軸系の水中ゴム軸受に関して*

海 津 源 治**

Water Lubricated Rubber Bearing For Shafting

By Genji Kaizu

Since the past years, rubber bearing has been adopted for various such as ferry boat, fishing boat, navy vessel, etc. as a water lubricated strut bearing and stern tube bearing. However, there was restriction of a certain degree in application of the said bearing due to mainly costwise matter, i.e. the same is much expensive compared with conventional bearing of lignumvitae.

Recently, the demands for water lubricated rubber bearing is ever-increasing in place of white metal bearing taking prevention of the oil pollution into consideration.

In keeping with the above trend, an investigation on wear down and condition of the bearing contact for the rubber bearing has been made, leading to the following summeries:

- (1) Wear down of rubber bearing is approximately 0.4~0.5 mm per year.
- (2) The contact seems to be good enough for service, and whose condition proves to be almost the same as that of white metal bearing being slope bored.

1. ま え が き

軸系の船尾管軸受には、古くからリグナムバイタ材が採用されていたが、近年、船尾管軸受の封水封油装置の発達に伴って、一軸船および多軸船において、油潤滑船尾管軸受が多く採用されているのが実情である。一方、軸系の水中ゴム軸受も、古くから特殊船、外国の艦艇などに採用され、特にアメリカ海軍では、全面的に採用されている。また、近年、日本においても、海洋汚染防止上の観点から沿岸を航行するフェリー、巡視船および隠密性の観点から、艦艇にも多く採用されるようになった。

今回、水中ゴム軸受の摩耗状況、軸当り状況などを調査したので報告する。

2. 軸系の水中ゴム軸受の概要

軸系の水中ゴム軸受には、ゴム軸受を円筒形で1体により、ブッシュにはめ込む方式のフルモードタイプと、ゴム軸受片をブッシュに設けた溝にはめ込む方式のセグメントタイプとがある。両者の間には、性能面で顕著な優位差は認められないが、一般に、前者は軸径300 mm以下、低軸受荷重のものに使用され、後者は軸径300 mm以上、高軸受荷重のものに採用されるが、価格、取扱いの点からは、フルモードタイプの方が利点である。

ゴム軸受の特長は、軸の周速の高い場合、摩擦係数が

小さいため、摩擦抵抗もそれに応じて小さく、ゴム自体の耐摩耗性にすぐれている。軸受において、最も重要な要素の一つである摩擦係数は、軸受荷重、軸の周速度、冷却水の圧力、温度などのいろいろの条件により異なる

記号	軸 材	軸 受 材
●	SUS27	ゴ ム
○	BC3	フェ ノ ール(積層帆布と直角方向)
○	BC+0.5Ni	リグナムバイタ
△	BC3	ナ イ ロ ン
×	Crメッキ	テ フ ロ ン
◇	Crメッキ	フェ ノ ール(積層帆布と平行)

図1 ゴム軸受と他材軸受の摩耗量
(潤滑水60℃の実験結果)

*原稿受付 昭和53年5月18日

**正会員 住友重機械工業(株)(横須賀市西浦賀1-10)

が、一般に、ゴム軸受の摩擦係数は、静止摩擦係数、 $\mu = 0.1 \sim 0.2$ (潤滑水のある時)、 $\mu = 0.5 \sim 0.6$ (乾燥時) である。摩擦係数が小さいので、他軸受材に比較して、摩擦量が少ないと言える。実験結果の一例を図1に示す。

ゴム軸受は、その分子構造の内部摩擦 (エネルギー損失) が、金属あるいは、リグナムバイタ材に比べて、大きいので、振動エネルギーは、熱エネルギーに置換、消耗され、振動は減衰される特徴がある。ある実験結果によると、通常リグナムバイタ軸受の振動振幅に比べて、ゴム軸受の上下振動振幅は約50%以下であり、船体振動防止にも効果的である。また、防音性についても、ゴム軸受を伝わる音速は小さく、ゴム軸受特有の体積粘性により、吸音作用が大きいので、リグナムバイタ軸受に比べて、防音効果が大きいと言われる。このように、ゴム軸受はすぐれた特長をもっているにもかかわらず、一般商船に採用されていない理由としては、総合的に考えて、油潤滑式軸受に比べて价格的に高いためである。したがって、艦艇、巡視船、水中翼船など特殊船に多く、船主要求により採用しているのが実情である。アンケート結果によると、各造船所の今後のゴム軸受の採用の考え方は、一般に艦艇は、小形特殊船などに対して、採用することを考えているが、商船では、价格的に安い油潤滑式軸受が採用されているので、ゴム軸受に対して特別な船主要求がない限り採用の考えがないというのが大部分である。このような考え方が反映して、わが国のゴム軸受の採用実績は、艦艇、掃海艇、魚雷艇、潜水艦、巡視船、水中翼船、双胴船、フェリーなどである。また、商船においては、昭和34年建造された49,000 LT BULK CARRIER (主機タービン、20,250 PS $\times$ 109.7 rpm)、プロペラ軸スリーブ外径728 mmが最大実績であり、就航後15年経っているが、特にトラブルは報告されていない。

3. 水中ゴム軸受の採用の留意点

ゴム軸受の耐摩耗性、耐用年数を保持するためには、軸受荷重、軸受間げき、軸周速度、冷却水の圧力、温度、冷却水の注水方法などにより左右されるので、計画時、これらの要素について、十分検討する必要がある。軸受荷重は、軸系の各軸受を単純支持で考えた場合、ゴム軸受の許容軸受面圧 (P) は $1 \sim 1.5 \text{ kg/cm}^2$ 位が適当であるとされている。

$$P = W/d \cdot l$$

W : 軸受荷重 kg

d : 軸 径 cm

l : 軸受の長さ cm

軸受間げきは、水中でのゴムの膨潤により軸受間げきが少なくなることがあるので、適正軸受間げきを十分考慮して決定する必要がある。

軸周速度に関しては、ゴム軸受は、軸周速度が速くなるにしたがって、摩擦係数が小さくなる傾向にある。軸の始動時および低回転時には、摩擦係数が大きいので、

適正冷却水量を確保する必要がある。一般に、適正冷却水量の目安としてはつぎの式による。

$$Q = (3 \sim 3.5) D_s$$

Q : 冷却水量 l/min

D_s : 軸スリーブ径 cm

冷却水の供給圧力は、軸心における海水圧 + $(1 \sim 1.5 \text{ kg/cm}^2)$ 程度を確保するのが望ましい。冷却水の注水方法は、一般に多軸船の場合、船尾管軸受は船首側軸受の船首側から冷却水を注水し、船尾側軸受を経て船外に流す強制注水方法を採用している。張出軸受は、固定ピッチプロペラ装備の場合、原則として、冷却水を強制注水していないが、軸径の大きいものおよび艦艇では強制注水をした例がある。可変ピッチプロペラ装備の場合、船体停止のままで、軸を連続回転することがあるので、張出軸受への冷却注水が不足するゆえ、強制注水を考慮する場合もある。

張出軸受への強制注水の方法としては、張出軸受のアームの中央部に冷却水用の穴を明けて、ゴム軸受中央部に注水するか、または、アームの船首側に冷却水管をそわして、ゴム軸受中央部まで張出軸受のボス部に穴を明け注水する。この時冷却水管部でキャビテーションが発生しない様に覆板などの対策をしておくのが望ましい。冷却水ポンプは、ゴム軸受冷却用の独立ポンプによるか、または、ほかの海水冷却水ポンプから分岐して注水する。進水から海上運転までのぎ装期間が長い船舶などでは、ぎ装期間中、ゴム軸受冷却水の通水路にフジツボなどが密生して埋まることがあるので、通水路の保守には、十分留意する必要がある。長時間停泊していた船舶で、冷却水の通水路にフジツボが埋まっていたのに気がつかず、軸を回転したところ、ゴム軸受を焼損した例が報告されている。また、ぎ装中に水中で長期間軸を回転しないで放置したところ、ゴムが膨潤してしまい、適正軸受間げきに直した例が報告されているので、ゴムの膨潤について十分検討する必要がある。就航中の事故としては、冷却水管のこし器が目づまりしていたのに気がつかず、軸を回転したところ、船尾管船首側軸受を焼損した例が報告されている。これらの事故の原因は、ゴム軸受への冷却水量の不足に起因するものが多いので、軸の回転中は、適正冷却水量を確保する必要がある。

ゴムの膨潤量については、各メーカーおよびゴム質によって異なるが、目安として、ゴムの膨潤量はつぎの式で表わされる。

$$\Delta T = T \cdot \beta \cdot \Delta t$$

ΔT : 膨潤量

T : ゴム厚さ

β : 体積膨張係数 : $(20 \sim 30) \times 10^{-5}$

Δt : 温度差

ゴム軸受採用の場合、多軸船においては、特にプロペラ軸の横振動について、計画時ゴム軸受のバネ定数を考慮したバネ支持の連続梁として取扱う必要がある。

4. 摩耗実績調査

ゴム軸受の耐用年数は、使用条件、航路条件などにより異なるが、一般にリグナムバイタ軸受の2～4倍の耐用年数があるものと思われる。ただし、ゴム軸受が異常摩耗を起こさない様、計画時軸系の横振動、アライメントなどについて十分なる検討およびゴム軸受の冷却水の確保など保守上留意する必要がある。

耐用年数の実績調査の例をつぎに示す。

(1) A船の場合、船種フェリー、主機出力は2,250 PS×250 rpm、2機2軸、プロペラ軸径290 mm、可変ピッチプロペラ装備。

本船の実測調査結果から、就航後7年間の摩耗量は、

張出軸受では、0.35～0.4 mm/年、船尾管軸受船尾側では、0.3～0.35 mm/年、船尾管軸受船首側では、0.4～0.5 mm/年と推定される。就航7年目にゴム軸受を換装した。その後の摩耗量は、張出軸受船尾管軸受共0.2～0.3 mm/年と推定される。本船の場合、プロペラ軸スリーブの摩耗は少ない。一方、同型船で、リグナムバイタ軸受を装備している船では、2年周期でリグナムバイタの取替えを要し、プロペラ軸スリーブの段付摩耗を生じたため、11年目にプロペラ軸を交換している。

(2) B船の場合、主機はタービン、プロペラ軸スリーブ径619 mm、固定ピッチプロペラ装備船。

本船の実測調査結果から、実測摩耗量は、張出軸受で0.4～0.5 mm/年、船尾管軸受で0.25～0.3 mm/年と推

表1 A船の実測摩耗量

		張出軸受		船尾管軸受		摩 耗 量
		船 尾 側	船 首 側	船 尾 側	船 首 側	
単位		1/100 mm				mm/年
42年9月 建 造 時	左げん	計 画 軸 受 間 げ き 100～110				
	右げん					
49年9月 取 替 前	左げん					張出軸受船尾側 0.35 " " 船首側 0.42 船尾管軸受船尾側 0.28 " " 船首側 0.49
	右げん					張出軸受船尾側 0.35 " " 船首側 0.33 船尾管軸受船尾側 0.33 " " 船首側 0.41
49年9月 取 替 後	左げん				封水装置 取付後の ため計測 せず	
	右げん					
52年9月	左げん					張出軸受船尾側 0.3 " " 船首側 0.3 船尾管軸受船尾側 — " " 船首側 —
	右げん					張出軸受船尾側 0.31 " " 船首側 0.23 船尾管軸受船尾側 0.21 " " 船首側 —

定される。

(3) C船の場合、フェリーで、プロペラ軸スリーブ径 310 mm.

本船の実測調査結果から、実測摩耗量は、張出軸受船尾側で 0.9 mm/年、船首側で 0.6 mm/年、船尾管軸受の船尾側で 0.4~0.45 mm/年と推定される。

(4) D船の場合、490 t、キャッチャボート。

本船の実測調査結果から、実測摩耗量は 0.5 mm/年

程度と推定される。

(5) E船の場合、フェリーでプロペラ軸スリーブ径 310 mm、軸受平均面圧 1.8 kg/cm²。

本船の実測調査結果から、実測摩耗量は、張出軸受で 0.4 mm/年程度、船尾管軸受で 0.25~0.3 mm/年程度である。

(6) F船の場合、2機2軸船、プロペラ軸スリーブ径 320 mm、張出軸受平均面圧 1.13 kg/cm²。

表 2 B船の実測摩耗量

		張出軸受		船尾管軸受		摩 耗 量
		船 尾 側	船 首 側	船 尾 側	船 首 側	
単位		1/100 mm				mm/年
49年9月	左げん					張出軸受船尾側 0.47 " " 船首側 0.38 船尾管軸受船尾側 0.28 " " 船首側 0.24
	右げん					
52年7月	左げん					張出軸受船尾側 0.47 " " 船首側 0.38 船尾管軸受船尾側 0.28 " " 船首側 0.24
	右げん					張出軸受船尾側 0.23 " " 船首側 0.25 船尾管軸受船尾側 0 " " 船首側 0.37

表 3 C船の実測摩耗量

		張出軸受		船尾管軸受		摩 耗 量
		船 尾 側	船 首 側	船 尾 側	船 首 側	
単位		1/100 mm				mm/年
48年9月 建 造 時	左げん	計 画 軸 受 間 げ き 100~110				
	右げん					
52年9月	左げん					張出軸受船尾側 0.89 " " 船首側 0.42 船尾管軸受船尾側 0.37
	右げん					張出軸受船尾側 0.86 " " 船首側 0.56 船尾管軸受船尾側 0.46

図2 D船のゴム軸受摩耗量と運転時間

図3 E船のゴム軸受摩耗量と運転時間

図4 F船のゴム軸受摩耗量と運転時間

本船の場合、本船就航の翌年からほとんど毎年張出軸受のリグナムパイタを換装し、3年目には、原因不明の異常摩耗を起こした。11年目に張出軸受のみリグナムパイタ軸受からゴム軸受に換装した。ゴム軸受に換装後1年半の実績では、耐用年数をうんぬんすることは出来ないが、1年半経過後の摩耗量が“0”であることから考えて、かなりの耐用年数が期待できると思われる。したがって、ゴム軸受の耐摩耗性能は、リグナムパイタよりはるかに優れているといえる。

表 4 に軸系の各軸受を単純支持で考えた場合、および、

張出軸受のゴム軸受のみをバネによる支持として取扱った場合の各軸受面圧を算出した結果を示す。

軸受面圧を調査した結果、各軸受を単純支持した場合、軸受平均面圧は $0.5 \sim 1.8 \text{ kg/cm}^2$ である。したがって、許容軸受平均面圧は 2 kg/cm^2 程度と考えておけば特に問題ないと考えられる。

ゴム軸受をバネによる支持で考える場合、ゴムのヤング率は、ゴムの硬度、ゴムの寸法などにより異なるが、この計算では、ヤング率は 110 kg/cm^2 を使用して、張出軸受の局局面圧を算出した。その結果、ゴム軸受の局局面圧の最高値は、 5.5 kg/cm^2 であり、この程度の値まで局局面圧は、許容出来るものと考えられる。また、ゴム軸受は、リグナムバイタ軸受およびホワイトメタル軸受と異なり、軸系のたわみ曲線に沿って、ゴム軸受がひずむので、軸受全長にわたって軸と軸受が接触し、スロープボーリングを施したと同様な効果が現われているのがわかる。

6. あとがき

古くから開発されているゴム軸受は、耐摩耗性、防振防音性などにすぐれた特性を有しているにもかかわらず、現在、艦艇などの特殊船を除いて余り採用されていないのが実情である。ゴム軸受の採用が普及しない要因として、他の軸受材、たとえば、ホワイトメタル軸受に比較して、價格的に競争出来ない点もあるが、また、一方、許容軸受面圧が、他の軸受材に比較して劣るので、主に中小形船を対象に採用されていることがあげられる。

リグナムバイタ材の資源確保が困難になってきており、また、価格的の観点かが現在多く採用されているが、海洋汚染防、今後ゴム軸受の採用が多くなるものと思

今回、数少ない実測摩耗調査結果であるが、ゴム軸受の実測摩耗量は表5の通り集約される。

今回の調査結果から、一般に、ゴム軸受の摩耗量は、 $0.4 \sim 0.5 \text{ mm/年}$ と推定される。

ゴム軸受の許容平均面圧は、従来は $1 \sim 1.5 \text{ kg/cm}^2$ が適当であるとされていたが、今回の調査結果では、許容平均軸受面圧は 2 kg/cm^2 程度であれば問題ないと考えられる。また、許容局部軸受面圧は 5.5 kg/cm^2 程度であれば問題はないものと考えられる。ただし、ゴム軸受は、

表 4 各軸受の軸受面圧計算結果

主 機 械	軸 出 力	軸 系 装 置	張出軸受局部面圧分布	軸受平均面圧 (kg/cm ²)
タービン				$P_1 = \frac{17572}{250 \times 56.2} = 1.251$ $P_2 = \frac{11739}{130 \times 50.2} = 1.799$ $P_3 = \frac{6322}{100 \times 50} = 1.264$
ディーゼル	2250 PS 250 rpm			$P_1 = \frac{4650}{131 \times 326} = 1.089$ $P_2 = \frac{290}{110 \times 324} = 0.081$ $P_3 = \frac{2245}{88.5 \times 32.2} = 0.788$
ディーゼル	640 PS 650 rpm			$P_1 = \frac{489}{150 \times 55.3} = 0.59$ $P_2 = \frac{185}{149 \times 33.8} = 0.367$
ディーゼル	9300 PS 120 rpm			$P_1 = \frac{18300}{446 \times 250} = 1.64$ $P_2 = \frac{8020}{42.5 \times 138} = 1.367$ $P_3 = \frac{4495}{42 \times 79.5} = 1.346$
タービン	10,000 PS 343 rpm			$P_1 = \frac{10106}{356 \times 180} = 1.570$ $P_2 = \frac{3290}{33.7 \times 120} = 0.814$ $P_3 = \frac{4766}{32.7 \times 120} = 1.215$
タービン				$P_1 = \frac{39947}{67.3 \times 411.5} = 1.443$ $P_2 = \frac{18767}{63.5 \times 185} = 1.598$ $P_3 = \frac{12268}{63.5 \times 147.5} = 1.310$

表 5 実測摩擦耗量

(単位mm)

軸 受	船 名	A	B	C	D	E
張 出 軸 受		0.3~0.4	0.4~0.5	0.6~0.9	0.5	0.4
船尾管軸受	船尾側	0.25~0.35	0.25~0.3	0.4~0.45	0.5	0.25~0.3
	船首側	0.4~0.5	0.25~0.3		0.5	0.25~0.3

冷却水の供給が不可欠であるので、冷却水の確保および
ゴム軸受の膨潤に対して、適正なる軸受間げきを考慮する
ことが、ゴム軸受使用条件上留意すべき点であると同
様に、ゴム軸受の耐用年数をのばすための条件であるとい
える。

文 献

- 1) 水中軸受材の耐久試験報告書, 防衛庁, 技研月報, Vol.17
- 2) SR 143報告書
- 3) ゴムメーカー, カタログおよび技術説明書