

スラスト・ワシャ試験におけるメカニカルシールの潤滑特性* (油性剤・耐摩耗剤を添加した冷凍機油の場合)

Tribological Properties of Mechanical Seal in Thrust-Washer Test (Case of Refrigerating Machine Oil with Oiliness and Anti-Wear Additives)

中迫 正一*¹ 灘野 宏正*¹ 河野 正来*¹ 南 一郎*²
(Masakazu NAKASAKO) (Hiromasa NADANO) (Masaki KOHNO) (Ichiro MINAMI)
中井 裕教*³ 坂口 俊之*⁴ 山田 和弥*⁴
(Hironori NAKAI) (Toshiyuki SAKAGUCHI) (Kazuya YAMADA)

The tribological properties of the mechanical seal lubricated with the refrigerating machine oil with oiliness and anti-wear additives were studied by using a thrust-washer test rig. Friction tests were carried out under bath lubrication for the base oil, oil A (base oil + oleic acid and tricresyl phosphate at 5 mmol/kg) and oil B (base oil + oleic acid and tricresyl phosphate at 10 mmol/kg, 5 mmol/kg, respectively). From the tests, the following results were obtained. (1) The coefficient of friction μ decreased in following order at sliding velocity 3.93 m/s : base oil > oil A > oil B. The value of μ with oil B was 0.08 ~ 0.10, and was about 1/2 times as small as that with base oil. (2) The amount of friction loss decreased in following order : base oil > oil A > oil B. Therefore, the additives of oleic acid and tricresyl phosphate showed significant improvements in tribological properties of the refrigerating machine oil.

Key Words : tribological properties, mechanical seal, thrust-washer test, refrigerating machine oil, oiliness, anti-wear additives

1. 緒 言

回転機械の軸受部には数多くのメカニカルシール¹⁾が使用されており、メカニカルシールの潤滑特性に関して数多くの研究がある²⁾。筆者らは既に鋼球の代わりにリング試験片が装着できるよう潤滑油容器の一部を改造した曾田式四球試験機(以下、スラスト・ワシャ試験機と称する)を使用して、市販のメカニカルシールに対する冷凍機油の潤滑特性を明らかにした³⁾。しかしながら、メカニカルシールのしゅう動面に発生する摩擦係数は大きいと、摩擦係数や接触応力および摩擦熱による熱応力により、しゅう動面にき裂やブリスタ等の表面損傷⁴⁾を発生

する危険性が大きく、潤滑特性の良好な潤滑油が要望されている。また、メカニカルシールに対する動力消費量の低減は省エネルギーの観点から極めて重要であり、低い摩擦係数を有する潤滑油の選定が重要となる。

本研究は潤滑特性の良好な冷凍機油の開発に関する基礎的実験である。市販の冷凍機油に添加濃度の異なる油性剤および耐摩耗剤を調合した試油について、スラスト・ワシャ試験機を使用して、添加剤の有無、添加濃度、すべり速度および荷重などのメカニカルシールの潤滑特性に及ぼす影響を明らかにした。

2. スラスト・ワシャ試験機による摩擦試験

2.1 リング試験片および潤滑油

摩擦試験に使用した市販のメカニカルシール(回転側および固定側)の形状と寸法を図1に示す。なお、固定側リング試験片の上部端面にしゅう動材としてカーボンリングが焼きばめにより固定されている。回転側リング試験片を試験機の回転軸に取り付

* 原稿受付 2005年12月14日

*1 正会員、呉工業高等専門学校機械工学科
(〒737-8506 呉市阿賀南2-2-11)

*2 非会員、岩手大学工学部応用化学科
(〒020-8551 盛岡市上田4-3-5)

*3 正会員、(株)前川製作所技術研究所
(〒302-0118 守谷市立沢2000)

*4 非会員、(株)前川製作所技術研究所
(〒302-0118 守谷市立沢2000)

けるために、リング試験片の内面に M48 のねじを加工した。

回転側および固定側リング試験片（しゅう動材）の材質はそれぞれ鋳鉄およびカーボンであり、表 1 にそれらの化学成分を示す。両試験片ともしゅう動面は平面研削した後、ラップにより仕上げた。回転側リング試験片の表面のマイクロビッカース硬さ（測定荷重は 0.981 N）は約 310 HV で、半径方向の表面粗さは $0.17\text{ }\mu\text{m } R_{ms}$ ($0.7\text{ }\mu\text{m } R_y$)、円周に沿ったうねりの高さは $1.8\text{ }\mu\text{m}$ であった。一方、固定側リング試験片の硬さは計測不能であり、表面粗さは $0.15\text{ }\mu\text{m } R_{ms}$ ($0.6\text{ }\mu\text{m } R_y$)、うねりの高さは $3.2\text{ }\mu\text{m}$ であった。なお、固定側リング試験片には内部温度を測定するため、しゅう動面より 3 mm 下方の外周面に垂直に

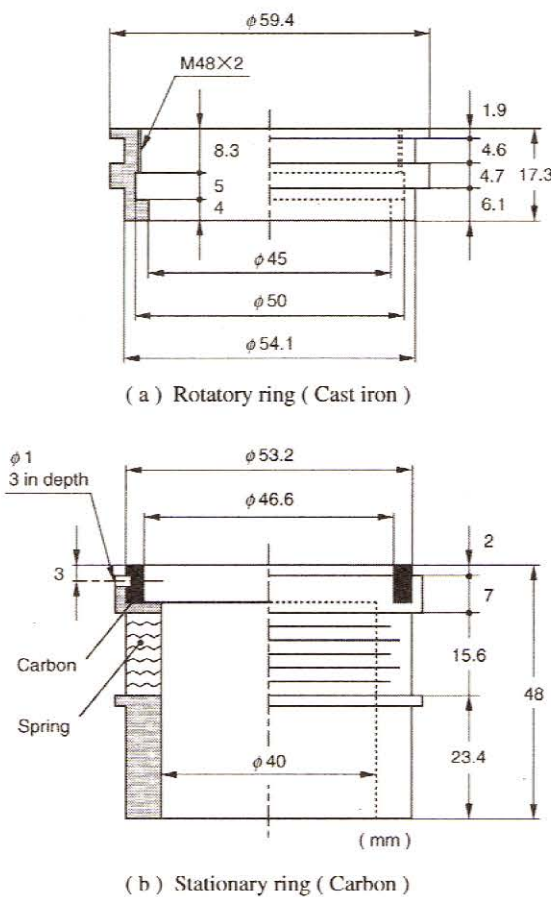


Fig. 1 Dimension and configuration of test rings

Table 1 Chemical compositions of test rings (mass %)

	C	Si	Mn	P	Cu	Ni	Cr	Mg	Fe	Al
Rotatory ring	2.65	2.25	1.08	0.10	6.10	13.33	1.98	0.01	Balance	—
Stationary ring	Balance	1.05	—	—	—	—	—	0.04	0.43	0.39

直径 1 mm、深さ 3 mm の穴をあけた。

基油として、市販の冷凍機油を使用した。基油の動粘度、密度およびプラントル数 Pr と温度の関係を図 2 に示す。油性剤に関しては実績のある市販試験薬グレードのオレイン酸 ($\text{CH}_3(\text{CH}_2)_7\text{CH}=\text{CH}(\text{CH}_2)_7\text{COOH}$) を使用した。耐摩耗剤にはリン酸トリクレシル ($(\text{CH}_3\text{C}_6\text{H}_4)_3\text{PO}_4$) を使用した。これらの添加剤分子の構造式を図 3 に示す。試油としては、各添加剤の作用効果が現れる添加濃度⁵⁾に基づいて、表 2 に示す試油を合成した。各添加剤による動粘度の変化に関しては、25℃では基油に比して動

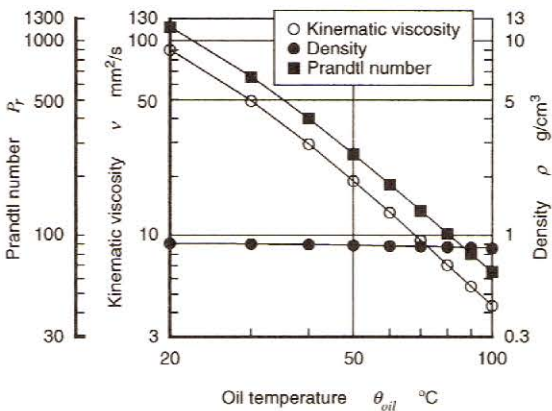


Fig. 2 Variation in kinematic viscosity, density and Prandtl number of test oil against oil temperature

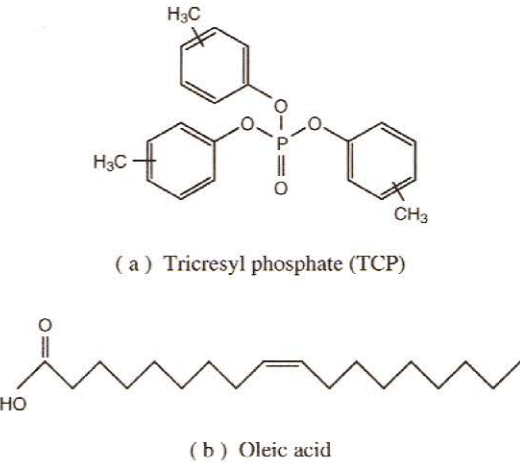


Fig. 3 Structure and abbreviation of additive

粘度は $1 \sim 2 \text{ mm}^2/\text{s}$ 低下するものの、 70°C では基油のそれと同様であったので、基油の動粘度に及ぼす添加剤の影響は無視した。

2.2 試験機

試験は潤滑油容器の一部を改造した曾田式四球試験機を用いて行った。図4に試験機の概略図を示す。垂直荷重は固定側リング試験片 B の入った潤滑油容器に油圧を加えて与え、運転中における摩擦力の変動は、潤滑油容器の一端に板ばね E (厚さ 0.3 mm 、幅 10 mm) を接触させて、その変位をひずみゲージにより検出し、ペンレコーダ G に記録した。固定側リング試験片の内部温度は図1に示した温度測定用の穴に挿入した熱電対 H (K タイプ) により測定しており、この位置における温度は固定側リング試験片の本体温度にほぼ等しいものと考えられる。一方、潤滑油の温度は、熱電対の測子が容器内のオイルレベルより約 15 mm 浸漬した状態で、しかも容器の内壁と固定側リング試験片の外壁のほぼ中央に

設置した熱電対 H (K タイプ) により測定し、上述のペンレコーダに記録した。容器の外壁にステンレスパイプ I (外径 6 mm 、内径 4 mm) を約4条らせん状にろう付けし、冷却水 ($18 \pm 2^\circ\text{C}$) の流量が約 3 L/min になるよう流量調整弁 J で調節し、容器を冷却した。

2.3 試験条件

表3に試験条件を示す。試験条件としては、回転側リング試験片のしゅう動面が 6 mm 程度つかる油浴潤滑の状態です約30分間浸漬させ、含油処理した後、試験を開始した。試験荷重は垂直荷重 $P = 157.3 \text{ N}$ 、 305.2 N および 403.8 N の3段階とし、各垂直荷重について回転側リング試験片の回転数を 500 rpm (すべり速度 $V = 1.31 \text{ m/s}$) および 1500 rpm ($V = 3.93 \text{ m/s}$) に変化させた。各垂直荷重における試験時間はすべり距離が $9.42 \times 10^3 \text{ m}$ になるよう設定した。試験開始時の油温は室温 ($20 \pm 2^\circ\text{C}$) とした。なお、試験に際しては、試験片および潤滑油容器を灯油で洗浄後、アセトン脱脂を施した。さらに、約20分間の超音波洗浄を行った。

Table 2 Test oils in thrust-washer test

	Concentration of additives mmol/kg	
	Tricresyl phosphate	Oleic acid
Base oil	—	—
Oil A	5	5
Oil B	5	10

Base oil : Refrigerating machine oil

Oils A and B : Refrigerating machine oil + Additives

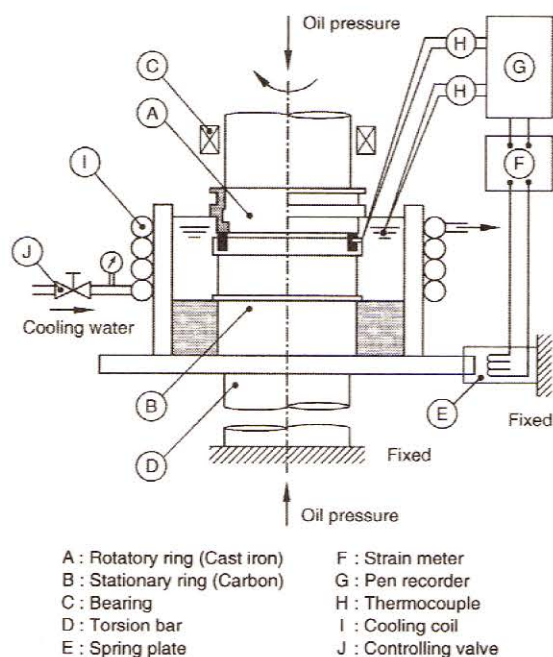


Fig. 4 Schematic diagram of test rig

3. 実験結果および考察

3.1 摩擦係数、油温および固定側リング試験片の本体温度上昇

一例として、すべり速度 $V = 3.93 \text{ m/s}$ 、垂直荷重 $P = 157.3 \text{ N}$ における添加剤の有無の場合のすべり距離 L の増加に対する摩擦係数 μ 、油温 θ_{oil} および固定側リング試験片の本体温度上昇 θ_0 の変化を図5に示す。図5 (a) は基油の場合、図5 (b) は油 A の場合を示す。添加剤の有無に関わらず、試験開始から $L = 4000 \text{ m}$ の間では、すべり距離の増加に伴って油温 θ_{oil} および固定側リング試験片の本体温度上昇 θ_0 は増加した。一方、摩擦係数 μ は僅かに減少した。この傾向は試験開始直後において顕著に現れた。これは、試験開始に伴ってリング試験片のしゅう動面に摩擦熱が発生し、リング試験片の本体温度および油温が上昇する。これに伴って、リングしゅう動面に形成される油膜の粘度が低下し、油膜のせん

Table 3 Test condition in thrust-washer test

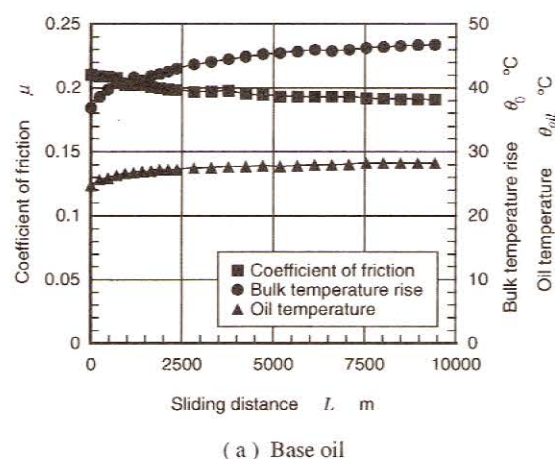
Normal load	P	N	157.3	305.2	403.8
Contact pressure	p	MPa	0.30	0.59	0.78
Rotational speed of rotatory ring	n	rpm	500	1500	
Sliding velocity at the effective diameter of stationary ring	V	m/s	1.31	3.93	
Oil temperature	θ_{oil}	$^{\circ}\text{C}$	20 ± 2		
Sliding distance	L	m	9.42×10^3		

断力が減少するため、しゅう動面に作用する摩擦力が減少するものと考えられる。しかしながら、 L が4000 mを超えると、摩擦熱によるしゅう動面の温度上昇が、試験片近傍の潤滑油および雰囲気への対流による熱伝達、および試験機本体への熱伝導により平衡状態に達するため、 μ 、 θ_{oil} および θ_0 は一定値を示した。

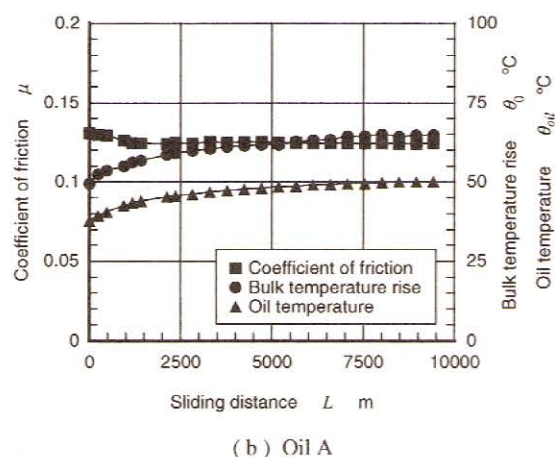
試験終了前における θ_{oil} および θ_0 の値に関しては、油Aの場合の θ_{oil} が基油の場合に比して約22℃高く、油Aの場合の θ_0 は基油の場合に比して約18℃高い。逆に、試験終了前における μ の値に関しては、油Aの場合が基油の場合に比して約0.07低い。

各試油に対するすべり速度 $V = 1.31$ m/s および $V = 3.93$ m/s における試験終了直前の固定側リング試験片の本体温度上昇と垂直荷重の関係を図6 (a) および図6 (b) に示す。すべり速度 $V = 1.31$ m/s の場合では、油A ($P = 403.8$ N) を除いて、油Aお

よび油Bの場合の本体温度上昇 θ_0 は基油の場合と比して2～10℃高い。しかしながら、 $V = 3.93$ m/s の場合では、全ての垂直荷重において本体温度上昇 θ_0 は基油<油A<油Bの順に増加した。特に垂直荷重が低い $P = 157.3$ Nと305.2 Nの場合には、油性剤の本体温度上昇に及ぼす影響は顕著に現れ、油Bの θ_0 は油Aのそれに比して10～13℃高い。これは、以下のように考える。 $V = 3.93$ m/s の場合は、 $V = 1.31$ m/s の場合の場合に比して摩擦状態は過酷であり、オレイン酸の添加濃度の増加によりしゅう動面への物理的および化学的吸着膜が増大し、そのせん断による発生熱が増大する。一方、リン酸トリクレシルのしゅう動面への吸着膜のせん断および吸着分子のトライボ化学反应に伴うリン酸鉄を主成分とする耐摩耗膜⁶⁾のせん断による発熱量が増大したため、しゅう動面の温度が上昇し、本体温度上昇 θ_0 は基油<油A<油Bの順に増加したものと考えられる。

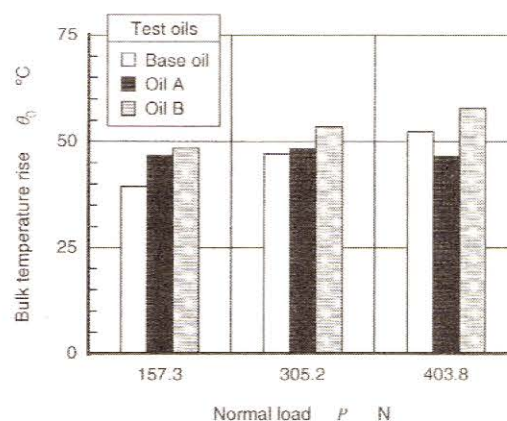


(a) Base oil

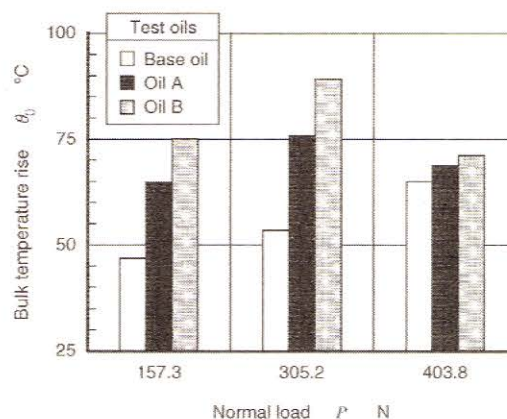


(b) Oil A

Fig. 5 Variation in coefficient of friction, oil temperature and bulk temperature rise of stationary ring (Carbon) against sliding distance at $V = 3.93$ m/s and $P = 157.3$ N



(a) $V = 1.31$ m/s



(b) $V = 3.93$ m/s

Fig. 6 Variation in bulk temperature rise against normal load at the end of test

各試油に対する $V = 1.31$ m/s および $V = 3.93$ m/s における試験終了直前の摩擦係数 μ と垂直荷重の関係を図 7 (a) および図 7 (b) に示す。 $V = 1.31$ m/s の場合には、各垂直荷重において、 μ は添加剤の添加により減少傾向を示すものの、摩擦係数の値に有意差は認められない。 $V = 3.93$ m/s の場合の μ は、前述の本体温度上昇の順序と逆に、全ての垂直荷重において、基油 > 油 A > 油 B の順に減少しており、オレイン酸およびリン酸トリクレシルの添加剤の効果は著しく現れ、油 B の場合の μ は $0.08 \sim 0.10$ となり、基油の場合の $\mu = 0.15 \sim 0.19$ の約 1/2 である。これは、オレイン酸およびリン酸トリクレシルの添加により、本体温度上昇が上昇するため、しゅう動面近傍の密封潤滑油の粘度が低下し、摩擦力が減少したものと推定される。

本実験の結果より、油性剤であるオレイン酸の添加濃度を増大すれば摩擦係数は著しく減少するものの、固定側リング試験片の本体温度は上昇すること

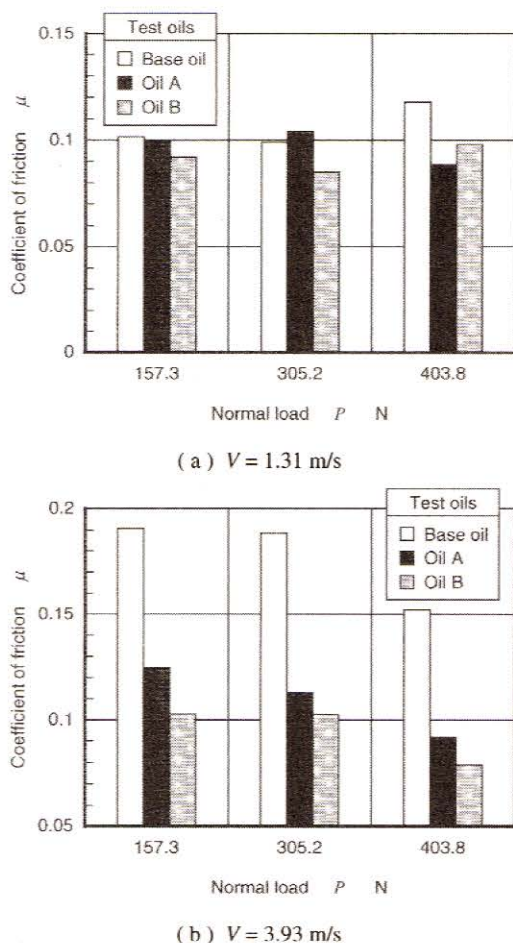


Fig. 7 Variation in coefficient of friction against normal load at the end of test

が判明した。一般に、油性剤の効果が発揮できるしゅう動面の温度の上限は 100°C 程度⁷⁾ である。油 B の場合の固定側リング試験片の本体温度上昇の最高値は約 90°C であるため、オレイン酸の添加濃度 10 mmol/kg は使用限界に近い添加濃度であると考えられる。

3.2 摩耗粉および接触面の形状

一例として、油 B について $V = 3.93$ m/s, $P = 403.8$ N の条件で試験した後、潤滑容器内の油を一部採取し、光学顕微鏡により撮影した摩耗粉を図 8 に示す。摩耗粉は固定側リング試験片の一部と考えられ、長さが約 $100 \mu\text{m}$ の片状の摩耗粉が顕微鏡の視野に最大 1 個観察された。潤滑油は僅かに灰色に変色したものの、固定側リング試験片の摩耗は少ない。

図 9 は試験前および図 8 に示した摩耗粉を生じた場合の固定側リング試験片の表面形状を示す。表面形状はレーザー光線による非接触式表面形状測定器を用いてしゅう動面に直角方向に沿って測定した。図 9 (a) に示すように試験前では、ラップによる研削痕が試験片の円周方向に沿って直線状に観察され、しかも研削痕の先端は鋭利だった。一方、図 9 (b) に示した試験後のしゅう動面では、摩擦力の作用方向に沿って研削痕が観察されるものの、測定面の中央部では摩耗粉の発生によるものと考えられる研削痕の乱れが局所的に観察された。また、摩耗の進展により、研削痕の先端は丸味を呈した。図 9 (b) の A-A 断面に沿った表面粗さは $0.14 \mu\text{m } R_{\text{rms}}$ であり、試験前の表面粗さに比して試験後のそれは $0.01 \mu\text{m } R_{\text{rms}}$ 減少した。これらの状況は他の試験条件においても同様に観察された。

3.3 μpV 値および G 値

実機であるスクリー圧縮機に取り付けたメカニカルシールの運転条件（一般に、スクリー圧縮機におけるメカニカルシールの pV 値は $2 \sim 7 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ である）に近いすべり速度 $V = 3.93$ m/s における各試油に対する摩擦損失仕事に相当する物理量 (μ

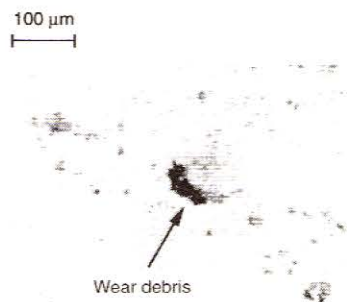


Fig. 8 Wear debris at $V = 3.93$ m/s and $P = 403.8$ N with oil B

pV 値 ($\text{Pa} \cdot \text{m/s}$) を図 10 に示す。なお、 μ は試験終了直前における摩擦係数、 p はしゅう動面の単位面積当たりの荷重、 V はすべり速度を表す。メカニカルシールに対する μpV 値は各垂直荷重とも、基油 > 油 A > 油 B の順に減少した。特に、 $P = 403.8 \text{ N}$ では油 B の場合の μpV 値は $0.242 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ となり、基油の場合の $\mu pV = 0.466 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ の約 1/2 となる。したがって、油性剤としてオレイン酸を 10 mmol/kg 、耐摩耗剤としてリン酸トリクレシルを 5

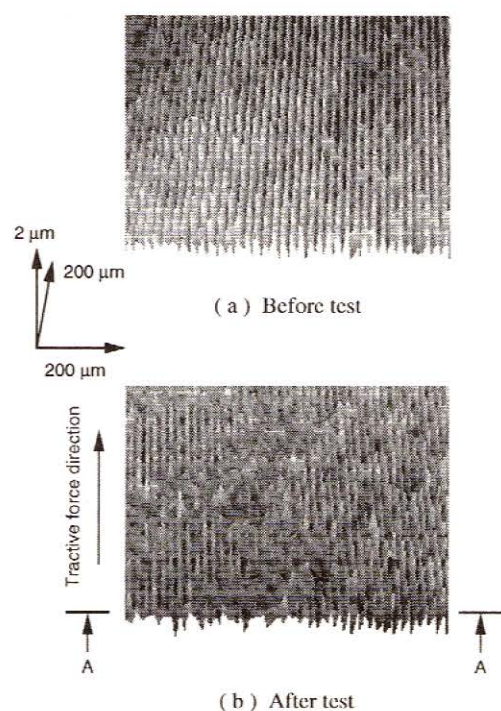


Fig. 9 Surface roughness of stationary ring before test and after test was run at $V = 3.93 \text{ m/s}$ and $P = 403.8 \text{ N}$ with oil B

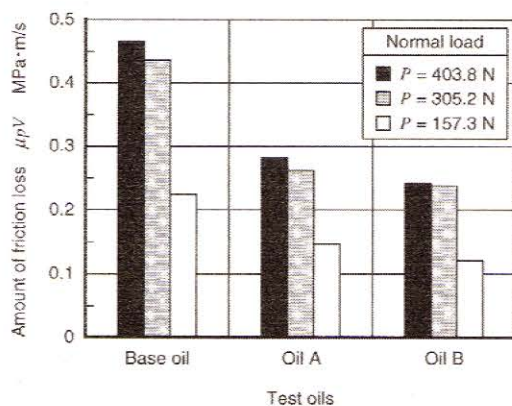


Fig. 10 Variation in amount of friction loss against test oils at $V = 3.93 \text{ m/s}$

mmol/kg を市販の冷凍機油に添加することにより、メカニカルシールに対する動力消費量は著しく低減することが判明した。

次に、軸受特性数 $G = \eta Va / P$ (η : しゅう動面近傍の密封潤滑油の粘度 $\text{Pa} \cdot \text{s}$, V : すべり速度 m/s , a : しゅう動幅 m , P : 垂直荷重 N) と試験終了直前における摩擦係数 μ の関係を検討する。なお、 η の値としては、しゅう動面の表面温度の計算式 $\theta_f = \theta_{s1} - \theta_{r1} + \theta_0$ より計算した表面温度に相当する潤滑油の粘度とした。 θ_{s1} は固定側リング試験片の表面温度の計算式、 θ_{r1} は表面から放熱がある場合の固定側リング試験片の表面温度の計算式を表し、それぞれ下式³⁾で与えられる。 θ_0 は固定側リング試験片の本体温度の測定値を表す。

$$\theta_{s1} = \frac{\sqrt{2} q_0 R}{8 \sqrt{\pi} (K_1 + K_2)} \times \int_0^\infty \frac{1}{\sqrt{\tau}} \left\{ \operatorname{erf} \left(\frac{\xi + 1}{\sqrt{2\tau}} \right) - \operatorname{erf} \left(\frac{\xi - 1}{\sqrt{2\tau}} \right) \right\} \times \left\{ \operatorname{erf} \left(\frac{\eta + a/R}{\sqrt{2\tau}} \right) - \operatorname{erf} \left(\frac{\eta - a/R}{\sqrt{2\tau}} \right) \right\} \times \exp \left(-\frac{Z^2}{2\tau} \right) \times \sum_{n=-\infty}^{\infty} \exp \left\{ -\frac{(2n\delta - Z)^2}{2\tau} \right\} d\tau \quad (1)$$

$$\theta_{r1} = \frac{q_0 R}{4 \delta (K_1 + K_2)} \times \int_0^\infty \left\{ \operatorname{erf} \left(\frac{\xi + 1}{\sqrt{2\tau}} \right) - \operatorname{erf} \left(\frac{\xi - 1}{\sqrt{2\tau}} \right) \right\} \times \left\{ \operatorname{erf} \left(\frac{\eta + a/R}{\sqrt{2\tau}} \right) - \operatorname{erf} \left(\frac{\eta - a/R}{\sqrt{2\tau}} \right) \right\} \times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{1 + \left(\frac{H}{\beta_n R} \right)^2 + \frac{2H}{\delta (\beta_n R)^2}} \times \exp \left\{ -\frac{(\beta_n R)^2 \tau}{2} \right\} d\tau \quad (2)$$

ここで、無次元量、摩擦熱量 q_0 、ヌセルト数 Nu 、レイノルズ数 Re を以下に示す。

$$\left. \begin{aligned} \xi &= \frac{x}{R} & \eta &= \frac{y}{R} & Z &= \frac{z}{R} \\ \delta &= \frac{l_c}{R} & H &= h R & q_0 &= \frac{\mu P V}{4 a R} \\ Nu &= 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} & Re &= \frac{2 R V}{\nu} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

なお、 x はリング試験片の有効半径 R_m の円周に接線方向の座標軸、 y は x 軸に直角方向の座標軸、 z

はしゅう動面に垂直方向の座標軸, a はしゅう動幅の $1/2$, l_c はリング試験片の高さ, h は相対熱伝達率 ($h = \alpha / K_f$), K_f はリング試験片の熱伝導率, R はリング試験片の R_m における周辺長さの $1/2$ ($R = \pi R_m$), α は熱伝達率 ($\alpha = K_f \times Nu / (2R)$), K_f は潤滑油の熱伝導率, ν は潤滑油の動粘度, 添字 1, 2 はそれぞれ固定側リング試験片および回転側リング試験片を表す. リング試験片の熱的定数としては表 4 の値を用いた.

図 11 は上述の表面温度計算式により計算したしゅう動面の表面温度に対応したしゅう動面の密封潤滑油の粘度に基づいて計算した軸受特性数 G と試験終了直前における摩擦係数 μ の関係を示す. 一般に, スクリュー圧縮機に使用されるメカニカルシールの G 値 (通常の運転条件では $V > 4$ m/s) は 10^{-7} オーダー以上であり, 摩擦係数の値は $\mu = 229 \times G^{0.5}$ の実験式⁸⁾で表され, $G = 10^{-6}$ では $\mu \approx 0.23$ となる. 本実験の場合, 実機の運転条件に近い $V = 3.93$ m/s における基油の場合の $\mu \approx 0.19$ は上述の実験式の値に近い. また, $V = 3.93$ m/s における油 A と油 B の場合の G 値に対する摩擦係数の値には有意差は認められない (図 11 中網掛け部分の範囲). しかしながら, 油性剤と耐摩耗剤を添加することにより, 基油の場合の G 値に対する摩擦係数は約 $1/2$ に減少する

ことが判明した.

一方, $V = 1.31$ m/s では, G 値に対する摩擦係数の値は各試油ともばらついており, 油性剤・耐摩耗剤の添加による摩擦特性の改善は認められない.

4. 結 言

油性剤としてオレイン酸, 耐摩耗剤としてリン酸トリクレシルを添加した市販の冷凍機油について, スラスト・ワシヤ試験機を使用して, 添加剤の有無, 添加濃度, すべり速度および荷重などのメカニカルシールの潤滑特性に及ぼす影響を明らかにした. 主な結果を以下に要約する.

(1) $V = 3.93$ m/s の場合では, 本体温度上昇 θ_0 は基油 < 油 A < 油 B の順に増加した. 特に垂直荷重が低い $P = 157.3$ N と 305.2 N の場合には, 油性剤の本体温度上昇に及ぼす影響は顕著に現れ, 油 B の θ_0 は油 A のそれに比して $10 \sim 13^\circ\text{C}$ 高い.

(2) $V = 3.93$ m/s の場合の摩擦係数 μ は, 基油 > 油 A > 油 B の順に減少しており, 油性剤および耐摩耗剤の効果は著しく現れ, 油 B の場合の μ は $0.08 \sim 0.10$ となり, 基油の場合の $\mu = 0.15 \sim 0.19$ の約 $1/2$ である.

(3) メカニカルシールに対する摩擦損失仕事量の $\mu p V$ 値は基油 > 油 A > 油 B の順に減少した. $P = 403.8$ N では油 B の場合の $\mu p V$ 値は 0.242 MPa \cdot m/s となり, 基油の場合の $\mu p V = 0.466$ MPa \cdot m/s の約 $1/2$ となる.

(4) 実機の運転条件に近い $V = 3.93$ m/s における基油の場合の $\mu \approx 0.19$ は, スクリュー圧縮機にメカニカルシールを取り付けた場合の実験式の値に近い. しかしながら, 油 A と油 B の場合の G 値に対する摩擦係数の値には有意差は認められない.

Table 4 Thermal properties of material of test rings

		Stationary ring	Rotatory ring
		Carbon	Cast iron
Thermal conductivity	K W/(m \cdot K)	6	40
Thermal diffusivity	κ m ² /s	3.97×10^{-6}	1.19×10^{-5}

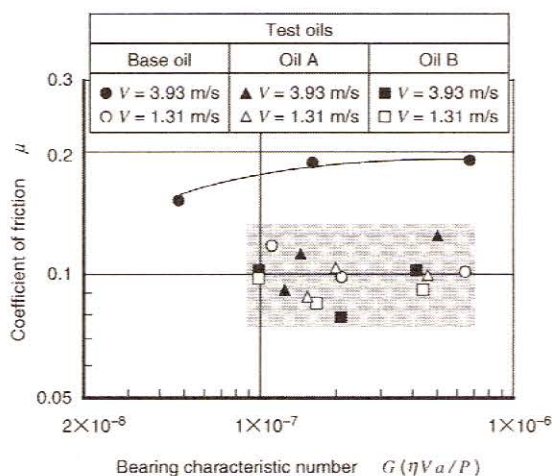


Fig. 11 Relationship between coefficient of friction and bearing characteristic number G at the end of test

参考文献

- 1) E. マイヤー著 (古永義尊訳): メカニカルシール, 科学新聞社 (1983), 1.
- 2) Noël Brunetière, Bernard Tournier and Jean Frêne: TEHD Lubrication of Mechanical Face Seals in Stable Tracking Mode, Part 1-Numerical Model and Experiments, *Trans. ASME*, 125 (2003), 608.
- 3) 藤野宏正, 中迫正一, 河野正来, 辰見洋和, 中井裕教, 坂口俊之, 山田和弥: スラスト・ワシヤ試験におけるメカニカルシールの潤滑特性, 設計工学, 40, 5 (2005), 242.
- 4) 松田健次, 松井伸悟, 久我榮尊, 兼田横宏: メカニカルシール超硬合金しゅう動リングのき裂発生機構 (第2報, 理論的考察), 日本機械学会論文集 (C編), 61, 589 (1995), 3678.
- 5) 長谷川敏晃, 平尾圭二, 目見田道政, 南一郎: ネオペンチル型エステルに対する耐摩耗剤の効果とメカニズム, トライボロジスト, 47, 3 (2002), 198.

- 6) Sakurai T. and Sato K.: Chemical Reactivity and Load Carrying Capacity of Lubricating Oils Containing Organic Phosphorus Compounds, *ASLE Trans.*, 13 (1970), 252.
- 7) 日本潤滑学会編: 潤滑ハンドブック, 養賢堂 (1970), 319.
- 8) 中井裕教: 運転中のシャフトシール密封面の温度推定方法, 前川製作所技術研究所第3回コンボ技術委員会発表資料, (1989), 1.

出版部会 会告

(1) 掲載否になった投稿記事に関して投稿料の徴収を撤廃

投稿記事について、校閲の結果、2006年6月以降掲載否(返却)になった原稿の著者について、従来徴収していた投稿料は、今後徴収しないことになりました。

(2) 特急掲載サービスの開始

急ぎで会誌への掲載を希望される執筆者に対し、特急掲載サービスを開始いたしました(正原稿の受領が2006年6月以降分から)。つきましては、ご希望される方は、学会からの正原稿送付依頼状の同封される案内状によってお申し出ください。なお、特急サービスによらない過去の通常処理では、正原稿を受領してから5ヶ月前後で掲載されております。詳細は、上述の案内状に記載されておりますので、ここでは概要を次にご紹介いたします。著者は正原稿を提出(送付)し、出版部会長が毎月10日までに受領する正原稿について、その2ヶ月後の上旬に発行する号(著者版下制作方式の場合)あるいは3ヶ月後の上旬に発行する号(印刷所版下制作方式の場合)に掲載の希望を申し出ることができるものとします(10日を過ぎてからの受領は、次月の10日までに受領したものとして順繰りに処理されます)。特急掲載サービスによる掲載料は、通常の掲載料の倍額を徴収させていただきます。

出版部会側は、このサービスに基づいた掲載について、1号あたり先着順で最大2件(当面の措置として)までお申し出を受けるとともに、希望される号に掲載することをお約束いたします。ただし、最大件数を超えるお申し出が他の著者からもあり、ご希望にお応えすることができなかった場合は、その旨お知らせするとともに、原稿は通常のプロセスで処理されることをご了承ください(ご相談には応じます)。

場合によっては、掲載前月号会誌や学会ホームページでの次号目次(予告)に反映されない場合もあるかもしれませんが、あしからずご了承いただければ幸いです。

(3) 英語で記述された論文の受付開始(一般投稿制度扱い)

本会が主催・共催する研究発表講演会の講演論文集あるいは国際会議のProceedingsに掲載されている内容は、一般に公開済みの刊行物とは見なさず、その内容を基にした原稿および講演会や国際会議とは無関係な新規内容の原稿を、使用言語として従来の日本語および新たに英語を用いて投稿することができるようになりました。英語原稿については、一般投稿制度のみの扱いです。

また過去において、本会会誌に日本語による論文として掲載されたものを英訳した内容を投稿することもできるようになりました(この場合、翻訳論文は、日本語論文掲載後より受付を始めます)。逆に、本会会誌に英文論文として掲載されたものを和訳した内容を投稿することができるようになりました(この場合も同様に、翻訳論文は、英語論文掲載後より受付を始めます)。

ただし、原稿1ページ目左下脚注および参考文献、Referencesに記載しなければならない内容などが定められていますので、詳細は投稿規定ほかでご確認ください。また、英語原稿の場合は、ネイティブスピーカー等によるチェックを受けて、英文表現に誤りがない状態であることを、原稿受付の前提としております。

2006年7月以降から受付する予定ですが、多少遅れることがあるかも知れません。具体的な受付開始日については、出版部会ホームページにおけるニュースが掲載されているページURL <http://www.jsde.or.jp/shuppan/info.html> にてお知らせする予定です。

(4) 投稿規定、原稿表紙、執筆要綱および割付見本などを改訂

上記(3)に併せて、投稿規定ほかを改訂しておりますので、2006年7月以降、出版部会校閲運営委員会ホームページ <http://www.jsde.or.jp/kouetsu/> からダウンロードして、ご確認のうえ、ご利用ください。