

転がり軸受の損傷に与える自動車と産業機械における 潤滑油新還元添加剤 (SOD-1PN) の寿命効果に対する考察

○ 竹田 雄祐^{*1}, 正 里永 憲昭^{*1}

渡邊 孝司^{*2}, 園田 智之^{*2}

Yusuke TAKEDA^{*1}, Noriaki SATONAGA^{*1}

Takashi WATANABE^{*2}, Tomoyuki SONODA^{*2}

^{*1} 崇城大学 Department of Mechanical Engineering, SOJO University, Faculty of Engineering, Japan

^{*2} D1 ケミカル D1 Chemical Co., Ltd., Japan

Abstract 境界潤滑から流体潤滑への移行と潤滑, 摩耗, 摩擦を改善するために, ポリオールエステル, ジエステル系と植物油系エステル化合物などを主成分とした独自の還元添加剤 (SOD-1Plus) についてトライボロジー性能に及ぼす影響を実験的に究明してきた. 今回, 従来添加剤の改良品として新還元添加剤 (SOD-1PN) を開発した. 新還元添加剤 (SOD-1PN) は耐摩耗性・潤滑性を高め, 剪断の影響を受けにくい高粘度ポリ- α -オレフィン (PAO) 成分を付加して油膜保持性能を向上させ, 極圧剤として硫黄, 亜鉛を加えることにより潤滑膜再生の効果を高めたものである. エンジンや変速ギアなどの金属表面を覆う汚れを元の金属表面に還元された事例や寿命延長に想定されるメカニズムを示し, 合成潤滑油のトライボロジー性能を化学的・物理的作用と実用試験等により検証した.

Key Words: 内燃機関, 動力伝達装置, エンジンオイル, ギアオイル, エステル系添加剤, トライボロジー

1. 緒 言

近年の自動車の高性能化に加えて, 省資源と環境負荷低減のため潤滑油のトライボロジー性能向上に対する要求が一段と増してきている. これらの要求に応える手段として潤滑性能の向上, 摩擦, 摩耗の低減のためエステル系合成潤滑油が開発されてきたが, まだ, 十分とはいえない. このエステル系合成潤滑油は有機脂肪酸とアルコールを原料とし, 特にポリオールエステル系合成潤滑油^{[1][2][3][4]}は元来, ジェットエンジンの潤滑油として広く使用されており, 最近, 自動車用として注目されている. 合成潤滑油は鉱物系潤滑油と比べて, 低温流動性, 熱, 酸化安定性に優れ, 高粘度で使用温度範囲が広く, 潤滑性が良好で清浄, 分散性や生分解性を有するなど多くの特長を有する.

これまで自動車用各種潤滑油, 産業用機器の潤滑, 摩耗, 摩擦性能などをより改善するため, 二次的合成添加剤としてポリオールエステル (POE), ジエステル (DST) や植物油系エステル化合物 (VOE) などを主成分とした独自に開発した還元添加剤 (SOD-1, 以下, 従来品と称す) について究明してきた. 今回, 従来添加剤の改良品として新還元添加剤を開発した. 本報において, 寿命延長効果を解明するに対して想定されるメカニズムを示し, 合成潤滑油のトライボロジー性能を化学的・物理的作用と実用試験等により検証を行ったので報告する.

2. 新還元添加剤 (PN)

2・1 従来品と新還元添加剤 (PN) コンセプト

自動車エンジン, 変速機, デファレンシャルギアなどの潤滑摺動部表面に固着したデポジット, ワニスやスラッジなどのコンタミ類は, 時間の経過と共に積層して, トライボロジー性能 (潤滑, 摩耗, 摩擦) に悪影響を与えている. 構成としては 3 層を形成し一般の汚れの膜, 吸着分子層と酸化被膜からなる. その吸着分子層を引き離して汚れが剥離すると考えている^[1].

従来品は POE, DST や VOE 系化合物等を主成分に各種添加剤をブレンドしたものである. 標準的な添加率としてエンジン, 手動変速機, パワーステアリングとギアオイルには 10 vol%, 自動変速機オイルには 7 vol% 混合とする. 従来品は潤滑作用をしながらコンタミ類を清浄, 除去し, 最初の金属加工面に戻す還元作用により, 摩擦損失を大幅に低減し十分なオイルクリアランスを保持することで潤滑性を改善して摩耗, 摩擦を減少できる独自の作用である.

よって, 従来品のコンセプトは潤滑摺動部のコンタミ類を清浄, 分解, 除去し, 最初の潤滑面 (金属加工面) を再生, 還元することにより, 潤滑, 摩耗, 摩擦といったトライボロジー性能の改善を行うことで従来の金属表面の姿に戻すことを主体に考えていた.

さて, 従来品の特徴を維持させながら低粘度, 耐摩耗性, 潤滑性の向上を実現させたものが新還元添加剤 (SOD-1PN, 以下, 新添加剤と称す) である.

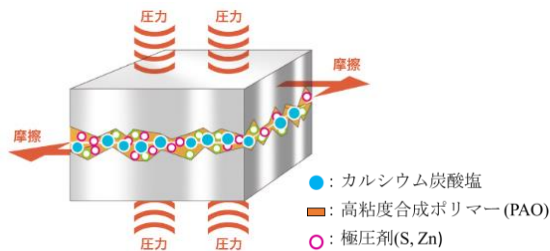


Fig.1 Components of SOD-1PN

図1に新添加剤のイメージの仮説図を示しており、耐摩耗性・潤滑性を高めるためカルシウム炭酸塩の構造を変更している。また、粘度指数を継続維持させるため剪断の影響を受けにくい高粘度PAO成分を加え、金属表面の焼き付き防止と潤滑膜再生を考慮して、極圧剤(硫黄、亜鉛成分)を加えて常温から高温までの広範囲の温度領域で再生効果を発揮できるように設計を変更した。さらに、始動時のドライスタートによる摩耗防止を図っており、金属表面に吸着したマイクロ粒子が高圧・高負荷時に金属同士の接触を保護し、摩擦・摩耗を低減させる作用である。したがって、スーパーオイルフィルムとマイクロ粒子、メタルコーティングのトリプル効果を発揮することになる。

これらのような効果を加えることにより、以下に示すような格段の性能改善を得た。従来品と新添加剤の化学的物性の比較を表1に示す。

Table 1 Oxidation Stability Test of New Reducing Additives

添加剤	SOD-1	SOD-1PN
動粘度	40°C mm ² /s	610
	100°C mm ² /s	92.4
粘度指数	243	173
流動点	°C	-42.5
発火点	°C	170.0
酸価	mgKOH/g	1.06
		3.68

2・2 新添加剤の添加率に対する潤滑油の粘度変化

従来品はエンジン油、ギア油に10vol%を添加することを標準としており、添加率に対する粘度変化を測定した結果を表2に示す。本実験は基油潤滑油として、エンジン油(5W-30)とギア油(VG320)を使用し基油に加える添加剤の混合割合を3, 5, 7, 10 vol%と変化させて粘度の変化を測定した。合成油の粘度は規格としての範囲(例えば SAE 規格で100°Cにおいては9.3~12.5mm²/s)を認められることから、仕様としては満足している。また、基油の粘度が高くなるほど、特に低温時(40°C)の混合割合に対する上昇率は低下する傾向が認められた。

図2にエンジン油(5W-30)の添加率10vol%に対する粘度上昇率を示す。40°Cで2.6%, 100°Cで9.6%の上昇が見られた。図3にギア油(VG320)の添加率10vol%に対する粘度上昇率を示す。40°Cで11.1%, 100°Cで0.4%の下降が見られた。VG320の粘度測定結果を見ると、新添加剤を加えることで低粘度変化が生じていることが確認できる。

従来品では添加率に対する粘度上昇率としてエンジン油で28~40%, ギア油で3~35%の上昇率が確認^[2]されていることから、今回の測定により、新添加剤は確実に低粘度化されたことが明らかとなった。

Table 2 Effects of New Reducing Additive Ratio Viscosity on Lubricant Oil of 5W-30 and VG320

エンジン油 (5W-30)	基油	基油+SOD-1PN				
添加率	vol%	0	3	5	7	10
動粘度	40°C mm ² /s	57.7	58.9	58.8	59.3	59.2
	100°C mm ² /s	9.85	10.2	10.5	10.7	10.8
粘度指数		157	162	170	173	176

ギア油 (VG320)	基油	基油+SOD-1PN				
添加率	vol%	0	3	5	7	10
動粘度	40°C mm ² /s	324	317	308	298	288
	100°C mm ² /s	23.9	23.9	23.9	23.9	23.8
粘度指数		94	96	98	101	103

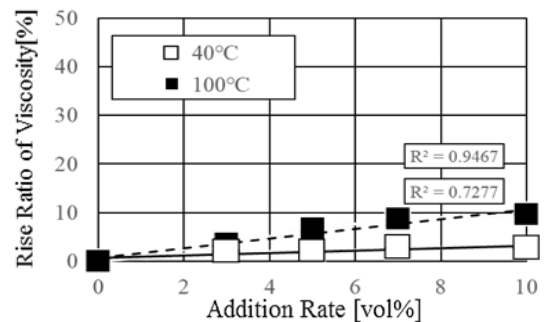


Fig.2 Rise Ratio of Viscosity for Addition Rate (5W-30)

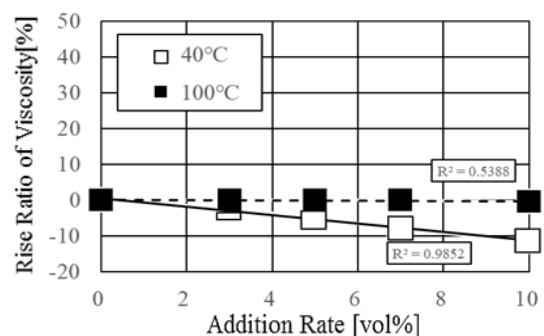


Fig.3 Rise Ratio of Viscosity for Addition Rate (VG320)

3. 従来品及び新添加剤を用いた軸受寿命評価

3・1 軸受寿命評価の方法

試験機は図 4 に示すスラスト玉軸受寿命評価試験機を用いた。試験片はスラスト玉軸受 51104(外径 35mm, 内径 20mm, 高さ 10mm, 玉径 5.56mm)を軸受の面圧を高めるために転動体数を 13 個から 3 個に減じ、モータによる回転をベルトにて伝達し油浴槽に設置した軸受の外輪(上輪)を回転させ、内輪(下輪)を固定している。軸受には圧縮バネにより、スラスト荷重を 4.4kN とし、軸回転数は 1000rpm(750rpm)とした。摩擦力は回転によるトルクを計測することにより把握することができる。この条件下での定格寿命は 11.38h(15.14h)最大ヘルツ接触圧力は 4GPa となる。軸受の破壊による振動が所定値を超えた場合、もしくは許容のトルクを超えた場合には安全装置が作動し、モータ電源が停止し試験完了となる。

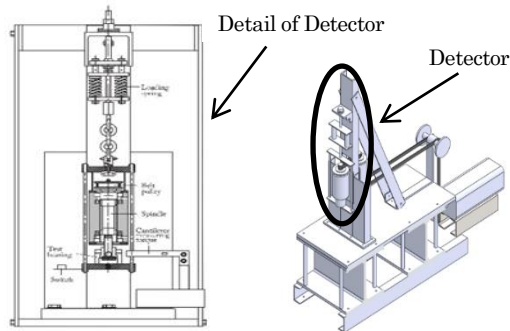


Fig.4 Detector for Evaluating Fatigue Life of Thrust Ball Bearing

3・2 理論寿命時間に関する理論式

Lundberg-Palmgren^[2]の寿命理論に基づく、寿命と平均転動体荷重の式(1)から定格寿命 L を求める。

$$L = \left\{ \left(\frac{Q_{ti}}{Q_{ci}} \right)^{\frac{10}{3}} + \left(\frac{Q_{te}}{Q_{ce}} \right)^{\frac{10}{3}} \right\}^{-0.9} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、

$$Q_{ti} = \left[\frac{1}{Z} \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} \{Q(\psi)\}^3 \right]^{\frac{1}{3}} = \left\{ \frac{1}{3} (P_1^3 + 2P_2^3) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$Q_{te} = \left[\frac{1}{Z} \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} \{Q(\psi)\}^3 \right]^{\frac{1}{3}} = \left\{ \frac{1}{3} \left(P_1^{\frac{10}{3}} + 2P_2^{\frac{10}{3}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$Q_{ci} = A \left[\frac{f_i}{f_i - 0.5} \right]^{0.41} \frac{(1-r)^{1.39}}{(1+r)^{\frac{1}{3}}} \left[\frac{D_a}{d_m} \right]^{0.3} D_a^{1.8} Z^{-\frac{1}{3}}$$

$$Q_{ce} = A \left[\frac{f_e}{f_e - 0.5} \right]^{0.41} \frac{(1+r)^{1.39}}{(1-r)^{\frac{1}{3}}} \left[\frac{D_a}{d_m} \right]^{0.3} D_a^{1.8} Z^{-\frac{1}{3}}$$

f_i, f_e : 内輪および外輪の転走面曲率半径 - 玉直径比

P_1, P_2 : 分担荷重[N]

r : $D_a \cos \alpha / d_m$

A : 軸受材料によって定まる定数

d_m : 転走面直径[m]

D_a : 転動体ピッチ円径[m]

Q_{ti}, Q_{te} : 内輪および外輪の基本動定格荷重[N]

Q_{ci}, Q_{ce} : 内輪および外輪の動等価ラジアル荷重[N]

そこで、 $Q_{ti}=1487.6$ [N] $Q_{te}=1490.7$ [N]

$Q_{ci}=1613.2$ [N] $Q_{ce}=1613.2$ [N] となり、

式(1)より $L=0.6812$ となる。

さらに、求めた $L=0.6812$ と実験回転 $n=1000$ [rpm], 750 [rpm]で 10^6 回転させたとき、理論寿命時間 L_0 は以下となる。

$$L_0 = \frac{0.6812 \times 10^6}{60 \times 1000} = 11.38[\text{h}]$$

$$L_0 = \frac{0.6812 \times 10^6}{60 \times 750} = 15.14[\text{h}]$$

3・3 軸受寿命評価試験の結果

本実験は 5W-30 と VG320 を基油とし、基油のみと基油に従来品、新添加剤を 10vol%添加した場合の各々 3 条件で実施した。各実験結果を図 5 と図 6 に示す。これらはワイブル線図で、全ての実験を 100% と考えたとき、累積破損率 $F\%$ を縦軸に、実際の稼働時間 L_a と理論寿命時間 L_0 の無次元比を横軸に、対数グラフで表現したものである。

基油の 5W-30 と VG320 に新添加剤を 10vol%添加した結果、最大運転時間は理論寿命時間に対して 25.4 倍と 36.7 倍の運転が確認できた。

エンジン油 (5W-30) の基油に対する従来品を加えた合成油としては図 5 に示すように稼働時間が 1.08 倍延長し、新添加剤を添加したものでは、基油に対して最大稼働時間が 4.66 倍と更に延長した。ギア油 (VG320) の基油に対する従来品を加えた合成油としては図 6 に示すように稼働時間が 1.69 倍延長し、新添加剤を添加したものでは、基油に対して最大稼働時間が 14.5 倍と更に延長した。

ギア油 (VG320) に関しては新添加剤を添加することで粘度低下による短寿命化の懸念があったが、逆に長寿命化を表した。この事実から、新添加剤を付加することで寿命の大幅な延長が期待できることを実証した。

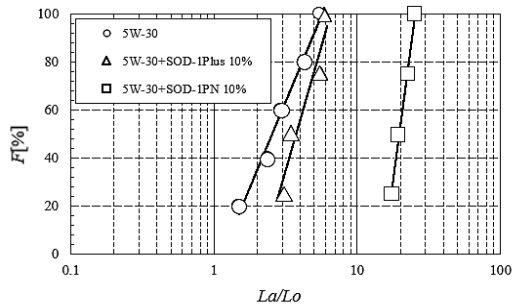


Fig.5 Weibull Diagram of 5W-30

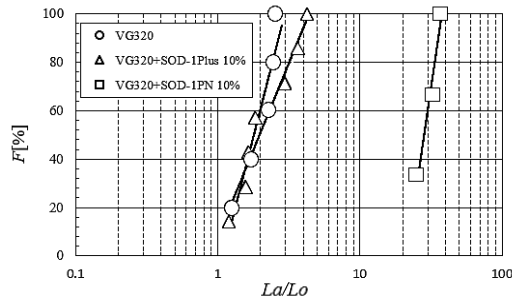


Fig.6 Weibull Diagram of VG320

3・4 軸受損傷の状況について

寿命の扱いは、実験装置の安全装置（振動、過負荷）が起動した時点をも軸受損傷の限度とした。表 3 に本実験の損傷形態と割合を示す。

Table 3 Status of Bearing Damage

基油	エンジン油 (5W-30)			ギア油 (VG320)		
添加剤	なし	SOD-1	SOD-1PN	なし	SOD-1	SOD-1PN
実験回数	5	4	4	5	7	3
損傷割合	%			%		
外輪	40.0	25.0	0.0	60.0	57.0	0.0
内輪	0.0	50.0	25.0	20.0	43.0	0.0
転動体	20.0	25.0	25.0	20.0	0.0	33.3
損傷なし	40.0	0.0	50.0	0.0	0.0	66.7

損傷箇所としては外輪が最も多く、次いで内輪、転動体の順であることが分かる。図 7 に損傷の一例として VG320+SOD-1 の寿命試験時に内輪に発生した 1.58×2.27 mm のフレーキング損傷を示す^[5]。



Fig.7 Flaking of Inner Race

3・5 消費電力の省エネルギー効果

新添加剤の経済性を追求する目的として省エネルギーの効果については、試験油の違いによる軸受寿命試験機に用いるモータの動力差を評価する。

軸受寿命試験機は定格動力 0.75kw のリングコーンモータを使用しており、評価方法としては基油の消費電力量に対する合成油の消費電力量との比から求めた削減率を表 4 に示す。

Table 4 Reduction Situation of the Amount of Used Electricity

基油	エンジン油 (5W-30)		ギア油 (VG320)	
添加剤	SOD-1	SOD-1PN	SOD-1	SOD-1PN
添加率 Vol%	10	10	10	10
削減率 %	3.9	5.4	5.1	6.1

各々の基油に対する軸受寿命試験機の消費電力量の削減率は、エンジン油 (5W-30) に従来品を添加した場合 3.9% の削減、新添加剤の場合では 5.4% の削減を確認した。同様にギア油 (VG320) に従来品を添加した場合 5.1% の削減、新添加剤では 6.1% の削減を確認した。本寿命試験機は温度環境、生産負荷などは同一条件であり、以上の結果から新添加剤を添加することにより容易に省エネルギー効果の可能性を示している。

4. 軸受接触面における流動状態の観測

4・1 軸受接触面における流動状態観測コンセプト

新添加剤の性能向上に関するトライボロジカルなメカニズムを解明するため、接触面における流動状態を図 8 に示す観測装置により観察する。

本装置はオプティカルガラス下面に転動体となる鋼球と油浴槽を設置し、静止時の同心円形の接触面から、回転を与えることにより流れの入り口側に開いた形状の馬蹄形を呈する接触面に変化し、図 10 に示す縞次数を観測することにより油膜厚さを求める

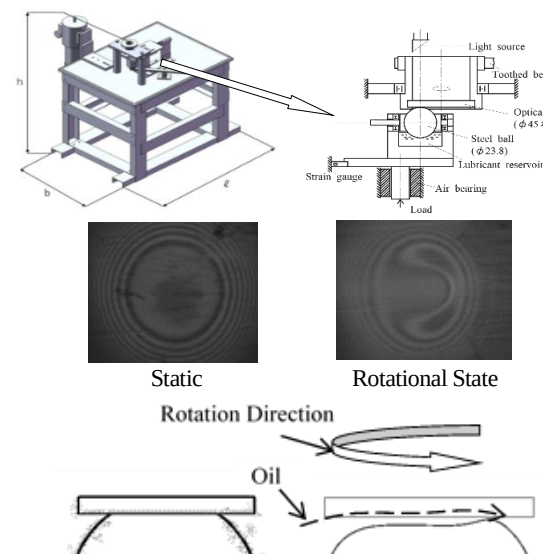
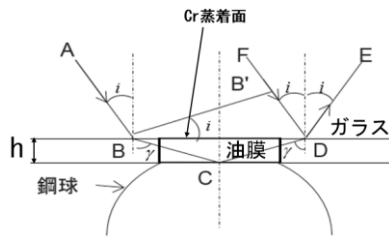


Fig.8 Observation Machine of the Contact Surface in Bearing

4・2 観測方法及び油膜厚さの理論値算出

接触面の観測は、図 9 に示す光干渉法を用いることで直接観測することが可能である。



A, F: 光の入射 B, E: 光の反射

Fig.9 Optical Interference Diagram

ここで、油膜厚さ h は式 (2) で与えられる。

$$\text{油膜厚さ: } h = \frac{m\lambda}{2n} [\text{m}] \dots\dots\dots (2)$$

m : 縞次数 λ : ストロボ波長[m] n : 使用油の屈折率

油膜厚さの理論値計算は Hamrock-Dowson^[6] の式 (3), (4) を用いて算出する。

$$H_c = \frac{h_c}{R} = 4.31U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}(1 - e^{-1.23k}) \dots\dots\dots (3)$$

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R} = 3.68U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}(1 - e^{-0.67k}) \dots\dots (4)$$

$$H = \frac{h}{R}, \quad U = \frac{\eta_o u}{ER}, \quad G = \alpha E, \quad W = \frac{w}{ER^2}$$

H : 無次元膜厚

U : 速度パラメータ

G : 材料パラメータ

W : 荷重パラメータ

η_o : 大気圧下の粘度 [Pa・s]

u : 周速 [m/s]

E : 縦弾性係数 [Pa]

w : 荷重 [N]

α : 粘度圧力係数 [GPa⁻¹]

R : 等価曲率半径 [mm]

4・3 実験条件

顕微鏡による観測をするために直径 $\phi=45\text{mm}$ 、厚さ 5mm のパイレックスガラス (ポアソン比: $\nu=0.25$, 縦弾性係数: $E=63.7\text{GPa}$, 粗さ 5.6mm) を使用する。鋼球は直径 $\phi=23.8\text{mm}$ (ポアソン比: $\nu=0.3$, 縦弾性係数: $E=208\text{GPa}$, 粗さ 6.1mm)。そこに光源を当て

ることで干渉縞が現れる、式 (2) から油膜厚さ: $h[\text{m}]$ を求め、式 (3) から無次元膜厚を求める。

転動体の接触荷重は 19.6N 、最大ヘルツ圧は 0.421GPa 、接触円直径は 0.30mm 、試験油の屈折率は 1.5 にて算出している。

4・4 観測結果

実験では 5W-30 と VG320 を基油とし、基油のみと基油に従来品、新添加剤を $10\text{vol}\%$ 添加し、それぞれの試験油温 40°C にて比較観察した。図 10 に観測写真を示す。また周速を変化させながら油膜厚さを測定し、油膜厚さを無次元膜厚で評価した。その結果を図 11 と図 12 に示す。縦軸が無次元膜厚で、横軸は無次元速度パラメータである。

エンジン油 (5W-30) における無次元膜厚は図 11 に示すように、無次元速度パラメータ 1.00×10^{-11} にて基油に対して従来品を添加した場合 1.17 倍、新添加剤の場合 1.32 倍を示した。

ギア油 (VG320) における無次元膜厚は図 12 に示すように、無次元速度パラメータ 5.89×10^{-11} にて基油に対して従来品を添加した場合 1.10 倍、新添加剤の場合 1.30 倍を示した。

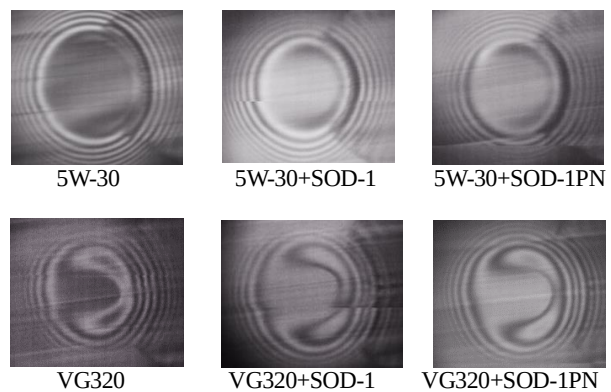


Fig.10 Interference Fringes of Rotational State (40°C)

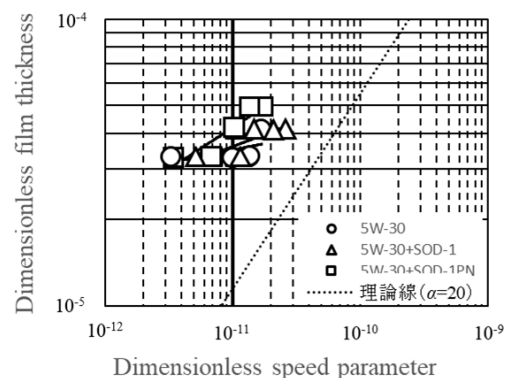


Fig.11 Dimensionless Oil Film Thickness Evaluation of 5W-30

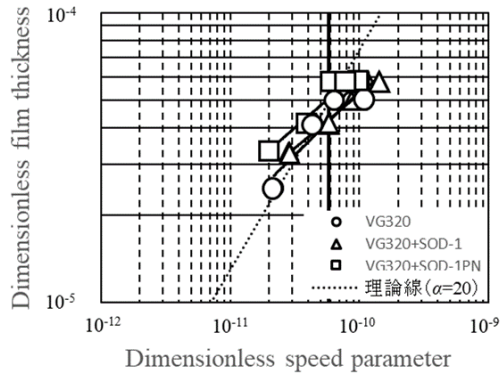


Fig.12 Dimensionless Oil Film Thickness Evaluation of VG320

5. 結 論

新還元添加剤 (SOD-1PN) がトライボロジー性能に及ぼす影響を化学的作用と実用試験等により確認した結果、下記の結論が得られた。

- 1) 新添加剤による寿命の延長や省エネルギーに与える効果を期待する低粘度化を達成しながら、カルシウム炭酸塩の構造変更、広範囲の温度に効果のある極圧剤の添加並びに油膜を継続的に保持できる高粘度 PAO の配合など種々の設計変更による新添加剤の機構に関する仮説を確立した。
- 2) 基油に新添加剤を添加した場合の粘度上昇率は、5W-30 で 2.6%(40℃), 9.6%(100℃), および VG320 で - 11.1%(40℃), - 0.4%(100℃)を示し、従来品を添加した場合に対して粘度上昇率が低いことを確認した。
- 3) 5W-30 と VG320 に新添加剤を 10vol%添加した場合、最大運転時間は理論寿命時間に対しては 25.4 倍と 36.7 倍、基油に対しては 4.66 倍と 14.5 倍を示した。この事実から、新添加剤は顕著な寿命延長効果を期待できる。
- 4) 軸受寿命試験機において消費電力の削減率は 5W-30 に従来品を添加した場合 3.9%, 新添加剤の場合 5.4%, VG320 に従来品を添加した場合 5.1%, 新添加剤の場合 6.1%を確認した。この事実から、新添加剤は顕著な省エネルギー効果を期待できる。
- 5) 無次元膜厚について 5W-30 に従来品を添加した場合 1.17 倍、新添加剤の場合 1.32 倍、VG320 に従来品を添加した場合 1.10 倍、新添加剤の場合 1.30 倍の上昇を示した。

- 6) 新添加剤の粘度上昇率は従来品に対して抑えられている。この事実から油膜厚さの上昇は、添加剤成分の影響によるものと考えられる。接触面に形成される油膜が厚くなることにより摩擦が低減され、軸受表面の疲労に与える影響が軽減され、軸受寿命の延長につながったと考えられる。

6. あとがき

接触面に形成される潤滑油膜の膜厚分布については、更なる観測と数値解析を今後の研究を通して取り組む予定である。

参 考 文 献

- [1] 里永憲昭, 渡邊孝司, 竹川秀男: 潤滑油の新還元添加剤による粘性および寿命評価の手法, 日本設備管理学会誌.Vol.28,No3, pp.103-109 (2016)
- [2] 清水秀真, 里永憲昭, 渡邊孝司, 竹川秀男: 潤滑油の新還元添加剤による自動車と産業機械用における合成油寿命延長の考察, 日本設備管理学会誌, Vol29, No.2, pp37-41(2017)
- [3] Noriaki Satonaga, Takashi Watanabe: Effects on Tribology Performance of a Reducing Additive for Automobile Lubricant SAE-2015-01-2047 (2015)
- [4] T. Mawatari, T. Harada, M. Yano, H. Shiomi, S. Obara, N. Ohno Rolling Bearing Performance and Film Formation Behavior of Four Multiply-Alkylated Cyclopentane (MAC) Base Greases for Space Applications Tribology Transactions, 56, 4 pp 561-571. (2013)
- [5] 長濱秀紀, 井戸慎一郎, 角谷治彦, 田中直也: 診断技術の応用によるベアリング加速評価技術の検討, 第 16 回評価・診断に関するシンポジウム予稿集, pp120-123 (2017)
- [6] 杉村丈一: EHL 油膜計算式, トライボロジスト, Vol 49, No.10, pp51-52, (2004)