

コンロッド大端部の剛性が油膜に与える影響について

Effect of Connecting Rod Big End Stiffness on Oil Film Pressure

佐藤 謙 次*
Kenji SATOH

町田 恭 一*
Kyoichi MACHIDA

牧野 克 紀*
Katsunori MAKINO

要 旨

乗用車レベルの小型な軸受での、精度良い油膜圧力測定を可能とする薄膜式センサを開発した。この新たなセンサを使用し、コンロッド大端部の剛性を変えた場合の油膜圧力分布を測定し、その変化を調べた。結果として、剛性の違いによる油膜圧力分布の変化が確認できた。剛体相当のコンロッド大端部では油膜圧力が荷重方向に一つのピークをもって発生するのに対し、弾性体のコンロッド大端部での油膜圧力は分散し、そのピークの方向は荷重方向と一致しなくなる。また、計測と同様の条件でEHD計算を行い、計算結果より、計測と計算の双方の妥当性が確認できた。

ABSTRACT

A new thin-film sensor that enables accurate measurement of the oil film pressure of compact bearings for passenger car level was developed. Using this new sensor, the oil film pressure distribution was measured for variety of the connecting rod big end stiffness, and it investigated those changes. These results confirmed that the oil film pressure distribution changes according to variety of the stiffness. Whereas the oil film pressure occurs with one peak in the load direction for a rigid connecting rod big end, the oil film pressure for an elastic connecting rod big end is dispersed and the direction of peak dose not match that of the load. In addition, elastohydrodynamic calculation was performed with the same condition as measurement, and reasonableness of measurement and calculation was confirmed.

1. まえがき

近年の環境問題によるフリクションの低減要求などからコンロッド大端部軸受の幅は小さくなる傾向にあり、耐久性確保のより厳しい状況となっている。特にエンジン骨格を決定する軸受は、開発期間短縮からも、成立性の限界を見極める精度の高い性能予測が要求されている。

エンジン軸受は、油膜による流体潤滑により支えられており、油膜の圧力計測は耐久性を見極める上で重要な要因となっている。しかしながら、しゅう動部の油膜の直接計測は非常に難しく、実施例は少ない⁽¹⁾。

筆者らも従来はダイヤフラム式センサをシャフトに埋め込んで固定する方法を取っていたが、以下のような問題点があった。

- (1)乗用車の小型な軸受を前提とした場合のセンサを埋め込むスペース上の制約
- (2)半導体ゲージの耐熱性の制約
- (3)高圧力条件での測定
- (4)センサ受圧部の凹凸の影響

そこで、今回はこれらの問題点をほぼ克服できる薄膜式のセンサ⁽²⁾⁽³⁾を開発し、従来難しかったしゅう動部分の圧力測定を可能とした。

また、最近の計算環境の飛躍的な向上に伴って実用的になり、計算結果もいくつか報告されている^{(4)~(7)}コンロッド大端部の剛性を考慮した油膜計算(EHD: Elastohydrodynamic)を試み、その計算結果と計測結果双方より、コンロッド大端部の円環剛性が油膜に与える影響のメカニズムを考察した。

*栃木研究所

2. 測定手法

2.1. 従来のダイヤフラム式圧力センサの構造

Fig.1にダイヤフラム式圧力センサの外観、及びセンサ部の断面構造を示す。

直径 1.0mm のダイヤフラムに半導体歪みゲージを貼った直径 14mm、厚さ 6mm のセンサ部をシャフトの埋め込み穴に取り付けてある。固定には電子ビーム溶接を使用していた。

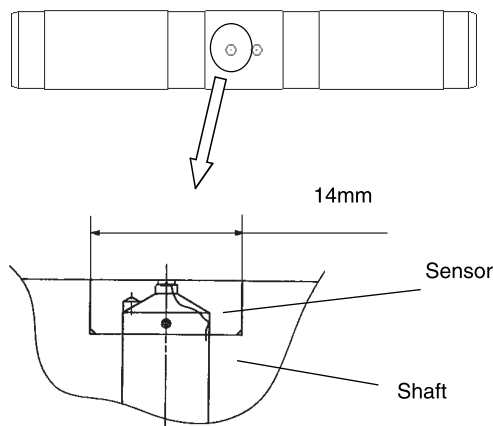


Fig.1 Diaphragm sensor

2.2. 今回使用した薄膜式圧力センサの構造

Fig.2 に薄膜式圧力センサの外観を、Fig.3 にセンサ部断面構造を示す。

センサ材料には、圧力に応じて抵抗感度の変わるマンガンニを用い、スパッタリングによりシャフト滑り面に直径 1mm、幅 20 μ m の受圧部を形成させている。絶縁膜、保護膜と合わせたセンサ全体の厚さは 7.2 μ m 程度である。

Table 1 にマンガンニの化学成分を示す。

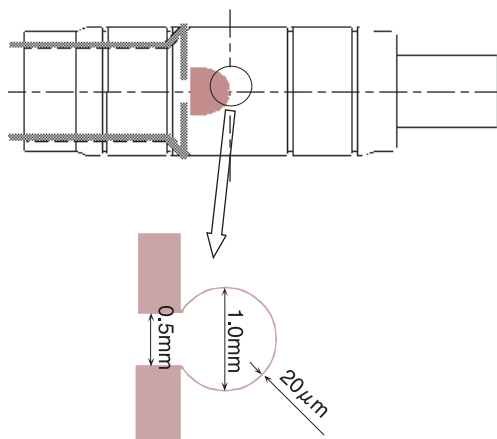


Fig.2 Thin-film sensor

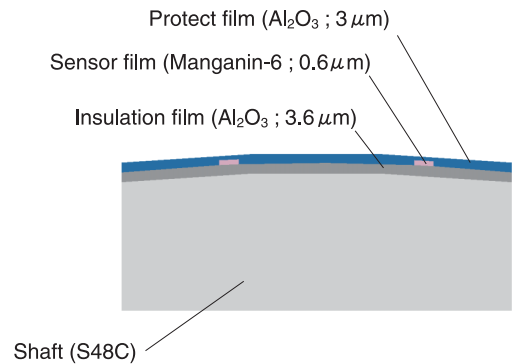


Fig.3 Sensor part section

Table 1 Chemical ingredient

	Cu	Mn	Ni
Manganin-6	87.6	9.2	3.2

Fig.4 に圧力と抵抗変化率での検定結果を示す。同図より、このセンサが圧力 0～100MPa と広いレンジで優れた直線性、低ヒステリシス性能を持つことが分る。

シャフトのセンサ形成部は加工前にセンサ厚さ分だけ研磨加工されており、センサ形成後も凹凸の非常に少ない真円形状が保たれている。

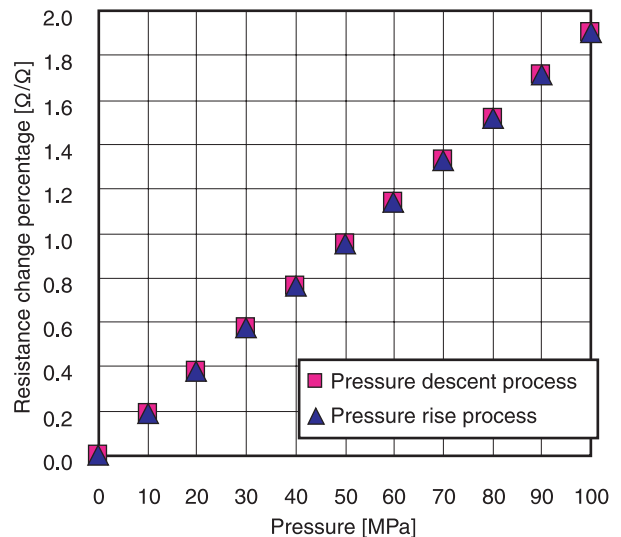


Fig.4 Thin-film sensor characteristic

2.3. 試験装置概要

Fig.5 に今回の油膜圧力測定に用いた試験装置を示す。

シャフトの支持には、支持軸受自体が試験部に与える熱的な影響を最小とするために、転がり軸受を採用している。油圧荷重は下向きにコンロッドに加えられる。

センサからの出力はスリップリングにより回転体外部に

導出される。また、S/N 比を上げるためにスリップリング前にホイーストブリッジを形成している。

モータ側には電磁クラッチを置き、異常トルク発生時にはシャフトへの回転の伝達がキャンセルされる。この機構により、装置の損傷なく、焼付き条件のテストにも対応できるようになっている。

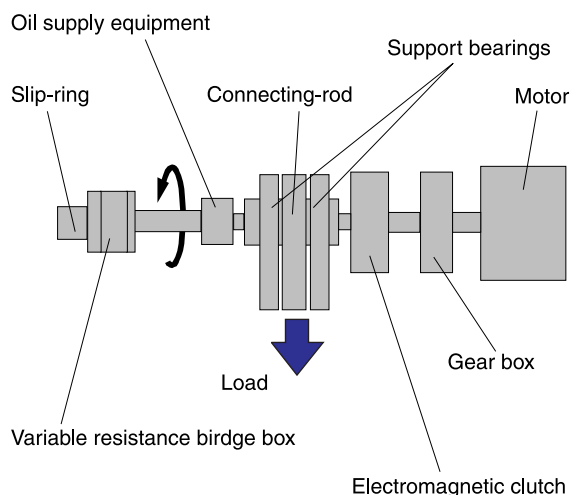


Fig.5 Assembled experimental device

2.4. 計測条件

Fig.6 に供試コンロッドの外観を、Table 2 に計測関連の諸元を示す。コンロッド大端部の円環剛性を変えた場合の油膜圧力分布の違いを検証するために、剛体相当とした Type-A と、弾性変形が起こり易いと考えられる、乗用車のエンジンに用いられる程度の形状の Type-B と 2 種類を用意した。

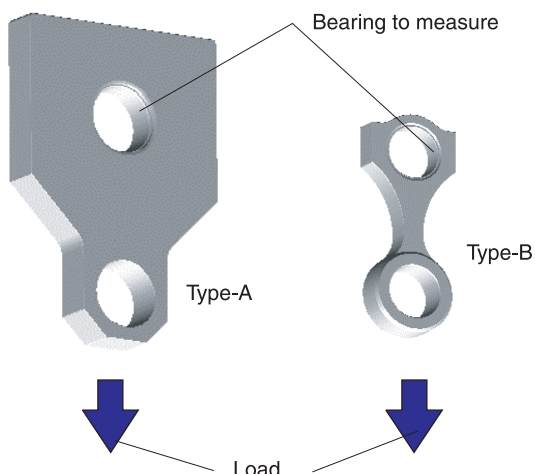


Fig.6 Connecting rod

Table 2 Test specification

Type	A	B	Unit
Conrod	Length		138.5
	Big-end axial width	30	24
	Material	SUS304	
Bearing	In-diameter	50	
	Mean-width	20	
	Material	Cu + Pb	
Oil	SAE10W-30		-

なお、コンロッドはロッド、キャップの分割のない一体形状とし、軸受は比較的眞円形状であるブッシュタイプを使用し、コンロッドに軽圧入して使用している。

3. 計算手法

EHD 計算には市販のソフトウェアを使用した。油膜特性は、流体潤滑の基礎方程式であるレイノルズ方程式により求められている。コンロッド大端部の弾性変形は FEM モデルからの縮約された質量・剛性マトリックスにより入力され、レイノルズ方程式に考慮される。密度、温度、及び粘度はクリアランス内において常に一定と仮定して計算した。

計算上の拘束はコンロッド側とし、荷重はシャフト側から入力している。

また、本計算においては精度向上を目的として、あらかじめ測定したコンロッド大端部圧入時の軸受の内径変形形状を簡易的に FEM モデルに表現し、計算に入力している。

計算に使用した FEM モデルを Fig.7 に示す。

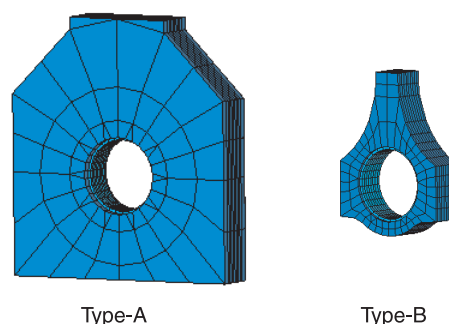


Fig.7 FEM model

4. 計測結果及び計算結果との比較

4.1. 油膜圧力測定結果

Fig.8 に Type-A, Type-B それぞれの 3 000 回転におけるベアリング円周方向の油膜圧力分布測定結果を示す。

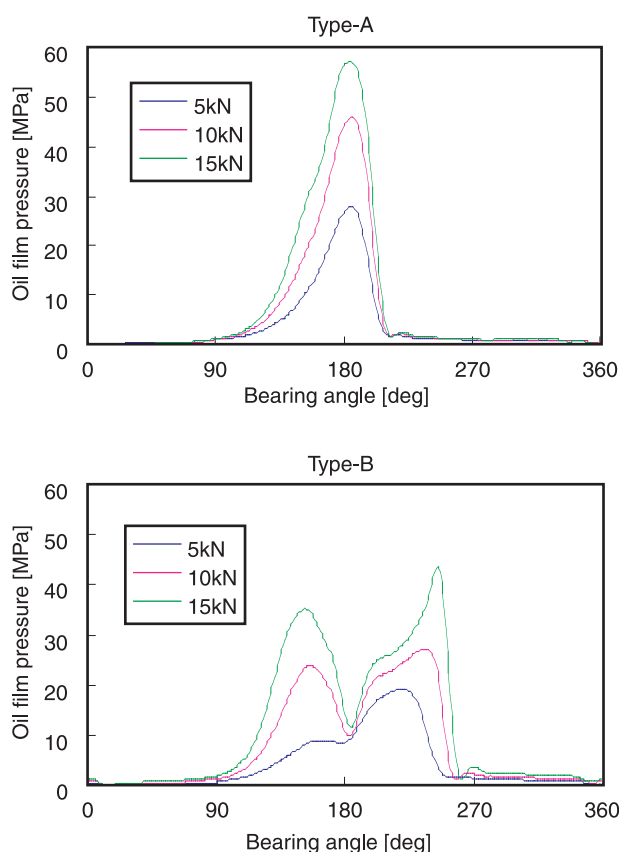


Fig.8 Measurement oil film pressure at 3000rpm

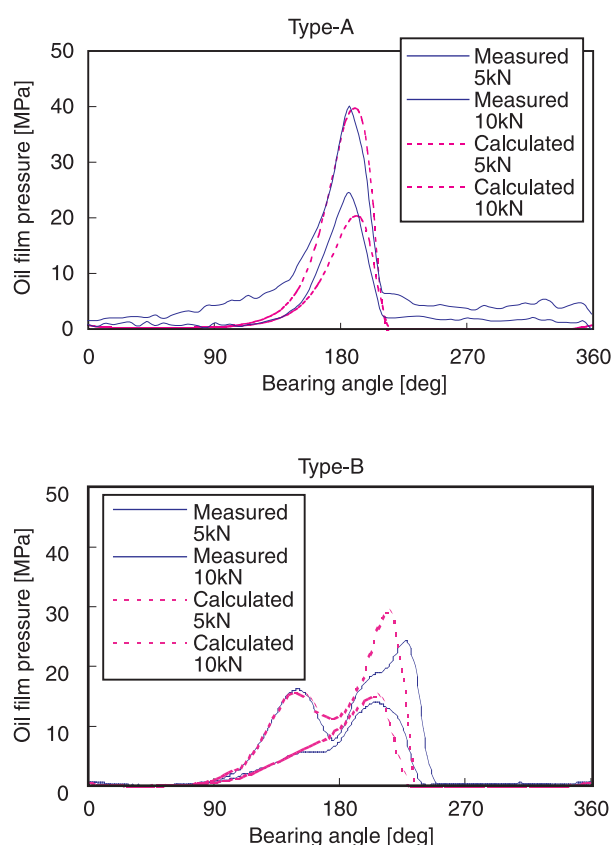


Fig.9 Comparison measurement and calculation at 2000rpm

剛体相当とした Type-A での油膜圧力分布は円周上の狭い範囲で発生しており、荷重の増加に対し、荷重方向に一つのピークを持って油膜圧力が増加するのが分る。

一方、弾性変形が起り易いと考えられる Type-B の場合は、Type-A に比べて円周上の広い範囲に油膜圧力分布を持っている。荷重が増加するにつれ顕著にピークは二つに別れ、荷重方向とピークは一致しなくなる。また、Type-A に比べて荷重に対する油膜圧力の上昇が鈍くなっていることが分る。

4.2. 油膜圧力測定結果と EHD 計算結果の比較

Fig.9 に Type-A, Type-B それぞれの 2000 回転における油膜圧力測定結果と EHD 計算結果の比較を示す、

Type-A, Type-B 共に軸受円周方向の油膜圧力発生形態を精度良くシミュレートできている。

本結果より、薄膜センサによる計測及び EHD 計算の双方の妥当性が確認できた。

限界成立性を判断するような性能予測においては、従来のコンロッド大端部を剛体とした油膜計算ではなく、軸受部の弾性を考慮できる EHD 計算が必要であることが分る。

4.3. 油膜波形変化のメカニズム考察

薄膜センサによる計測結果からコンロッド大端部の剛性が変わることにより油膜圧力波形の分布が変わることが確認できた。これは、大端部が弾性変形をおこす場合は、荷重により、荷重と直角方向の径の縮小(以下、クローズインと記す。)が発生して荷重方向のクリアランス拡大が起り、その結果として荷重方向の油膜圧力上昇は鈍り、その分の釣り合いを保つために油膜圧力の分布が広がると考えられる。

以下、EHD の計算結果より油膜波形変化のメカニズムを考察する。Fig.10 に計算結果の油膜圧力 3 次元コンタ図を、Fig.11 に同じく油膜厚さの分布図を示す。

Type-A では荷重方向で油膜圧力が高くなると同時に、ほぼ同じ場所にて油膜厚さが最も薄くなることが解る。これは、大端部が変形しないためクローズインが発生せず荷重方向のクリアランス拡大がおきていない状態と言える。

一方、Type-B では荷重方向での油膜圧力は比較的低く、同様に油膜厚さも比較的厚くなっているが、その両側に油膜厚さの薄い部分が存在しているのが分る。大端部の弾性変形によるクローズインにより荷重方向でのクリアランス

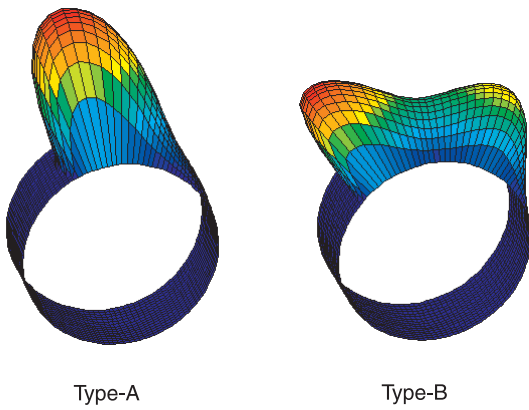


Fig.10 3D contour of oil film pressure distribution

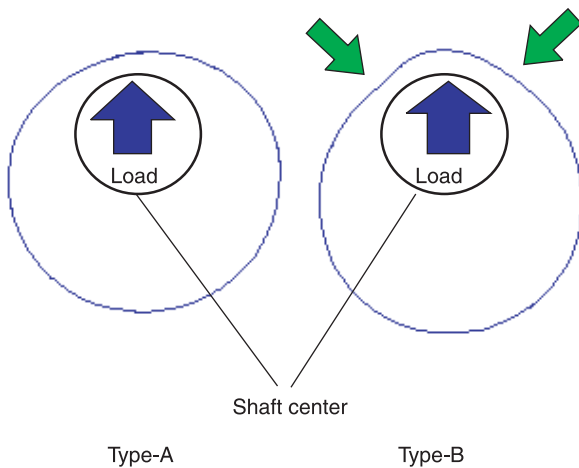


Fig.11 Oil film thickness distribution

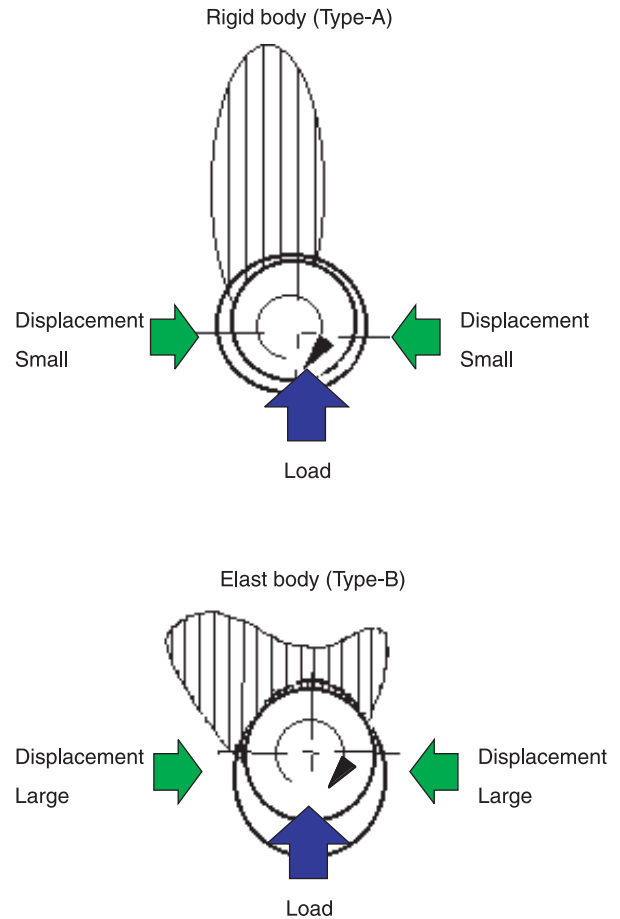


Fig.12 Mechanism of oil film pressure distribution

の拡大がおきていると言える。

Fig.12 に油膜厚さの分布変化のメカニズムを模式化したものを示す。

5. まとめ

- (1) 小型の薄膜式圧力センサの開発により、乗用車用ガソリンエンジンの軸受油膜圧力を直接測定することが可能となった。
- (2) コンロッド大端部の剛性の違いにより油膜圧力の発生形態が大きく変化することが確認できた。剛性の高い大端部での油膜圧力は荷重方向でピークが発生し、荷重の増大と共に圧力も大きくなる。一方、実際のエンジンに使用されているような比較的剛性の低い大端部では、油膜圧力のピークは荷重方向と一致せず、二つのピークを持つようになる。また、荷重の増大に対する圧力上昇はゆるやかとなる。
- (3) EHD 計算においても、計測と同様の結果を得ることができ、双方の妥当性が検証できた。今後、詳細な性能予

測を行なう際には、従来のコンロッド大端部を剛体とした油膜計算ではなく、大端部の弾性変形を考慮できる EHD 計算が必要であることが確認できた。

6. 謝辞

本研究を進めるにあたり御協力を頂いた、武蔵工業大学の三原雄司講師をはじめとする関係各位に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 小澤豊 ほか：大型ディーゼルエンジン主軸受の変動荷重下の油膜圧力の試験機による実測と評価，日本機械学会講演論文集 NO.984-1(1998)
- (2) 三原雄司 ほか：薄膜式センサーによる内燃機関主軸受の油膜圧力測定法の開発に関する研究，自動車技術会学術講演会前刷集 9433894(1994)
- (3) 三原雄司 ほか：油膜圧力測定用薄膜センサーの開発に関する研究，日本機械学会第 75 期通常総会講演会講演論文集 2825(1998)

- (4) Priebisch, H. H. et al.: Application of an elastohydrodynamic calculation method for the analysis of crank train bearing, The American society of mechanical engineers 95-ICE-1 (1995)
- (5) 牛嶋研史 ほか: EHL解析と実験解析を用いたエンジン軸受性能に関する研究, 第13回内燃機関シンポジウム講演論文集 29(1996)
- (6) 岡本裕 ほか: 弾性変形を考慮した軸受の理論解析, 自動車技術会 学術講演会前刷集 9833124(1998)
- (7) 岡本裕 ほか: EHL解析によるエンジン軸受の摩耗と疲労の研究, 自動車技術会 学術講演会前刷集 9933934 (1999)

■ 著 者 ■



佐藤 謙次



町田 恭一



牧野 克紀