

最適化を利用したピストン摩擦力の分解解析

Teardown Analysis for Piston Assembly Friction with Optimization Controls

中 西 啓太郎*
Keitaro NAKANISHI
南 克 哉*
Katsuya MINAMI

岡 田 義 裕*
Yoshihiro OKADA
角 田 巖*
Iwao KADOTA

世 良 啓 太*
Keita SERA

要 旨

本研究では、ピストン摩擦力におけるスカートおよびリングの寄与解析手法の構築および実践をおこなった。寄与解析は、スカートおよびリングそれぞれのストライベック線図を同定することによっておこなった。その結果、スカートは流体潤滑状態にあり、リングは混合潤滑状態にあることが明らかとなった。また、高回転低負荷条件下では特に、スカート摩擦力が支配的であることが明らかとなった。

ABSTRACT

This research involved creating a method for analyzing the contribution of the skirt and rings to the friction force of the piston assembly, and implementing such analysis. The contribution analysis was carried out by identifying the respective Stribeck curves for the skirt and the rings. The results showed that the skirt is in the fluid-lubricated region and the rings are in the mixed-lubricated region of the curve. The results also made clear that the friction force of the skirt is the dominant component under high-speed, low-load conditions, in particular.

1. まえがき

自動車用エンジンは、地球温暖化を抑制するためさらなる燃費の向上が求められている。燃費向上のためには、図示熱効率の向上と共に摩擦損失の低減が必要となる。ピストン、コンロッドの摩擦損失は全摩擦損失の 1/3 程度と大きな割合を占めていることが報告されており⁽¹⁾、特にピストン摩擦損失の低減は重要な課題として数多くの計測、解析がおこなわれてきた。

ピストン摩擦力の計測手段としては、スリーブを浮動支持して、負荷される荷重を測る手法がいくつか実施されている^{(2), (3)}。しかし、摩擦力はスカート部とリング部との合力として計測されるため、各々の寄与度は明らかになっていない。それに対し、それぞれを単独で解析した例としては、リング単体の摩擦力測定⁽⁴⁾やCAEによる計算^{(4)・(6)}等があるが、実動時での解析は報告されていない。以上の課題

は、実測ピストン摩擦力を直接的に分解解析することによって解決できる。

本研究では、計測したピストン摩擦力を、ストライベック線図の同定によってスカート発生分とリング発生分とに分解する手法を提案し、実動時の摩擦力分布を算出した。次に、得られた線図を用いてスカート、リングそれぞれの摩擦損失に対する回転数および負荷の影響を調べてピストン摩擦損失への寄与を解析し、低減へ向けた一助とする。

2. 実験装置

ピストン摩擦力の計測にあたり、スリーブを浮動支持した単気筒エンジンを製作した。製作したエンジンの諸元および断面図を Table 1 および Fig. 1 に示す。

スリーブの支持構造として、十分な剛性を持ち高回転域まで計測が可能であることから、伊藤らの研究⁽³⁾を参考に

Table 1 Engine specifications

Engine type	4-stroke
Number of cylinders	1
Bore (mm) × Stroke (mm)	186 × 86
Compression ratio	9.8
Crank offset (mm)	0.0
Cooling system	Water - cooled
Camshaft	SOHC
Valves (IN/EX)	1/1
Lubrication oil	SAE 0W-20 (80±1°C)

3分力センサを利用した。剛性の確保とスリーブの傾き防止のため、3分力センサは吸排気両側に計6個配置〔Fig. 1 (A)〕してスリーブを両持ち支持した。これによりスリーブは両側から引っ張り荷重を受けるので、ボアに2次変形が生じることになる。これを防ぐため支持部〔Fig. 1 (B)〕をブロック本体から独立させた。

燃焼室のシールはシリンダ内に突出したヘッドとスリーブとの間でおこなった。これにより筒内圧のスリーブ上面への直接付加を防ぐことができる。ただしこの場合、シールにOリングを利用すると、燃焼圧により生じるヘッド変形によって、スリーブへの荷重伝達が発生することが報告されている⁽⁷⁾。このため、シールにはピストンリング相当形状のシールリングを利用して、筒内圧のシールと荷重伝達抑止とを両立させた。

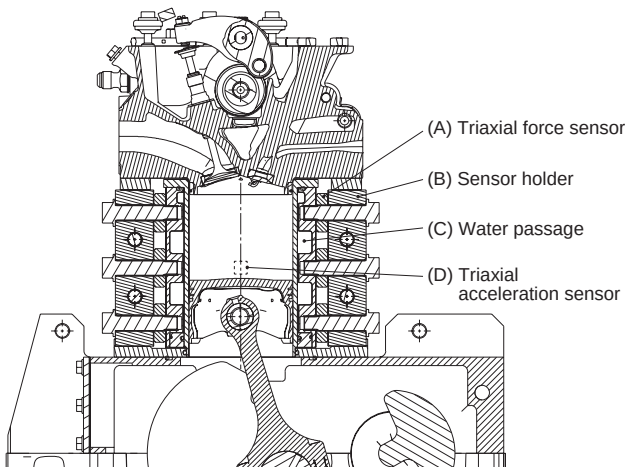


Fig. 1 Engine cross section

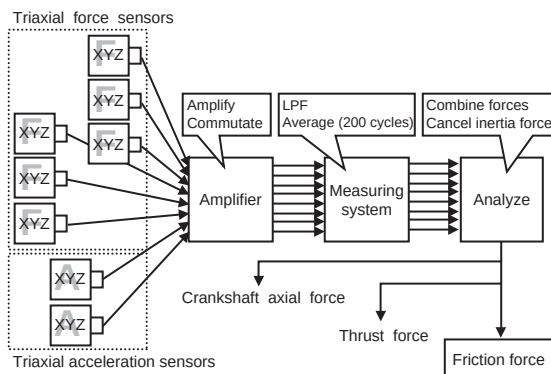


Fig. 2 Friction measuring system

スリーブの構造は、ボアの真円度を確保し、軽量化と整備性向上のため、内外二層とした。締結には上面に設けたフランジを用い、間隙を冷却水路〔Fig. 1 (C)〕とした。

計測システムを Fig. 2 に示す。

摩擦力の算出は、3分力センサ出力値の合計からスリーブの慣性力分を差し引くことによっておこなった。その際慣性力は、スリーブの重心を通るように配置された2個の加速度センサ〔Fig. 1 (D)〕の値から計算した。

3. ストライバック線図の同定

ピストン摩擦力 F は、スカート(以下添字 s)とリング(同添字 r)の摩擦力の和として以下のように展開される。

$$F = F_s + \sum F_r \quad (1)$$

それぞれの摩擦力は、摩擦係数 μ と垂直抗力 N との積として表すことができる。この μ の特性を明らかにすることで、式(1)に表されるような摩擦力の分解をすることが可能となる。

3.1. ストライバック線図の同定手法

摩擦係数 μ は、粘度 η 、速度 v 、面圧 p を用いて Fig. 3 のような特性を持つ(ストライバック線図)ことが知られており、本研究では以下の3項目をこの関数の制御因子として利用した。

- (1) 流体潤滑域での摩擦係数勾配 a
- (2) 混合摩擦域での最小摩擦係数 b
- (3) 境界摩擦係数 c

潤滑油はニュートン流体とし、行程中の直径クリアランスが一定であるとして、流体潤滑域は原点を通る1次関数を仮定した。混合摩擦域は最小摩擦係数 b 、境界摩擦係数 c を通り滑らかに繋がるような2次関数を仮定した。

ここで、スカートとリングとはそれぞれ別の線図を持つと考え、それぞれ以下のように表すことができる。

$$(\text{Skirt}) \quad \mu_s(\eta, v, p) = \mu_{a_s, b_s, c_s}(\eta, v, p) \quad (2)$$

$$(\text{Rings}) \quad \mu_r(\eta, v, p) = \mu_{a_r, b_r, c_r}(\eta, v, p) \quad (3)$$

スカート面に働く垂直抗力はピストンに働くスラスト荷重に等しく、リング外周面に働く垂直抗力は張力および

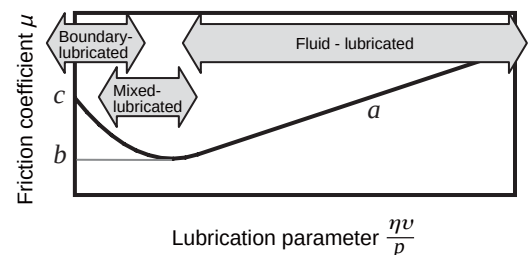


Fig. 3 Stribeck curve

ング背面圧力で決まると仮定すると、 μ の算出時に必要となる面圧 p 、および垂直抗力 N は、以下のように表される。

$$(\text{Skirt}) \quad p_s = \frac{N_s}{A_s} \quad (4)$$

$$N_s = F_{th} \quad (5)$$

$$(\text{Rings}) \quad p_{r_i} = \frac{N_{r_i}}{\pi D h_{1_i}} \quad (6)$$

$$N_{r_i} = 2 \pi F_{t_i} + \pi D h_{1_i} p_{g_i} \quad (7)$$

ただし、 A_s :スカート片側面積、 F_{th} :スラスト荷重、 D :ボア径、 h_1 :リング幅、 F_t :リング張力、 p_g :リング溝圧力、添字 $i(=1-3)$ は各リングの識別を表す。これらと、ピストン速度 v 、オイル粘度 η を用いて、摩擦力 F は、以下のよう表される。

$$F = \mu_s(\eta, v, p_s) N_s + \sum_{i=1}^3 (\mu_r(\eta, v, p_{r_i}) N_{r_i}) \quad (8)$$

ここで、式(5)(7)からわかるように、 N_s と N_r の構成因子は異なっている。これを利用し、任意の条件およびクランク角で F を実測値 F_{measured} と一致させることで、 $\mu_s(\cdot)$ 、 $\mu_r(\cdot)$ を特定することができる。実測値との平均自乗誤差 ε_f は、利用する実測点数を m として、

$$\varepsilon_f = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{j=1}^m (F_j - F_{j \text{ measured}})^2} \quad (9)$$

となる。この誤差 ε_f が最小となるように、 a_s 、 c_r を変数とした最適化解析をおこない、ストライベック線関数 $\mu_s(\cdot)$ 、 $\mu_r(\cdot)$ を同定した。以上をシステムとして Fig. 4 に示す。

3.2. ストライベック線図の同定および結果

線図の同定には、以下の2条件での結果を利用した。

- (1) 1500 rpm モータリング、吸気管絶対圧 25 kPa ($P_{\text{max}} = 0.4 \text{ MPa}$)
- (2) 2500 rpm モータリング、吸気管絶対圧 100 kPa ($P_{\text{max}} = 2.1 \text{ MPa}$)

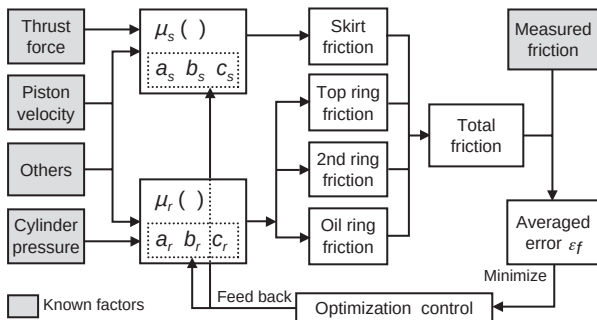


Fig. 4 System for identifying Stribeck curves

振動成分の影響を抑止するため、Fig. 5 のようにクランク角 30 deg ごとに離散化し、振動の大きい圧縮上死点直後を除く各 23 点(計 46 点)のデータを利用した。

この離散化された実験値を満たすように、パラメータ a_s 、 c_r の最適化解析をおこなった。最適化には焼きなまし法⁽⁸⁾を用いた。

得られたストライベック線図を Fig. 6 に示す。

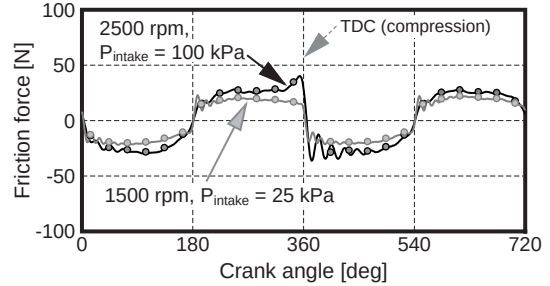


Fig. 5 Discretized empirical data

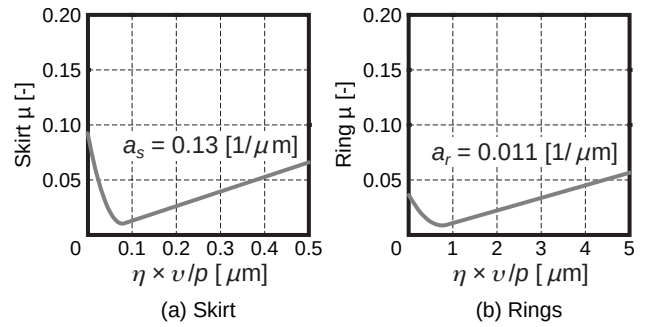
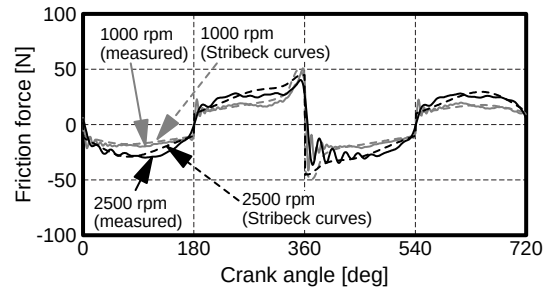
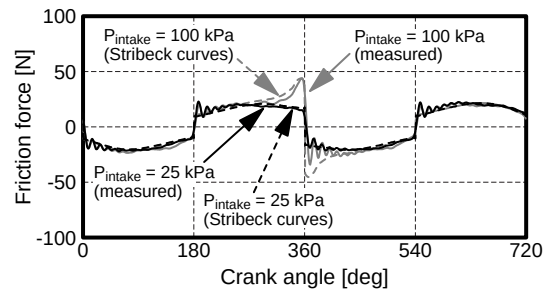


Fig. 6 Stribeck curves for skirt and rings



(a) Influence of speed (motored, intake pressure = 100 kPa)



(b) Influence of intake pressure (1500 rpm motored)

Fig. 7 Validation of Stribeck curves

境界摩擦係数はスカートで約 0.09, リングで約 0.04 であり, リングの摩擦係数はスカートの半分程度と小さい。また, 流体潤滑範囲での勾配 a_r がスカートに比べ 1/10 程度と小さい。これはリングの真実接触幅が呼び幅 h_1 よりも小さいために実面圧が呼び値よりも大きくなったからであると考えられる。

3.3. ストライベック線図の妥当性検証

複数条件下で, ストライベック線図から算出される摩擦力を実験結果と比較し, 線図の妥当性を検証した。結果を Fig. 7 に示す。

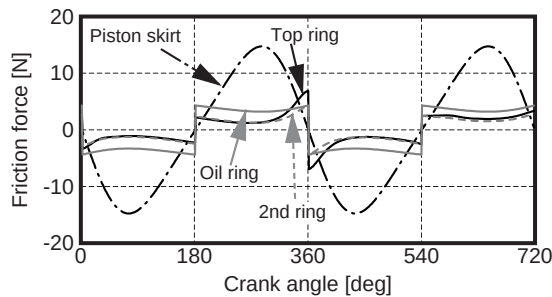
回転数によってピストン高速度域での摩擦力が変化する様相 [Fig. 7 (a)] や, 筒内圧の違いによって圧縮上死点付近での摩擦力が增大する特徴的な現象 [Fig. 7 (b)] を良く捉えられており, 得られたストライベック線図の妥当性を確認することができた。

4. ピストン摩擦力の寄与解析

式(8)に, 得られたストライベック線図 $\mu_s(\cdot)$, $\mu_r(\cdot)$ を適用することで, 摩擦力の寄与解析をおこなった。

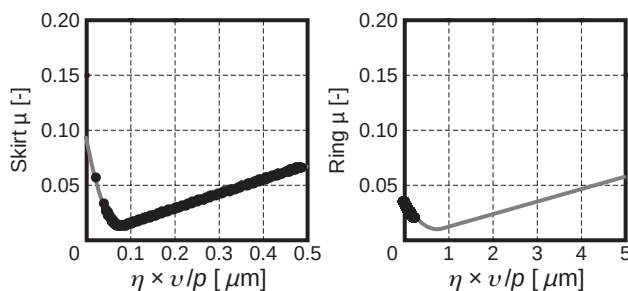
4.1. 実測摩擦力の寄与解析

得られた実測フリクションを分解解析した結果の一例, およびその時のストライベック線図の利用範囲を Fig. 8, Fig. 9 に示す。また摩擦損失の分布を Fig. 10 に示す。



(1500 rpm motored, intake pressure = 25 kPa)

Fig. 8 Friction distribution



(a) Skirt (b) Rings
(1500 rpm motored, intake pressure = 25 kPa)

Fig. 9 Application area of Stribeck curves

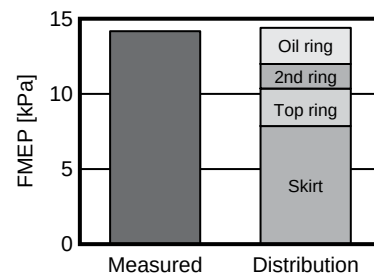
Fig. 8 より, スカートにおいては速度に比例した摩擦力が発生しており, また Fig. 9 (a) の線図利用範囲から, 十分な流体潤滑下にあることがわかる。それに対し, Fig. 8 のリングの摩擦力波形はほぼ一定値となっていることから境界潤滑が支配的となっていることが予測され, Fig. 9 (b) の結果からもこれを確認することができる。

また, Fig. 10 の摩擦損失分布から, 本条件下ではスカートがピストン摩擦損失の約半分を占め, 次に, 筒内圧の影響を受けやすいトップリングと張力の高いオイルリングの影響が大きいことがわかった。

4.2. 回転数, 負荷による摩擦損失と寄与の変化

摩擦損失への寄与が回転数や負荷によってどう変化するかを確認するため, 回転数と吸気管圧力を変化させた場合の摩擦損失を算出した。結果を Fig. 11 に示す。

Fig. 11 (a) を見ると, スカートは流体潤滑下にあるため, 摩擦損失は回転数に比例して増加していることがわかる。また, Fig. 11 (b) より, リングの摩擦損失はスカートと比



(1500 rpm motored, intake pressure = 25 kPa)

Fig. 10 FMEP distribution

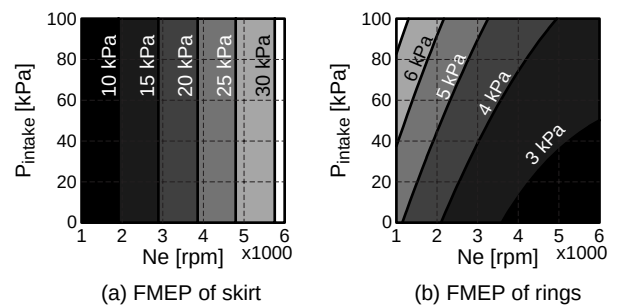


Fig. 11 FMEP maps of skirt and rings

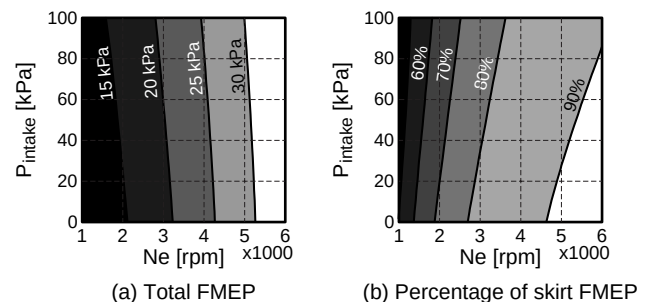


Fig. 12 Total FMEP and skirt percentage

べ小さく、回転数が増加すると流体潤滑に近づくためさらに減少することがわかる。そして負荷が高くなると、筒内圧によるリング背面荷重が増加するため摩擦損失は増大する。

ピストン全体の摩擦損失およびスカートの割合をFig. 12に示す。

全体の摩擦損失は高回転、高負荷になるほど増大する。また、スカート摩擦損失の割合はほぼ全域で50%以上であり、特に高回転かつ低負荷条件では90%を占めていることが明らかとなった。

本研究では、実測結果を元にピストン摩擦力とリング摩擦力とに切り分け、それぞれについての考察をおこなったが、より精度を向上させるためには、

- (1) ファイアリングでの結果を利用した線図同定
 - (2) より実作動状態に近い線図形状の近似手法
 - (3) リングごとに独立した線図の導入
- が必要であると考えている。

また、本手法を応用し、例えばエンジン全体のフリクション測定結果から、モータリング分解法を用いずに各部品ごとの寄与を分析することも可能になると考えられる。

5. まとめ

ピストン摩擦損失低減に向けて実験結果を元にした摩擦力解析をおこない、以下の知見を得た。

- (1) 実験結果を元にストライベック線図を同定する手法を考案し、種々の条件下で実験値と良い一致を見ることができた。
- (2) 上記手法により、実測摩擦力をスカート寄与分、リング寄与分とに分解することができた。その結果、本エンジンにおいてはスカートは流体潤滑が支配的であり、リングは主に境界または混合潤滑下にあることが確認された。
- (3) 回転数、負荷に関するスカート摩擦、リング摩擦の影響を解析した結果、スカート摩擦は回転数、リング摩擦は回転数および負荷の影響を強く受けることが確認された。また、スカート摩擦損失の割合は50-90%程度であり、高回転、低負荷であるほどスカートの損失割合が大きくなることがわかった。

参考文献

- (1) 宮村紀行: エンジンの省燃費化, トライボロジスト, 第36巻, 第11号, p.27-31(1991)
- (2) 瀧口雅章, 瀧本崇弘, 永沢賢一: ピストン系摩擦部に与える省燃費油の効果, 第12回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.361-366(1995)
- (3) 伊藤泰志, 許斐敏明, 岩下義博: 3分力センサ法によるエンジン実働時のピストン摩擦解析, 自動車技術会

論文集, No.37, p.163-169(1988)

- (4) Sugai, T., Yoshida, H., Ohgake, K., Yamada, T.: Friction Reduction Effects of Narrow-Width and Low-Tension Piston Rings, Review of Automotive Engineering, Vol.27, No.2, p.243-249(2006)
- (5) Carden, P., Bell, D., Priest, M., Barrell, D.: Piston Assembly Friction Losses: Comparison of Measured and Predicted Data, SAE Paper, No.2006-01-0426(2006)
- (6) 鈴木秀和, 馬場泰一, 門井法明: ガソリンエンジンにおけるピストンスカート部のフリクション解析—スカート油膜分布の影響—, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.5, p.163-168(2005)
- (7) Furuhashi, S., Takiguchi, M.: Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine, SAE Paper, No.790855(1979)
- (8) Kirkpatrick, S., Gelatt, D. C., Vecchi, P. M.: Optimization by Simulated Annealing, Science, Vol.220, No.4598, p.671-680(1983)

■著 者■



中西啓太郎



岡田義裕



世良啓太



南 克哉



角田 巖