クロスヘッド軸受の負荷能力に及ぼすテーパ形状付き油溝の影響*

北原辰巳^{*1}, 大坪 勝^{*1}, 中原大輔^{*2}Influences of Taper Geometry Modified Oil-Grooves
on Load Carrying Capacity of Crosshead BearingsTatsumi KITAHARA^{*3}, Masaru OTSUBO and Daisuke NAKAHARA^{*3} Department of Mechanical Engineering Science, Kyushu University,
6-10-1 Hakozaki, Higashi-ku, Fukuoka-shi, Fukuoka, 812-8581 Japan

The crosshead bearing in large two-stroke diesel engines operates under severe lubrication conditions, because the bearing oscillates within a small angle at a low speed and is always subject to a high downward load. The recent trend towards more compact engines with increased output raises the bearing specific load, thereby causing the lubrication severity to increase significantly. Thus it is very important to improve the load carrying capacity of the crosshead bearing. In the present study, experiments using a dynamically loaded bearing seizure test apparatus were carried out to clarify the influences of the clearance ratio and the oil-groove geometry on the load carrying capacity. The electrical resistance of the oil film was also measured to evaluate the extent of the oil film formation. The major results are : (1) A decrease in the clearance ratio is effective in enhancing squeeze action on the entirety of the bearing pads, thereby improving the load carrying capacity. When the clearance ratio becomes too low, however, the ability to form an adequate wedge film is degraded, causing the load carrying capacity to decrease, (2) Because incorporating the taper geometry on both sides of the oil-groove promotes a thicker oil film, a significant improvement in the load carrying capacity can be expected; and (3) The maximum load carrying capacity is achieved by the taper geometry of a subtended length of 5 degrees and a taper angle of 0.1 degree.

Key Words : Internal Combustion Engine, Crosshead Bearing, Tribology, Lubrication, Seizure, Oil Film Thickness

1. 緒 論

大形2サイクルディーゼル機関のクロスヘッド軸受(図1)は, 高い荷重が常に下向きに作用することと小さい揺動運動しか行わないという特徴が重なるため, 軸受面に形成される油膜が薄く潤滑状態が苛酷な滑り軸受である⁽¹⁾⁽²⁾. 近年は大形機関の高出力化やコンパクト化が進みクロスヘッド軸受の潤滑状態は一段と苛酷化する傾向にあり, 負荷能力の向上が重要な課題となっている^{(3)~(8)}.

クロスヘッド軸受の軸受すきま比を小さくして接触軸受構造(中央あて角 120° ~ 150° の範囲で軸受すきま比を零に設定した軸受)に近づけると軸受全面で大きなスクイズ作用が得られ最高油膜圧力が低下するため, 負荷能力の向上に有利であると報告されている⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾. 一方, 軸受すきま比を小さくすると油膜のくさび作用が弱まり油膜厚さが減少するという欠点もあり, 油膜厚さを増大させる方策を検討する必要がある

と指摘されている⁽⁷⁾. 従ってクロスヘッド軸受の負荷能力に及ぼす軸受すきま比の影響を調べ, 適正な設計指針を明らかにすることは重要であると考えられる.

著者らは先にクロスヘッド軸受の潤滑特性を理論計算により検討した結果, 軸受すきま比が小さい軸受でも油溝両側に適正なテーパ形状を設けることにより最高油膜圧力を増加させることなく, 油膜特性を改善で

Fig. 1 Crosshead bearing

* 原稿受付 2004年7月1日.

^{*1} 正員, 九州大学大学院工学研究院(☎812-8581 福岡市東区箱崎6-10-1).^{*2} 大同メタル工業(株)(☎484-0061 犬山市大字前原字天道新田).

E-mail: kitahara@mech.kyushu-u.ac.jp

きることを明らかにした⁷⁾。そこで本研究では実際機関のクロスヘッド軸受と相似な変動荷重、揺動滑りの条件で負荷限界試験を実施でき、さらに軸受面の油膜形成状態を測定できるようにした軸受試験機を用い、クロスヘッド軸受の負荷能力に及ぼす軸受すきま比と油溝形状の影響について検討した。

記 号

BDC：下死点

c ：半径すきま

c/r ：軸受すきま比

D ：軸径

E ：軸と軸受間の出力電圧

F ：油膜形成率

l ：テーパ幅角

l_m ：テーパ幅角の軸方向平均値

L ：軸受幅

N ：軸受揺動数

P_w ：軸受面圧 $= W/(DL)$

P_{wmax} ：軸受面圧のサイクル最大値

r ：軸半径

R ：油膜の電気抵抗

TDC：上死点

W ：軸受荷重

α ：軸受中央パッド部の油溝ピッチ角

β ：軸受両端パッド部の油溝ピッチ角

γ ：テーパ角

δ ：テーパ深さ

θ_c ：クランク角度

2ψ ：軸受揺動角

ω ：揺動角速度

2. 実験方法

図2に軸受試験機の概略を示す。直径100 mmの試験軸①は、その両側をコロ軸受③で支持されてクランク機構④により揺動運動を行う。試験軸受②には油圧ラム⑤により垂直下向きの変動荷重が与えられる。この試験機で得られた軸受面圧 P_w および軸の揺動角速度 ω のサイクル変化の一例を図3に示す。軸受面圧 P_w はクランク角度 $\theta_c = 0^\circ$ (上死点 TDC) で最大となる。軸の揺動角速度 ω は $\theta_c = \pm 90^\circ$ で零となり、 $\theta_c = 0^\circ$ および 180° (下死点 BDC) で絶対値がおおの最大となる。本試験機では軸受と荷重方向が固定され、軸のみが揺動角 2ψ で揺動回転する構造であるが、実際機関のクロスヘッド軸受と同様な変動荷重、揺動滑りの条件で負荷限界試験が実施できるようになっている。供試潤滑油は SAE 10 W の無添加エンジン油を用い、一定温度 60°C で軸受メタルに供給した。

軸受の耐焼付き性を評価する負荷限界試験は、軸の揺動速度 N を 300 cpm、揺動角 2ψ を 55° におおの設定した後、軸受面圧のサイクル最大値 P_{wmax} を段階的に増大させ、軸受メタルに焼付きが発生する限界軸受面圧を求める方法で実施した。試験中の軸受表面温度は軸受中央部の表面から 0.5 mm の深さに埋め込んだ熱電対で測定したが、この表面温度が 80°C 以上に急上昇した場合に焼付き発生と判断した。

図4に供試軸受の主要寸法を示す。軸受合金にはホワイトメタルを用い、軸受面には4本の軸方向油溝(中央パッド部の油溝ピッチ角 α 、両端パッド部の油溝ピッチ角 β)が設けられている。図5に示すような

Fig. 2 Schematic diagram of test apparatus

Fig. 3 Changes in P_w and ω during one cycle

従来型油溝とテーパ形状付き油溝(テーパ幅角 l およびテーパ角 γ)を設けた軸受を用い負荷能力を検討した。さらに軸受すきま比 c/r (軸と軸受間の半径すきま c , 軸半径 r)を変化させて負荷能力に及ぼす影響を調べた。

軸受面の油膜形成状態を検討するため、図6に示す

Fig. 4 Major dimensions of bearing

(a) Conventional oil-groove

(b) Taper geometry modified oil-groove

Fig. 5 Oil-groove geometry

Fig. 6 Electrical circuit to measure resistance of oil film

ような電気回路を用いて油膜の電気抵抗を測定した⁽⁶⁾。すなわち軸受メタルと軸受ハウジングを電氣的に絶縁し軸受メタルに 273 mV の電圧を加えた場合、軸と軸受メタル間の出力電圧 E と油膜の電気抵抗 R には図7に示すような関係が成立する。例えば軸受面に厚い油膜が形成され軸と軸受が完全に分離した状態では電気抵抗が高くなるため出力電圧は 273 mV になるが、油膜厚さの減少により固体接触の割合が増すと電気抵抗が低くなり出力電圧は 0 mV まで低下する。

図8は軸と軸受間の出力電圧 E のサイクル変化を調べた一例である。油膜の電気抵抗は軸受面圧と揺動角速度の変化に従って大きく変動しており、荷重が低く揺動速度が高い $\theta_c = 180^\circ$ 近傍では比較的厚い油膜が形成されるため出力電圧は 273 mV となるが、高い荷重が作用する $\theta_c = 0^\circ$ から揺動速度が零となる $\theta_c = 90^\circ$ 近傍までの期間では油膜が破断し出力電圧は 0 mV まで低下することが認められる。このように出力電圧は1サイクル中に大きく変化するため、図9に示

Fig. 7 Relationship between output voltage and resistance of oil film

Fig. 8 Change in output voltage during one cycle

す式(2)から油膜形成率 F の値を求め、油膜形成状態を評価した⁽⁸⁾。

3. 実験結果と考察

3・1 従来型軸受の負荷能力 図10は従来型油溝を持つ軸受を用い、軸受すきま比 c/r の変化が油膜形成率 F に及ぼす影響を調べた結果である。油膜形成率は揺動速度 $N=300$ cpm、揺動角 $2\phi=55^\circ$ 、並びに最高軸受面圧 $P_{wmax}=10$ MPa の一定条件で3時間の運転を実施後に得られた値である。軸受すきま比が小さい $c/r=0.0001$ の場合、油膜のくさび作用が小さく厚い油膜が形成されにくい⁽⁷⁾、油膜形成率 F は30%程度である。軸受すきま比の増加に従って大きくくさび作用が得られると油膜が厚くなり油膜形成率は100%近くまで増大することがわかる。しかし軸受すきま比を過大にすると軸受中央における油膜圧力が増大するため⁽⁷⁾、油膜破断が促進され油膜形成率は大幅に低下する傾向が認められる。

$$F = \int_{-180}^{180} \left(\frac{E - E_0}{E_1 - E_0} \right) d\theta_c \quad (2)$$

Fig. 9 Calculation of oil film formation ratio

Fig. 10 Influence of clearance ratio on oil film formation ratio for conventional bearing

図11は従来型軸受の軸受すきま比 c/r の変化が焼付き発生限界荷重 P_{wmax} に及ぼす影響を調べた結果である。図中に示す $l=5^\circ$ および $\gamma=0.1^\circ$ のテーパ形状付き油溝を設けた軸受の負荷能力については3・2節で詳細に検討する。図11から軸受すきま比 c/r を減少させると焼付き発生限界荷重 P_{wmax} は増大する傾向が認められるが、軸受すきま比を0.0002以下に減少させると負荷能力は逆に低下している。軸受すきま比を小さくすると軸受全面で大きなスクイズ作用が得られ最高油膜圧力が低下するため負荷能力の向上に有利である⁽⁷⁾。しかし、くさび作用が弱まり油膜が薄くなるという欠点もあるため、軸受すきま比を過小にすると負荷能力は逆に低下することがわかる。

以上の結果からクロスヘッド軸受の負荷能力を向上させる手段として、軸受すきま比を小さくし軸受全面でスクイズ作用を増大させるとともに、くさび作用を増大させ油膜特性を改善させることも重要であることが明らかになった。そこで3・2節では軸受すきま比の小さい軸受を対象に、くさび作用を増大させ油膜特性を改善させる目的から油溝両側にテーパ形状を設けたクロスヘッド軸受の負荷能力について検討する。

3・2 テーパ形状付き油溝を設けた軸受の負荷能力

図12はテーパ幅角 $l=5^\circ$ のテーパ形状付き油溝を設けた軸受 ($c/r=0.0001$) を用い、テーパ角 γ の変化が油膜形成率 F に及ぼす影響を調べた結果である。テーパ角 γ を 0.4° 以上に増加させた場合、テーパ形状によるくさび作用の改善効果はほとんど得られず油膜形成率の値は従来型軸受の場合と同程度である。しかしテーパ角 γ を減少させると、くさび作用が増大し油膜形成状態が改善される傾向が認められ、 $\gamma=0.1^\circ$

Fig. 11 Influence of clearance ratio on seizure resistance for conventional bearing

の場合に油膜形成率は100%近くまで増大している。

図13はテーパ形状付き油溝のテーパ諸元が負荷能力に及ぼす影響を調べた結果である。テーパ幅角 $l=3, 5$, 並びに 10° のすべての場合でテーパ角 γ を 0.4° 以上に増大させると、従来型軸受の増大と比較して負荷能力の向上は期待できないことがわかる。特にテーパ幅角が大きい $l=10^\circ$ および $\gamma=0.4^\circ$ の場合はスクイズ作用に有効な軸受パッドの面積が大幅に減少するため、負荷能力はかなり低くなる。しかしテーパ角 γ を減少させて油膜形成状態を改善すると、すべてのテーパ幅角 l の条件で負荷能力が向上する傾向が認められる。負荷能力を大幅に向上させるためのテーパ角 γ は 0.1° 程度まで小さくすることが重要である。 $\gamma=0.1^\circ$ の場合でも負荷能力はテーパ幅角の値で異なっており、 $l=5^\circ$ の場合に負荷能力が最大となることが認められる。テーパ幅角が過大の $l=10^\circ$ の場合、ス

クイズ作用に有効な軸受パッド面積が狭くなり最高油膜圧力が増大するため⁽⁷⁾、 $l=5^\circ$ の場合と比較して負荷能力が低くなったものと考えられる。

ところで試験中は軸受表面の摩耗により初期のテーパ形状が変化することがわかった。図14は $l=5^\circ$ および $\gamma=0.1^\circ$ のテーパ形状付き油溝の場合で、試験前後におけるテーパ幅角の変化を調べた例である。軸受到高い荷重が作用して軸の変形が大きくなると、軸受メタルの全面で均一な接触状態は得られずに軸方向の両端部近傍で潤滑状態が最も苛酷になる。その結果、軸方向の中央部と比較して両端部近傍におけるテーパ幅角の減少が顕著に認められる。この例では試験後のテーパ幅角の軸方向平均値 l_m は 3.8° に減少していた。

図15はテーパ諸元が異なる7種類の軸受を用い、試験前後の l_m 値の変化を調べた結果である。テーパ幅角 $l=3, 5$, 並びに 10° のすべての場合でテーパ角 γ

Fig. 12 Influence of taper geometry modified oil-grooves on oil film formation ratio

Fig. 13 Influence of taper geometry modified oil-grooves on seizure resistance

Fig. 14 Change in taper geometry before and after test

Fig. 15 Mean values of subtended taper length before and after test

が小さいほど試験後の l_m 値の減少が顕著に認められる。特に幅角が小さい $l=3^\circ$ および $\gamma=0.1^\circ$ のテーパ形状の場合、試験後の l_m 値は 1.6° まで減少していた。このような過小なテーパ幅角の場合はくさび作用の大幅な改善効果が得られにくいため⁽⁷⁾、図 13 で示したように $l=5^\circ$ および $\gamma=0.1^\circ$ のテーパ形状の場合と比較して負荷能力が低くなったものと考えられる。

以上の結果から、軸受すきま比の小さい軸受でも油溝両側にテーパ形状を設け油膜特性を改善すると負荷能力の大幅な向上が期待できること、そして $l=5^\circ$ および $\gamma=0.1^\circ$ のテーパ形状付き油溝の場合に負荷能力が最大となることが明らかになった。

なお $\gamma=0.1^\circ$ 以下のテーパ角が極めて小さい場合は加工が困難であり、試験を実施することができなかった。テーパ角を小さくすると負荷能力が一段と向上する可能性がある一方で、テーパ角を過小にするとテーパ形状の摩耗により油膜特性の改善効果が得られずに負荷能力が減殺されることも予想される。 $\gamma=0.1^\circ$ 以下のテーパ形状付き油溝を設けた軸受の負荷能力の評

価は今後の課題としたい。

3・3 油溝ピッチ角の影響 図 16 は従来型油溝、並びにテーパ形状付き油溝を設けた軸受の各場合で、中央パッド部の油溝ピッチ角 α の変化が負荷能力に及ぼす影響を調べた結果である。軸受の中央あて角 $(\alpha+2\beta)$ は 120° の一定値にし、軸の揺動角 2ψ は 55° に設定した。油溝ピッチ角 α を拡大するとスクイズ作用に有効な軸受中央部の面積が増大するため負荷能力の向上に有利であると考えられる⁽⁸⁾。しかし従来型軸受の場合、油溝ピッチ角 α を 40° から 60° に拡大すると負荷能力は逆に大幅に低下する傾向が認められる。クロスヘッド軸受の油膜交換は主として軸の揺動運動に基づくものである。そのため油溝ピッチ角 α を過大にすると潤滑状態が苛酷な軸受中央部の油は軸の揺動運動で油溝に到達しにくくなり、新油と交換されることなく油温が上昇し低い荷重で焼付きが発生したものと推察できる⁽⁴⁾。つまり従来型軸受の場合は油膜交換を促進させるため油溝ピッチ角 α を揺動角 2ψ より小さくすることが重要であることがわかる⁽¹⁾。

一方、テーパ形状付き油溝を設けた軸受の場合、すべての油溝ピッチ角 α の条件で負荷能力は従来型軸受の場合と比較して大幅に向上しており、 $\alpha=50^\circ$ で負荷能力が最大になることが認められる。テーパ形状付き油溝を設けた軸受は厚い油膜が形成できるため油膜交換性に優れており、油溝ピッチ角 α を大きく設定することが可能であり負荷能力の格段の向上が期待できる。

4. 結 論

実際機関のクロスヘッド軸受と相似な変動荷重、揺動滑りの条件で負荷限界試験が実施できる軸受試験機を用い、クロスヘッド軸受の負荷能力に及ぼす軸受すきま比と油溝形状の影響を調べた結果、以下のことが明らかになった。

(1) 従来型軸受の場合、軸受すきま比を小さくすると軸受全面で大きなスクイズ作用が得られるため負荷能力の向上に有利である。しかし、くさび作用が減少して油膜が薄くなるという欠点もあるため、軸受すきまを過小にすると負荷能力は逆に低下する。

(2) 軸受すきま比の小さい軸受の場合でも油溝両側に適正なテーパ形状を設けて油膜特性を改善すると負荷能力の大幅な向上が期待できる。

(3) テーパ幅角 $l=5^\circ$ およびテーパ角 $\gamma=0.1^\circ$ のテーパ形状付き油溝の場合に負荷能力が最大となる。

(4) テーパ形状付き油溝を設けた軸受は油膜交換性に優れているため、軸受中央パッドの油溝ピッチ角

(a) Conventional oil grooves

(b) Taper geometry modified oil grooves
($l=5^\circ$, $\gamma=0.1^\circ$)

Fig. 16 Influence of center pad length on seizure resistance

α を大きく設定することが可能であり負荷能力の大幅な向上が期待できる。

終わりに本研究の一部は、平成 15～16 年度・科学研究費補助金(基盤研究 C: 15560119)により実施したものである。また試験の実施に際し、大同メタル工業(株)第 2 カンパニー、MAN B & W Diesel A/S, Research & Development, 並びに新日本石油(株)潤滑油研究所の関係各位からご協力をいただいた。ここに深く謝意を表す。

文 献

- (1) 和栗雄太郎・小山田哲也・山本鷹司・堂園陽一, ニサイクル機関クロスヘッドピン軸受の潤滑について, 機論, 27-178 (1961), 910-918.
- (2) 和栗雄太郎・浜武俊朗・副島光洋, ニサイクル機関クロスヘッドピン軸受の負荷能力について, 機論, 48-425, C (1982), 86-94.
- (3) 和栗雄太郎・浜武俊朗・副島光洋・大坪勝, クロスヘッドピン軸受の負荷能力に関する各種改善法の比較, 日本船用機関学会誌, 26-4 (1991), 158-166.
- (4) 和栗雄太郎・北原辰巳・浜武俊朗・副島光洋・平田昭彦, 静圧型クロスヘッドピン軸受に関する実験的研究, 機論, 63-612, C (1997), 2832-2838.
- (5) 北原辰巳・和栗雄太郎・浜武俊朗・藤崎宏太郎, 静圧型クロスヘッドピン軸受の潤滑特性, 機論, 65-636, C (1999), 3401-3407.
- (6) 北原辰巳・大坪勝・藤崎宏太郎・岡戸篤・山田素平, クロスヘッドピン軸受の耐焼付き性に及ぼすオーバーレイの影響, 機論, 68-665, C (2002), 255-262.
- (7) 北原辰巳・藤崎宏太郎・岡戸篤, クロスヘッドピン軸受の潤滑特性に及ぼすくさび形状付き油溝の影響, 機論, 69-681, C (2003), 1404-1409.
- (8) 北原辰巳・山本壮晃・大坪勝・中原大輔, クロスヘッド軸受の焼付き発生防止のための異常振動検知に関する研究, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 39-5 (2004), 47-54.
- (9) 小路博・朝鍋定生, 内燃機関の平均有効圧力を高めるさい発生する潤滑上の問題, 潤滑, 13-4 (1968), 155-166.
- (10) 和栗雄太郎・浜武俊朗・副島光洋, 船用ニサイクルディーゼル機関のクロスヘッドピン軸受の潤滑について, 日本船用機関学会誌, 22-3 (1987), 207-218.