

真実接触と油膜による摩擦係数算出モデルとその検証 (ピストンリングとスリーブ)

Proposal and Verification of Friction Coefficient Calculation Model by True Contact and Oil Film
(Evaluation of Piston Ring and Sleeve)

古賀 秀 晴¹
Hideharu KOGA

松 本 謙 司²
Kenji MATSUMOTO

小 野 佑 樹¹
Yuki ONO

要 旨

しゅう動部品を検討する際、その摩擦係数を考慮するが、エンジンのピストンリングとスリーブのように比較的高速域となるとそのしゅう動試験自体が難しく、しゅう動特性が分かり難い。そこで、Liu らが提唱する確率論的手法に初期なじみ後の表面粗さやうねりを適用し、Gupta らの油膜厚さ減少係数を高速域に用いた。更に高速域で支配的になるすべりを考慮した新たな計算モデルを提案した。従来実施が容易でなかった高速域でのしゅう動試験を新規開発のドラムカム式試験機により実施可能とした。本モデルの妥当性を 8 m/s までのしゅう動試験結果と比較することで検証した。結果、本モデルの摩擦係数は、一般的なスリーブ材である Cast gray iron (FC250) において 8 m/s の高速域まで実験結果と高い一致性が得られていることが確認できた。また、いままで求める事ができなかった高速域での摩擦係数を得る事ができると共に検証試験速度以上の高速域摩擦係数を予測する事が可能となった。

ABSTRACT

The investigation of sliding parts takes into account the coefficient of friction of the parts. When the parts are in a relatively high-speed region, such as the piston rings and sleeves in an engine, sliding test performance itself is a challenge and the tribological properties cannot readily be determined. Therefore, surface roughness and waviness after initial familiarity were applied to a stochastic method proposed by Liu, et al., and the oil film thickness reduction coefficient of Gupta, et al., was used in high-speed regions. In addition, a new calculation model was proposed that takes into sliding, which becomes a determining factor in higher-speed regions. As conventionally performed, sliding tests could not readily be implemented in high-speed regions. However, a newly developed drum cam test apparatus has made such testing possible to implement. The validity of this model was verified by comparison and the results of sliding tests up to 8 m/s. The results verified that the coefficient of friction in this model match very closely with the results of tests using ordinary sleeve material of cast gray iron (FC250) in high-speed regions up to 8 m/s. In addition, it has become possible to obtain the coefficient of friction in high-speed regions, which had not been possible to determine up to now. It has also become possible to predict the coefficient of friction in high-speed regions where the velocities are equal to or higher than in the verification tests.

1. まえがき

昨今のエンジン開発現場において CAE 技術は必要不可欠なものとなっている。一方、摩擦や摩耗を伴うしゅう動部品の特性はいまだ実験結果を元に CAE 解析に必要な数値を入力しているが、実際に使用される速度域の特性ではなかったり、真実接触圧力が異なっていたりする。これはしゅう動特性を取得する試験が難しい事に由来する場合が

多い。Fig. 1 はピストンリングとスリーブの評価をおこなうため、実施した往復動しゅう動試験結果である。

横軸は往復運動において正弦波状に変化するすべり速度のピーク値、縦軸は矩形波状に変化する摩擦力を負荷荷重で割った摩擦係数である。スリーブに使われる Cast gray iron (FC250) の摩擦係数は 1 m/s で Nikasil coating よりも高いのに対し、2 m/s に近づくと、この関係は大きく変化する。

¹ 先進パワーユニット・エネルギー研究所

² 先進パワーユニット・エネルギー研究所, 博士 (工学)

しかしながら、エンジンの常用域である 8 m/s までの高速域でのしゅう動特性は報告がない。これは評価試験機の製作が難しいからとも言える。本研究では、往復動試験機での実測が難しい速度域でしゅう動特性を計算できる新たなモデルを構築し、独自開発した高速往復動試験機にて検証を実施したので、報告する。

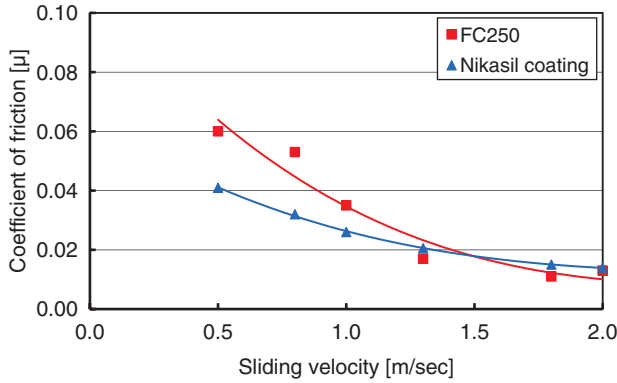


Fig. 1 Relationship between sliding velocity and coefficient of friction

2. しゅう動特性を求める計算モデル

2.1. 計算手法の概要

摩擦係数が、各種のストラクチャー⁽¹⁾や表面粗さを持つ機械加工面⁽²⁾でどう異なるかについては、様々な研究者が実験や解析をおこなっている。本研究の手法の特徴は、以下の3点である。(1)発熱を伴わない速度領域はLiu⁽³⁾らによる確率論的手法で計算する。(2)計算に用いる表面粗さやうねりは、往復しゅう動試験後の初期なじみが終わったしゅう動面の実測値を用いる。(3)高速度域において、滑りによる発熱に起因する油膜厚さ減少を考慮する独自の計算を加えた新たな計算モデルを使用する。これらの手法を用い検証をおこなった。関連する計算モデルについて、以下で述べる。

2.2. 油膜部および直接接触部の荷重分担

しゅう動部材に加えられた荷重は、Fig. 2 に示すように、油膜部と、しゅう動面で直接接触する凸部（真実接触部）の二つで分担されるものとした。ピンとプレート間にかかる総荷重を P 、表面粗さ凸部の接触荷重を P_a 、油膜部に生じる荷重を P_h としたとき、これらの関係は式 (1) で表される。

$$P = P_h + P_a \quad (1)$$

ここで P に占める P_h と P_a の比率はしゅう動条件によっ

て異なる。そのため、これらを式 (2) で定義される荷重の分担比率である二つの変数 γ_h, γ_a とし、計算により求めた。

$$\gamma_h = \frac{P_h}{P}, \gamma_a = \frac{P_a}{P} \quad (2)$$

2.3. 油膜部のしゅう動特性導出方法

油膜部の摩擦係数を得るには、油膜に生じるせん断応力が必要となる。せん断応力を求めるには、まず油膜厚さを求める必要がある。

油膜厚さは、Nijenbanning ら⁽⁴⁾による弾性流体潤滑の油膜厚さ近似式を用いて求めた。式 (2) より、油膜に加わる荷重 P_h が変数 γ_h を含む形で表されることを考慮すると、無次元油膜厚さ H_c は以下の式 (3)、式 (4) で表される。

$$H_c = \gamma_h^{\frac{1}{2}} \left\{ \left[\gamma_h^{\frac{9}{4}} H_{RI}^{\frac{3}{2}} + \left(\gamma_h^{-\frac{2}{3}} H_{EI}^{-4} + H_{00}^{-4} \right)^{-\frac{3}{8}} \right]^{\frac{2}{3}} + (\gamma_h^4 H_{RP}^{-8} + \gamma_h^4 H_{EP}^{-8})^{-\frac{s}{8}} \right\}^{\frac{1}{s}} \quad (3)$$

この式は、荷重や粘度特性が異なる条件の油膜厚さ分布から得られた、荷重の掛かる中心部の油膜厚さ近似式である。

$$s = 1.5 \left[1 + \exp \left(-1.2 \frac{H_{EI}}{H_{RI}} \gamma_h^{-\frac{7}{3}} \right) \right] \quad (4)$$

ここで H_{RI} , H_{EI} , H_{RP} , H_{EP} は等粘度と剛体領域、等粘度と弾性体領域、高圧粘度と剛体領域及び高圧粘度と弾性体領域における無次元膜厚、 H_{00} は定数である。

一般にしゅう動速度が増加すると発熱が顕著になり、油膜厚さは発熱により減少する傾向を示す。ピストンとスリーブのしゅう動速度域でも、このような発熱が油膜

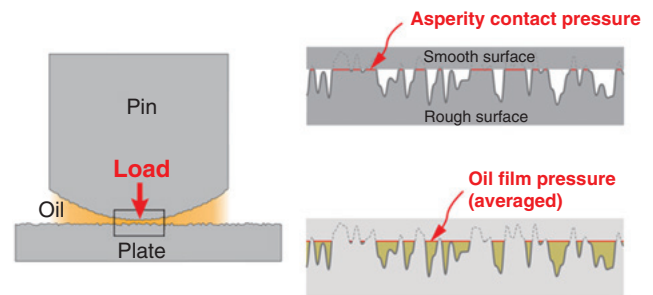


Fig. 2 Division of contact pressure by asperity and oil film

厚さに及ぼす影響が考えられる。ところが Liu⁽³⁾ら計算モデルは、低速・高荷重域を対象としており、この影響を考慮していない。そのため我々は、式(5)で表される Gupta ら⁽⁵⁾による油膜厚と減少係数を、高速域の油膜厚と計算に適用した。

$$\Phi_T = \frac{1 - 13.2 \left(\frac{P_0}{E'} \right) L^{0.42}}{1 + 0.213(1 + 2.23S^{0.83})L^{0.640}} \quad (5)$$

ここで L は速度、圧力、オイルの粘度係数などを関数とする熱負荷パラメータである。 S は滑りと転がりの比率である。純転がりでは発熱はほぼゼロであるが、滑りが発生すると発熱量がその比率に応じ増える。

油膜に生じるせん断応力は、式(6)に示す Ree and Eyring⁽⁶⁾の粘性モデルに従うものとした。

$$\tau_h = \tau_0 \operatorname{arcsinh} \left(\frac{\eta \dot{\gamma}}{\tau_0} \right) \quad (6)$$

τ_0 は温度に依存する応力の定数であり、 $\dot{\gamma}$ はしゅう動速度を油膜厚で除して得られるせん断率である。 η は潤滑油の粘度で、Roelands ら⁽⁷⁾の圧力、温度、粘度特性を用いた。

2.4. 凸部のしゅう動特性導出方法

今回のモデルでは、しゅう動による初期なじみ後に実測した表面粗さ及びうねりを用いる事で、計算精度を上げている。

Fig. 3, 4 に Fig. 1 のしゅう動速度による摩擦係数データ取得時に計測した表面粗さおよびうねりデータを示す。計測には、表面粗さ・輪郭形状測定機 (株式会社東京精密製サーフコム 5000DX) を用いた。

表面粗さを比較すると、FC250 は Ra 0.025, Nikasil coating は Ra 0.007 となっており、後者の方が滑らかな表

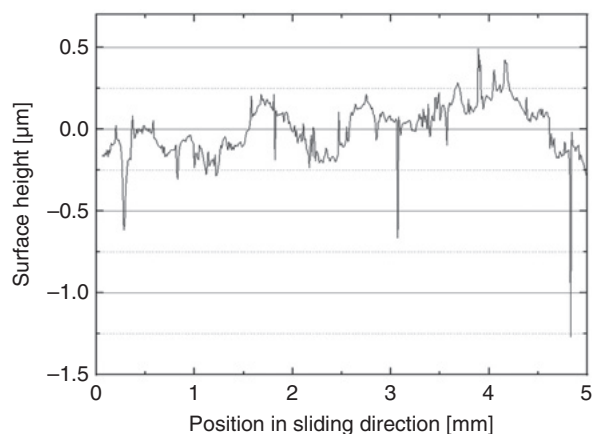


Fig. 3 Surface contour of FC250 after test

面といえる。しかし Nikasil coating の表面には Fig. 5 に表したように振幅は小さいが周期の大きなうねりが見られ、このような面性状のしゅう動特性への影響を考慮に入れた。

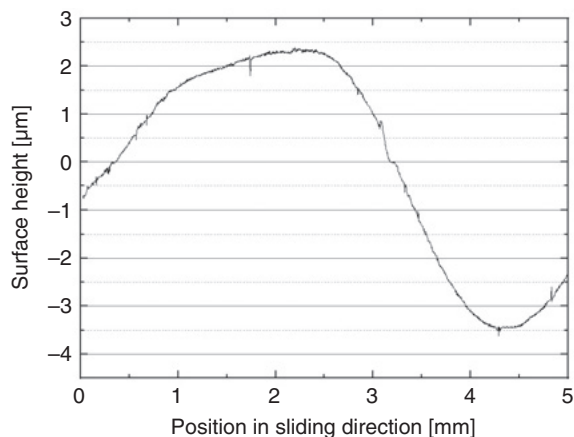


Fig. 4 Surface contour of Nikasil coating after test

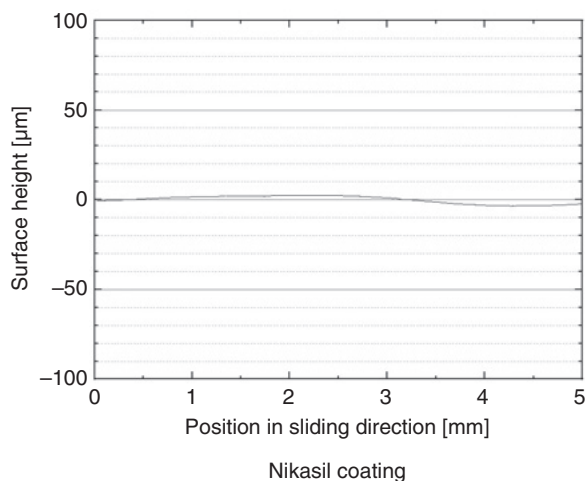
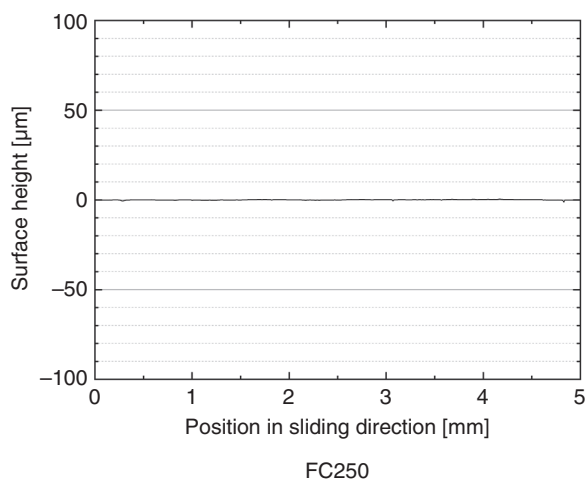


Fig. 5 Comparison of surface contours

Table 1 はしゅう動面の輪郭曲線から抽出した、しゅう動面の材料パラメータである。これらの条件を用いて、摩擦係数の算出を求め、摩擦係数の速度依存性を実験値と比較する形で、モデル計算の検証を実施した。

このしゅう動後の表面粗さ、うねりの確率密度分布を作るとほぼガウス分布だったため、式 (7) のようなガウス分布 $\phi_s(z)$ 凸部が、完全に滑らかな表面に接触すると仮定した。

$$\phi_s(z) = \frac{1}{\sigma_s \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{z^2}{2\sigma_s^2}} \quad (7)$$

z は、突起の平均位置からの高さで、 σ_s は突起高さの標準偏差を示す。ガウス分布であるピンとプレートの輪郭測定結果から等価的な σ_s を計算し、式に導入した。

2.5. 凸部の接触荷重算出方法

接触した凸部は、荷重 P_a の先端のみ荷重を受け、弾性変形し、高さが低くなったり、 h_{ss} より高い凸部になったりする場合があるため、凸部である真実接触面積にかかる平均接触面圧は Johnson ら⁽⁸⁾の式 (8) を用いた。

$$p_{a,av} = \frac{2}{3} n \beta \sigma_s E' \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}} F_{\frac{3}{2}} \left(\frac{h_{ss}}{\sigma_s} \right) \quad (8)$$

h_{ss} は Fig. 6 で表される接触面の高さ、 n は凸部の密度、 β は突起頂部の平均曲率半径、 E' は材料の等価的なヤング率で、式 (9) のように表される。

$$\frac{2}{E'} = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (9)$$

ここで、 E_1 、 E_2 、 ν_1 、及び ν_2 はピンとプレートのヤング率とポアソン比である。式 (8) の関数 F は、次のように表される。

$$F_{\frac{3}{2}}(u) = (2\pi)^{-\frac{1}{2}} \int_u^\infty (t-u)^{\frac{3}{2}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt \quad (10)$$

通常モデル計算では初期なじみによる表面状態変化を考慮しないが、本計算モデルでは試験後の表面粗さと周期の大きなうねりも考慮した。この影響を計算に含めるため、Seabra ら⁽⁹⁾による圧力集中係数 P.C.F. (Pressure concentration factor) を用いた。これは式 (11) のように表される。

$$\text{P.C.F.} = C1 \left(\frac{\lambda}{\text{Amp}} \right)^\alpha \left(\frac{a}{R} \right)^\beta \left(\frac{\lambda}{a} \right)^\gamma \quad (11)$$

ここで、 $C1=4.3884$ 、 $\alpha=-0.4234$ 、 $\beta=-0.4204$ 、 $\gamma=-0.0155$ 。 λ と Amp はそれぞれ、表面うねりの波長と振幅、 a はヘルツ接触半径、 R はピンの等価曲率半径に相当する。この時、ヘルツ接触の面積は、うねりの影響で以下の係数

Table 1 Calculation conditions for surface irregularities of sliding parts

	σ_s [μm]	n [m^{-2}]	β [μm]	E' [GPa]
Nikasil coating	0.064	2.25×10^{10}	27.0	247
FC250	0.170	3.40×10^{10}	42.5	263

R.A. (Reduction of area) 分、減少する。つまり、この係数分面積が小さいヘルツ接触域に圧力集中係数 (P.C.F.) に平均接触面圧 ($p_{a,av}$) を乗じた分の凸部圧力が生じる事になる。

$$\text{R.A.} = \ln \left[C2 \left(\frac{\lambda}{\text{Amp}} \right)^\theta \left(\frac{a}{R} \right)^\eta \left(\frac{\lambda}{a} \right)^\psi \right] \quad (12)$$

ここで、定数 $C2=0.9404$ 、 $\theta=0.3802$ 、及び $\psi=0.0395$ 。このモデルで想定するうねりはヘルツ接触域よりやや小さく、粗さの周期より大きいものとなる。

2.6. 油膜と表面凹凸のせん断力算出方法

凹凸面の接触領域 i で発生するせん断応力 τ_{ci} は、境界潤滑領域、つまり低速域のしゅう動試験時に得られる摩擦係数 f_{ci} (Fig. 1) の値を用いて、式 (13) のように求められる。

$$\tau_{ci} = f_{ci} p_{ci} \quad (13)$$

この様に油膜のせん断応力と表面凹凸による真実接触部の摩擦力をそれぞれ分けて求める事で、正味の摩擦係数 f は、これらを加えたものを荷重 P で割ったものとし、式 (14) のように表される。

$$f = \frac{\sum_{i=1}^N \iint_{A_{ci}} \tau_{ci} dA_{ci} + \iint_{A_h} \tau_h dA_h}{P} \quad (14)$$

ここで A_c は突起接触部の、 A_h は油膜形成領域の荷重支持面積を示す。Fig. 7 は計算の流れを示す。

まず荷重の分担比率 γ_h 、 γ_a を仮定する。これにより凹凸面と平滑面の相対距離が定まり、凸部にかかる圧力が求まり、この圧力により油膜厚さが求められる。

凸部にかかる圧力は、荷重 P_a を圧力発生領域の面積 A_{nom} で割ることで求められる。二つの方法で求めた凸接触部の圧力が等しい時、 γ_h 、 γ_a の仮定値が正しいとみなし、式 (14) に基づき摩擦係数を求めた。

本研究では高速度域の計算をおこなうため、式 (5)、式 (11)、式 (12) を独自に加えた。

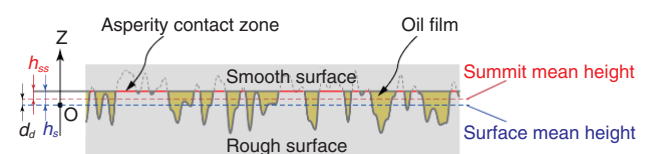


Fig. 6 Relationship of surface parameters

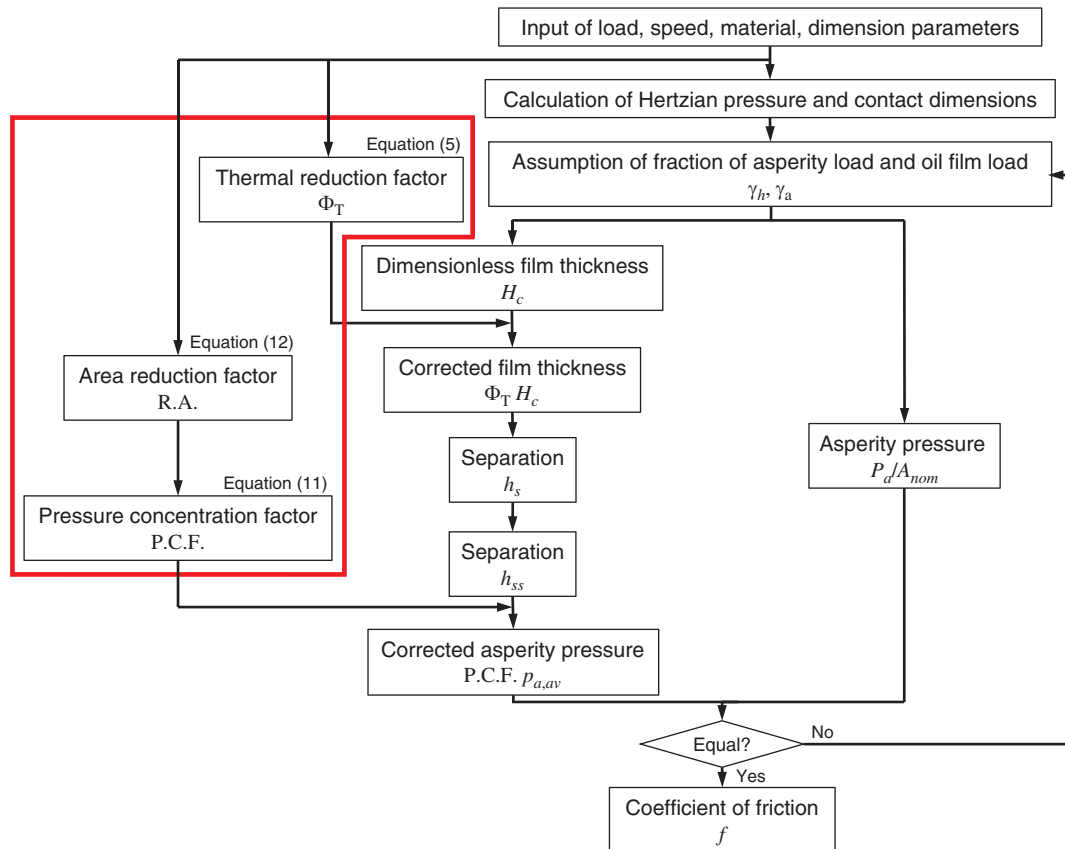


Fig. 7 Calculation flow

3. 摩擦係数の試験結果と計算結果の比較

3.1. 高速往復動試験機

今回の往復動運動では試験ストローク 50 mm の場合、端部速度 0 から始まり、25 mm 進むと最大速度となり、50 mm 先の端部へ到達すると速度 0 となる。これを 1 サイクルとし、荷重をかけながら往復動させる。

実機エンジンのピストンでは、速度ゼロの位置である上死点と下死点において、燃焼ガスや混合気のエアースプリング効果がある。また、クランクのたわみ、燃焼ガスをシールする事によるフリクションにより、振動が発生する事はない。

しかし、往復動しゅう動試験機では、これらの効果を再現する事が容易ではないため、試験片へ荷重をかけている点を中心に振動が発生し、場合によっては試験機自体が大きく揺れる。これを避けるために、スクリーニング試験は往復動しゅう動試験機が安定し且つ再現性のある平均速度 2 m/s までの速度域で実施する事がほとんど⁽¹⁰⁾⁻⁽¹³⁾である。この速度は、一般的なピストン最高平均速度(約 18 m/s)より一桁程度低い。

そこで、プレートである試験片を支えているホルダーの軽量化を図ると共に、回転ドラムにラセン溝を施し、その

溝内にボールベアリングを介して並行したスライダを駆動させるドラムカム式を採用した。これにより、高速での往復動を可能とした。Fig. 8 に試験機の構造を示す。Table 2 に試験機の仕様を示す。

3.2. しゅう動試験

しゅう動試験はエンジンのピストンリングとスリーブを仮想して実施した。試験条件を Table 3 に示す。

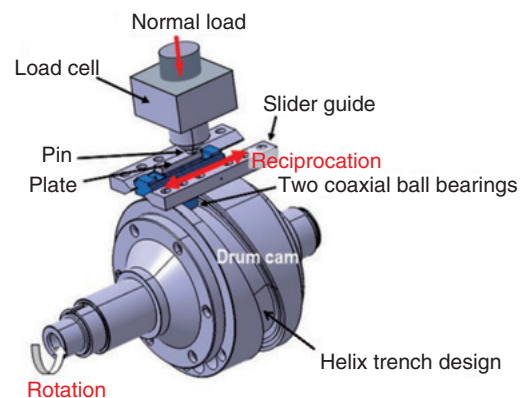


Fig. 8 Mechanism to generate reciprocating movement

Table 2 Specifications of apparatus

Sliding speed	0.1 m/s to 8.0 m/s
Reciprocation stroke	50 mm
Normal load	30 to 200 N
Pin size	$\phi 15 \text{ mm} \times 25 \text{ mm}$
Plate size	17 mm $\times$ 70 mm $\times$ 9 mm

Table 3 Test conditions

Sliding speed	0.5 to 8.0 m/s (Peak in reciprocating cycle)
Pin material	Nitriding Treatment on SUS440C
Plate material	FC250 (Cast gray iron) Nikasil coating on Cast aluminum
Normal load	100 N
Lubricant	Ultra Mild 10W-30

ピストンリングは一般的な材質である SUS440C に窒化処理した物を使用した。スリーブ材は遠心鋳造で製作された FC250 と近年量産車にも多用されている Nikasil coating をアルミの母材の上に施した物を使用した。

供試験油として、一般的な Honda 純正オイル (Ultra Mild) を 1 分間に 1 ml、針先からピン横より室温のオイルを供給した。Fig. 9 に高速往復動中の試験状態を示す。

テスト時間はピンやプレートが摩耗し、初期なじみが終わった時点で且つ安定した摩擦係数が取得できるまでの時間とした。

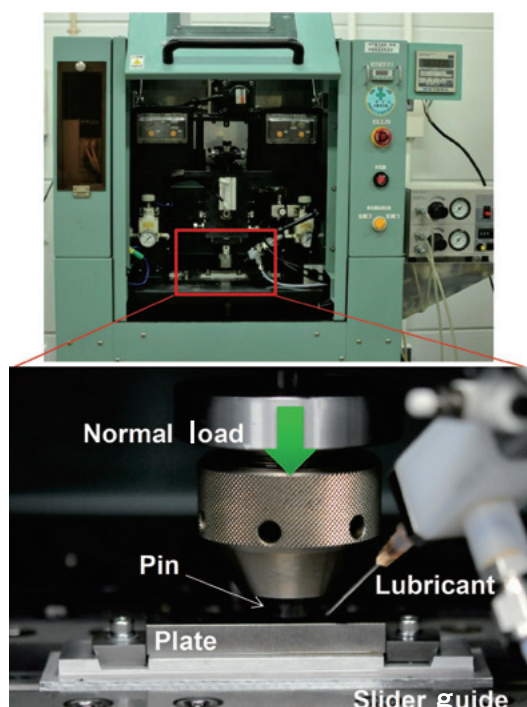


Fig. 9 Sliding part during reciprocating frictional test (4 m/s)

3.3. 試験結果と計算結果の比較

FC250 と Nikasil coating の、滑り速度に対する摩擦係数の計算結果を Fig. 10 と Fig. 11 に示す。横軸は摩擦速度を表し、縦軸は平均摩擦係数を表す。試験結果も比較のため重ねて示す。FC250 に関しては、計算された摩擦係数値は、潤滑状態全体にわたってほぼ一致している。

一方 Fig. 11 では、Nikasil Coating の計算された摩擦係数は 2 m/s までの領域で顕著な違いを示している。Nikasil Coating は下地と表面層硬度が異なるためだと考えられる。更に、式 (6) や式 (7) で示したうねりの影響を考慮した場合の違いはほとんどないことがわかる。このような確率論的摩擦解析で Coating 表面構造を解析する方法については、更に調査をおこなう必要があると思われる。

Fig. 12 に今回の試験結果と計算結果のストライバック曲線を示す。

今回、構築した計算モデルによる計算結果を線で表し、実験結果を点で示している。横軸は Fig. 10, 11 同様、速度 (m/s) を示す。

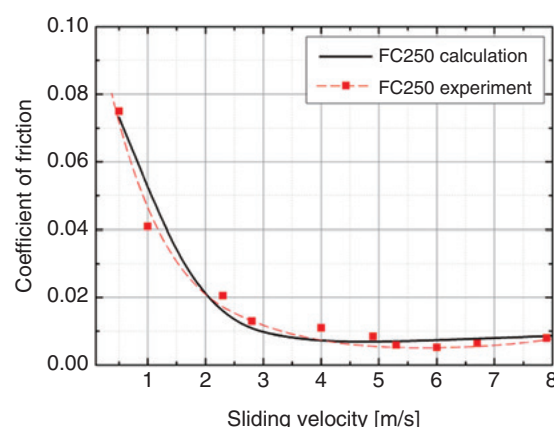


Fig. 10 Comparison of calculated and measured coefficient of friction to sliding velocity, FC250

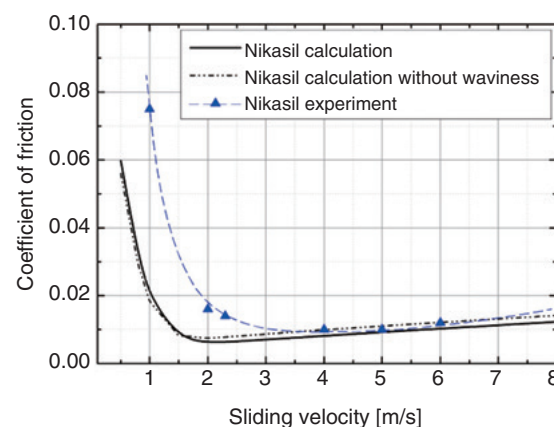


Fig. 11 Comparison of calculated and measured coefficient of friction to sliding velocity, Nikasil coating

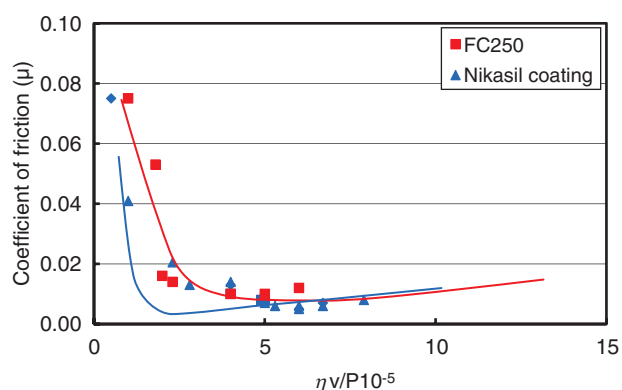


Fig. 12 Comparison of calculated and measured coefficient of friction to sliding velocity

2 m/s 以下では計算結果と実験結果が合わない領域もあるが、それ以降の速度域ではほぼ合致する事がわかる。更にこのモデルにて実験できない速度域まで求める事ができた。

4. 結論

Liu らが提唱する確率論的手法に初期なじみ後の表面粗さやうねりを適用し、更に高速域で支配的になるすべりを考慮した新たな計算モデルを構築した。

実機常用域である 8 m/s での単体しゅう動が可能な装置を開発した。

これらにより、いままで求める事のできなかった高速域での摩擦係数を得る事ができると共に検証試験速度以上の高速域摩擦係数を予測する事が可能となった。

コーティングはその下地の硬度と表面層の硬度が異なるため、今回のモデル計算で計算できたが、試験結果と合わなかった。今後、これらの物性値も考慮したモデルを再構築し、低速での摩擦係数計算の精度向上を検討する。

参考文献

- (1) Vladescu, S., Olver, A. V., Pegg, I. G., Reddyhoff, T.: The effects of surface texture in reciprocating contacts – An experimental study, *Tribol. Int.*, 82, p. 28-42, (2015)
- (2) Guegan, J., Kadiric, A., Spikes, H.: A study of the lubrication of EHL point contact in the presence of longitudinal roughness, *Tribol. Lett.*, 59, 22, p. 1-18, (2015)
- (3) Liu, Q., Napel, W. T., Tripp, J. H., Lugt, P. M., Meeuwenoord, R.: Friction in highly loaded mixed lubricated point contact, *Tribol. Trans.* 52, p. 360-369, (2009)

- (4) Nijenhuis, G., Venner, C. H., Moes, H.: Film thickness in elastohydrodynamically lubricated elliptic contacts, *Wear* 176, p. 217-229, (1994)
- (5) Gupta, P. K., Cheng, H. S., Zhu, D., Forster, N. H., Schrand, J. B.: Viscoelastic effects in MIL-L-7808-type lubricant, Part I: Analytical formulation, *Tribol. Trans.* 35, p. 269-274, (1992)
- (6) Ree, T., Eyring H.: Theory of Non-Newtonian Flow. I. Solid Plastic System, *J. Appl. Phys.* 26(7), p. 793-809, (1955)
- (7) Roelands, C. J. A., Vlugter, J. C., Waterman, H. I.: The viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils and its correlation with chemical constitution, *ASME J. Basic Eng.*, p. 601-610, (1963)
- (8) Johnson, K. L., Greenwood, J. A., Poon, S. Y.: A simple theory of asperity contact in elastohydrodynamic lubrication, *Wear* 19, p. 91-108, (1972)
- (9) Seabra, J., Berthe, D.: Influence of surface waviness and roughness on the normal pressure distribution in the Hertzian contact, *ASME J. Tribol.* 109, p. 462-470, (1987)
- (10) Arcoumanis, C., Duszynski, M., Flora, H., Ostovar, P.: Development of a piston-ring lubrication test-rig and investigation of boundary conditions for modelling lubricant film properties, *SAE Technical Paper* 952468, p. 1-19, (1995)
- (11) Dearlove, J., Cheng, W. K.: Simultaneous piston ring friction and oil film thickness measurements in a reciprocating test rig, *SAE Technical Paper* 952470, p. 29-39, (1995)
- (12) Ting, L. L.: Development of a reciprocating test rig for tribological studies of piston engine moving components - Part I: Rig design and piston ring friction coefficients measuring method, *SAE Technical Paper* 930685, p. 1-17, (1993)
- (13) Ting, L. L., Yen, C. M., Turner, L. L.: Friction and scuffing resistance characteristics of piston materials as investigated by a reciprocating test rig, *SAE Technical Paper* 951042, p. 91-98, (1995)

著者



古賀 秀晴



松本 謙司



小野 佑樹