621. 434-242:621. 434. 016. 4

はん用ガソリン機関のピストンの放熱について*

多田 寿雄**, 古浜 庄一**

On the Heat Flow from the Pistons of
a Farm Type Gasoline Engine

by Toshio TADA and Shoichi FURUHAMA

As for as the past investigations on the heat flow from the piston are concerned, there have been few reports on the gasoline engine. So, in this report, the following are described: (1) The measurement of the temperature distributions of the pistons, piston rings, cylinder wall and gas in the crank case. (2) The measurements of the rates of heat flow from the each part of a piston at each speed of 1 500, 2 500 and 3 500 rpm, and their comparison with Ibrahim's calculated results. (3) The comparisons of piston temperatures, using various piston rings.

As the result, the following were attained: (1) The rate of heat flow from the piston rings and ring lands to the cylinder wall reach as much as 81% at a speed of 3 500 rpm under full load. (2) The heat transfer coefficient on the back of the piston is 35~60 kcal/m²h°C, (3) and besides the valuable data on the use of piston ring for the cooling of piston have been obtained.

1. ま え が き

内燃機関のピストンにおける温度分布およびその放熱に関して、従来多くの研究がなされているが、ピストン温度の実測値をもとにしてピストン各部の放熱状態を研究しているものはほとんどがディーゼル機関か石油機関についてで^{(1)~(5)}、しかも機関の回転数が1 000 rpm 以下のものである。ことにピストンにおける放熱通路として最も重要視されているピストンリングについては正確な実測例ははなはだ少なく、この場合の機関回転数は毎分数百回転に過ぎない⁽¹⁾。しかるに回転数が増すときはピストンまわりのガスの動きも変り、ピストンリングとシリンダ壁間の油膜厚さも増加し⁽⁶⁾、さらにリングのフラッタ等のためピストンの放熱状態を低回転におけるものと同一に考えてよいものかどうか疑問である。

筆者らは最近ピストン温度の連続測定法の研究を行なって発表⁽⁷⁾したが、その中のループ状板ばねをピストンスカートに接続して、ピストンおよびピストンリングに植えた熱電対を導出する方法によって、

(1) 従来行なわれ得なかった行程 65 mm のガソリン機関の 3 500 rpm までのピストン、ピストンリング、シリンダおよびクランク室内のガスの温度分布を

測定し、

(2) ピストン各部からの放熱の割合を求め、Ibrahim の計算例⁽⁸⁾と比較、特に回転数の変化による影響を明らかにし、

(3) 諸種のピストンリングの使用方法的相違によるピストン冷却の効果の比較を行なった。

2. ピストンの熱流れ

2.1 熱流れの計算 ピストンを第1図に示すごとく頭部、リングベルトおよびピストンスカート部に大別し、その表裏および内部の熱流れをしらべる。

燃焼ガスからピストン頭へ伝えられた熱量 q_H の一部 q_h は裏面よりクランク室内のガスに、残りの q_{H-R} はピストン内部をリングベルト部へ流れるから、

$$q_H = q_{H-R} + q_h \text{ kcal/h} \dots\dots\dots (1)$$

次に q_{H-R} の一部 q_l がリングベルト裏面からクラン

第1図 ピストンの熱流れに対する区分

* 昭和 36 年 4 月 6 日 第 38 期通常総会講演会および昭和 36 年 11 月 12 日 第 39 期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和 38 年 7 月 19 日。

** 正員、武蔵工業大学(東京都世田谷区玉川等々力町 1)。

ク室内のガスへ、残りはピストンリングおよびリングランドを通してシリンダへ $q_{L.C}$ が、また $q_{L.S}$ がピストンスカート部に伝わる。したがって、

$$q_{L.C} = q_{H.R} - (q_{L.S} + q_i) \quad \dots\dots\dots(2)$$

さらにスカートへ流れた熱量の一部 q_s と q_e が裏面および端面からクランク室内のガスへ流れ、残りの q_g が表面からシリンダへ伝わるとすれば、

$$q_s = q_{L.S} - (q_s + q_e) \quad \dots\dots\dots(3)$$

しかし $q_{H.R}$, $q_{L.S}$ はピストンの等温線図より内部の熱流れ方向の温度こう配 $\partial\theta/\partial n$ °C/m を求め、一般の熱伝導の式によって計算し、 q_h , q_l , q_s および q_e は、まず Ibrahim⁽⁸⁾らの行なったと同様にピストン頭部における測定値より等温線を描き熱流束を描くことによってピストン頭部裏面からクランク室内のガスへの q_h を計算し、ピストン頭部裏面の平均温度 $\theta_{h.m}$, その面積 f_h およびクランク室内ガス温度 θ_g を用い、熱伝達率の定義よりピストン裏面とクランク室内ガスの間の熱伝達率 α_g は

$$\alpha_g = q_h / (\theta_g - \theta_{h.m}) f_h \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \quad \dots\dots\dots(4)$$

この熱伝達率を用い q_l , q_s および q_e を求める。

2.2 実験装置および実験方法 2.2.1 実験装置

(i) 供試機関は石川島芝浦機械会社製の GE-25 形はん用四サイクルガソリン機関で冷却方式は強制空冷、シリンダ径 70 mm, 行程 65 mm, 常用出力は 2800 rpm で 4 PS, 最大出力が 3600 rpm で 6 PS のもので、ピストン、連接棒およびシリンダヘッドは Al 合金、シリンダは鋳鉄製である。ピストンの主要寸法は第 2 図のごとくで圧縮リングみぞ 2 本と油かきリングみぞ 1 本をもつ。圧縮リングの寸法は半径方向の厚さ 3 mm, 軸方向の幅 2.5 mm, 油かきリングは厚さ 3 mm, 幅 4.5 mm である

第 2 図 正規ピストン寸法

(ii) ピストンおよびリング温度の測定装置はピストンスカートにループ状に成形した板ばねを取付け、その他端をクランク室外側に固定し、これに熱電対をはわせて機関の外に取出す法⁽⁷⁾を採用した。ピストン、ピストンリングおよびシリンダ壁の温度測定箇所は第 3 図に示してある。この測定に使用した熱電対は 0.15 mm 径の鉄-コンスタンタンで、その植込方法は古浜らの論文⁽⁷⁾に紹介されているものと同一方法である。クランク室内ガス温度の測定は第 3 図に示すごとく壁より 40~50 mm 離れた空間に熱接点を固定して測定した。

2.2.2 実験方法 今日一般に広く用いられている四サイクルガソリン機関のピストンの熱流れを明らかにすることを目的としたものであり、機関の回転数 1500 rpm (ピストン平均速度 3.25 m/s), 2500 rpm (5.41 m/s) および 3500 rpm (7.58 m/s) における全負荷および 1/2 負荷運転時のピストン、ピストンリング、シリンダ壁温およびクランク室内のガスの温度を測定し、それぞれの温度分布とピストンにおける等温線を描き、これらに基いて前述の熱流れの計算を行なった。この方法では多数の測定点を必要とし、ピストンでは 20 数箇所におよぶのであるが、熱電対を板ばねに沿わせて引出す数に制限があり、この装置では 6 対程度が無理のない数なのでピストン頭の中央表面およびスカート部の 2 箇所基準点を定めておき、数回に

第 3 図 温度測定位置

分けて行なわれる測定の際この基準点を含めて行ない、この点の温度の等しい場合の測定値を採用して分布を求めた。熱流れの計算のために第3図に示すごとく Q-A 断面の測定値を用いたのは、この箇所が点火

せんおよび排気弁の影響の少ない位置であることによる。またここに採用した測定値は負荷調整後機関各部の温度の読みが定常状態に達した後の値で負荷調整後ほぼ 20 分以降のものである。

2.3 測定および計算結果

2.3.1 測定結果 第4図はピストン表面、シリンダ内壁およびクランク室内ガス温度の測定結果で、頭部中央が最も高温でリング部分に向かってはなはだしい温度降下が見られ、リング部分からシリンダ壁への熱流れのかなり多いことがうかがわれる。

第5図はピストン O-A 断面における等温線で、熱流れの計算にはこれらを拡大細分して誤差のなるべく少なくなるように注意した。この図からも頭部の熱の大部分がリングベルト部分に流れていることが知られる。

第6図はピストンリング（黒丸）とそのまわりのピストン温

第4図 ピストン、シリンダおよびクランク室ガス温度

第5図 ピストン等温線

度分布(白丸), および各リングが行程中通過するシリンダ壁温度の時間平均値 t_{cm} を示す. この場合リングの断面寸法が小さいので, 正確なリング内の温度こう配ひいてはリングからシリンダへ伝えられる熱量は知り難い. しかし, ピストンの熱がリングランドから主としてシリンダに伝えられるものか, あるいはリングからが主であるかはこの図とシリンダ壁とリングランドおよびリングとのすきまの大きさを考えるとき, ランドの熱はリングを通してその大部分がシリンダに流れるものと考えられる.

2.3.2 計算結果 以上の測定結果に基づいて燃焼ガスからピストンに伝えられる熱量とピストン各部から放散される熱量を求め, さらにそれぞれの割合を算出した.

第7図はピストン頭裏面からクランク室内ガスに対する平均熱伝達率で, 1/2 負荷のものと全負荷のものではかなり差がある. 1/2 負荷の値は Salzman の計算とよく合っているが全負荷ではかなり少ない値となっている. これは高温部が上方にあり, ピストンピンおよびボス等のため頭部裏側に第4図で見られるような高温ガスがこもり, 熱抵抗が大きくなるためと思われる.

る. 回転数についてみれば回転数の高いものでいくぶん大きな値となっている. この値は q_i , q_s および q_e の計算にも用いたがその妥当であることは, ピストンスカートとシリンダ壁とのすきまを δm , その間に熱伝導率 λ_0 kcal/m h $^{\circ}$ C の潤滑油があるものとすればピストンとシリンダ間の熱貫流率 $U_{p,c}$ は

$$U_{p,c} = \lambda_0 / \delta \quad \text{kcal/m}^2 \text{h}^{\circ}\text{C} \quad \dots\dots\dots (5)$$

で求められるので, これを用いてスカートからシリンダ壁へ流れる熱量を求め残部を q_s と q_e としたときの熱量とを比較すれば第8図のごとくかなり近い値を得ることからわかる.

第9図はピストン各部からの放熱量の割合を示す. リング部分 $q_{L,R}$ からシリンダへ伝わる熱量が最も多く 1/2 負荷で 62~73%, 全負荷で 68~81% にも達し, 回転数の上昇するとき放熱割合も増している. 次に多いのはスカートからシリンダへで, 1/2 負荷で 22~16%, 全負荷で 26~14% で高回転になればその割合は減じている. クランク室内のガスへの放熱割合はピストン全裏面およびスカート端面からのものも加えて 1/2 負荷のとき 15~11%, 全負荷では 6~5% と非常に少なくなっている.

これらを水冷ガソリン機関のピストンについて Nusselt の式による伝熱係数を用いてピストン各部の温度と放熱割合を Ibrahim が計算して発表しているものと比較すれば第9図の×印のごとき値で、リング部分からシリンダ壁へ 68%, スカートからシリンダ壁へ 14%, 残りの 18% がクランク室内のガスに伝えられている。これは筆者の 3500 rpm 全負荷時に比べてクランク室内のガスに伝えられる割合がかなり大きく、リング部分からの割合が少ない。これは Ibrahim はピストン裏側にリブのあるピストンについて行ない、クランク室内のガスとの間の熱伝達率の値を $100 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ と仮定していることが原因と思われる。

第9図 ピストン各部からの放熱割合

第10図 リング寸法の影響

3. ピストン温度とピストンリング

以上の研究においてピストンからの熱流れはその大部分がリング部分を通して行なわれることがわかった。そこで、(1) ピストンリングの寸法の異なる場合、(2) リング位置の異なる場合、(3) リング数の異なる場合、(4) 気密性の悪いリングを使用する場合、(5) めっきリングについて、ピストン温度にどのような影響があるかを測定した。

3.1 実験装置 実験装置は前記熱の流れに用いたものと同一である。ただし温度測定的位置はこの機関で最も熱負荷の大きい排気弁になるべく近い O-B 面 (第3図参照) とした。ピストンは、(i) リング寸法の影響を測定するために正規のピストンのほかに圧縮リングみぞ幅 1.5 mm のものも、(ii) リング位置の影響をしらべるために第1リングみぞのないものと第2リングみぞのないピストンを準備した。またピストンリングは正規寸法のもののほかに正規リングの幅寸法を 1.5 mm に落したものおよび (iii) リングの気密性の影響をみるために切目寸法を 1.0 mm に拡大したものを用意し、各測定目的ごとにとり換えた。

3.2 測定結果 (1) リング寸法の影響 リングの幅寸法が変わる場合はそれからシリンダ壁への放熱面積が変わるとともに、リングとシリンダ壁間に形成される油膜の厚さを変化するので、リングの寸法の変化のみからただちに放熱効果の大小を断定することはできない。第10図はリング幅 1.5 mm のものと 2.5 mm のものとの比較をしたもので、この場合 2.5 mm 幅のリング使用のピストンのほうが低い温度を示している。一方南の報告⁽³⁾では 4.5, 6.5 および 8.5 mm のリングについてピストン温度の測定を行ない、リング寸

第11図 リング幅と油膜厚さの計算値

法の差によるピストン温度にめいりょうな差のなかったことを報じているが、南の場合は油膜厚さの相違による放熱効果と面積の違いによるそれが相殺される状態で、本報の場合は動的潤滑論⁽⁶⁾の計算によれば第 11 図に示すような油膜厚さの形成される場合であり、面積比は 5:3 で面積の増加の効果がまさっている場合となっているからである。

(2) リング位置の影響 ピストンリングの位置がピストン頭から遠いところにある場合と近いところにある場合とではピストン温度にどのような影響を与えるかを明らかにするため、第 1 リングみぞのないピストンと第 2 リングみぞのないピストンを用い測定した結果が第 12 図である。リングの位置がピストン頭から遠い第 2 リングみぞだけのピストンはかなり高い温度を示し、3500 rpm 全負荷のときピストン頭の中央の温度が×印付近まで上昇しトップランドの部分で焼付きを起した。ただしここで、第 1 リングを上方につけることがピストン冷却上は得策ではあるがピストンリング、またはリングみぞ部の熱負荷は第 1 リングが燃焼室に近いほど過酷になることに注意を要する。

(3) リング数の影響 第 13 図は圧縮リングを 1 本だけのピストンと圧縮リング 2 本のピストンについての温度の比較で、はじめ予期されたような結果を示した。

(4) リングの気密性の影響 気密性の悪いリングを使用するときは機関の出力を低下させ、潤滑油の劣化を早めるが、ピストン温度に対しても、高温の燃

焼ガスがピストンのまわりに流入してその放熱を妨げることが考えられる。それで 2 本の圧縮リングの切目寸法が冷間時で 0.2 mm の正常なものを用いた場合と 1.0 mm に拡大して気密性を悪くした場合について測定を行なった。その結果が第 14 図で気密性の悪いリングを使用した場合、ピストン温度はかなり高い。これよりピストンの気密性の悪いことによりまず周辺の温度が上昇し、そのためにリングこ着等の障害が発生するという推論も成立すると思える。

第 13 図 リング数の影響

第 12 図 リング位置の影響

第 14 図 リング気密性の影響

(5) めっきリングの影響 第1圧縮リングに Cr めっき, 第2にめっきなしを使用した場合のピストン温度の比較を第15図に示す。めっきリングを用いたピストンの温度が高い。これはめっき施行上面取りが行なわれるが, ここで使用のめっきリングも図中に示すように相当大きな面取りがあり, この面取りはガス漏れを増大させ⁽⁹⁾, ピストンを熱伝導の悪い熱ガスで包むことになる。また鉄面は Cr めっき面より荒さが大きい⁽¹⁰⁾ので, 油膜厚さが等しい場合でも伝熱抵抗の小さい部分があるというようなことでめっきリングのほうが放熱作用が劣る条件を備えている。しかもこの測定ではそのめっきリングを第1リングに用いているのでリングのピストン冷却効果をいっそう低下させているものと思われる。

4. 結 論

(1) ピストン各部からの放熱割合は回転数および負荷の変化によって変化するが, その割合はリングを通してシリンダ壁に伝えられる熱量が最も多く 62~81% を占め, 次いでスカートからシリンダ壁へ 26~14%, ピストン裏面および端面からガスへは 15~5% となっている。

(2) ピストン裏面とガスとの間の熱伝達率は回転数にはあまり影響されず, 1/2 負荷で 56~60 kcal/m² h°C, 全負荷では 35~38 kcal/m² h°C。

(3) ピストン冷却の点からリング幅は本実験範囲では広いほうがよい。

(4) リングの位置はピストンの放熱の面からのみ見るときはピストン頭部に近いほどよい。ただしリング付近の熱負荷はいっそう増すので注意を要す。

(5) 気密の悪いリングを使用するときはピストン温度は高くなる。

(6) Cr めっきリングはピストン温度を高める。そ

第15図 めっきリングの影響

の原因はめっき施行上必要な面取りが最も大きく放熱作用を阻害しているようである。

以上の研究に対しては石川島芝浦機械会社より多大の援助を受けたので, ここに衷心より感謝の意を表します。

文 献

- (1) G. Eichelberg, *Engineering*, **17**-148, (1939), 547.
- (2) F. Salzmann, *Fors.*, (1933-8), 193.
- (3) 南・向原, 機械学会論文集, **27**-177 (昭 36-5), 1 354.
- (4) 吉田, 鉄道技術研究所報告, No.335 (昭 37-11), 2.
- (5) 原・前田, 機械学会論文集, **25**-156 (昭 34-8), 867.
- (6) 古浜, 機械学会論文集, **24**-148 (昭 33-12), 1 032.
- (7) 古浜・ほか2名, 機械学会論文集, **29**-204 (昭 38-8), 1 408.
- (8) Ibrahim, *Auto. Engr.*, **44**-8 (1954-8), 335.
- (9) 古浜, 機械学会第 620 回講演会前刷集, (昭 31-6), 71.
- (10) 古浜, 機械学会誌, **64**-515 (昭 36-12), 1 695.

原子力視察団派遣

日本原子力産業会議はこのほど4月下旬から約3週間にわたってフランスを中心に西ドイツ, イギリス, イタリアの各国の原子力施設を視察するため視察団を派遣することにきめた。とくにフランスについては日仏両国の共同研究開発や技術提携の可能性についても検討する。団長には関議長氏(三菱電機社長), 副団長には正井省三氏(住友化学工業相談役)である。メンバーは次のとおり。

団員=宗像英二(日本原子力研究所理事), 本永秀彦(科学技術庁原子力局原子力開発機関監理官), 小林治男(東洋レーヨン取締役), 都木 清(間組取締役), 藤田 亀太郎(極東鋼鉄コンクリート振興社長), 深井文蔵(日

本電極常務), 加藤信八郎(三井石油化学取締役), 岩尾 舜三(日本碍子常務), 沢田安久(三井造船化工機東京設計室長), 安藤昌夫(神戸製鋼所開発部原子力室次長), 望月博治(川崎重工技術研究所原子力研究室長), 斎藤尋人(帝国酸素計画室長), 浅田忠一(日本原子力発電技術部次長), 清水正己(昭和電工研究開発部課長), 一文字正三(住友原子力工業東京支社長代理), 藤田圭一(間組副参事技師), 岸田公治(三菱電機伊丹製作所原子炉係長), 雪島伊乙夫(富士電機製造川崎工場開発部技師), 末綱一郎(日本原子力産業会議調査企画室次長)。(服部 敏夫)