり、 W_{i2} , W_{i3} は小さくなる。 $\theta_{\max}$ とガス温度の関係は次式で与え

られる¹⁾。

$$\theta_{\max} = \tan^{-1} \left(\frac{\kappa - \tau}{\tau} \right) \quad (7)$$

ただし、 τ はガスの最低、最高温度比($T_{\min}/T_{\max}$)
 κ は第3、第1シリンダ行程容積比
 (第2シリンダ行程容積は第1シリンダ行程容積に等しいとした)

(7)式中 κ は一定値であるので、 τ が小さくなる程(最高温度が高くなる程)、 $\theta_{\max}$ は90度に近づき、図6の最高温度と各シリンダ内出力の関係が定性的に説明される。

図7は平均圧力一定の時に第1シリンダ入口温度 T_1 と軸馬力 PS_e 、回転数 N_e の関係を示した。 T_1 が上昇すると、 T_1 一定の条件のもとにおける最高軸馬力の現われる回転数が高回転側に移行してゆく。

図8には、作動流体の温度、圧力を変えた時の軸出力と回転数の関係を示した。図中③と④は圧力を9 kg/cm²上げた場合の出力増加を示し、約70%(0.6 PS)増加した。④と⑤、あるいは、⑥と⑦は T_1 をそれぞれ50℃と45℃上げた場合で、前者は0.3 PS、20%、後者は0.4 PS、18%の増加があった。 T_1 の増加については図14に各ピストンリングの回転数一定の時の関係を示した。なお、図8には作動流体、ピストンリングの軸出力に与える影響についても同時に示してあるが、これらについては後述する。

4.2 再生器蓄熱材の選択 再生器蓄熱材が出力に影響を与えることは第一報でも述べた。本報でも、本

図8 軸出力に与える温度、圧力、作動流体、ピストンリングの影響

機関の標準再生器を採用するため、数種類の蓄熱材とその性能との関連を実験的に調べたので報告する。

使用した蓄熱材を表2に示した。R1、R2は第一報で使用したようなベアリング鋼球、R6は0.5φの銅粒を厚さ25 mmと10 mmずつに焼結し重ね合わせて使用したもの、R7は再生器内が内径18 mmの通路になるようにダミーを入れたものそしてR8は32メッシュの銅あみを丸く切って重ねたものである。伝熱表面積はR8が最も多く、R7が最も少ない。また熱容量はR7が多いが、他は1.0~1.4程度である(R8の熱容量を1.0とした)。

それぞれの蓄熱材の図示出力におよぼす影響は図9の通りで、R8、R1、R2の性能が良く、R6、R7の性能が悪い。この時の圧力損失は図10に示したが、R6の圧

図7 機関性能曲線

図9 再生器蓄熱材の図示仕事に及ぼす影響

表2 使用した再生器蓄熱材の種類

形式	形状	材 質	寸法, 個数	伝熱表面積 (R8を100とする)	熱 容 量 (R8を1とする)
R1	鋼球	ベアリング鋼	3.2 5900個	12.5	1.4
R2	"	"	9.5 230個	4.2	1.4
R6	焼結粒	銅	0.5 1.5×10 ⁶ 個	80.0	1.28
R7	ダミー	軟鋼	内径18 長さ96mm	0.22	3.4
R8	金あみ	銅	32メッシュ 線径0.21 250枚	100	1.0

図10 各蓄熱材の圧力損失

力損失が非常に大きく、R2, R8は比較的少ない。R7は圧力損失は少ないが、伝熱表面積が不足のため性能が悪い。

なお、図8, 図9には、作動流体が窒素でR8を使用した場合の結果も示した。回転数に対する PS_i , ΔP_{31} の値はヘリウムでR6を使用した場合と非常に類似している。

窒素とヘリウムの結果の比較、および PS_i と ΔP_{31} の関係から、再生器形状をしていないR7を除けば、機関出力と圧力損失にはある程度因果関係のあることが分る。

図9, 図10の結果から、R8が回転数の広い範囲で出力が高く、且つ扱いやすいので、R8を本機関の標準再生器とした。

4.3 作動流体の機関性能に与える影響 作動流体として窒素とヘリウムを使用し、機関性能に与える影響について調べた。

図11は平均圧力、第1シリンダ入口温度を一定にした時の窒素とヘリウムの機関性能の差異を示した。この条件下では作動流体が窒素の場合に作動回転数範囲は300~520 rpm、ヘリウムでは500~1100 rpmとなった。 η_i をみるとヘリウムでは広い範囲で60~90%の値を持つのにに対し、窒素では35~70%と低い。また、 η_m はどちらも0~60%の間にある。損失馬力で比較すると、 PS_m はどちらも回転数の影響はほぼ同一の線で表わされると考えられるのに対して、窒素では PS_i が PS_m より大きく、ヘリウムでは逆に小さい。結局ヘリウムと窒素では η_i , PS_i に大きな差があり、それらの原因として流動抵抗、非等温変化が考えられる。

図12には圧力損失 ΔP_{31} あるいは $\Delta P_{31}/P_m$ を示した。この条件下では窒素、ヘリウムともに $\Delta P_{31} \approx 3.0$, $\Delta P_{31}/P_m \approx 0.7$ が上限値であって、この値が窒素あるいはヘリウムを使用した時の最高回転数を決定する主要な因子とみられる。

ΔP_{31} あるいは $\Delta P_{31}/P_m$ の上限値は接続部も含めた熱交換器系の形状と作動流体の流速によって決められるが、その上限値は作動流体の温度、圧力(図8)や機械損失に

図11 作動流体の機関性能におよぼす影響

図12 作動流体と圧力損失の関係

も関係する。図12のヘリウムのデータ中×印はピストンリングBの場合のデータで、 ΔP_{31} あるいは $\Delta P_{31}/P_m$ の上限値はピストンリングCより低い。これは後述するようにピストンリングBの場合はCの場合より機械損失が多く、また図示損失も多いためと思われる。

一般に定常流の圧力損失は次式で与えられる。

$$\Delta P/r = C \cdot v^2 / 2g \quad (8)$$

ただし、 r : 流体の比重量、 v : ガス速度

C : 流路形状、 Re 数等より求まる係数
温度、圧力が同条件の場合には、

$$r \propto W_{mol} \quad (9)$$

ただし、 W_{mol} : 流体の分子量

となる。

いま、スターリング機関の熱交換器系に(8)式を適用するため、熱交換器系を流れる作動流体の代表速度は平均ピストン速度に比例すると仮定する。

図13 流動抵抗と回転数の関係

$$v \propto C_m \propto N_e \quad (10)$$

ただし、 C_m : 平均ピストン速度、 N_e : 機関回転数
(8)式に(9)、(10)式を代入すると次式となる。

$$\Delta P/W_{mol} = C' N_e^2 \quad (11)$$

図13に $\Delta P_{31}/W_{mol}$ と N_e の関係を対数グラフを使って示した。このように整理すると、窒素とヘリウムのデータは1本の直線上にのり、直線の傾斜は約2.5で、(11)式の二乗より高い指数となった。

図13でヘリウムのデータが750 rpm以下になると、この線よりずれてくるが、これは750 rpm以上ではガス流動による圧力損失が支配的であるのに対し、750 rpm以下になるとピストンリングからのガス漏れの効果が徐々に大きくなっていくためであると思われる。

いま、温度、圧力が同じ条件の水素を作動流体とした場合にも図13が適用できるとするならば、図12から圧力損失の上限値は $\Delta P_{31}=3.0$ となり、結局 $\Delta P_{31}/W_{mol}=1.49$ となって図13よりこの時の最高回転数は約1400 rpmと推定することができる。

4.4 ピストンリングの機関出力に与える影響

図2に示す3種類のピストンリングを使用して実験した。ただし、ピストンリングAは、再生器試験に使用し80時間使用後においては、ピストンリングしゅう動面に蓄熱材細片が混入し非常に荒れた状態にあることが観察され、得られた結果はそれによる影響が大きいと思われる。そのため機関各出力に与えるピストンリングの影響については、ピストンリングの使用条件がほぼ同じであるピストンリングBとCで行った。

図14は横軸に第1シリンダ入口温度 T_1 をとり、縦軸に軸トルク T_e をとって、3種類のピストンリングの比較をした。 T_1 はヒータ管外壁温度 T_w に直接関係し、 T_w の最高温度はヒータ管材料の高温強度で制限される。従

図14 第1シリンダガス温度と軸トルクの関係

って T_w の制限値内で高出力を得るといふ点からすると T_1 が低くて T_e が高いのが望ましい。また、図14から T_1 と T_e は直線関係にあるが、この傾斜が急で(出力制御性を別に考えれば)、且つ、データが図13の左寄りに現われるのが出力性能上良い。

これらの観点から図14をみると、ピストンリングCが最も出力性能が良く、B、Aの順に悪くなる。ピストンリングAはBに比べると、リングしゅう動面が荒れているため、ここからのガス漏れが T_e に大きく影響していると思われる。ピストンリングBとCは、ピストンリングの寸法と本数に大きな相異点がある。ピストンリングCは厚みがBの1/6、本数が15/4倍である。

作動流体としてヘリウムを使用した場合の結果を図15に示した。実線はピストンリングCの状態、破線はピストンリングBの状態である(図中 PS_{th} はどちらのピストンリングの場合も同一の実線で表わされる)。ピストンリングCは PS_i 、 PS_e どちらも高く、回転数の範囲も高回転側にひろがっている。ピストンリングCがBより高回転が得られるのは、図15より損失馬力 PS_i 、 PS_m がピストンリングをBからCにすることで改善されたためと思われる。損失馬力をトルク換算すると、低回転部を除けば、図示損失で約0.5 kg・m、機械損失で約0.85 kg・m改善されている。

図16は作動流体として窒素を使用した場合で、実線、破線の区別は図15と同じである。同図から作動流体として窒素を使用し、ピストンリングBとCの違いをみると損失馬力 PS_i には大きな改善はみられず、 PS_m に大きな改善が認められる。

結局、図14と15から、ピストンリングをうすくして本数を多くすると、 PS_i 、 PS_m に大きな改善があった(窒素では PS_i にはほとんど改善がみられない)。 PS_i が

図 15 ピストンリングの機関性能に与える影響(He)

図 16 ピストンリングの機関性能に与える影響(N₂)

改善されたのは本数を多くしたことによりラピンス効果がより顕著になってシリンダ内のガス漏れが少なくなったためと思われる。作動流体が窒素の場合には、ピストンリングが4本でも漏れが少なく、15本にした効果が少なかったためである。

一方、 PS_m は作動流体の種類に大きな影響をうけず、どちらの場合でも大きく改善されたが、それに関しては以下の理由が主と考えられる。

図 17 ピストンリングにはたらく力

図 17 は内燃機関のピストンリングの解析に使われる図²⁾である。ピストンリングが図の状態で運動すると、上から i 番目のピストンリングの摩擦力 F_i は次式で表わせる。

$$F_i = \frac{\mu a}{1 \pm \mu^2} \left\{ (1 - \mu \frac{b}{a})(p_i - p_m) + \frac{p}{a} \right\} \quad (12)$$

ただし、 μ : 摩擦係数

p : ピストンリング張力

いま、 p_m を(13)式で表わせるとして n 本のピストンリングの総摩擦力 F_n は次式となる。

$$p_m = (p_i + p_{i-1})/2 \quad (13)$$

$$\therefore F_n = \sum_{i=1}^n F_i = \frac{\mu a}{1 \pm \mu^2} \left\{ \frac{1}{2} (1 - \mu \frac{b}{a}) \sum_{i=1}^n (p_i - p_{i-1}) + \frac{n p}{a} \right\} \quad (14)$$

シリンダ内圧力を p_z とし、ピストン下部圧力を p_0 とすると、

$$\sum_{i=1}^n (p_i - p_{i-1}) = p_z - p_0 \quad (15)$$

となり、結局(14)式は次式となる。

$$F_n = \frac{\mu a}{1 \pm \mu^2} \left\{ \frac{1 - \mu \frac{b}{a}}{2} (p_z - p_0) + \frac{n p}{a} \right\} \quad (16)$$

(16)式中、ピストンリング本数に関係するのはピストンリング張力だけであり、ピストンリング張力がガス圧力による張力とくらべて無視できる場合には、ピストンリング総摩擦力はピストンリングの本数に関係なく、ピストンリング寸法にだけ影響されることになる。例として $\mu=0.1$ とし、ピストンリング C と B の寸法を使用すると、ピストンリング B の総摩擦力は C の 7.6 倍になる。実際には、(13)式のピストンリングしゅう動面圧力分布やピストンリングの運動が図 16 の通りかどうか不明であるが、図 15, 16 で PS_m が減少するのは基本的には上記の理由によるものと思われる。

5. ま と め

逆T形機関を使用して、この機関の一般的特性、再生器蓄熱材の選択、作動流体およびピストンリングの機関性能に与える影響について報告した。これらから次の結論が得られた。

1) シュミットサイクルから計算された理論値と実験値との間には密接な関係があり、このことから理論値をもとに実際の機関の出力の推定が可能である。

2) 再生器蓄熱材は流動抵抗の少ないのが望ましいが、伝熱特性を無視することもできない。

3) 作動流体として窒素とヘリウムを使用した場合には、窒素の回転数は低く回転範囲も狭いのに対し、ヘリウムは回転数が高く回転範囲も広い。機関の最高回転数は圧力損失に上限値があって、それによって主に決定される。その上限値は、温度、圧力その他機関の構成が同一条件の場合には、ヘリウムと窒素ではほぼ一定である。

4) 作動流体の流動抵抗として $\Delta P_{s1}/W_{mol}$ をとり、機関回転数で整理すると、本実験範囲では窒素とヘリウムのデータは一本の直線で表わせる。その結果、圧力損失は作動流体の分子量に比例し、回転数の n 乗(本実験

範囲では $n=2.5$) に比例することが分った。

5) 外部シールとして、回転メカニカルシールを採用したが、性能は良好であった。

6) 内部シールとしてのピストンリングは、薄くして本数を増したところ、厚くて本数の少ないピストンリングより図示出力、軸出力が顕著に増大した。

スターリング機関は我が国においては未だ実験室的研究段階であり、機関を構成する各要素に関する研究も非常に少ない。本機関はその様な状況の下に試作されたもので、研究すべき項目は多いが、ここではとりあえず、上記の結果を得たので報告した。

なお、本研究の実施に関し、機関性能部塩出敬二郎室長、元東海大学学生織野俊次氏、斉藤義久氏、およびヤンマーディーゼル中央技術研究所の方々に御協力をいただいたので、ここに深謝する次第である。

文 献

- 1) 一色尚次, はか, 舶機誌, 第12巻, 第9号, 109~118, (昭52-9).
- 2) 長尾不二夫, 内燃機関講義(上), 第3次改訂, 山海堂, p 331.