船尾管軸受用クレゾール樹脂軸受の特性*

朝 鍋 定 生**・ 佐 木 邦 夫***
百 武 次 郎**** 松 延 敏 彦*****

Performance of Cresylic Resin Bearing for Sterntube Bearing

By Sadao Asanabe, Kunio Saki, Jiro Hyakutake, Toshihiko Matsunobu

Recently, sterntube bearings made of heat stabilized asbestos yarn reinforced cresylic resin are used instead of white metal bearings. The authors have studied experimentally on the performance of friction, wear and resilience of this bearing compared with one of white metal bearing. The results are as follows.

- (1) This material has high friction coefficient and high wear rate, but no seizure occurred even under no oil supplied condition owing to its oil impregnated fibers.
- (2) The Young's modulus of this material is smaller than that of white metal by 1/30. Therefore its Hertzian contact area under inclined journal bearing condition is wider than one of white metal bearing by 5 times, and maximum contact stress of this bearing is smaller than one of white metal bearing by 1/10.
- (3) The specific wear rate is 3.65×10^{-10} mm²/kg. When this bearing is applied to the actual sterntube bearing, it is estimated that the wear life of this bearing is about 8 years.
- (4) As this material has a rough surface (50~60μm), the shaft roughness has no great influence upon the bearing performance. Therefore, super finishing of the shaft is not necessary.

1. 結 言

船舶の巨大化に伴い、船尾管軸受は海水潤滑リグナムバイト軸受から油潤滑ホワイトメタル軸受へ移行した。従来の問題は片あたり、潤滑性不足による軸受後端の過大摩耗、軸スリーブの腐食、摩耗であった。現構造になってから、ホワイトメタル軸受の過大摩耗や軸スリーブの問題は解消したが、片あたりに対する変形性不足から軸受後端の焼付き、割れはくりなどの事故が時折りみられるようになった¹⁾。

ホワイトメタル船尾管軸受の性能向上策に関しては、これまでに適正ライメント方法²⁾、静圧潤滑法³⁾などが研究され、一応の成果を収めている。しかし、局部的な片あたりを完全に防止する、すなわち、軸受後端近傍で軸、軸受の表面を軸方向に完全に平行にするような方法はなく、スロープボーリングを実施しても完全とはいえない。この片あたりに強い軸受として、最近、英国 RAILKO 社にて開発された樹脂系 RAILKO BEARING

が油潤滑船尾管軸受として使用されはじめた。そこで、本軸受の基本特性(摩擦特性、変形特性、摩耗特性)をホワイトメタル軸受と比較して実験的に調べた。その結果、本樹脂系軸受は、片あたり緩和能力、低速時の耐焼付きにすぐれていることが明らかになったので以下に報告する。

2. 実験方法

2.1 実験装置 実験装置の概略を図1に示す。①は試験軸、②は試験軸受で、③、④の油圧シリンダ・ピストンで、試験軸受に下から上向きの垂直荷重を加える。ピストン③の上面⑤は静圧球面軸受になっており、軸受ハウジングとピストン上面は油膜によって分離され、軸受は軸に対してモーメントによる片あたりが許される。⑥、⑦が軸受に片あたりを生じさせるための油圧シリンダで、ロッド⑧の応力よりモーメントが検出され、トルク棒のねじり変形より、軸受部の摩擦力が計測できる。

2.2 供試軸、軸受および潤滑条件 軸はS45C材で表面あらさ0.8、10μmの2種類を使用した。また、片あたり摩耗試験では図2に示す両テーパ軸を用いた。

軸受は、RAILKO BEARINGを用いた。本軸受は、アスベスト強化クレゾール樹脂でその物性値を表1に示す。

軸受径200mm、軸受長さ300mm、直径すきま0.4mm

* 原稿受付 昭和52年12月27日

昭和52年春季学術講演(昭和52年5月25日)

** 正会員 三菱重工業(株)長崎研究所(長崎市飽の浦町1-1)

*** 三菱重工業(株)長崎研究所(長崎市飽の浦町1-1)

**** 正会員 三菱重工業(株)長崎造船所(長崎市飽の浦町1-1)

***** 三菱重工業(株)長崎造船所(長崎市飽の浦町1-1)

図1 片あたり軸受試験機

図2 摩耗試験用両テーバ軸

表1 クレゾール樹脂軸受の物性値

円方向引張り強さ	775 kg/cm ²
円方向圧縮強さ	935 kg/cm ²
半径方向圧縮強さ	1200 kg/cm ²
軸方向圧縮強さ	1200 kg/cm ²
軸方向せん断強さ	895 kg/cm ²
半径方向せん断強さ	29 kg/cm ²
半径方向衝撃値(平滑)	5.75 J
軸方向衝撃値(平滑)	5.4 J
軸方向曲げ強さ	1170 kg/cm ²
ヤング率(半径方向圧縮)	17.65×10^8 kg/cm ²
比重	1.4 g/cm ³
熱伝導率	0.4~0.5 kcal/mh℃
線膨張係数(半径方向)	$1.8 \sim 2.5 \times 10^{-5}/^\circ\text{C}$
線膨張係数(軸方向)	$1.8 \sim 2.5 \times 10^{-5}/^\circ\text{C}$
水中膨潤率(半径方向)	1.0%
水中膨潤率(軸方向)	1.0%

一定とした。軸受の内面加工表面あさは、うねりとあさは共存し、最大のあさは50~60 μmである。また軸受径、軸受長さが同一のホワイトメタル軸受も、比較のために用いた。

潤滑油は、添加タービン油2号を用い、給油温度30℃、給油圧0.5 kg/cm²g、給油量0.6~0.8 l/minとした。

3. 実験結果

3.1 摩擦特性試験 従来のホワイトメタル軸受に

比べて、本樹脂軸受がどのような特性を示すかを、面圧を高めた場合、片あたりを増した場合、給油圧力を小さくした場合、軸の表面あさを増した場合などについて実験を行なった。その結果を以下に示す。

3.1.1 面圧の影響 図3に片あたりがない場合の面圧と摩擦係数の関係を示す。両軸受ともに面圧増加で、摩擦係数は低下している。実験条件下では、流体潤滑の作動が可能と思われるが、樹脂軸受の摩擦係数はホワイトメタル軸受より大きい。50~60 μmのあさをもち樹脂軸受では局部的には境界摩擦が含まれていることが考えられる。

図3 軸受面圧の影響

3.1.2 片あたりの影響 図4はホワイトメタル軸受⁴⁾、樹脂軸受で、回転数25 rpm一定、面圧4または5、8 kg/cm²の2条件で片あたりモーメントを増加させた場合の摩擦係数の変化を比較して示している。

樹脂軸受はホワイトメタル軸受に比べて片あたりがない場合、摩擦係数は高かったが、片あたりモーメントを負荷した場合にも、小さい片あたりモーメントでより早く摩擦係数は急上昇する。樹脂軸受は弾性的であるために局所的な片あたりは緩和されると考えられるが、ホワイトメタル軸受よりも早く摩擦係数が増大するのは理解

図4 片あたりの影響

モーメント $M = 655.2 \text{ kg} \cdot \text{m}$

図5 片あたり試験後の樹脂軸受の表面

しにくい、この現象が生じる理由としては、多孔質であるために、高い油膜圧力が発生せずに油膜反力モーメントが小さいこと、弾性変形量が大で、軸が沈み込んだ状態になりブレーキのような作用がでるなどが考えられる。ただ図5に示すように実験後表面には何ら損傷は認められなかった。

3.1.3 回転数の影響 図6は、テーパ軸を用い、傾斜角 $5 \times 10^{-4} \text{ rad.}$ 、面圧 $P_b = 4 \text{ kg/cm}^2$ 一定で、回転数を 25 rpm から低速まで下げたときの摩擦係数を調べた

図6 低速域での摩擦特性

結果である。ホワイトメタル軸受の場合は回転数 6 rpm 以下で摩擦係数が増加しはじめ、3 rpm 以下では、スティックスリップ状の振動を伴った摩擦特性を示すが、樹脂軸受も、ほぼ同様の状態を呈する。

3.1.4 給油圧力の影響 図7は、樹脂軸受について、傾斜角 $5 \times 10^{-4} \text{ rad.}$ 、回転数 25 rpm、面圧 $P_b = 4, 8 \text{ kg/cm}^2$ で、給油圧力 p_{in} を変えた場合の摩擦係数の変化を示す。摩擦係数は給油圧力に影響されずにほぼ一定である。給油量不足の典型的な場合として、給油パイプを取りはずし、給油を停止して面圧 4 kg/cm^2 で30分間、面圧 8 kg/cm^2 で60分間連続運転を行なった。結果は $p_{in} = 0$ での値、すなわち、面圧 4 kg/cm^2 のとき、0.0045、 8 kg/cm^2 のとき、0.0035 程度で運転中摩擦係数が増大することはなく、試験後の摩擦面も特別な変化はなかった。一方、ホワイトメタル軸受では、図8に示すように、潤滑条件がか酷な場合には、軸受面は、鏡面状態で局部的には流れが生じた。

図7 給油圧力の影響

図8 ホワイトメタル軸受の損傷例(両テーパ軸使用)

給油量不足時でも、ある程度の使用に耐えうる性能は本樹脂軸受の大きな特徴であろう。

3.1.5 軸表面あらさの影響 $0.8 \mu\text{m}$ 、 $10 \mu\text{m}$ あらさの2種類の軸について、片あたり増加に対する摩擦係数の変化を図9に示す。 $0.8 \mu\text{m}$ あらさ軸では、片あたり

図9 軸表面あらさの影響

モーメントの増大にともない、小さなモーメントから徐々に摩擦係数は増加する。一方、 $10\mu\text{m}$ あらさ軸では、高いモーメントまで摩擦係数の増加はないが、 $0.8\mu\text{m}$ あらさ軸の結果に比べて急激に摩擦係数は増大する。また、 $10\mu\text{m}$ あらさ軸では、あらさの方向を変えた実験も実施した。これらの結果からは、とくにあらさを小さくした方がすぐれているとか、あらくすると確実に悪いということはなく、軸受側の表面が $50\sim 60\mu\text{m}$ のあらさをもっているの、軸のあらさが大勢に影響しないと思われる。

3.2 摩耗特性試験 テーパ軸を用い、平均面圧 8 kg/cm^2 、回転数 25 rpm で連続 100 時間運転をして肉厚変化から摩耗量を求め、さらに、 50 時間の追加運転を実施した。運転時間と摩耗量の関係を図10に示す。 100 時間では、両端でそれぞれ $13.8\mu\text{m}$ 、 $17.2\mu\text{m}$ 、 150 時間では $14.2\mu\text{m}$ 、 $27.2\mu\text{m}$ であるが、軸受表面には大きな変化は認められなかった。

図10 樹脂軸受の摩耗量

実機条件との対比、実機での摩耗寿命については後の考察で述べるが、このままの条件ならば1年間、すなわち、 8700 時間では、約 1.5 mm の大きな摩耗量になる。

3.3 変形特性試験 本樹脂軸受のヤング率は表1に示したように $17.66 \times 10^3\text{ kg/cm}^2$ と小さく、ホワイトメタル軸受の約 $1/30$ に相当する。したがって、片あたり時の変形によって局部集中応力が緩和されることが期待される。そこで、テーパ軸で面圧 8 kg/cm^2 を負荷して、ホワイトメタル軸受、樹脂軸受の軸受端からの軸方向あたり長さ、接触応力の集中度合を感圧紙を用いて調べた。

ホワイトメタル軸受では軸受端接触応力 $100\sim 200\text{ kg/cm}^2$ 、あたり長さ $50\sim 60\text{ mm}$ 程度であり、一方、樹脂軸受では接触応力 $20\sim 40\text{ kg/cm}^2$ 、あたり長さ 140 mm 程度である。この絶対値は感圧紙厚みが有限で、実際のヘルツ接触状態のずれがあるので、定性的に論じるにしても、樹脂軸受では変形性が大なるために、あたり面積が広がり、軸受端での応力集中はホワイトメタル軸受の $(5\sim 10)$ 分の1程度に減じることがわかる。

4. 解 析

4.1 摩擦特性

4.1.1 流体潤滑 図3において面圧を基準に樹脂軸受、ホワイトメタル軸受の摩擦係数を比較した。そこでの摩擦係数に支持玉軸受の摩擦が含まれること、軸受温度に差があることなどで対比に誤差はいりやすい。そこで軸受特性無次元数であるSommerfeld数で整理して図11に示す。ここで Z :油粘度 kgs/cm^2 、 N :回転数 rps 、 P_b :面圧 kg/cm^2 、 D :軸径 cm 、 C :直径すきま cm 、 f :摩擦係数、 $H_{\min}$:最小油膜厚さ μm である。

ホワイトメタル軸受の場合、ほぼ計算値上にばらついているが、樹脂軸受は、ホワイトメタル軸受よりも摩擦係数は大きい。流体潤滑では材料の差はでないことが一般である。図11中にはSommerfeld数に対応した最小

図11 摩擦特性

油膜厚さを併記しているが、最小油膜厚さ $H_{\min}$ が樹脂軸受の表面あらかさ $50 \sim 60 \mu\text{m}$ になったときから樹脂軸受の摩擦が増大しているかというのではなく、全面的に ($H_{\min} > 50 \sim 60 \mu\text{m}$ でも) ホワイトメタル軸受よりも高い。これは樹脂軸受が金属軸受と異なる潤滑・摩擦機構を有するためと考えられる。すなわち、繊維をよって固めてあるが、ある程度の通気性があり、いわゆる porous bearing であるため、油膜圧力発生が金属軸受より困難で、液膜で確実に分離して潤滑するのではなく、吸い込んだ油で軸面をぬらす潤滑方法と相まって効果を生じていると考えられる。したがって、ホワイトメタル軸受の流体潤滑域でも樹脂軸受では境界摩擦が介入することが摩擦を増大させている原因ではないかと考えられる。

4.1.2 境界潤滑域 図3に示した面圧変更試験では面圧を 8 kg/cm^2 まで高めても急激な摩擦係数の増大はなく、きびしい境界潤滑域にはなっていない。一方、図4の片あたり試験、図6の低速試験では摩擦係数が平常時の10倍を越え、境界潤滑域に突入している。図4では、面圧 4.8 kg/cm^2 とともに、摩擦係数が増大するまでモーメントを付加したが、もし変形がないとすればどれだけのモーメントで片あたりによる軸と軸受の直接接触が生じるかを検討してみよう。

図12は、 $L/D=1.5$ (L : 軸受幅 300 mm , D : 軸径 200 mm) についての Sommerfeld 数 S 、無次元モーメント M_0 、相対傾斜率 $q (=L\alpha/C)$ の関係を示す⁵⁾。

面圧 $P_b = 4 \text{ kg/cm}^2$ では、

$$S = \frac{ZN}{P_b} \left(\frac{D}{C} \right)^2 = \left(\frac{10^{-3}}{2} \right)^2 \frac{70 \times 10^{-8} \times 25}{60 \times 4} \approx 0.018$$

中央偏心率 n_0 を図11より求めると $n_0 = 0.86$ となる。最大偏心率 $n_{\max} = 1.0$ となる限界傾斜率 q は

図12 片あたりモーメントと傾斜角の関係

$$q = n_{\max} - n_0 = 0.14$$

図12より $S=0.018$, $q=0.14$ を満たす M_0 は17をうる。したがって、

$$M = M_0 \frac{ZN L^2 D}{2} \left(\frac{D}{C} \right)^2 = 107 \text{ kgm}$$

全く同様に $P_b = 5.8 \text{ kg/cm}^2$ に対しては、 $M=139 \text{ kgm}$, 250 kgm をうる。

図4の片あたり試験において面圧 $P_b = 4.5, 8 \text{ kg/cm}^2$ では変形がなければ、モーメント $M=107 \text{ kgm}$, 139 kgm , 250 kgm でそれぞれ軸と軸受の直接接触がはじまるはずである。同図で樹脂軸受の結果をみるとこの限界モーメントを越えると急に摩擦係数の増大が生じており、幾分かは変形で逃げるにしても、潤滑状態はかなり境界摩擦を含むと考えられる。

ホワイトメタル軸受より摩擦係数増加が早く生じるのは先述のようにいろいろの原因が考えられる。図6で低速でホワイトメタル軸受と同様摩擦係数が増大するのは通常の油膜形成能力も一部はあることを示し、一方、図7の無給油連続試験結果から判断できることは、通常の油膜形成機構ではない、いわゆる含油作用、軸面をぬらして潤滑する能力も有することである。

4.2 変形特性 3.3で変形試験結果についてのべた。この試験と同一条件で、樹脂軸受、ホワイトメタル軸受の片あたり状態での接触圧力分布ならびにヘルツ接触面積を計算した。計算結果を図13a,bに示す。ホイ

図13a 接触応力とあたり長さ(軸方向)

図13b 接触応力とあたり長さ(円周方向)

トメタルではあたり長さ 23mm, 最大接触面圧 550 kg/cm² に対して, 樹脂軸受ではあたり長さ 116mm, 最大接触面圧 50 kg/cm² と極端に片あたりが緩和されており, 感圧紙による定性的結果を裏づけている。

4.3 摩耗特性

4.3.1 摩耗係数 摩耗量(体積) W は荷重 P と摩擦距離 L に比例する。いま比例定数を摩耗係数と名づけて k で表わせば,

$$W = k P L$$

となる。両辺を軸受投影面積 A でわると,

$$W/A = k P_b L$$

となり, 左辺は摩耗深さ w を表わすことになる。一方, 摩擦距離 L は周速と運転時間 H の積であり, 結局, 次式をうる。

$$w = k P_b \frac{\pi D N H}{60}$$

いま, 摩耗試験条件に合せ, w には 100 時間連続運転での軸受端部最大摩耗深さ 17.2×10^{-3} mm, 面圧 P_b には, 変形計算の最大接触面圧 50×10^{-2} kg/mm², 軸径 $D = 200$ mm, 回転数 $N = 25$ rpm, 運転時間 $H = 100 \times 3600$ 秒とすると,

$$k = \frac{60 w}{\pi D N H P_b} = 3.65 \times 10^{-10} \text{ mm}^2/\text{kg}$$

となる。

4.3.2 実機摩耗寿命推定 実機樹脂軸受とう載船のプロペラ軸系($D = 825$ mm)アライメント計算結果では, 軸受後端接触面圧は $P_b = 52 \times 10^{-2}$ kg/mm² であり, 摩耗発生の危険性のある低速回転数の代表回転数として 10 rpm をえらび, 摩耗の許容値を軸受半径すきま 1 mm と仮定すると, 摩耗寿命年数は,

$$H = \frac{60 w}{k P_b \pi D N} \approx 0.39 \text{ 年}$$

となる。低速運転時間は, 従来の実績より, 全運転時間の約 5% と考えられるから, 船の運転時間からいえば, 上記値は約 8 年に相当する。これは十分に許容できる寿命と判断される。

5. 実船装備と就航船の状況

欧州では 1968 年 8 月, 18,225 DWt 貨物船 KENIA 号にはじめて装備され, 以来, 今日まで 30 万トンタンカーを含む約 50 隻に装備されているがいずれも問題なく航海している模様である。一方わが国では, 1976 年 6 月当所で建造された英国 BP 社向 261 kWt タンカーに装備されたのが最初で, その後当所における採用船は表 2 のとおりである。就航船はいずれも就航後数か月経過したのみで, 軸受の検査をうけたものはないが, 現時点では順調に航海を続けている。なお, 当所以外にも住重迫浜造船所, NKK 津造船所, 幸陽ドック, 常石造船

表 2 三菱重工長崎造船所における装備状況

船 種	船 主	装備軸径	就航期日
261 kWt タンカ	英国 BP 社	825 mm	76- 6
同 上	同 上	同上	76- 9
18 kWt 貨物船	日本郵船	515	76- 9
同 上	同 上	同上	76-10
同 上	同 上	同上	76-12
同 上	同 上	同上	77- 2
160 kWt ORE/OIL	MOSVOLD	700	77- 6
61 kWt Bulkcarrier	NAESS	600	77- 8
同 上	同 上	同上	77-10
* 213 kWt タンカ	英国 BP 社	790	76- 8
* 同 上	同 上	同上	76- 9

* ホワイトメタル軸受を樹脂軸受に換装

所, 名村造船所の建造船にも採用されているが, 就航後間もないが, 今後就航するものである。

6. 結 言

アスベスト強化クレゾール樹脂軸受の基礎特性をホワイトメタル軸受と比較して実験的に検討を行なった。

得られた結果を要約すると以下ようになる。

(1) 潤滑機構としては通常の油膜圧力発生能力と含油による潤滑油塗布能力を有するようであるが, 材料自体の摩擦係数は高く, 摩耗量も大きい。

(2) しかし, 含油による塗布効果の潤滑機能は金属軸受にはない性質であり, 給油が切れても 30 分ないしは 1 時間の運転には支障なく, 損傷はホワイトメタル軸受のような鏡面流れ, はくりも生じにくいのが長所である。

(3) ヤング率がホワイトメタルの 1/30 であり, 片あたりによる応力集中はホワイトメタルの 1/10 程度に緩和され, あたり面積も軸方向長さで 5 倍程度に増すことが特長である。

(4) 摩耗係数(一般に比摩耗量と称されている)は 3.65×10^{-10} mm²/kg であり, 実機条件で精算した摩耗寿命は約 8 年程度である。

(5) 樹脂材の表面あらさが $50 \sim 60 \mu\text{m}$ もあるために, 軸表面仕上げの精度の影響はあまりないようであり, 超仕上げの必要はないと思われる。

文 献

- 1) 朝編, 機械学会第 375 回講習会教材, (1973-3), 13.
- 2) 小野・ほか 3 名, 船機誌, 10-3(昭 50-3), 29. あるいは三菱重工技報, 12-1(昭 50-1), 85.
- 3) Asanabe, S., ほか 3 名, ICMES Paris conference, (1977-5), 101.
- 4) Asanabe, S., ほか 2 名, I.M.E Tribology Convention 1971, (1971-5), 1. あるいは三菱重工技報, 9-2(昭 47-2), 97.
- 5) 朝編, 潤滑, 15-5(昭 45-5), 254.