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*

北 原 辰 巳** 山 本 壮 晃***
大 坪 勝*** 中 原 大 輔****

Monitoring of Abnormal Vibration to Prevent Seizure of Crosshead Bearings

By Tatsumi Kitahara, Hiroaki Yamamoto, Masaru Otsubo, and Daisuke Nakahara

The crosshead bearing in large two-stroke diesel engines operates under severe lubrication conditions because hydrodynamic action is limited by low-amplitude, low-velocity oscillation under high specific load. The recent trend toward more compact engines with increased output raises the bearing specific load, thereby significantly increasing the lubrication severity. Therefore it is very important to find a means of preventing seizure of the crosshead bearing. In this study we evaluated a technique for monitoring abnormal vibration using a dynamically loaded bearing seizure test rig capable of simulating load patterns and relative oscillations of the crosshead bearing in actual engines. Vibration spikes occur around the crank angles of ± 90 degrees where the oscillating speed is zero during each cycle. When the lubrication severity increases, an abnormal vibration spike caused by severe metal-to-metal contact is frequently generated at a crank angle of approximately 90 degrees, where the oil film thickness reaches a minimum. If running-in is properly carried out immediately after detection of the abnormal vibration, the bearing surface is conformed, thereby eliminating the severe metal-to-metal contact. This monitoring technique for abnormal vibration can be an effective means of preventing seizure of the crosshead bearing.

1. 緒 言

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極めて薄く焼損や破損を起こしやすい滑り軸受である。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、損傷発生の防止策を検討することが重要な課題になっている^{1)~5)}。

一般に摺動面で形成された油膜が破断し固体接触が発生した場合でも初期段階で潤滑状態の異常を検知できれば、その直後に適正なじみ運転を実施することにより油膜が修復され損傷発生を防止できるものと考えられる。しかし異常の検知が遅れると潤滑状態は一段と苛酷になり損傷発生に至る場合が多い。潤滑状態の異常を検知する手段として、摺動面近傍の振動状態をモニタリングすることが有効であると考えられ、転がり軸受や歯車などで適用された例は多く報告されている⁶⁾。大形ディーゼル機関でもピストンリング摺動面や燃焼などの異常を検知する手段として適用された例がある^{7)~9)}。一方、滑り軸受に関しては高速条件下で作動する軸受を対象にオイルホワールやオイルホイップなどの異常現象を防止する目的から振動状態を解析した研究は多いが、クロスヘッド軸

*原稿受付 平成15年11月6日
**正 会 員 九州大学大学院(福岡市東区箱崎6-10-1)
***非 会 員 九州大学大学院(福岡市東区箱崎6-10-1)
****非 会 員 大同メタル工業株式会社
(愛知県犬山市大字前原字天道新田)

受のような低速の揺動軸受で振動状態をモニタリングし異常診断を実施した研究はほとんど報告されておらず、不明な点が多い。

そこで本研究では実際機関のクロスヘッド軸受と同様な変動荷重、揺動すべりの条件で焼付き試験が実施できる軸受試験機に加速度センサーを装着して運転中の振動状態をモニタリングすることにより、苛酷な固体接触が発生した初期段階で異常振動を検知し焼付き発生を防止する方策について検討した。

2. 実験方法

図2に軸受試験機の概略を示す。直径100mm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。図3に示すように、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 $\theta_c = -90^\circ$ および $+90^\circ$ で零となり、 $\theta_c = 0^\circ$ および 180° (下死点：BDC)で絶対値が各々最大となる。本試験機では軸受と荷重の方向が固定され、軸のみが揺動角 2ϕ 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

図1 Crosshead bearing

受と同様な変動荷重、揺動滑りの条件で焼付き試験が実施できるようになっている。供試潤滑油はSAE10Wの無添加エンジン油であり、一定温度 60°C で軸受メタルに供給した。図4に軸受メタルの主要寸法を示す。軸受合金はホワイトメタルを用い、軸受すき間比 c/r (軸と軸受の半径すき間： c 、軸半径： r)は0.0001または0.0005に設定した。

本研究では給油停止による焼付き試験と荷重増加による焼付き試験を実施して、試験開始から焼

図2 Schematic diagram of test apparatus

図3 Typical changes in specific load and angular velocity during one cycle

付き発生に至るまでの軸受表面温度、振動状態、並びに油膜形成状態の変化を調べた。図5に示すように、軸受表面温度は軸受中央部の表面から0.5mmの深さに埋込んだ熱電対で測定した。また軸受振動状態は軸受ハウジングに加速度センサーを装着し、軸の揺動方向の振動加速度を測定することにより解析した。さらに油膜形成状態は図6に示すような電気回路を用い、油膜の電気抵抗を測定することにより検討した¹⁰⁾。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て軸受メタルに273mV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極めて高くなるため出力電圧は273mVになるが、油膜厚さの減少により固体接触の度合いが増すと電気抵抗が低くなり出力電圧は0mVに低下する。

3. 実験結果と考察

3.1 給油停止による焼付き試験

3.1.1 振動波形の特徴 図8は軸受すき間比 $c/r=0.0001$ 、揺動速度 $N=300\text{cpm}$ 、揺動角 $2\psi=55\text{deg}$ 、並びに最高軸受面圧 $P_{\text{wmax}}=18\text{MPa}$ の一定条件で十分ななじみ運転を実施した後、潤滑油の供給を停止して焼付きが発生するまでの軸受振動加速度

図4 Major dimensions of test bearing

R : Resistance of Oil Film
 E : Output Voltage

$$E = \frac{R \cdot R_2 \cdot E_c}{R_1 \cdot R_2 + R(R_1 + R_2)} \quad (1)$$

図6 Electrical circuit to measure electrical resistance of oil film

図5 Location of vibration accelerometer and thermocouple

図7 Relationship between output voltage and electrical resistance of oil film

Vおよび軸と軸受間の出力電圧Eのサイクル変化を調べた結果である。図中のF値は油膜形成率を、X値は3.1.2節で検討する異常振動発生率を各々示す。

図8(a)は給油停止前の安定した潤滑状態で得られた結果である。振動波形の特徴として試験装置の固有振動によるものと考えられる周波数350Hzの振動の他に、1サイクルに2回すなわち揺動方向が反転する $\theta_c = -90^\circ$ および $+90^\circ$ 近傍で高い振幅の振動スパイクが発生することが認められる。振動スパイクが発生した原因として、揺動方向の逆転に伴い摩擦力が急増し¹¹⁾スティックスリップが発生したことが推察できる。一方、油膜形成状態の特徴として荷重の低い $\theta_c = 180^\circ$ 近傍では比較的厚い油膜が形成されるため出力電圧は273mVとなるが、高い荷重が作用する $\theta_c = 0^\circ$ 近傍から 120° までの期間では油膜が破断し出力電圧は0mV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に示す(2)式から油膜形成率Fの値を求め、油膜形成状態を評価した。

図8 Changes in vibration acceleration and output voltage during one cycle

図8(b)は給油を停止して570秒後に得られた結果であるが、潤滑状態が苛酷になると出力電圧は1サイクルを通して常に0mVとなり、油膜形成状態が悪化することがわかる。また給油停止前の振動波形と比較して $\theta_c = +90^\circ$ 近傍の振動スパイクに顕著な増加が認められる。さらに図8(c)は給油を停止して790秒後の焼付き発生直前に得られた結果であるが、潤滑状態が一段と苛酷になると $\theta_c = +90^\circ$ 近傍の振動スパイクは大幅に増大する特徴が認められる。

図10は1サイクルにおけるクロスヘッド軸受の最小油膜厚さ h_{min} の変化を理論計算により求めた結果である¹²⁾。クロスヘッド軸受の油膜厚さは荷重が最大となる $\theta_c = 0^\circ$ 近傍で最小にならず、揺動方向が反転する $\theta_c = +90^\circ$ を過ぎて最小になるこ

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

図9 Calculation of oil film formation ratio

図10 Calculated oil film thickness during one cycle

図11 Change in vibration acceleration after stopping oil supply

- V_0 : Vibration spike under normal lubrication condition
- V_m : Increased vibration spike by raised lubrication severity
- V_{cr} : Threshold level of vibration spike ($V_{cr}=1.2V_0$)
- If $V_m > V_{cr}$: Abnormal vibration

図12 Definition of abnormal vibration

とがわかる。このため給油停止により潤滑状態が苛酷になると、1サイクル中で油膜厚さが最小となる $\theta_c = +90^\circ$ 近傍における振動スパイクの増大が顕著に現れたものと推察できる。

図11は給油を停止して焼付きが発生するまでの振動加速度 V の変化を10サイクル通して記録した結果である。給油停止前の安定した潤滑状態では、10サイクル全ての振動波形がほぼ同様な変化を繰返している。しかし給油を停止して570秒後の場合、各サイクルで振動波形が異なっており $\theta_c = +90^\circ$ 近傍の振動スパイクが顕著に増加しているサイクルと、ほとんど変化していないサイクルが混在することがわかる。これは潤滑状態が苛酷になった初期段階で油膜の破断と修復が繰り返された結果によるものと推察できる。そして潤滑状態が一段と苛酷になり焼付きが発生する直前の790秒後の場合、 $\theta_c = +90^\circ$ 近傍の振動スパイクが10サイクル全てにおいて大幅に増大する特徴が認められる。

図13 Changes in values of F , T , V_{rms} and X after stopping oil supply

3.1.2 異常診断 前述のような振動波形の特徴から、 $\theta_c = +90^\circ$ 近傍における振動スパイクの増大とその発生頻度に着目した異常診断法について検討する。すなわち図12に示すように給油停止前の安定した潤滑状態で得られた振動波形における $\theta_c = +90^\circ$ 近傍の振動スパイクの絶対値を V_0 とする。潤滑状態が苛酷になると $\theta_c = +90^\circ$ 近傍の振動スパイク V_m が増大するが、ここで振動スパイクのしきい値 V_{cr} ($=1.2V_0$) を定め、10サイクル中でしきい値を超えた異常な振動スパイクの発生数(異常振動発生率 X)を計測する方法で異常診断を実施した。しきい値の設定に際し、設定値が低すぎると振動スパイクの僅かな変動により異常振動発生率が大幅に変化し、逆に設定値が高いと異常振動の検知が遅れるという欠点があるため、本研究ではしきい値 V_{cr} を $1.2V_0$ に設定した。しきい値の設定に関する理論的考察を含めた詳細な検討は今後の研究課題である。

図14 Change in vibration acceleration by raising maximum specific load

図13は給油を停止して焼付きが発生するまでの油膜形成率 F 、軸受表面温度 T 、振動加速度の実効値 V_{rms} 、並びに異常振動発生率 X の経時変化を調べた結果である。軸受表面温度 T および振動加速度(実効値) V_{rms} に関しては給油を停止して770秒後に急増し、その直後に焼付きが発生した。すなわち表面温度および振動加速度(実効値)の急増が検出された段階では、既に潤滑状態が極めて苛酷な状態にあるため焼付き発生を防止することは困難であることがわかる。一方、油膜形成率 F は軸受面に軽度な固体接触が発生した場合でも大幅に減少しており、給油停止後かなり早い段階で0%まで低下している。従って油膜形成率の変化から苛酷な固体接触の度合いを評価して焼付き発生に至るかどうかの予知診断を行うことは困難であると考えられる。これに対して異常振動発生率 X が50%を越え、高い振幅の振動スパイクが頻繁に発生することを異常診断の基準に考えると、給油を停止して470秒後に潤滑状態の異常を検知でき、焼付き発生の予防診断として有効であることがわかる。

図15 Changes in values of F , T , V_{rms} and X by raising maximum specific load

3.2 荷重増加による焼付試験

3.2.1 振動波形の特徴と異常診断 図14は軸の揺動速度 $N=300\text{cpm}$ 、揺動角 $2\phi=55\text{deg}$ 、並びに最高軸受面圧 $P_{w\max}=20\text{MPa}$ の一定条件で十分ななじみ運転を実施した後、 $P_{w\max}$ 値のみを段階的(0.2MPa/30秒の増加率)に増大させて焼付きが発生するまでの振動波形の変化を調べた結果である。本節で適用した軸受すき間比 c/r の値は0.0005であり、3.1節の場合($c/r=0.0001$)と比較して大幅に増大しているが、振動波形の特徴は同様であることがわかる。すなわち $P_{w\max}=20\text{MPa}$ の安定した潤滑状態で得られた振動波形と比較して、 $P_{w\max}=23.2\text{MPa}$ の荷重条件では潤滑状態が苛酷になり $\theta_c=+90^\circ$ 近傍の振動スパイクに顕著な増加が認められる。そして焼付きが発生する直前の $P_{w\max}=24.2\text{MPa}$ の荷重条件では、潤滑状態が極めて苛酷になり $\theta_c=+90^\circ$ 近傍の振動スパイクが大幅に増大する特徴が認められる。そこで3.1節で適用した異常振動の診断法と同様に、 $P_{w\max}=20\text{MPa}$ の安定した潤滑状態で得られた振動スパイクの絶対値 V_0 から、しきい値 $V_{cr}(=1.2V_0)$ を定めて10サイクル中でしきい値を超えた異常振動発生率 X を計測する方法で異常診断を実施した。

図15は $P_{w\max}$ 値を20MPaから段階的に増大させて焼付きが発生するまでの油膜形成率 F 、軸受表面温度 T 、振動加速度の実効値 V_{rms} 、並びに異常振動発生率 X の変化を調べた結果である。表面温度 T および振動加速度(実効値) V_{rms} の値は $P_{w\max}=24.0\text{MPa}$ の荷重条件で急増し、その直後に焼付きが発生した。一方、油膜形成率の値は焼付き発生限界の軸受面圧($P_{w\max}=24.2\text{MPa}$)と比較してかなり低い荷重条件で0%まで低下している。従って表面温度、振動加速度(実効値)、並びに油膜形成率の変化に基づいて焼付き発生の予知診断を実施することは困難であることがわかる。これに対して異常振動発生率 X が50%を越え、高い振幅の振動スパイクが頻繁に発生することを異常診断の基準に考えると、 $P_{w\max}=23.2\text{MPa}$ の荷重条件で潤滑状態の異常を検知でき、焼付き発生防止のための診断法として有効であることがわかる。

3.2.2 異常振動検知後に運転方式を変更し焼付き発生を防止した例 図16は異常振動発生率 X が50%を越え潤滑状態の異常を検知できた直後に、運転方式を変更して潤滑状態の変化を調べた結果である。異常振動の検知後は図17に示すように $P_{w\max}$ 値の増加率を0.2MPa/30秒から0.2MPa/

図16 Improved load carrying capacity by modified operation after detecting abnormal vibration

図17 Modified operation after detecting abnormal vibration

240秒に変更した。図16から $P_{wmax}=22.2\text{MPa}$ の荷重条件で異常振動発生率 X が50%を越え潤滑状態の異常を検知できたので、その直後に運転方式を変更すると油膜破断部で油膜の修復が行える時間が増大し、なじみが促進されたため異常振動発生率が大幅に低下することがわかる。その結果、運転方式を変更しなかった場合の焼付き発生限界面圧($P_{wmax}=24.2\text{MPa}$)まで荷重を増大させても焼付き発生には至らなかった。

以上の結果から、 $\theta_c=+90^\circ$ 近傍における振動スパイクの増大とその発生頻度に着目した異常振動発生率を用い異常診断を実施すると、過酷な固体接触が発生した初期段階で潤滑状態の異常を検知でき、その直後に適正ななじみ運転を実施することにより潤滑状態が改善され焼付き発生を防止できることがわかった。

今後は潤滑油温度の上昇、回転速度の低下、並びに異物の混入などによる焼付き試験を実施し、本研究で適用した異常診断法の有効性について検討していく予定である。

4. 結 論

実際機関のクロスヘッド軸受と同様な変動荷重、揺動滑りの条件で焼付き試験が実施できる軸受試験機の振動状態をモニタリングし潤滑状態の異常診断について検討した結果、以下のことが明らかになった。

- (1) クロスヘッド軸受の振動波形は1サイクルに2回すなわち揺動方向が反転するクランク角度 $\theta_c=-90^\circ$ および $+90^\circ$ 近傍で振動スパイクが発生する特徴がある。潤滑状態が苛酷になると $\theta_c=+90^\circ$ 近傍における振動スパイクの増大が顕著になる。
- (2) 軸受表面温度、振動加速度(実効値)、並びに油膜形成率の変化に基づいて異常診断を実施し焼付き発生を防止することは困難である。
- (3) $\theta_c=+90^\circ$ 近傍における振動スパイクの増大とその発生頻度に着目した異常振動発生率を用い異常診断を実施すると、苛酷な固体接触が発生した初期段階で潤滑状態の異常を検知できる。

- (4) 異常振動の検知後に適正ななじみ運転を実施すると潤滑状態が改善され、焼付き発生の防止に有効である。

謝 辞

終わりに本研究の一部は、平成14年度・造船学術推進機構からの補助金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御協力をいただいた。ここに深く謝意を表します。

参考文献

- 1) 和栗雄太郎・小山田哲也・山本鷹司・堂園陽一, 日本機械学会論文集, 27巻178号 (1961-6), pp.910~918.
- 2) 和栗雄太郎・浜武俊朗・副島光洋, 日本船用機関学会誌, 22巻3号 (1987-3), pp.207~218.
- 3) 和栗雄太郎・浜武俊朗・副島光洋・大坪勝, 日本船用機関学会誌, 26巻4号 (1991-4), pp.158~166.
- 4) 和栗雄太郎・北原辰巳・浜武俊朗・副島光洋・平田昭彦, 日本機械学会論文集C編, 63巻612号 (1997-8), pp.2832~2838.
- 5) 北原辰巳・和栗雄太郎・浜武俊朗・藤崎宏太郎, 日本機械学会論文集C編, 65巻636号 (1999-8), pp.3401~3407.
- 6) 日本トライボロジー学会編, トライボロジーハンドブック (2001-3), pp.801~811.
- 7) Sasaki, S., Proc. of the 6th International Symposium on Marine Engineering, ISME Tokyo 2000, (2000-10), pp.959~964.
- 8) 木村隆一・寺嶋航・中井昇・山田哲男・武田象, 日本船用機関学会誌, 33巻10号 (1998-10), pp.738~745.
- 9) 富田展久・大久保稔, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 38巻3号 (2003-3), pp.107~112.
- 10) 北原辰巳・大坪勝・藤崎宏太郎・岡戸篤・山田素平, 日本機械学会論文集C編, 68巻665号 (2002-1), pp.255~262.
- 11) 和栗雄太郎・朝鍋定生・高野一也, 潤滑, 10巻2号 (1965-2), pp.109~116.
- 12) 北原辰巳・藤崎宏太郎・岡戸篤, 日本機械学会論文集C編, 69巻681号 (2003-5), pp.1404~1409.