

2024 年度春季研究大会特集 技術論文

高圧密度計の設計製作と評価方法

竹田 雄祐*, 里永 憲昭*, 西 陽希*, 渡邊 孝司**, 園田 智之**

*崇城大学, **D1 ケミカル

Design and Manufacture of High-Pressure Density Meter
and Evaluation Method

Yusuke TAKEDA*, Noriaki SATONAGA*, Haruki NISHI*,
Takashi WATANABE**, Tomoyuki SONODA**

*Department of Mechanical Engineering, SOJO University Faculty of Engineering, Japan

**D1 Chemical Co., Ltd., Japan

著者らは、これまで潤滑油を構成する成分の違いが、機械の寿命や潤滑性能に与える影響について、光干渉法や電気的接触抵抗法を用いて軸受接触面の弾性流体潤滑条件下 (*Elasto Hydrodynamic Lubrication*, 以下 EHL と略す) における観測を行い、光学的と電気的の 2 つの観点から潤滑油の油膜厚さの比較評価してきた。光学的観測における油膜厚さの算出には *Hamrock-Dowson* の式を適用し、導出過程における材料パラメータ G において、潤滑油の高圧下における粘度の値である粘度圧力係数 α を用いる。これまでの実験では落球式高圧粘度計を用いて、高圧下での粘度を観測して、*Barus* の式から α を算出していたが、密度に関しては、圧力による変化は軽微と仮定し、大気圧下での値を用いて高圧下での密度に換算してきた。本報告にて、物性の変化についても検証することで潤滑状態の観測精度向上を目的として、高圧密度計の設計製作を行い、その評価方法について検討したので報告する。

キーワード: EHL, トライボロジー, 高圧密度, 高圧粘度, 粘度圧力係数

The authors have previously observed the effects of differences in the components of lubricating oils on the life span and lubrication performance of machines by using optical interference and electrical contact resistance methods under Elasto Hydrodynamic Lubrication (EHL) conditions on the contact surfaces of bearings, and compared the oil film thickness of lubricating oils from two perspectives: optical and electrical. The oil film thickness in optical observations is calculated using the *Hamrock-Dowson* equation. The material parameter G in this equation uses the viscosity pressure coefficient α , which is the viscosity value of the lubricating oil under high pressure. In previous experiments, a falling-ball high-pressure viscometer was used to measure the viscosity under high pressure, and α was calculated using the *Barus* equation. However, for high-pressure density, the change due to pressure was considered to be minor, and the density at atmospheric pressure was converted to the density at high pressure. In this paper, we report on the design and manufacture of a high-pressure densitometer and the investigation of its evaluation method, aiming to improve the accuracy of observation of the lubrication state by verifying the change in physical properties.

KEY WORDS: EHL, tribology, high pressure density, high pressure viscosity, viscosity pressure coefficient

1. 緒言

近年、産業用機械や自動車などに必要不可欠な潤滑油は消費エネルギー削減などを目的に低粘度化が進んでいる。一方で、軸受や歯車の接触面ではヘルツ接触となり高圧となる。そのような高圧下でも高い油膜保持力が求められており、この二つの性能を同時に向上させることが求められている。著者らは、軸受の潤滑接触面を再現した軸受油膜可視化装置を用いて、弾性流体潤滑条件(*EHL*)下で、潤滑油を構成する成分の違いがトライボロジー性能に与える影響について光学的に観測して評価している^[1]。とくに潤滑油の高圧下における物性はトライボロジー性能に大きな影響を与えると考えられる。

著者らが適用している *Hamrock-Dowson* の油膜算出式^[2]においても、その導出過程で材料パラメータ G の式に粘度圧力係数 α が必要となる。*Hamrock-Douson* の中心膜厚 H_c 、最小膜厚 H_{min} 油膜算出式を以下に示す。

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

$$H_{min} = h_{min}/R = 3.68U^{0.68} G^{0.49} W^{(-0.073)} (1 - e^{(-0.67k)}) \quad \dots \quad (2)$$

$$U: \text{速度パラメータ} \quad U = \eta_0 u/(ER_x)$$

$$W: \text{荷重パラメータ} \quad W = w/(ER_x^2)$$

$$G: \text{材料パラメータ} \quad G = \alpha E$$

$$h_c: \text{中央膜厚} [\mu\text{m}] \quad h_{min}: \text{最小膜厚} [\mu\text{m}]$$

$$\eta_0: \text{大気圧下の粘度} [\text{Pa}\cdot\text{s}] \quad u: \text{周速} [\text{m}/\text{s}]$$

$$E: \text{縦弾性係数} [\text{Pa}] \quad w: \text{荷重} [\text{N}]$$

$$\alpha: \text{粘度圧力係数} [\text{GPa}^{-1}] \quad R: \text{等価曲率半径} [\text{mm}]$$

$$k: \text{ヘルツ接触円の長径短径比} [-]$$

ここで、粘度圧力係数を一般的な値である $\alpha=20$ とすると、理論値と観測値の剥離が確認された。そこで、落球式高圧粘度計^[3]を用いて高圧下における粘度を観測して *Barus* の式(3)から粘度圧力係数 α を観測している。このとき、高圧下の密度は式(4)に示す *Dowson* の圧力密度換算式を用いて、大気圧下の密度を換算して粘度圧力係数 α を観測していた。

$$\eta_p = \eta_0 e^{\alpha p} \quad \dots \quad (3)$$

$$\rho_p/\rho_0 = 1 + \left(\frac{0.58p}{1+1.68p} \right) \quad \dots \quad (4)$$

$$\eta_p: \text{圧力下の粘度} [\text{Pa}\cdot\text{s}] \quad p: \text{圧力} [\text{MPa}]$$

$$\rho_p: \text{圧力下の密度} [\text{g}/\text{cm}^3]$$

$$\rho_0: \text{大気圧下の密度} [\text{g}/\text{cm}^3]$$

粘度圧力係数 α の観測精度を高めるためには、潤滑油の高圧密度についても直接観測することが必要と考え、著者らは高圧密度計を試作して、高圧密度の観測を取組んできた。その設計内容と潤滑油の高圧密度の観測結果について本稿にて報告する。

2. 高圧密度計の概要

2.1 高圧密度の観測方法

潤滑油の高圧下における密度については一般的に高圧密度計を用いて観測する。その構造を図1に示す。

高圧密度の観測方法は、高圧密度計の圧力容器本体内部の観測路に一定質量の試料油を投入して、加圧プランジャで密封する。その後、外部から加圧によって生じる試料油の体積変化から密度を算出するものである^{[4]-[7]}。

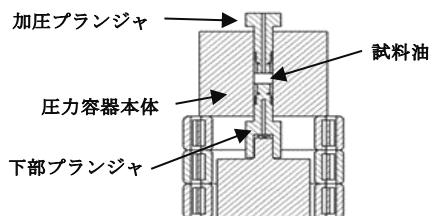


図1 高圧密度計の概要

2.2 高圧密度の算出

加圧前の試料油体積は圧力容器の観測路の体積から算出する。試料油の質量 M は、大気圧下の密度を浮秤で計測して、式(5)から算出する。

$$\rho_{ot} = \frac{M}{V} \quad \dots \quad (5)$$

$$\rho_{ot}: \text{大気圧下の密度} [\text{g}/\text{cm}^3] \quad M: \text{質量} [\text{g}] \quad V: \text{体積} [\text{cm}^3]$$

加圧によって生じる体積変化は、観測路断面積と加圧プランジャの圧縮ストロークから試料油の体積を算出できる。このとき、加圧プランジャの圧縮ストロークを直接ダイヤルゲージにて計測している。

高圧密度計では、その内部に密閉した試料油が加圧によって漏れない限り、試料油の質量 M は一定であり、式(6)の質量保存の法則が適用できる。

$$M = \rho_{ot} V = \rho_{pt} V' \quad \dots \quad (6)$$

よって式(7)から圧力下の密度を求めることができる。

$$\rho_{pt} = \frac{M}{V'} \quad \dots \quad (7)$$

$$\rho_{pt}: \text{圧力下の密度} [\text{g}/\text{cm}^3] \quad V': \text{圧力下の体積} [\text{cm}^3]$$

3. 高圧密度計の設計要件

3.1 高圧密度計の本体設計要件

高圧密度計の設計方針は以下のとおりである。

- ①最大使用圧力は 320MPa とする。
- ②一般的に入手可能な部品と素材を使用する。
- ③汎用旋盤と汎用フライス盤で製作可能であること。

落球式高圧粘度計の容器本体には、試験において内部が高圧 320MPa になる。そのため高圧密度計本体には高い耐圧性が求められる。そのため図 2 に示す厚肉円筒における力の関係式から設計を進めた^[8]。

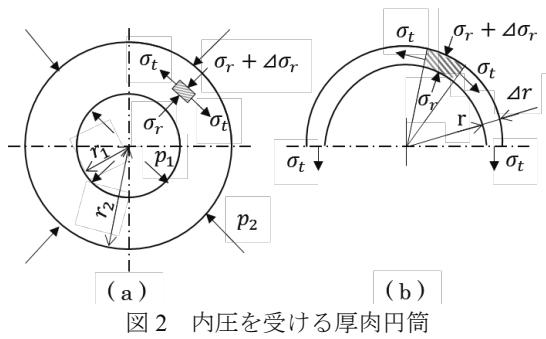


図 2 内圧を受ける厚肉円筒

内圧 p_1 を受ける内径 r_i , 外径 r_o の厚肉円筒では、図 4 に示すように、任意の半径 r の位置に微小な部分に作用する円周方向応力 σ_t と半径方向応力 σ_r は式(8), (9)より

$$\sigma_t = \frac{p_1 r_i^2 (r_o^2 + r^2) - p_2 r_o^2 (r^2 + r_i^2)}{(r_o^2 - r_i^2) r^2} \quad \dots \dots \dots \quad (8)$$

$$\sigma_r = -\frac{p_1 r_i^2 (r_o^2 - r^2) + p_2 r_o^2 (r^2 - r_i^2)}{(r_o^2 - r_i^2) r^2} \quad \dots \dots \dots \quad (9)$$

内圧のみを受けるので $p_2 = 0$ となり σ_t は式(10)から

$$\sigma_t = \frac{p_1 r_i^2 (r_o^2 + r^2)}{(r_o^2 - r_i^2) r^2} = \frac{p_1 r_i^2 r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \frac{1}{r^2} + \frac{p_1 r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \dots \dots \dots \quad (10)$$

円筒内周面に生じる最大の引張応力 σ_{tmax} は式(11)より

$$\sigma_{tmax} = \frac{(r_o/r_i)^2 + 1}{(r_o/r_i)^2 - 1} p_1 \quad \dots \dots \dots \quad (11)$$

$r_o - r_i = t$ (板厚) とおけば式(12)に示すように

$$t = r_i \left(\sqrt{\frac{\sigma_{tmax} + p_1}{\sigma_{tmax} - p_1}} - 1 \right) \quad \dots \dots \dots \quad (12)$$

となる。

圧力容器の材料を、S45C (引張強さ 570MPa, 降伏点 345MPa) とし、外径 80mm, 内径 12mm, 厚み 34mm の場合、許容応力 σ_t を降伏点の 345MPa としたとき、許容内圧 p_1 は 329MPa となり、実験での最大加圧力 320MPa を満たす (図 3)。

一般的な設計では材料の引張強さを基準に、安全率を 3~4 度として許容応力を考慮するが、今回の観測装置の使用は短時間であり、使用回数は 10,000 回以下と考えている。ゆえに降伏点を許容応力として許容内圧の算出している。また、図 4 の S-N 曲線の灰色にて示した範囲内であり強度上の問題はないと考えている。

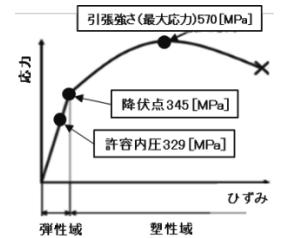


図 3 応力ひずみ曲線 (S45C)

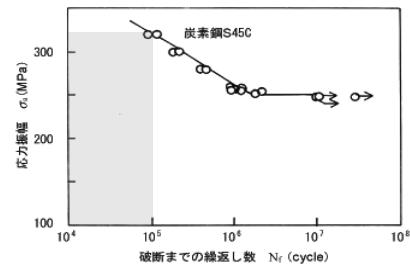


図 4 S-N 曲線 (S45C)

3.2 高圧密度計の最大圧縮ストローク

高圧密度計では、加圧プランジャと下部プランジャの 2 つのプランジャを使用する。図 5 に示すように最大加圧時に相対するプランジャ間の隙間、すなわち試料油の高さ h が最も狭くなり、圧力容器の内圧が最大になる。それらを考慮して試料油の最大圧縮ストロークを設定する必要がある。ここで、高圧密度計の最大使用圧力は 320MPa であるので、下記のようになる。

最大使用圧力 320MPa \geq 荷重 F(N) / 側面積 A(mm^2)

$$320\text{MPa} = 33929.2/(12\pi h)$$

よって、最大圧縮時の試料油の高さ h は 3mm となる。そこで、最大加圧時に試料油の高さが 3mm となるように加圧プランジャの首下長さと圧力容器本体の高さを設計している。

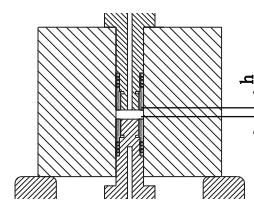


図 5 最大加圧時のプランジャ間隙間

3.3 高圧密度計の加圧プランジャ設計要件

高圧密度の算出は、高圧密度計の内部に密封した試料油の加圧による体積変化から算出する。そのため観測路内部に空気が残留した状態では正確な観測ができないので、加圧プランジャに気抜き穴を設けている。この気抜き穴は、残留空気を除いた後は試料油で満たされており、圧縮試験機の加圧部と接することで理論上は密閉されるが、実際には互いの接触面の表面粗さや、わずかな幾何公差等により完全に密閉することは難しい。

そこで、著者らは先行研究で運用実績が有る落球式高圧粘度計と同様に、油粘土を用いた密封方式で検討した。しかしながら、この方法は図6に示すように気抜き穴に対する油粘土の埋没量によって試料油の量が変動して試料油の体積を定量化できない問題点が生じる。それは、試料油を加圧する観測部の体積 2cm^3 に対して、気抜き穴の体積は 0.15cm^3 である。これは観測体積に対して7.5%の変動要素となり密度観測において無視することができないものであり、観測精度の誤差が大きくなる原因となる。加えて、試料油の温度 60°C 以上での観測では油粘土自体が軟化して加圧時の密閉性を確保することが難しくなる問題もあった。

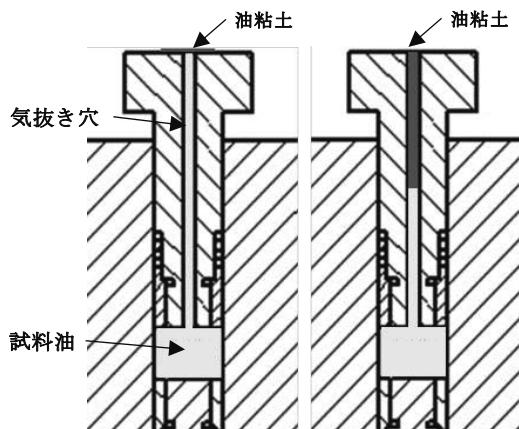


図6 加圧プランジャ気抜き穴の問題点
(左:油粘土の埋没量小 右:埋没量大)

高圧密度計の観測精度を高めて安定化させるためには、加圧プランジャに対して下記の3条件を満たす機構を付与することが必要不可欠である。

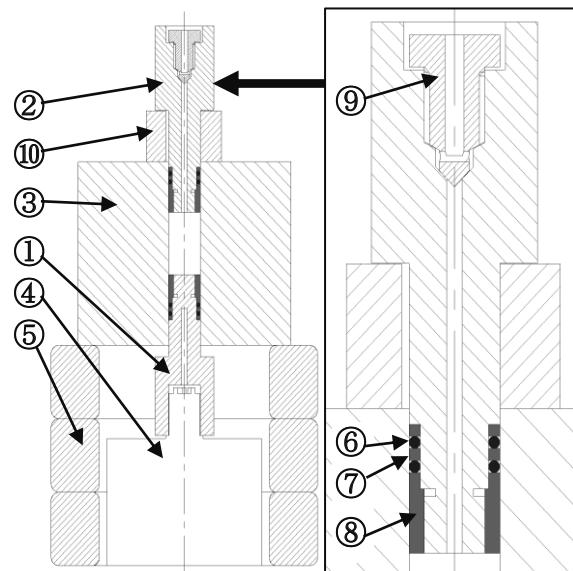
- ①観測路内部の残留空気を確実に除去できる。
- ②高圧下においても試料油の漏洩を防ぐ。
- ③観測路内の試料油の質量を一定にする。

そこで、自動車の油圧ブレーキや、油圧クラッチ等に用いられるエアブリーダーを加圧プランジャの気抜き穴に設置した。エアブリーダーの構造は、特殊ねじ部品である。テーパーコーン形状のシール部、気抜き穴、ねじ締結部からなっており、加圧プランジャ側も同形状にすることで互いのテーパー部で密閉する機構である。エアブリーダーの材質はチタン合金(Ti-6Al-4V)であり、サイズはM8ねじとした。エアブリーダー先端のテーパーシール部の面積は 15.7mm^2 であり、一般的なネジ締めトルクで締結した場合に最大接触圧は 320MPa 以上となるので、高圧密度計の内部を高圧状態で保持することができる。

さらに、加圧プランジャの初期位置を一定にするために位置出し治具(C字型)を追加している。この位置出し治具に加圧プランジャの首元が接触するまで押し込んで、観測路内の残留空気抜きをする。

このように、エアブリーダーと位置出し治具を用いることによって、高圧密度計の試料油を確実に密封して、その質量を一定にすることが可能となる。

なお、加圧プランジャと下部プランジャ先端の密封構造は、すでに落球式高圧粘度計^[2]にて実績のある、Oリングとレアフロン製のバックアップリングを交互に2組を組合せ構造とする。高圧密度計の断面図を図7に示す。



①下部プランジャ ②加圧プランジャ ③圧力容器
④固定台 ⑤保持台 ⑥Oリング
⑦バックアップリング ⑧プランジャキャップ
⑨エアブリーダー ⑩位置出し治具

図7 高圧密度計(左)と加圧プランジャ詳細図(右)

4. 高圧密度の観測

製作した高圧密度計を用いて高圧密度を観測した。観測条件は、試料油にギア油 VG320 である。試料油の温度を 40°C, 60°C, 80°C とした。負荷圧力はゲージ圧として大気圧から 305MPa の範囲で、20MPa 毎にそれぞれ 15 回の観測をしている。

ギア油 VG320 の 40°C, 60°C と 80°C の高圧密度観測結果を図 8, 図 9 と図 10 にそれぞれ示す。

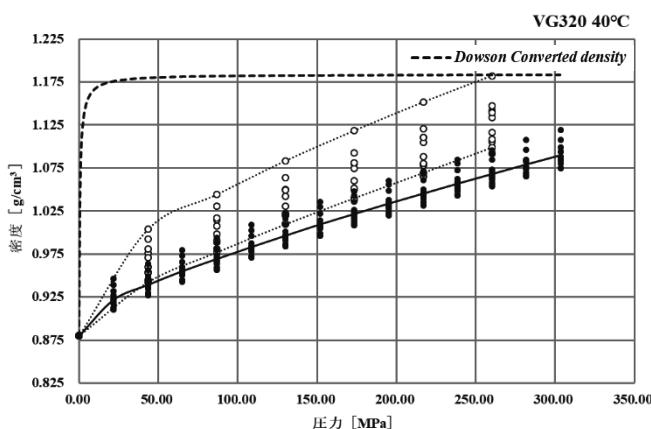


図 8 高圧密度観測結果 VG320 (40°C)

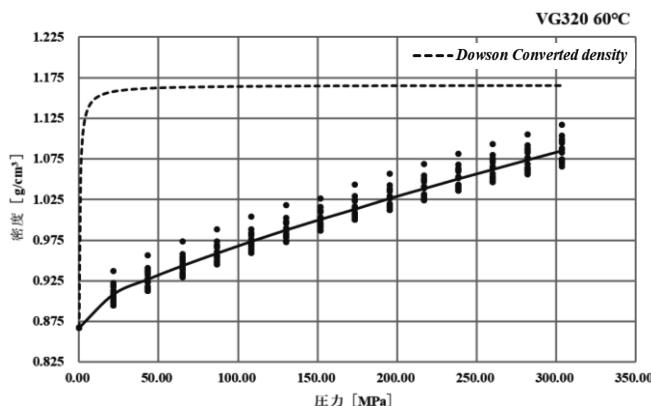


図 9 高圧密度観測結果 VG320 (60°C)

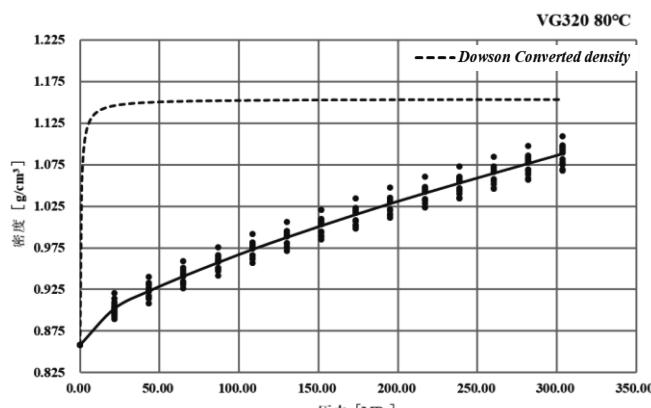


図 10 高圧密度観測結果 VG320 (80°C)

図 8 から図 10 は、高圧密度計による観測結果を黒丸のプロットで示し、その算術平均値を実線で示す。また、前述した Dowson の換算式である式 (4) から換算した高圧密度を鎖線で示す。加えて、図 8 には試作初期段階の加圧プランジャーの密閉に油粘土用いた状態で観測した高圧密度を白色で、その最大値と最小値を点線にて示す。試料油温度 60°C 以上では油漏れ等により観測ができなかつたので 40°Cのみを記載する。

試作初期の油粘土を用いて密閉した場合は、試料油の温度 40°C, 260MPa の加圧下での密度は最大で 1.182(g/cm³), 最小 1.091(g/cm³) であり、7.9%のばらつきであった。これに対して、エアブリーダーを用いた機械式密閉では最大で 1.095(g/cm³), 最小 1.054(g/cm³) で、3.8%のばらつきであった。他の加圧下においても観測結果のばらつきは同様であった。このエアブリーダーを用いた機械式密閉機構を用いることで、その観測精度のばらつきを半減できており、観測精度が大幅に向上したことを確認した。

図 8, 図 9 と図 10 のグラフから、試料油の温度に関わらず、圧力の増加に伴って密度は上昇することを確認した。Dowson の圧力換算式で算出した高圧密度は、加圧後すぐに上昇し一定値となる傾向であり、今回の 320MPa 以下の観測値とは乖離していることを確認した。

5. 結言

本稿では下記について明らかとなった。

- 1) 高圧密度計を設計製作してギア油 VG320 の高圧密度の観測することができた。加圧プランジャーの気抜き穴について、エアブリーダーを用いた機械的密封機構を実施することで観測のばらつきを半減することができ、その有効性を確認した。
- 2) ギア油 VG320 において、大気圧下での密度に対して、圧力を増加させることによって密度は大きくなることを確認した。
- 3) 高圧密度を直接観測した結果、Dowson の換算密度に対して、緩やかに上昇する関係であることが確認した。

今後は、様々な試料油の高圧密度を観測して、粘度圧力係数 α の算出精度を高めたい。それによって潤滑油の高圧物性がトライボロジー性能に与える影響や、性能向上の原理を解明することで、潤滑油の性能向上に寄与したいと考える。

謝 辞

最後に実験の機器調整等にご協力いただいた(有)D1ケミカル営業部の中野範人氏と沼田明菜氏、および実験に協力を得た本学工学部機械工学科生産システム工学研究室の学生諸君に感謝の意を表します。

参考文献

- [1] 城戸洋成, 里永憲昭, 竹田雄祐, 渡邊孝司, 園田智之; 弹性流体潤滑 条件下における新還元添加剤 (SOD-1) の挙動と高圧粘性に関する考察, 平成 30 年度日本設備管理学会秋季研究発表大会, 論文集, B2.3, pp.95-100 (2018)
- [2] B.J.Hamrock&D.Dowson : Ball Bearing Lubrication, John Wiley & Sons (1981)
- [3] 竹田雄祐, 里永憲昭, 大瀬勝弥, 渡邊孝司, 園田智之: 落球式高圧粘度計の試作と試験評価方法, 日本設備管理学会誌 第 31 卷 4 号, pp.91-96 (2020)
- [4] 大野信義: 潤滑油のレオロジーに関する測定技術, “トライボロジスト” 第 36 卷 第 5 号, pp.357-362 (1991)
- [5] 大野信義: 高面圧下における宇宙用潤滑油のレオロジーとトライボロジーの特性, “トライボロジスト” 第 57 卷 第 2 号, pp.41-49 (2012)
- [6] T.MAWATARI, N.OHNO, B.ZHANG, M.KANETA, P.SPERKA, I.KRUPKA, M.HARTL:EHL TRACTION ANALYSIS OF PERFLUOROPOLYETHER FLUIDS BASED ON BULK MODULUS, TRIBOLOGIA Finnish Journal of Tribology 2, vol.32, pp.29-37 (2014)
- [7] 金子正人: 潤滑油の高圧物性 (第 1 報) 粘度の圧力, 温度, 密度関係式の導出, “トライボロジスト” 第 62 卷 第 10 号 pp.46-58 (2017)
- [8] 堀野正俊: 「機械工学入門シリーズ材料力学入門」, オーム社, pp.127-129 (1993)

<著者紹介>

竹田 雄祐 (たけだ ゆうすけ)

崇城大学工学部機械工学科准教授。2022 年崇城大学大学院工学研究科博士後期課程機械システム工学専攻修了。2008 年平田機工㈱。2018 年より現職。博士 (工学)



里永 憲昭 (さとなが のりあき)

崇城大学工学部機械工学科教授。2009 年三重大学大学院生物資源学研究科博士後期課程修了。1990 年昭和電工㈱。2014 年より現職。博士 (学術)



西 陽希 (にし はるき)

2024 年崇城大学大学院工学研究科機械工学専攻修士課程 2 年生。



渡邊 孝司 (わたなべ たかし)

有限会社 D1 ケミカル (最高顧問)
1969 年関東学院大学工学部 2 部機械工学科卒。久留米工業大学名誉教授。瀋陽大学客員教授。自動車技術会フェロー。2014 年より現職。博士 (工学)



園田 智之 (そのだ ともゆき)

有限会社 D1 ケミカル 代表取締役
(〒812-0897 福岡県福岡市博多区半道橋 1-3-45) (TEL 092-292-4439)
1998 年に福岡県自動車整備振興会教育部の協力のもと「SOD-1」を開発する。

