ピストンスカート部の摩擦力低減に関する研究*

(面積・粗さ・樹脂コーティングの影響)

瀧口 雅章^{*1}, 瀧本 崇弘^{*2}, 浅川 英太郎^{*3}
中山 圭^{*2}, 染谷 常雄^{*1}

A Study of Friction Force Reduction on Piston Skirt

(Effect of Width, Roughness and Resin Coating)

Masaaki TAKIGUCHI, Takahiro TAKIMOTO, Eitarou ASAKAWA,
Kei NAKAYAMA and Tsuneo SOMEYA

In this study, the friction force and slap motion of a piston in a gasoline engine were measured to determine the friction characteristics at the piston skirt. It was found that the increased friction force of the piston during the first half of the expansion stroke is caused by metal-to-metal contact at the upper part of the piston skirt. It was demonstrated that the friction force at the expansion stroke increases as the skirt width decreases. In addition, reducing the roughness of the skirt and coating it with resin effectively reduced the friction.

Key Words: Gasoline Engine, Piston, Lubrication/Friction, Piston Skirt, Slap Motion

1. ま え が き

ピストンスカート部は、滑り速度の遅い圧縮上死点近傍において、側圧により強くシリンダに押し付けられることからその潤滑条件は厳しく、焼付き等の発生しやすい部位である。一方、エンジンの小形・軽量化および低騒音化への要求は、スカート部の面積、すきまの減少を招き、その潤滑状態はさらに厳しいものとなってきている。このような状況下において、当該部における摩擦および潤滑特性の改善は、エンジンにこれまで以上の耐久性、熱効率を求めるうえで、実現しなければならない潤滑上の重要課題の一つであり、これまでも実験的、理論的研究⁽¹⁾⁽²⁾が行われている。しかし、この種の研究は少なく、潤滑状態に与える各因子の影響をより詳細、かつ定量的に研究する必要があると思われる。そこで本研究では、スカート部の影響が大きく現れる燃焼行程前半の摩擦力について、浮動ライナ法⁽³⁾によるピストン摩擦力測定結果およびギャップセンサによるピストンスラップ挙動測定

結果⁽⁴⁾を基に、スカート部の摩擦特性を解析するとともに、スカート部面積、粗さの影響および摩擦低減策として一部採用されている樹脂コーティングの効果を確認したので報告する。

Table 1 Specifications of piston ring

	Top ring	2nd ring	Oil ring
Shape
W[N]	15	17	36

Fig. 1 Outline of test piston

* 1996年7月9日 第13回内燃機関シンポジウムにおいて講演、原稿受付 1996年9月27日。

^{*1} 正員、武蔵工業大学 (〒158 東京都世田谷区玉堤 1-28-1)。

^{*2} 武蔵工業大学大学院。

^{*3} 武蔵工業大学工学部。

2. 供試機関および測定法

本研究ではボア 86 mm, ストローク 78 mm の 4 ストローク, 単気筒ガソリン機関を用い, 浮動ライナ法によるピストン摩擦力の測定を行った。また渦電流式変位センサをスカート部に取付けピストン挙動を測定した。図 1 および表 1 に供試したアルミニウム製ピストン(JIS AC 8 A-T 6 相当)およびピストンリングの概略寸法ならびに主要諸元を示す。なお, 各リングとも外周しゅう動面にはクロムめっきが施されている。図 1 にはギャップセンサをスラスト側と反スラスト側スカート中央に取付けた際の, スカート上端からの位置を示してある。なお, ピストンは摩擦測定装置の構造上, トップランド部を一部切除している。ピストンリングおよびシリンダ(FC 20 相当)は各試験において十分慣らしの完了した同一のものを使用し, 潤滑油については SH 級相当 SAE 5 W-30 を使用した。測定条件は行程中央部のスラスト側ライナ温度が 90°C 一定の下で, 摩擦測定精度の関係から最高エンジン回転数を 2500 rpm までとし, 1000 rpm から 500 rpm ごとに, またエンジン負荷は無負荷から全負荷まで 1/4 負荷ごとに变化させて測定を行った。

3. 慣らし過程の摩擦力変化

3・1 摩擦力および摩耗形状測定結果 図 2 は未使用のピストンについて, 前述の回転数, 負荷の全測定条件に対する試験を 1 サイクル行なった試験回数に対して, ピストン摩擦力の変化を示したものである。な

Fig. 2 Effect of test cycle on piston friction

お, 1 サイクルの測定に要する時間は約 45 min 程度である。これより, 燃焼行程前半に現れる摩擦力の最大値は, 試験回数を追うごとに減少していくことがわかる。また, この部分の減少による摩擦損失への影響も比較的大きく, 図 3 に各試験における行程別の摩擦平均有効圧(FMEP)を示すが, 試験 1 回めと 3 回めでは燃焼行程の FMEP が減少することにより, 約 15% 程度の摩擦損失低減の得られることがわかる。図 4 はスラスト側, 反スラスト側のスカート上端から 30 mm の範囲におけるスカート表面の摩耗状態を各試験ごとに測定した結果で, 両側ともスカート上部に摩耗が集中していること, および試験 2 回め以降の摩耗量は小さく, スカート部のなじみは比較的短時間で完了することがわかる。

3・2 ピストン挙動測定結果 図 5 はスラスト側および反スラスト側スカート中央部の上下に取付けた, 4 個の変位センサ(図 1)による 1500 rpm, 全負荷

Fig. 3 Change of FMEP

Fig. 4 Effect of test frequency on skirt surface

Fig. 5 Slap motion of piston on thrust side

におけるピストン挙動測定結果である。これより反スラスト側ではスカート上部(ATU)が圧縮行程後半からシリンダと接触しており(矢印C)、圧縮上死点を過ぎてから離れること、またスカート下部(ATL)は圧縮上死点前から膨張行程にかけて大きくシリンダから離れていることがわかる。スラスト側ではスカート上部(TU)が圧縮上死点から上死点後 20° の間で、反スラスト側からスラスト側へ瞬時に移動し(矢印A)、その後ゆっくりとシリンダに接近していくことがわかる(矢印B)。これに対し、スカート下部(TL)は圧縮行程後半からすでにスラスト側に位置しており、圧縮上死点後はシリンダから離れていくことがわかる。このことから、図4で示した反スラスト側スカート部の摩擦は圧縮行程後半に、スラスト側スカート上部の摩擦は膨張行程前半に生じたことがわかり、このような部分がなじむことにより膨張行程の摩擦力が減少していったことがわかる。また膨張行程前半にシリンダと接近している場所はスラスト側スカート上部であり、スカート上部がゆっくりとシリンダに接近していく時期(矢印B)に大きな摩擦力が発生していることがわかる。

4. スカート部の摩擦特性

4・1 スカート部面積の影響 慣らしの完了したピストンのスカート外周をスラスト側、反スラスト側とも半径で0.2 mm 削ることによって、スカート幅を

Fig. 6 Effect of skirt width on piston friction

Fig. 7 Relation between skirt area and wear

標準ピストンの 66 mm から 26 mm まで、10 mm ずつ狭くした場合のピストン摩擦力の変化を図6に示す。これより、スカート部の幅が減少するに従い、膨張行程前半の摩擦力が大きく増加していることがわかる。また図7(a), (b)はおのおのスカート幅が56 mm と 26 mm の場合について摩擦測定前後のスカート表面数箇所について、その摩擦形状を比較したも

のである。これよりどちらの場合においても、スラスト側のエンジンフロント方向の一部(おのおの測定点⑧, ⑥)のみにスカートの上部から下部にかけて大きく摩耗したコン跡が見られ、他のスカート部分はほとんど摩耗していないことがわかる。このことから、膨張行程前半にスカート部に作用する大きなピストン側圧のうち、大部分はスカート部の油膜によって支えられ、一部がシリンダとの金属接触部分で支えられているものと予想され、スカート幅を狭くした場合、油膜で支えられる荷重が減少し、その分金属接触部分の荷重分担率が増加することにより、膨張行程前半の摩擦力が大きく増加したものと考えられる。

4.2 スカート接触位置の影響 図8は大きな摩耗が発生したスラスト側スカート部分に新たに変位センサTFU, TFLを取付け、スラスト側スカート中央に取付けた変位センサTU, TLとともに同時に測定し、両スカート位置の動きを比較した結果である。これよりスカートのフロント側は、まずTFLが圧縮上死点后15°付近でシリンダと接触(矢印①)した後、TFUが上死点后30°付近でシリンダと接触(矢印②)する。その後TFLは上死点后45°付近までシリンダと接触しており(矢印D), TFUはスカート中央がシリンダと最も接近する上死点后90°付近まで接触している(矢印E)ことがわかる。このように供試機関の膨張行程におけるピストンスラスト側の動きは、圧縮上死点後まずフロント側のスカート下部がシリンダと接触し、その後シリンダとの接触部分はスカート上部に

移動しながらスカート中央へと広がっていくことがわかる。このことから、膨張行程前半の摩擦力は、供試機関の場合、剛性の高い横壁近傍のスカート部分でシリンダと金属接触することにより、大きく増加したものと考えられる。また、スカートのフロント側が接触する原因は、ピストンのフロント方向への運動が深く関係しているものと思われる。

以上のようにピストンスカート部の摩擦力は、そこに発生する金属接触部分に大きく影響されることから、大きなピストン側圧に対し、油膜で支える荷重分担率を増すことで金属接触部分を減少させること、および金属接触部分の摩擦係数を下げることが、膨張行程前半のピストン摩擦低減に有効であることがわかる。

5. 摩擦低減策と効果

5.1 スカート表面粗さの影響 図9, 10は標準のスカート表面粗さ(2.05 μmRa)をもつピストン(STD Piston)に対して、粗さを0.65 μmRa と小さく

Fig. 9 Effect of skirt roughness on piston friction

Fig. 8 Comparison of slap motion on thrust side and thrust-front side

Fig. 10 Comparison of surface roughness effect on FMEP

したピストン(Smooth Piston)を用意し、両者の慣らし完了後の摩擦力測定結果と各行程別の FMEP をおのおの比較したものである。これよりスカート表面粗さを小さくした場合、他の行程での差はほとんど見られないが、燃焼行程前半の摩擦力は全負荷のみでなく 1/2 負荷においても大きく減少し、それにより FMEP に対しても本測定条件において 7% から 18% の低減効果のあることがわかる。図 11 は各ピストンの摩擦測定後のスカート表面粗さを示したもので、両者とも摩擦が発生するスカート位置は同じであるが、摩耗量については表面粗さを小さくすることにより大きく減少しており、金属接触部分が減少していることがわかる。これにより膨張行程の摩擦力を大きく低減できたものと思われる。

5・2 樹脂コーティングの影響 本研究では二硫化モリブデンと PTFE をポリアミドイミド樹脂をバインダとしてスカート表面にコーティングを施したピストン(Coat-Piston)を用意し、その摩擦力特性に与える影響を確認した。またここでは、コーティング後のスカート表面粗さが標準ピストンと同程度となるように配慮した。図 12 は図 2 で示した測定結果と同じ方法により、慣らし過程の摩擦力変化をコーティングピストンについて測定した結果である。また比較のために、対応する標準ピストンの慣らし過程の摩擦力を重ねて示した。これより、試験 1 回めの摩擦力測定結果ではコーティングピストンのほうが標準ピストンに比べ、燃焼行程前半の摩擦力は減少しており、コーティングによる摩擦低減効果が見られるが、試験 3 回めの測定結果では両者に差はほとんど見られず、摩擦低減効果が失われることがわかる。これに対し図 13 は、表面粗さの小さいスカートに同じコーティングを施し

たピストン(Smooth-Coat-Piston)の摩擦力を測定した結果と図 9 で示した表面粗さの小さいピストンの摩擦力とを比較し、コーティングの影響を測定した結果である。表面粗さの小さいスカートにコーティングを施した場合、上下死点に現れる摩擦力の非流体潤滑的な傾向は減少しており、摩擦特性が改善していることがわかる。また、スカート表面粗さの大きいピストンの場合には見られなかった行程中央部の摩擦力の減少も観察され、FMEP も図 14 に示すように、コーティングを施さないものに比べ、本測定条件において 4% から 11% 程度の摩擦損失低減効果のあることが確認された。また比較のために、図 14 には標準のスカート表面粗さをもつピストンについて、コーティングのありなしの FMEP の値も同時に示した。

以上のことからスカート部へのコーティングは、初期なじみ性および上下死点の摩擦特性の改善に効果的

Fig. 12 Effect of skirt coating on piston friction (STD piston)

Fig. 11 Comparison of skirt wear forms

Fig. 13 Effect of coating on piston friction (smooth piston)

Fig. 14 Comparison of whole tests on FMEP

であり、スカート表面粗さを小さくすることによりその効果は顕著に現れ、恒久的な摩擦損失の低減効果も期待できることがわかる。このスカート表面粗さによるコーティングの摩擦低減効果の違いについては、これまでのところ不明であるが、図 11 で示したスカート部摩耗形状からもわかるように、スカート表面粗さが大きい場合、スカート表面の摩耗量は表面粗さの小さいものに比べ非常に大きく、コーティングの厚さ(4~5 μm)以上に摩耗するため、ピストン母材であるアルミニウムとシリンダとが接触することになり、コーティングの効果が減少してしまうことが一因と考えられる。特に供試機関のようにスカート中央部以外の剛性の高い部分に強い接触を示すような場合は、その影響が顕著に現れると思われる。

6. ま と め

(1) 燃焼行程前半のピストン摩擦力は、ピストン側圧によりスカート上部がシリンダと金属接触すること、およびピストンがピン方向挙動を伴うことにより、さらに剛性の高いスカート部の横壁近傍が金属接触することにより増加する。

(2) スカート幅の減少は金属接触部分で支える荷重分担率が増加するため、膨張行程の摩擦力は増加し、

摩擦低減に直接にはつながらない。

(3) スカート表面粗さを小さくすることにより金属接触部分が減少し、膨張行程前半の摩擦力を大幅に低減でき、結果として 10%以上の摩擦損失の低減が得られた。

(4) スカート部に樹脂コーティングを施すことにより、初期なじみ性および上下死点における摩擦特性が改善でき、さらに表面粗さの小さいスカートと組合せることにより、恒久的な摩擦低減効果が期待できる。

本研究遂行にあたり有益なご示唆ならびに部品の製作等、多大なるご協力をいただいた、株式会社ユニシアジェックス・エンジン機器開発部の渡辺浩章氏、高島安雄氏、ならびに関係部署の皆様にご心から感謝する。

文 献

- (1) 村上元一・ほか 4 名, 自技論, 22-4 (1991), 70-73.
- (2) 荒井孝之・ほか 4 名, 第 10 回内燃機関合同シンポジウム講演論文集, (1992), 187-192.
- (3) 瀧口雅章・ほか 3 名, 自技論, 27-2 (1996), 63-68.
- (4) Takiguchi, M., ほか 2 名, SAE Tech. Paper, No. 881621 (1988).