

日本フルードパワーシステム学会誌

JOURNAL OF THE JAPAN

FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

フルードパワー システム

July.2017 Vol.48 No.4

日本フルードパワーシステム学会論文集

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

特集「フルードパワー分野における
トライボロジーの展開」

日本フルードパワーシステム学会誌

フルードパワーシステム

目次

特集「フルードパワー分野におけるトライボロジーの展開」

【巻頭言】

「フルードパワー分野におけるトライボロジーの展開」発刊にあたって	山田真の介	186
----------------------------------	-------	-----

【解説】

弾性流体潤滑理論	八木 和行	187
油圧作動油の耐摩耗性、およびその評価試験方法について	永仮 光洋	190
転がり軸受の高速化技術	藤井 健次	193
工作機械摺動面のグリース潤滑	大関 浩	196
ワイブル分布の原理と機械材料およびトライボロジーへの応用	清水 茂夫	199
カーボンオニオンによる潤滑特性の改善	平田 敦	205
水潤滑システムにおける低摩擦発現のための表面テクスチャリング	足立 幸志	208
表面微細構造により誘起されるマイクロ・ナノ気体潤滑機構	米村 茂	211
MR流体用回転軸シールの開発	鷲野誠一郎	217

【ニュース】

日中若手研究者交流報告 (FPTC2016, Hangzhou, China)	小林 亘	221
---	------	-----

【会議報告】

計測自動制御学会・流体計測制御シンポジウムにおけるフルードパワーの研究動向	船木 達也	223
---------------------------------------	-------	-----

【トピックス】

フルードパワー設計者のためのグローバルスタンダード 第4回 モータの高効率規制	深澤 雄三	225
---	-------	-----

【研究室紹介】

東京電機大学工学部 先端機械工学科 三井研究室 (医用精密工学研究室)	三井 和幸	227
-------------------------------------	-------	-----

【企画行事】

平成28年度ウィンターセミナー開催報告「自動車の動力伝達機能を支える油圧技術」

高後 哲也 231

【会告】

平成29年度 特別教育講座

「1 DCAEに基づくモデルベース開発の基礎：油圧システムのモデリングの基礎と演習」 230

平成29年度オータムセミナー

「ロボティクス分野におけるフルードパワー活用の現状と今後について」 230

第36期 通常総会終了 234

共催・協賛行事のお知らせ 236

その他 233, 235, 238

■表紙デザイン：山本 博勝 (株)豊島

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園 3-5-22 機械振興会館別館102

TEL : 03-3433-8441 FAX : 03-3433-8442

E-Mail : info@jfps.jp

JOURNAL OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

FLUID POWER SYSTEM

Contents

Special Issue "Deployment of Tribology in Fluid Power Field"

[Preface]

On the Special Issue "Deployment of Tribology in Fluid Power Field"	Masanosuke YAMADA	186
---	-------------------	-----

[Review]

Elastohydrodynamic Lubrication Theory	Kazuyuki YAGI	187
Anti-wear Performance and Evaluation Methods of Hydraulic Fluid	Mitsuhiro NAGAKARI	190
High Speed Technology of Rolling Bearings	Kenji FUJII	193
Grease Lubrication for Guideway of Machine Tool	Hiroshi OZEKI	196
Principle of Weibull Distribution and Applications to Mechanical Materials and Tribology	Shigeo SHIMIZU	199
Enhancement of Lubricative Property Using Carbon Onion	Atsushi HIRATA	205
Surface Texture for Low-Friction in Water Lubrication System	Koshi ADACHI	208
Mechanism of Micro/Nanoscale Gas Lubrication Induced by Sliding Surfaces with Fine Surface Structure	Shigeru YONEMURA	211
Development of Rotary Seal for Magneto-Rheological Fluid	Seiichiro WASHINO	217

[News]

Report on Japan-China Younger Researcher Exchange Program 2016	Wataru KOBAYASHI	221
--	------------------	-----

[Conference Report]

A Research Trend of Fluid Power in FLUCOME-J of SICE	Tatsuya FUNAKI	223
--	----------------	-----

[Topics]

High Efficiency Regulation of Motor	Yuuzou FUKASAWA	225
-------------------------------------	-----------------	-----

[Laboratory Tour]

Tokyo Denki University Department of Advanced Machinery Engineering Mitsui Laboratory	Kazuyuki MITSUI	227
---	-----------------	-----

[JFPS Activities]

Winter Seminar 2016	Tetsuya KOUGO	231
---------------------	---------------	-----

[JFPS News]

230, 233, 234, 235, 236, 238

巻頭言

「フルードパワー分野におけるトライボロジーの展開」発刊にあたって

著者紹介



やま だ まさの すけ
山 田 真の介

株式会社TAIYO
〒533-0002 大阪市東淀川区北江口1-1-1
E-mail: myamada@parker.com

2001年大分大学大学院工学研究科博士前期課程修了。同年、株式会社TAIYOに入社、研究開発、営業技術、商品開発を経て現在Marketingに従事、現在に至る。日本フルードパワーシステム学会会員。

トライボロジーとは、相対運動をしながら互いに影響を及ぼしあう2つの表面に起こるすべての現象を対象とする科学と技術の事で、フルードパワーと密接な関係がある。

近年、フルードパワーシステムの高出力化・小型化・高性能化において、トライボロジーの重要性・必要性がますます高まっていると感じる。摩擦・摩擦の低減、焼きつき防止など、いかに摺動面の潤滑状態を良くするかが重要であり、使用する材料・シール・表面の状態、潤滑材（油、グリース）の状態などが製品の性能に大きく影響する。

油圧分野においては、作動油そのものが力の伝達を行うと共に潤滑剤として作用する。摺動部の材質、表面状態、作動油の関係が、油圧ポンプやアクチュエータの効率に大きく影響する。作動流体から考えれば、低粘度化や耐摩耗性などを勘案していると考えられる。

空気圧分野において、潤滑必要な場合は、ルブリケータなどで潤滑油をオイルミストにして機器へ給油したり、グリースなどを塗布する必要がある。または、焼きつき防止などで材料や表面処理を変えたり、潤滑性のある材料を使用する。

水圧分野においては、ウォータハンマー現象に耐え、耐食性を有した材料で自己潤滑できる材料・表面処理が求められる。

機能性流体分野においては、比較的小さな領域で

使用することから、境界面での摩擦の影響を受けると考えられる。また、流体自体の特性が性能に影響を与えると思われる。

どの分野においてもトライボロジーは、フルードパワーシステムと密接な関係があり、トライボロジーの進化が、フルードパワーに与える影響は大きく、省エネルギー化や環境負荷低減にも大きく寄与できると考えられる。

そこで、本特集号では、「フルードパワー分野におけるトライボロジーの展開」と題し、油圧・空気圧・機能性流体に流用できそうなトライボロジーの最新技術を紹介する。

八木和行氏（九州大学）には、弾性流体潤滑理論（EHL理論）について紹介していただく。永阪光洋氏（昭和シェル石油）には、油圧技術で必須な油圧作動油の耐摩耗性、およびその評価方法について紹介していただく。藤井健次氏（明治大学）には、転がり軸受の高速化技術について紹介いただく。大関浩氏（千葉工業大学）には、空気圧にも応用できそうな工作機械摺動面のグリース潤滑について説明いただく。清水茂夫氏（明治大学）には、ワイブル分布の原理と機械材料およびトライボロジーへの応用について紹介いただく。平田敦氏（東京工業大学）には、カーボンオニオンによる潤滑特性の改善について紹介していただく。足立幸志氏（東北大学大学院）には、低摩擦発現のための表面テクスチャリングについて紹介いただく。米村茂氏（東北大学）には、表面微細構造により誘起されるマイクロ・ナノ気体潤滑機構について紹介していただく。鷺野誠一郎氏（デンソー）には、機能性流体の例としてMR流体用回転軸シールの開発について説明いただく。

末筆ながら、ご多忙のなかご寄稿いただいた執筆者にみなさまに厚く御礼を申し上げる。本特集号のトライボロジー技術がフルードパワーに役立つ新情報提供になれば、望外の喜びである。

（原稿受付：2017年6月23日）

解説

弾性流体潤滑理論

著者紹介

やぎ かず ゆき
八木 和行九州大学大学院
〒819-0395 福岡県福岡市西区元岡744
E-mail: yagik@mech.kyushu-u.ac.jp2002年東京工業大学大学院理工学研究科博士
後期課程修了。東京理科大学工学部助手、フ
ランス共和国INSA de Lyon招聘研究員を経て、2006
年九州大学大学院助教授、現在に至る。トライ
ボロジーに関する研究に従事。博士（工学）。

1. はじめに

弾性流体潤滑（Elastohydrodynamic Lubrication: EHL）は、転がり軸受、歯車、カム・タペット間のような外れ接触面に見受けられる流体潤滑の一形態である。集中的な荷重の支持が生み出す特殊性のため、流体潤滑でありながらも別途それとは異なる呼称が与えられている。流体潤滑理論の完成の後、弾性流体潤滑理論の構築には長い年月を必要としたが、数多くの研究者の成果の積み重ねにより、潤滑面の設計に有用な油膜厚さ式が提案されるようにまでなった。その理論体系の完成度はトライボロジーの分野の中ではきわめて高い。本報ではEHL状態を表現する理論、潤滑面内の潤滑油の流れ、4つに区分される潤滑領域、そして油膜厚さ式について説明する。

2. 弾性流体潤滑理論

弾性流体潤滑（EHL）も流体潤滑の一種であるので、流体膜内での圧力発生メカニズムは流体潤滑と同様のものであり、粘性流体のくさび作用とスクイズ作用により潤滑膜内に圧力が発生する。流体潤滑と明確に区別される点は、発生した圧力の大きさである。流体潤滑の場合はMPaオーダーであるのに対し、EHLの場合はGPaオーダーである。この極端に高い圧力が二つの現象を潤滑面に引き起こす。一つ目は、潤滑膜よりも一桁以上大きい表面の弾性変形であり、二つ目は潤滑油の粘度増加である。

以上の内容を理論式にまとめると、点接触の場合は以下ようになる。二つの表面間に形成される油

膜内を流れる潤滑油の輸送方程式には、流体潤滑の場合と同様にNavier-Stokesの方程式に、薄膜粘性流れに適用できるいくつかの仮定を当てはめ、連続の式と合わせて整理された以下のReynolds方程式が使用される。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12u \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (1)$$

ここで、 h は油膜厚さ、 p は油膜圧力、 η は潤滑油の粘度、 ρ は潤滑油の密度、 x と y は空間座標である。 u は2つの表面の移動速度の平均であるが、引込み速度と呼ばれる。

$$u = \frac{u_1 + u_2}{2} \quad (2)$$

表面の弾性変形量 δ については、表面を半無限体と仮定した以下の式が用いられる。

$$\delta(x, y) = \frac{2}{E'} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{p(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} \quad (3)$$

ここで、 E' は表面の等価弾性係数であり、以下の式で与えられる。

$$\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (4)$$

EHL下で形成される油膜厚さ h は、表面が剛体の場合の油膜厚さ h_0 に弾性変形量 δ を加味した結果、以下の式となる。

$$h(x, y) = h_0(x, y) + \delta(x, y) \quad (5)$$

粘度と圧力の関係式については、たとえばBarusの式¹⁾が用いられる。

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha p) \quad (6)$$

ここで、 α は圧力による粘度上昇の度合を表す圧力粘度係数と呼ばれるものである。圧力と粘度の関係式については、上記のBarusの式のほか、詳細なEHL解析にはRoelandsの式²⁾が用いられることが多い。密度と圧力の関係式については、以下の式³⁾が用いられる。

$$\rho = \frac{0.59 \times 10^9 + 1.34p}{0.59 \times 10^9 + p} \rho_0 \quad (7)$$

ここで、 ρ_0 は大気圧下での密度である。

EHL下での油膜厚さを求めるためには、Reynolds方程式と以上の弾性変形の式、粘性係数の式、そして密度の式を連立して解く必要がある。

3. 弾性流体潤滑膜内の圧力分布と油膜形状

図1にEHL下での圧力分布と油膜形状の模式図を示す。潤滑面入口部では、油膜はくさび形状を有しているのに対し、潤滑面内中央部では、表面の弾性変形の結果、油膜は均一な形状を有する。出口部では油膜の減少部があり、点接触の場合には馬蹄形の形状となることが知られている。このように、EHL下での油膜形状は、潤滑面中央部での中央油膜厚さ h_c と出口部での最小油膜厚さ h_{min} によって代表される。

以上の油膜形状にそって圧力分布およびその発生メカニズムを説明する。入り口部では、くさび作用により圧力が大気圧から一気にGPaオーダーにまで上昇する。その結果、表面の弾性変形および潤滑油の粘度増加が起こる。このため、潤滑面内では油膜の形状が初期形状とは大きく異なるが、均一な厚さとなるのは、粘度増加の結果、圧力差による流れが無視でき、せん断流れのみで油膜内の流れが決定されるためである。出口部では、油膜の減少部でのくさび作用のため、圧力スパイクと呼ばれる圧力ピークがある。油膜の減少部を過ぎると、油膜の逆くさび作用のために圧力は急低下し、潤滑油に溶解した気体が析出する気体性キャビテーションが発生する。

4. 弾性流体潤滑の領域

弾性流体潤滑状態は、表面の弾性変形と粘度増加が無視できる条件を含め、以下の4つの形態に分類することができる^{4,5)}。

等粘度-剛体 (Isoviscous and Rigid : IR)

高压粘度-剛体 (Piezoviscous and Rigid : PR)

等粘度-弾性体 (Isoviscous and Elastic : IE)

高压粘度-弾性体 (Piezoviscous and Elastic : PE)

このうち、PE領域は上述した領域であり、通常弾性流体潤滑とはこの領域のことを指す。IE領域はソフトEHL領域と呼ばれる領域であり、弾性係数の低いオイルシールなどで見られる潤滑領域である。

図2に点接触の場合の潤滑領域線図を示す。図2のとおり、上述した潤滑領域は粘度パラメータ g_v および弾性パラメータ g_e によって整理される^{4,6)}。EHL条件でよく使用される無次元パラメータはいくつか提案されているが、各無次元パラメータの関係を表1に示す。

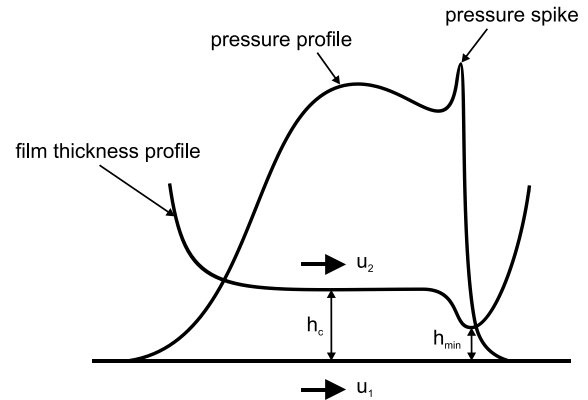


図1 EHL下での油膜厚さと圧力分布

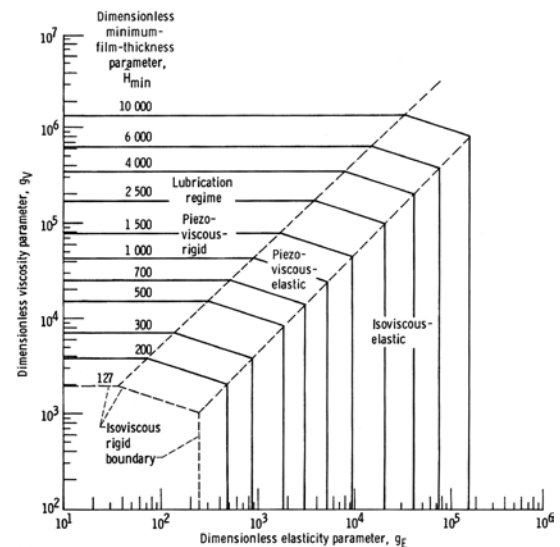


図2 潤滑領域線図⁴⁾

5. 弾性流体潤滑下の油膜厚さ式

EHL下の油膜厚さは、上述した理論式を連立させて解けば求めることができるが、数値計算によって整理された油膜厚さ式が潤滑面の設計のためには有用であり、古くより提案されている。油膜厚さ式は、潤滑領域ごとに提案されているので、使用にあたっては潤滑領域をはっきりさせることが重要である。表2に各潤滑領域の最小油膜厚さと中央油膜厚さを示す。なお、これらの油膜厚さ式を用いて潤滑領域線図を作成することができるが、具体的な作成方法については文献⁵⁾に記載されている。

高压粘度-弾性体 (PE) 領域での油膜厚さの各パラメータの影響は、油膜厚さ式の各パラメータの乗数から判断することができる。もっとも影響が大きいのは速度パラメータ U であり、そのつぎに影響が大きいのは材料パラメータ G である。一方、荷重パラメータ W の影響が他のパラメータと比較して著しく小さいことが乗数の大きさからわかる。

油膜厚さ式の使用限界について、潤滑油が基油の

表1 EHL条件の無次元数

Dimensionless parameter	Hamrock-Dowson ⁵⁾	Blok-Moes ⁷⁾	Greenwood-Johnson ^{4,6)}
Film thickness	$H = \frac{h}{R_x}$	$\bar{h} = \frac{H}{U^{1/2}}$ $\bar{H} = \frac{hR_x}{a^2} = H \left(\frac{2}{3W} \right)^{2/3}$	$\hat{H} = H \left(\frac{W}{U} \right)^2 = \bar{h} M^2$
Load	$W = \frac{w}{ER_x^2}$	$M = \frac{W}{U^{3/4}}$	$g_E = \frac{W^{8/3}}{U^2} = M^{8/3}$
Materials	$G = \alpha E$	$L = GU^{1/4}$	$g_V = \frac{GW^3}{U^2} = M^3 L$
Speed	$U = \frac{\eta_0 u}{ER_x}$	—	—

表2 各潤滑領域における中央油膜厚さと最小油膜厚さ

Lubrication regime	Minimum film thickness H_{min}	Central film thickness H_c
IR ⁸⁾	$H_{min}=H_c=128(R_y/R_x)[(1+2R_x/(3R_y))^{-1}(U/W)(0.131\tan^{-1}(R_y/(2R_x))+1.683)]^2$	
PR ⁹⁾	$H_{min}=H_c=1.66(GU)^{2/3}[1-\exp(-0.68k)]$	
IE ⁵⁾	$H_{min}=7.43U^{0.65}W^{-0.21}[1-0.85\exp(-0.31k)]$	$H_c=7.32U^{0.64}W^{-0.22}[1-0.72\exp(-0.28k)]$
PE ⁵⁾	$H_{min}=3.63U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}[1-\exp(-0.68k)]$	$H_c=2.69U^{0.67}G^{0.53}W^{-0.067}[1-0.61\exp(-0.73k)]$

みの場合、直鎖系の分子構造の潤滑油では油膜厚さが1 nm程度まで実験結果とよい一致を示す¹⁰⁾。一方、潤滑油中に添加剤が含まれている場合には、油膜厚さ式と実験値とのずれが10nm以下の油膜厚さの場合に表れる¹¹⁾。

6. おわりに

本報では、集中接触下の流体潤滑状態である弾性流体潤滑について解説を行った。使用される理論式、潤滑面内の油膜厚さと圧力分布、そして潤滑領域およびそれぞれの領域で提案されている油膜厚さ式の説明を行った。トライボロジーの分野は物理、材料、化学の学問分野が絡み合う複雑な現象を取り扱う学問であるため、理論的に説明できる問題が少ないのが現状である。しかしながら、弾性流体潤滑は最も定量的に理論予測が可能な領域である。本報が弾性流体潤滑の理解を深め、油膜厚さの予測の判断の一助になれば幸いである。

参考文献

- 1) Barus, C. : Isothermals, Isopiesics and Isometric Relative to Viscosity, Am. J. Sci., Vol. 45, p. 87-96 (1893)
- 2) Roelands, C. J. A. : Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of

Lubricating Oils, Ph.D Thesis, Technical University Delft, Delft, The Netherland.

- 3) Dowson, D. : Elastohydrodynamic, Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 182, p. 151-157 (1968)
- 4) Johnson, K. L. : Regimes of Elastohydrodynamic Lubrication, J. Mech. Eng. Sci., Vol. 12, No. 1, p. 9-16 (1970)
- 5) Hamrock, B. J., Dowson, D. : Ball Bearing Lubrication, The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts, John Wiley & Sons, (1981)
- 6) Greenwood, J. A. : Presentation of Elastohydrodynamic Film-Thickness Results, J. Mech. Eng. Sci., Vol. 11, No. 2, p. 128-132 (1969)
- 7) Communications, Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 180, Pt. 3B, p. 237-246 (1965-66)
- 8) Brewe, D. E., Hamrock, B. J., Taylor, C. M. : Effect of Geometry on Hydrodynamic Film Thickness, Trans. ASME, J. Lubr. Technol., Vol. 101, No. 2, p. 231-239 (1979)
- 9) Blok, H. : Discussion of paper by E. McEwen, Gear Lubrication Symposium. Part I. The Lubrication of Gears, J. Inst. Petrol., London, Vol. 38, p. 673 (1952)
- 10) Glovnea, R. P., Forrest, A. K., Olver, A. V., Spikes, H. A. : Measurement of Sub-Nanometer Lubricant Films Using Ultra-Thin Film Interferometry, Tribol. Let., Vol. 15, No. 3, p. 217-230 (2003)
- 11) Guangteng, G., Spikes, H. A. : Boundary Film Formation by Lubricant Base Fluids, Tribol. Trans., Vol. 39, No. 2, p. 448-454 (1996)

(原稿受付：2017年4月6日)

解説

油圧作動油の耐摩耗性，およびその評価試験方法について

著者紹介

ながかりみつひろ
永 仮 光 洋昭和シェル石油株式会社中央研究所
〒243-0303 神奈川県愛甲郡愛川町中津4052-2
E-mail : mitsuhiro.nagakari@showa-shell.co.jp

1992年 東京工業大学大学院理工学研究科化学専攻修士課程修了。同年昭和シェル石油入社。日本フルードパワーシステム学会会員、日本トライボロジー学会会員、石油学会会員、日本建設機械施工協会油脂技術委員会委員。

1. はじめに

油圧装置の高性能化・大型化に伴い、油圧の高圧化も進んでいる。そうした装置では、油圧ポンプや油圧モータの焼きつき・異常摩耗の発生を防止するため、従来品以上に耐摩耗性の優れる油圧作動油が求められようになってきた。油圧機器の進歩に対応して、市販の油圧作動油の性能も向上してきた結果として、近年では、油圧作動油の品質に起因するような油圧機器のトラブルは減少している。本稿では、油圧作動油の耐摩耗性を向上させている処方技術に関すること、および、油圧作動油の耐摩耗性を保証するための、国際規格で定められた試験法や要求性能を紹介する。

2. 油圧作動油に配合される耐摩耗剤について

油圧作動油の耐摩耗性は、適切な粘度特性と、配合する添加剤の相乗効果により得られている。各装置には、適正な粘度の潤滑油が必要とされるが、仮に適正粘度よりも低粘度である場合、十分な油膜が形成されず、潤滑不良を引き起こすことがある。一方、適正粘度よりも高粘度の場合も、装置の効率が低下するだけでなく、キャビテーションによるエロージョンが発生するなどのリスクが高まってしまう。

油圧作動油の耐摩耗性を向上させるために配合する潤滑油添加剤は、耐摩耗剤・摩耗防止剤・耐荷重剤などと呼ばれているリン系の化合物である。こうした化合物が、摩擦面にて化学反応を起こし、表面

に耐摩耗性を有する分子皮膜が形成されることにより、高温・高荷重条件での焼きつきや摩耗を防止する効果が得られる^{1),2)}。

代表的な耐摩耗剤として、ZnDTP（ジアルキルジチオリン酸亜鉛：図1）が挙げられる。ZnDTPは、耐摩耗性・酸化防止性・耐極圧性を有する多機能型添加剤で、比較的安価に入手できることから、1960年代から工業用潤滑油や自動車用エンジン油など、幅広く使用されてきた。この添加剤が配合された油圧作動油は亜鉛系作動油とも呼ばれている。

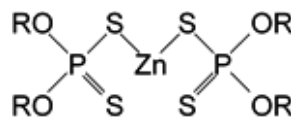


図1 ZnDTP（ジアルキルジチオリン酸亜鉛）の分子構造

一方、ZnDTPを配合せず、その他の硫黄・リン系添加剤により耐摩耗性が付与されたオイルは、無灰系作動油や非亜鉛系作動油と呼ばれている。なお、1980年代までは、ZnDTPが劣化することによって生成するスラッジが、スプールバルブの固着や、目詰まりによる潤滑不良を引き起こすというトラブルが見られた。しかし近年はZnDTPに関する処方技術が進歩したことにより、亜鉛系作動油も、無灰系作動油と同等のスラッジ抑制性を達成している³⁾。一方、1980年代の無灰系作動油には耐摩耗性の懸念があったが、今では亜鉛系作動油と同等の耐摩耗性を有している。

3. 耐摩耗性の評価試験法

3.1 耐摩耗性作動油の国際規格について

油圧作動油の品質向上の背景には、国際規格の存在も大きい。ISO・ASTMだけでなく、日本建設機械施行協会が2004年に制定した建設機械用油圧作動油規格（JCMAS）⁴⁾⁻⁶⁾も、国際的にも認知されている。JCMASは、日本建設機械施工協会ホームページ（<http://www.jcmanet.or.jp/JCMAS/>）にて閲覧できる。

本稿では、代表的な鉱油系の耐摩耗性油圧作動油

ISO VG46を例に、油圧作動油の国際的な規格であるISO 11158 HM, ASTM D6158 HMおよびHMHP, JCMAS P041にて定められている、耐摩耗性に関する試験法・要求性能を紹介する。

3.2 FZGスカuffing試験

近年、油圧作動油の国際規格に幅広く採用されているFZGスカuffing試験法は、ISO 14635-1やASTM D5182等の国際規格で規定されている。また2016年にはISO 14635-1を基にJIS B 1760-1が制定された。本試験法は、平歯車にねじり荷重をかけ、歯面に損傷が発生する荷重を求めることによって、自動車用や産業用ギヤ油の耐荷重能を評価する試験法である。かつては、油圧作動油は、本試験法の対象としては考えられていなかった。しかし、油圧作動油に対して優れた耐摩耗性が求められるようになってきたため、本試験法が油圧作動油の国際規格にも採用されるようになってきたという経緯がある。表1に示すとおり、油圧作動油の規格によって、求められる耐荷重能が異なっている。なお、最新のASTM D6158のHMにおいてもFZGは必要とされていないが、新たに規定されたASTM D6158のHMHPでは、FZGの不合格荷重ステージが11以上と規定されたことは特筆すべきことである。

表1 FZGにおける規格要求性能

製品規格	不合格荷重ステージ
ISO 11158 2009 HM	10以上
ASTM D6158-16 HM	—
ASTM D6158-16 HMHP	11以上
JCMAS P041	8以上

3.3 V104Cベーンポンプ試験

E社製のV104Cベーンポンプを用いたポンプ試験も、油圧作動油の国際規格に幅広く採用されている。しかし、表2に示す通り、設定圧はISO 20763法とASTM D7043法とは同一であるものの、回転数・試験時間などの試験条件は異なり、耐摩耗性の評価としてはISO法の方が厳しい。また、摩耗量に関する要求性能も規格により異なる（表3）。ISO11158 HMではISO 20763法で、ASTM D6158 HMではASTM D7043法での試験実施が規定されている。JCMAS P041では、ISO 20763法とASTM D7043法のどちらでもよいと規定されている。

市販の非亜鉛系の耐摩耗性油圧作動油を、V104Cベーンポンプ試験ISO 20763法の試験条件で、規定の倍の500時間まで評価した結果を図2に示す。いずれもISO 11158 HMの基準内ではあるが、初期に摩耗の進行が止まるケースや、摩耗がゆっくり

りと進行し続けるケースもある。油圧作動油の組成により、耐摩耗性に優劣があることがわかる。

表2 V104Cベーンポンプ試験条件

	ISO 20763法	ASTM D7043法
圧力 (MPa)	14	13.8
回転数 (r/min)	1,440	1,200
油量 (L)	70	18.9
油温 (°C)	at 13mm ² /s	66
試験時間 (h)	250	100

表3 V104Cベーンポンプ試験における規格要求性能

製品規格	基準
ISO 11158 : 2009 HM	ベーン摩耗量 : 30mg以下 リング摩耗量 : 120mg以下
ASTM D6158-16 HM	ベーン・リング摩耗量の報告のみ
ASTM D6158-16 HMHP	(35VQ25Aで評価)
JCMAS P041	ベーン・リングの合計摩耗量 50mg以下

リング・ベーン合計摩耗量 (mg)

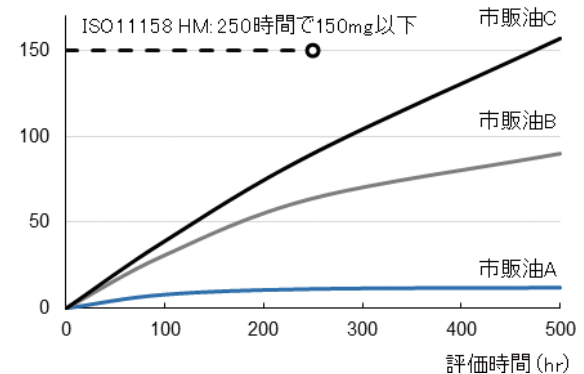


図2 市販油のV104Cベーンポンプ試験結果 (ISO 20763法)

3.4 JCMASポンプ試験

油圧作動油の国際規格であるISO・ASTMは、一般産業用の油圧機器への適合性を対象としているため、2004年にJCMAS P041が制定される以前は、建設機械で使うような高温・高油圧 (100℃・35MPa) での使用に耐えるかどうかを評価するためのポンプ試験は国際規格には規定されていなかった。そこで、建設機械用の油圧作動油に必要とされる高圧ピストンポンプ試験法、および要求性能が、日本建設機械施工協会によって規格化された。

JCMAS P044で規定される高圧ピストンポンプ試験は、K社製の斜板型ピストンポンプ (型式: HPV35+35) を用いた試験法である。試験条件概要を表4にまとめた。

本稿の趣旨から若干外れるが、JCMAS P041では、B社製の斜軸型ピストンポンプ（型式：A2F10）を用いた、油圧作動油の耐酸化安定性を評価する試験方法（JCMAS P045）が規定されている。高温・高圧（35MPa・80℃）といった動的な条件下で油圧作動油を劣化させて、油圧作動油の耐酸化安定性を判定する。スラッジの発生は潤滑不良を引き起こすリスクを高めることから、耐酸化安定性に優れた油圧作動油は、油圧機器の安定稼動にも貢献する。

表4 HPV35+35ピストンポンプ試験法

	JCMAS P044法	ASTM D6813法
圧力 (MPa)	34.3	41.2
回転数 (r/min)	2,100	2,100
油温 (°C)	95	80
試験時間 (h)	500	500
流量 (L/min)	20-60	20-60

またJCMAS P041では、ベーンポンプにおける油圧作動油の耐摩耗性を評価するため、前述のV104Cベーンポンプ試験、もしくはE社製の35VQ25Aベーンポンプ試験のどちらかに合格することが、規格要求事項として規定されている。35VQ25Aベーンポンプ試験条件概要を表5にまとめた。

表5 35VQ25Aベーンポンプ試験法と規格要求性能

	JCMAS P041法	ASTM D6973法
圧力 (MPa)	20.7	20.7
回転数 (r/min)	2,400	2,400
油温 (°C)	95	95
試験時間 (h)	150	50
JCMAS P041	ベーン摩耗量： 15mg以下 リング摩耗量： 75mg以下	3回実施 3回ともに ベーン摩耗量： 15mg以下 リング摩耗量： 75mg以下
ASTM D6158 HMHP	—	ベーン・リング 摩耗量： 報告のみ

3.5 シェル四球式試験

油圧作動油の潤滑性を簡便に評価する試験法として、シェル四球式耐摩耗試験法と、シェル四球式耐荷重能試験法がある。ISO・ASTMの油圧作動油規格ではシェル四球式試験は求められていないが、JCMAS P041では、旧JPI法の耐摩耗試験法にて摩耗量が0.6mm以下であること、旧JPI法で規定された耐荷重能試験法にて融着荷重が1,235N（126kgf）

以上であることが求められている。

油圧ポンプ試験やFZGと比較して、点接触のシェル四球式試験は簡便である一方、実際の油圧機器の潤滑面での接触形態や潤滑条件とは異なることから、良い相関が得られないこともある。

表6 シェル四球式耐摩耗試験条件

	JCMAS P041	ASTM D4172 A法	ASTM D4172 B法
荷重	294N (30kgf)	147N (15kgf)	392N (40kgf)
回転数 (r/min)	1,200	1,200	1,200
油温 (°C)	75	75	75
摩耗量基準 (mm)	0.6以下	—	—

4. おわりに

以上、さまざまな油圧作動油が市販されているが、耐摩耗性の点でも性能に差異があり、適油選定が重要であること、また、各オイルメーカーは、最新の処方技術を注ぎ込んで高品質の油圧作動油を開発し、市場に提供しており、油圧装置の性能を最大限引き出すことに貢献していることをご理解いただけたと思う。

なお、潤滑不良を引き起こす要因として、油圧作動油の耐摩耗性が不十分であることの他に、不完全な潤滑管理・エアレーション・キャビテーション・水分混入・異物混入・腐食なども挙げられる。油圧装置のトラブル回避し、高い生産性を維持するためには、適油選定と潤滑管理の両方が必要であることを付け加えておく。

参考文献

- 1) 桜井俊夫編著：新版石油製品添加剤，幸書房，p 183-222（1973）
- 2) R.J. ハートレイ，A.G. パペイ：添加剤の種類と性能（1）耐摩耗剤・極圧剤，トライボロジスト，Vol. 40，No. 4，p 326-331（1995）
- 3) 藤井晶子，藤原彬充，永坂光洋，長富悦史：微量の金属系清浄剤によるZnDTP分解抑制とメカニズム解明，トライボロジスト，Vol. 61，No. 9，p 615-626（2016）
- 4) Ohkawa, S., Touji, Y., Sugiyama, G., Seno, T. et al., : Development of New Hydraulic Fluids Specifications for Construction Machinery, SAE Technical Paper 2005-01-3574, (2005)
- 5) 長尾正人，杉山玄六：建設機械用油圧規格のJCMAS化，建設の施工企画，No. 678，p 50-54（2006）
- 6) 浜口仁：建設機械用油圧作動油・グリースの規格について，潤滑経済，Vol. 584，p 20-25（2014）

（原稿受付：2017年4月5日）

解説

転がり軸受の高速化技術

著者紹介



ふじ い けん じ
藤 井 健 次

明治大学
〒453-0804 名古屋市中村区黄金通3-42
E-mail: fujiiken@quartz.ocn.ne.jp

1976年東京大学大学院工学系研究科修士課程修了。NTN(株)を経て、2004年THK(株)、2014年明治大学兼任講師。現在に至る。トライボロジー、転がり軸受工学、スピンドル設計・製図担当。博士(工学)。

1. はじめに

転がり軸受に高速運転が求められる用途として工作機械スピンドルがある。1980年代に登場したマシニングセンタによりスピンドルの高速・高剛性化の技術開発の歴史が始まり、現在では dn 値(内径 $\text{mm} \times$ 回転数 min^{-1})で 100×10^4 を超える軸受を組み込んだスピンドルも普及している¹⁾。本稿では、この歴史の中で取り組まれてきた高速化技術を振り返り、課題と解決策について要点を述べる。

2. 予圧低減技術

2.1 小径玉の効果

図1では、窒化珪素球入り内径100mmのハイブリッドアンギュラ玉軸受における小径玉の効果を示す。玉径を10.319mmから8.731mmまで15%小さくすると質量は60%となる。その結果、遠心力による予圧増加が抑えられ、温度上昇の低下が認められる。温度上昇基準で評価すれば、この小径玉により約20%の高速運転が可能になる²⁾。

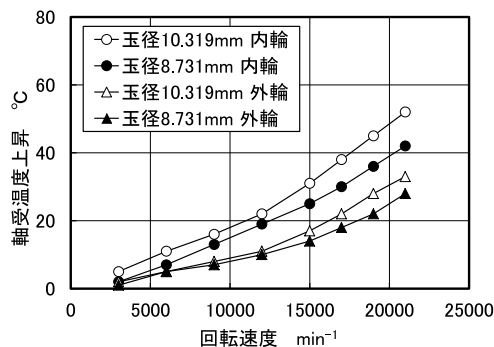


図1 玉径と温度上昇²⁾

2.2 冷却油による熱膨張対策

熱膨張対策技術として図2に示すダブルジェット潤滑方式がある³⁾。冷却油はアンダーレースジェットノズルから内輪端面まで送り込まれる。さらに内輪軸方向に向かう複数の穴を通り、一部は内輪の潤滑に使われ大部分の油は貫通する。この貫通油で内輪を冷やすため熱膨張による軸受すきまの減少(予圧増加)を抑える効果がある。

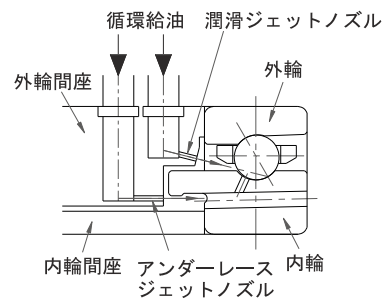


図2 ダブルジェット潤滑³⁾

図3は、軸受すきま変化に直接影響する内外輪温度差と運転速度の関係を示している。オイルエア潤滑やジェット潤滑と比較してダブルジェット潤滑の内外輪温度差は最小である。しかもほぼ0℃であるので熱膨張による予圧増加を0にできる効果がある。

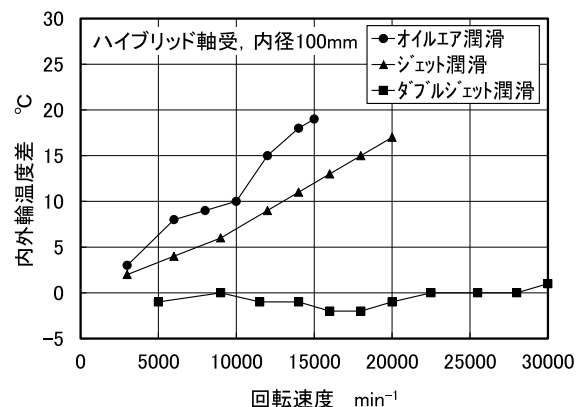
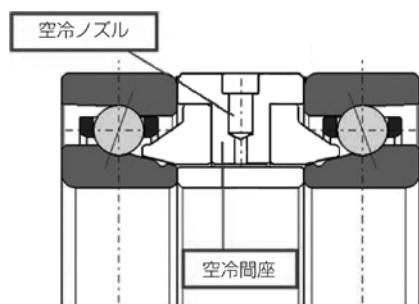
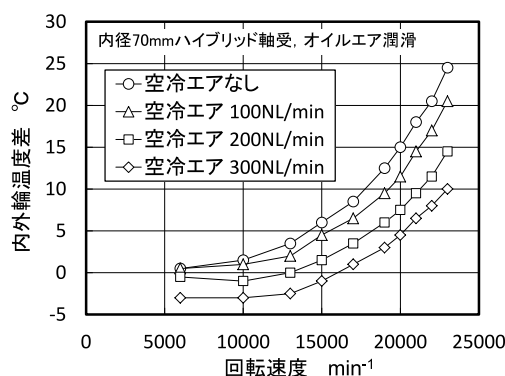


図3 ダブルジェット潤滑軸受の温度上昇³⁾

2.3 強制空冷による熱膨張対策

空冷により軸受温度を下げる技術として図4の方法が提案されている⁴⁾。高圧エアを円周上3本の空冷ノズルから内輪間座に吐出させ、これと両端で接触する組合せ軸受の内輪の熱を奪い取る方式である。

空冷ノズルを内蔵した空冷間座付きアンギュラ玉軸受を定位置予圧0で組み込み、オイルエア潤滑で運転した時の温度上昇試験結果は図5のようである。空冷エア量が多くなると内外輪温度差の増加は抑えられる。23,000min⁻¹における空冷エア量300NL/minの内外輪温度差はエアなしより14℃も低下する。その結果、温度上昇基準で見ると20%以上の高速運転が可能となる。

図4 空冷間座付き軸受⁴⁾図5 空冷間座付き軸受の温度上昇⁴⁾

2.4 予圧調整技術

以上のように遠心力や熱膨張の低減により予圧増加を抑える技術は確立されている。しかし、必要剛性を得るためには相応の予圧荷重を与える必要があり、そのために予圧増加を積極的に制御することが求められる場合がある。図6に示す予圧切換スピンドルは、油圧室AまたはBに高压油を与えることにより予圧調整側アンギュラ玉軸受 (DT組合せ) 外輪の軸方向位置を変えることで予圧荷重をアクティブに調整できる⁵⁾。

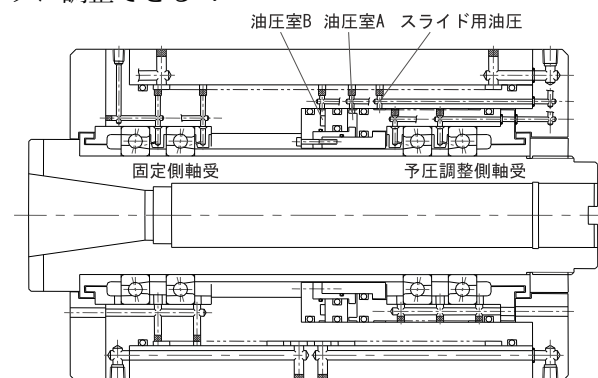
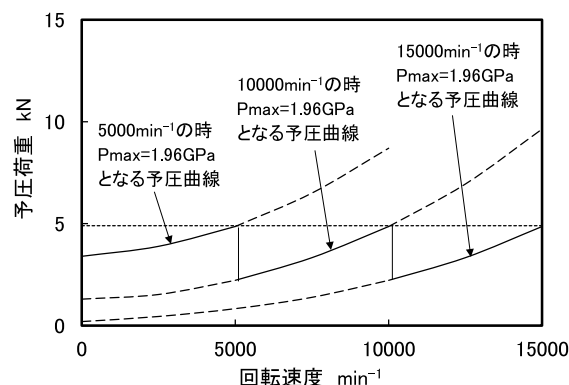
図6 予圧切換スピンドル⁵⁾

図7は内径100mmのハイブリッド軸受を使用した予圧切換パタンの1例を示す。図の実線のように5,000min⁻¹以下で重予圧、5,000~10,000min⁻¹で中予圧、10,000min⁻¹から15,000min⁻¹で軽予圧を与える。これにより玉と軌道の最大接触面圧を1.96GPa以下に抑えている。破線の部分は各予圧レベルで一定とした場合の予圧荷重を示しており、予圧調整により予圧変動が抑えられるため、剛性を確保しながら高速運転が可能となる。

図7 予圧切換線図⁵⁾

3. 潤滑信頼性向上と環境負荷低減技術

3.1 環境対応型オイルエア潤滑方法

従来と環境対応型のオイルエア潤滑構造をそれぞれ図8と図9に示す。従来の潤滑方法では公転運動を行う玉がオイルエアのエア噴流を切る時に騒音が発生する。この対策として環境対応型軸受ではノズルを内輪カウンタボア部に向け、玉に直接エアが当たらないようにした。さらに内輪円周溝に付着した潤滑油は遠心力で斜面 (傾斜角度 γ) を伝い、玉と内輪軌道接触部に到達することで潤滑を行う⁶⁾。

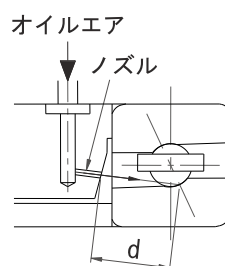
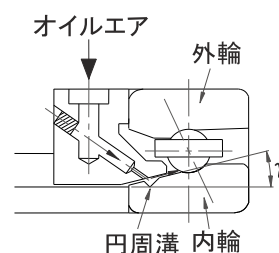


図8 従来オイルエア潤滑

図9 環境対応型オイルエア潤滑⁶⁾

上記潤滑方法を施した内径100mmの軸受を運転したときの効果は以下のようなものである。

1) 騒音低減

騒音値は図10のようであり環境対応型の騒音値は従来より小さく、10,000min⁻¹以上の高速運転時において6 dBAから8 dBAの騒音低減が確認された。

2) オイルエア量の削減

21,000min⁻¹におけるエア量と外輪温度の関係を比較すると図11のようになる。従来軸受はエア量

22.5NL/minで外輪温度に急上昇が見られ、24NL/min以上のエア量が要るが、環境対応型軸受では10NL/minのエア量でも外輪温度は安定しており、従来の半分のエア量でも運転は可能であった。

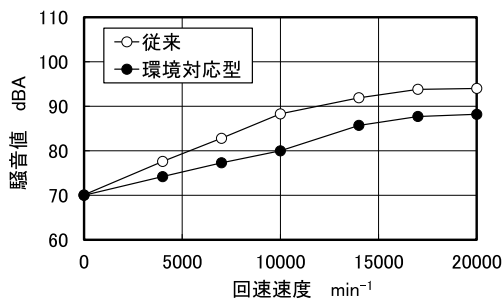


図10 環境対応型オイルエア潤滑の低騒音効果⁶⁾

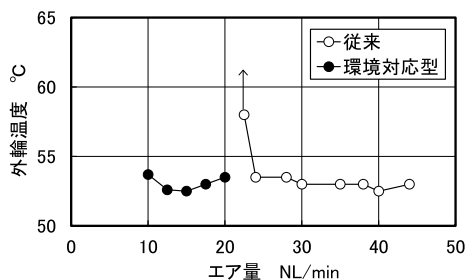


図11 環境対応型オイルエア潤滑のエア削減効果⁶⁾

図12は21,000min⁻¹におけるオイル吐出インターバルと外輪温度の関係を示している。吐出インターバルが短くオイル量が多いと油の攪拌抵抗、逆に少ないと潤滑不良により軸受温度は高くなる。したがって、軸受温度を最低とする給油量が潤滑に必要な最少油量（以下必要油量）と考えられる。従来の必要油量はインターバル2～5min程度であるが、環境対応型はインターバル2～21minと従来の1/4の油量でも安定した運転が出来ることがわかる。

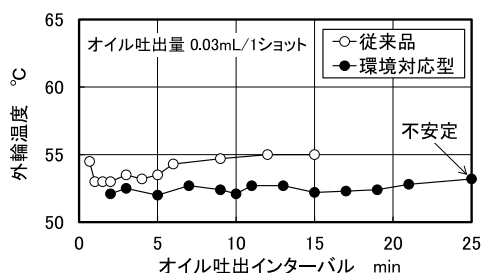


図12 環境対応型オイルエア潤滑のオイル削減効果⁶⁾

3.2 環境対応型超高速ジェット潤滑 (MQCJ)

ジェット潤滑の省エネを目指した新しいジェット潤滑方法を図13に示す。これはMQCJ (Minimum Quantity and Cooling Jet) 潤滑とよばれ、潤滑油で冷却しながらその一部の微量油で潤滑を行う⁷⁾。

内径70mmのハイブリッドアンギュラ玉軸受の内外輪温度差を図14に示す。MQCJの内外輪温度差はオイルエアより低く、30,000min⁻¹で15°C以上の差

が見られ、冷却効果としてはジェット潤滑と同等である。さらに、動力損失はオイルエアと同等でありジェット潤滑より省エネ運転のメリットがある⁷⁾。

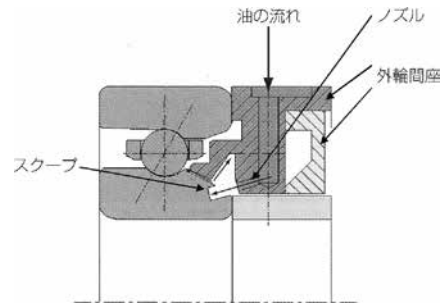


図13 環境対応型超高速ジェット潤滑 (MQCJ)⁷⁾

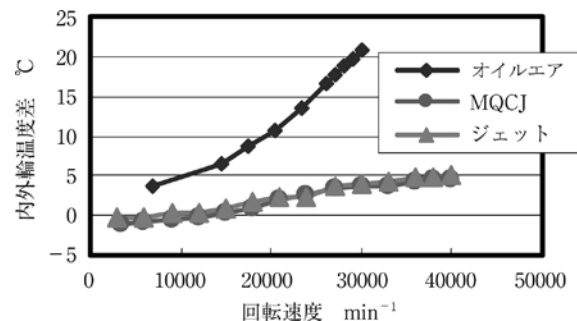


図14 MQCJの内外輪温度差⁷⁾

4. おわりに

dn値 100×10^4 を超える工作機械スピンドル用アンギュラ玉軸受の高速化技術開発の概要を解説した。運転中の予圧低減技術と環境対応潤滑技術は省エネ、潤滑油の削減および低騒音化に有効である。これらの技術は工作機械の環境負荷低減に大いに役立つものであり、今後のさらなる発展を期待したい。

参考文献

- 1) 中村晋哉, 川村久, 勝野義昭: 工作機械主軸の技術開発と今後の課題, NSK Technical Journal, No. 686, p. 31-39 (2013)
- 2) 藤井健次: 高速主軸用軸受の潤滑技術, 日本能率協会, 工作機械関連技術者会議, No.B2-1 (2001)
- 3) 新名正敏: 工作機械主軸用アンダーレース潤滑軸受の機能, 応用機械工学, Vol. 33, No. 7, p. 80-84 (1992)
- 4) 恩田裕士, 深田貴久夫, 山本庸平, 吉野真人: 工作機械主軸用空冷間座付軸受, NTN TECHNICAL REVIEW, No. 82, p. 38-43 (2014)
- 5) 藤井健次, 清水茂夫, 森正継: 工作機械用転がり軸受の予圧調整技術, 精密工学会誌, Vol. 67, No. 3, p. 418-422 (2001)
- 6) 藤井健次: 工作機械主軸用軸受の環境対応技術, 日本機械学会 第3回生産加工・工作機械部門講演会講演論文集, p. 11-12 (2001)
- 7) 森正継, 小杉太, 瀧内博志他: 工作機械主軸用MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受の開発と実用化, 精密工学会誌, Vol. 74, No. 6, p. 539-542 (2008)

(原稿受付: 2017年3月31日)

解説

工作機械摺動面のグリース潤滑

著者紹介



お ぜき ひろし
大 関 浩

千葉工業大学工学部機械工学科
〒275-0016 千葉県習志野市津田沼2-17-1
E-mail: hiroshi.ozeki@it-chiba.ac.jp

2001年明治大学大学院理工学研究科博士後期課程修了。工作機械、自動車メーカを経て2013年より、千葉工業大学工学部機械工学科准教授。主として転がり機械要素の研究開発に従事。精密工学会、自動車技術会、日本トライボロジー学会に所属。博士（工学）。

1. はじめに

量産加工設備において、加工能率や加工精度の維持および向上は非常に重要な課題でありまた、機械を停止させずに稼働させることもコストの面から見ると重要である。加工に使用される工作機械の摺動面は、鋼と鋼、鋼と鋳鉄、鋼もしくは鋳鉄と樹脂の組合せで使用され接触面の潤滑が重要であり、潤滑油の不足により位置決め精度の低下や過大な発熱および異常磨耗の原因となる。このため、多くの工作機械では潤滑油を摺動面に頻繁に間欠供給することで摺動部の良好な潤滑を維持している。潤滑を行った摺動面の評価や潤滑油に関してはいくつかの報告がされている^{1)~10)}。

摺動面の潤滑油不足を防止するためには給油量を増やす必要がある。しかし、供給した潤滑油は使い捨ての場合が多く、大部分の工作機械においては大量の潤滑油が再使用されず廃棄されており、潤滑油の購入費や廃油の処理費用が増加すると同時に、環境への負荷が問題となっている。この対策として、潤滑油の使用量を減らすことが必要と考え、本研究では潤滑油剤の使用量が少なく長時間にわたって潤滑機能を維持することが可能なグリースによる潤滑に着目し、グリース潤滑を行う摺動面にはどのような表面状態が必要なのかを検討した。

2. 試験装置および試験方法

装置の概観を図1に示す。摺動ブロックは1軸送

りユニットのテーブルに固定したエアシリンダと共に動く構造で、250mmのストロークで往復摺動試験を行うことができる。潤滑グリースはNo.000のウレアグリースを使用した。摺動ブロックは50mm×50mmの正方形で、工作機械で使用されるフッ素系の樹脂製摺動材をエポキシ系接着剤により接着し、表面に油溝を加工すると共に、きさげ加工によりあたりを付けることで接触面の均一化と油だまりを設けた。油溝は、図1に示す断面形状の寸法で加工を行った。また、今回使用した摺動用ガラス板は平面度0.005mm程度で厚さ9mmの強化ガラスである。

拡散状態の観察は、ガラス板に摺動ブロックをエアシリンダにより所定の面圧で押し付け、ガラス板と摺動ブロックの間にグリースを複数回間欠供給した時のグリースの拡散状態を観察した。本実験では0.1ml/shotの定量バルブを使用し、ショットごとのグリースの拡散状態を撮影し、拡散面積は画像処理ソフトを使用して変色領域の画素数と摺動ブロック面の画素数の比より算出した。往復摺動試験は、所定の面圧でガラス板に押し付けた摺動ブロックにグリースを複数回間欠供給することでグリースを摺動面に拡散させた後、往復摺動させることで行った。摺動条件は、1方向摺動（250mm）、複数回の往復摺動（1～3往復）とし、摺動速度は180mm/sとした。また、グリースの付着状態は、摺動試験後の摺動面に吸脂紙（あぶら取り紙）を密着させることで摺動面に残った油分を転写して評価を行った。

2.1 静止状態での拡散試験

図2にきさげ深さを0.06～0.08mmとして接触面圧を0.05MPaと0.1MPaとし、あたり面積の割合を30%および60%とした場合の吐出回数と拡散面積の関係を示す。これより、接触面積の割合が小さく

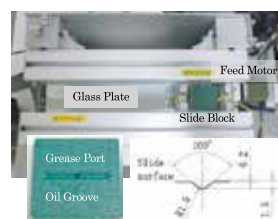


図1 試験装置と摺動ブロック

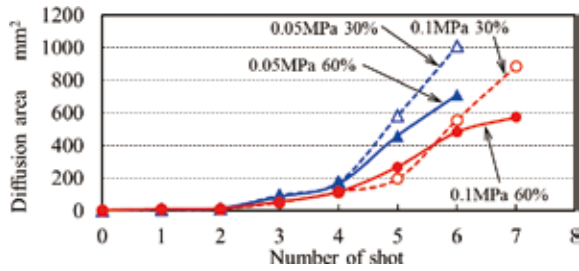


図2 接触面圧とあたり面積がグリース拡散に及ぼす影響

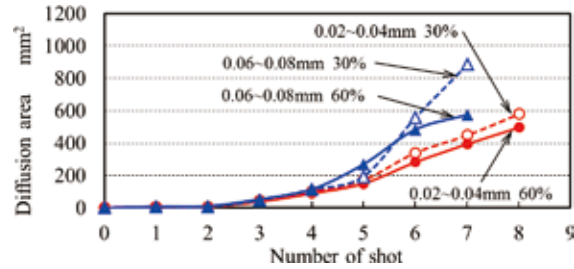


図3 きさげとあたり面積がグリース拡散に及ぼす影響

接触面圧が低い方がグリースは拡散しやすいことがわかる。これは、摺動面のポケットの容積と接触面圧の低下で流路抵抗が小さくなったためと考える。

図3に接触面圧を0.1MPaとして、きさげの深さが0.02~0.04mmと0.06~0.08mmの場合の吐出回数と拡散面積の関係を示す。これより、深いきさげの方がグリースは拡散しやすいことがわかる。これもきさげ深さが深いと摺動面のポケットの容積が大きくなると共に、流路抵抗が小さくなるためにグリースの保持、拡散性能が向上したためと考える。

2.2 往復摺動時のグリース付着状態

実際の工作機械においては往復摺動を行うことから、摺動面に付着したグリースは摺動ブロックのワイパ効果により排出されてしまうことが考えられる。そこで、図5に1往復後、図6および図7に2往復、3往復後のグリースの付着状態を示す。試験条件は、摺動面圧を0.05MPa、きさげ深さは0.06~0.08mm、あたり面積は30%である。まず、図4に摺動ブロックの幅方向の起動・停止(W1)、中間(W2)、反転(W3)の3箇所および、摺動方向のグリースの付着状態を評価する位置を示す。

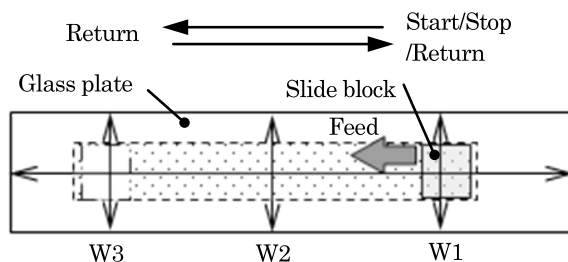


図4 グリース拡散の測定位置

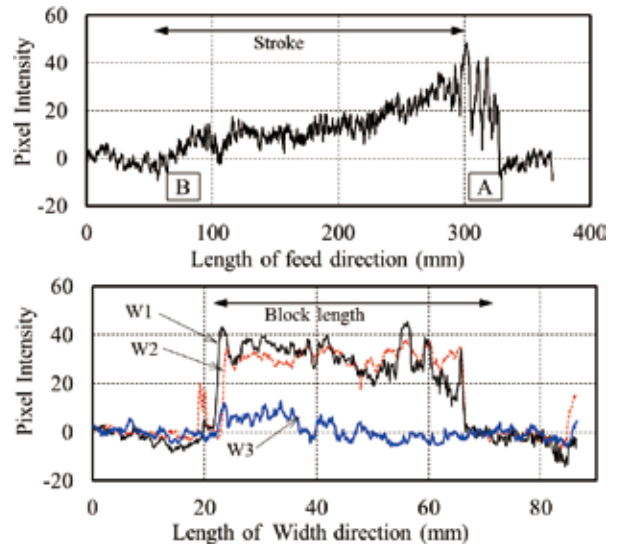


図5 1往復時の送り方向/幅方向のグリース拡散状態

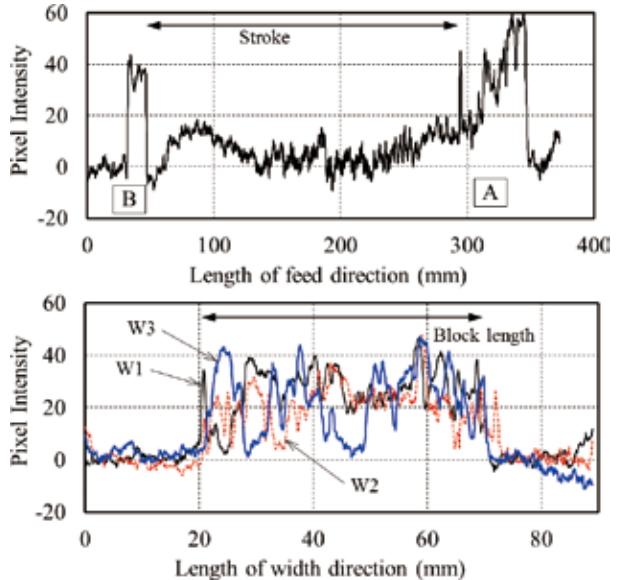


図6 2往復時の送り方向/幅方向のグリース拡散状態

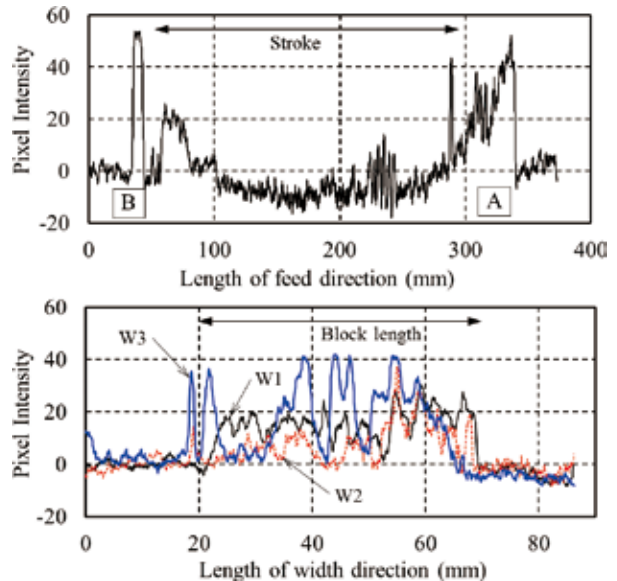


図7 3往復時の送り方向/幅方向のグリース拡散状態

図5より、1往復の場合は摺動方向のグラフの起動・停止位置（A部）は輝度が高いことから多くのグリースが付着しているが、反転位置（B部）の付着量は非常に少ないことがわかる。また、A部は全体に輝度が高いことから外側に排出されていない。そして幅方向の拡散状態はW1とW2の位置はグリースの付着が認められるが、W3の位置はほとんどグリースが認められないことから、起動時は摺動ブロック表面のグリースは最初、ガラス板に付着してしまうために均一に引き伸ばされないと思われる。次に2往復目を示す図6より、摺動方向を示すグラフのA部およびB部に大きなグリース溜りが認められ、摺動ブロックのエッジ部によって摺動面に付着したグリースが排出されたことを示す。また、幅方向に着目すると、W1、W2、W3共にグリースの付着が認められ、2往復でグリースは摺動面全体に拡散することがわかる。そして3往復目を示す図7においては、摺動方向を示すグラフのA部およびB部のグリース溜りが顕著になっており、グリースの排出量が増加している。そして、幅方向に着目すると、W1とW2の輝度が低下していることから、摺動回数と共に外部へのグリースの排出が促進され、摺動面内のグリースが減少している。またW3では20mm位置の輝度が突出していることから、グリースは幅方向にも排出されていることがわかる。これより、グリースは往復動作によって摺動面全体に拡散するが、摺動ブロック角部のワイパ効果によって外部に排出され、幅方向にも排出されることがわかる。

図8(a)、(b)にあたり面積の割合を30%、接触面圧を0.1MPaとして、きさげ深さがそれぞれ0.02~0.04mm、0.06~0.08mmの場合の幅方向のグリース付着を示す。これより、きさげ深さが浅い場合よりも深い方の輝度が向上していることから、グリースの保持量が多いことがわかる。

3. おわりに

工作機械の摺動面にグリース潤滑を行う場合の問題のひとつであるグリースの拡散性および、摺動時のグリースの付着性に関する基礎試験を行った結果、以下のことが明らかとなった。

- 1) 摺動面圧が低くあたり面積は少ないほうが拡散しやすいことがわかった。
- 2) きさげは深い方が流路抵抗は小さくなるためにグリースは拡散しやすく、隙間容積の増加はグリースの保持容量を増加させる効果が期待できる。
- 3) 摺動面に付着したグリースは、摺動ブロックのエッジによって外部に排出されることから、排出量を考慮した給脂間隔を設定することが必要

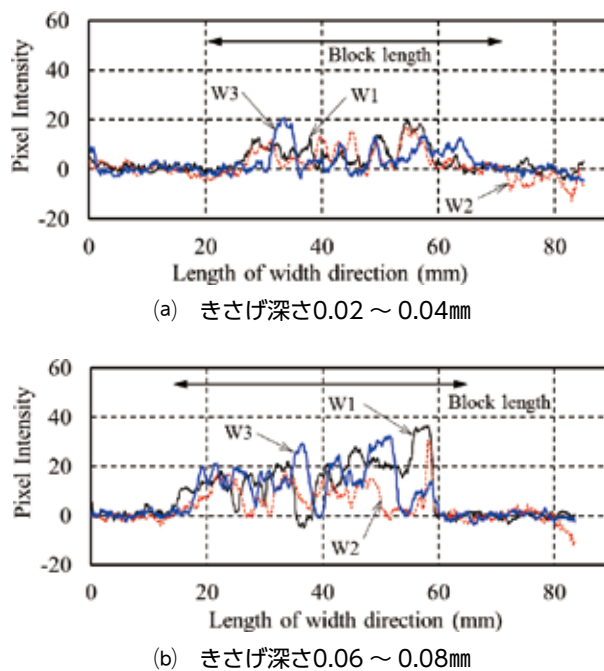


図8 きさげ深さの違いによるグリース保持量

である。

- 4) 摺動面に供給されたグリースは往復摺動と共に外部に排出されるが、周辺に付着しているために摺動面のグリース保持能力を向上させることで、潤滑油剤の消費量を削減することは可能であると考える。

参考文献

- 1) 木塚慶次ほか：ラップ面の潤滑特性とその改善に関する研究，日本機械学会論文集（C編），57巻，533号，p. 264-270（1991）
- 2) 木塚慶次ほか：改良ラップ面のしゅう動特性に関する研究，日本機械学会論文集（C編），58巻，553号，p. 167-172（1992）
- 3) 尾形秀樹ほか，しゅう動面のテクスチャによる流体潤滑作用，IHI技報，Vol. 50，No. 1，p. 22-26（2010）
- 4) 田中克敏：きさげと工作機械，日本機械学会誌，Vol. 103，No. 985，p. 3-5（2000）
- 5) 堤ほか，きさげ仕上げされたすべり案内面のトライボロジー特性評価，日本機械学会論文集（C編），72巻，721号，p. 325-331（2006）
- 6) 山根八洲男ほか，工作機械のすべり面を対象とした高能率仕上げ加工，精密工学会誌，Vol. 64，No. 3，p. 440-444（1998）
- 7) 小祝義久，工作機械用潤滑油，トライボロジスト，39巻，10号，p. 882-885（1994）
- 8) 深見国興，しゅう動面油の最近の動向，潤滑，24巻，8号，p. 540-544（1979）
- 9) リューベ，GENERAL CATALOG，第6版，p. 236-241（2013）
- 10) 田辺郁男ほか，工作機械摺動面を長期間メンテナンスフリーにするグリース潤滑の開発，日本機械学会論文集（C編），78巻，791号，p. 292-301（2012）

（原稿受付：2017年3月31日）

解説

ワイブル分布の原理と機械材料および
トライボロジーへの応用

著者紹介

しみず しげ お
清水 茂 夫明治大学名誉教授兼 T H K (株) 技術顧問
〒214-0001 川崎市多摩区菅 6-12-10
E-mail: sshimizu@meiji.ac.jp

1969年明治大学大学院工学研究科機械工学専攻修士課程修了。1970年同大学助手、助教授を経て、1989年同大学理工学部教授、2012年3月定年退職。現在に至る。転がり機械要素の負荷分布と寿命および機械材料の強さに関する研究。STLE Fellow (2013)、博士 (工学)。

1. 構造疲れと転がり疲れの材料力学

1939年にスウェーデンのWeibullは「材料の引張強さのばらつきを決定論的強さでは説明できない」とし、新たに確率乗法定理に基づいたワイブル分布関数を提案した^{1,2)}。そして、材料破損に対して危険な等応力をうけた体積 V のみで確率乗法定理を表し、形状パラメータ=ワイブル勾配 m に依存しない破損確率 $n=63\%$ の特性値 x_{63} のみを尺度パラメータ η と定義し、ばらつきを意味する位置パラメータ=最小強さ γ を含めて3パラメータをすべて材料特性値とした。しかし、 γ は材料に依存するが、 m は危険な等応力の分布状態に依存し、 η は寸法効果を包含した材料の強さ、使用応力等に依存する^{3,4)}。

1947年と1952年にスウェーデンのLundbergとPalmgren (以下L-Pとする) はWeibullの助言に従い、膨大なデータベースを基に転がり軸受の定格荷重と寿命に関する理論体系を確立した^{5,6)}。しかしながら、S-N (Stress-life) 関係が成立していなかった；Weibullが助言しなかったクラックの伝播速度を導入した^{7,8)}；破損に関する等応力以外を含む応力体積に確率乗法定理を適用した；ワイブル寿命に対して γ を無視した等さまざな問題点^{3,4)}を孕むことが判明した。

本記事は、材料の最小強さを導入した一般化ワイブル分布関数の原理と機械材料およびトライボロジーへの応用についてフルードパワー道場11 (2016年8月30日) の講演内容を整理したものである。

2. ワイブル分布とP-S-N曲線

2.1 確率乗法定理と信頼度関数

あるアイテムが破損に対して危険な応力 x をうけている。等しい応力をうけた微小要素の信頼度 R_1 の数を K 、各要素が同時に破損しない確率、すなわちアイテム全体の信頼度を R とする。確率乗法定理は式(1)またはその両辺の自然対数をとった式(2)で表される^{1,2)}。

$$R = R_1 \times \dots \times R_1 = R_1^K \quad (1)$$

$$\ln \frac{1}{R} = \ln \frac{1}{R_1} + \dots + \ln \frac{1}{R_1} = K \ln \frac{1}{R_1} \quad (2)$$

微小要素のワイブル勾配を m 、尺度パラメータを η_1 、材料が破損しない最小強さを γ とする。いま、破損確率を $n\%$ 、信頼度を $R = 1 - n/100$ とすると、微小要素とアイテムの信頼度関数は式(3)_{a,b}で与えられる^{1,4)}。

$$\ln \frac{1}{R_1} = \left(\frac{x_n - \gamma}{\eta_1} \right)^m; \eta_1 = (x_n - \gamma) \left(\ln \frac{1}{R_1} \right)^{-\frac{1}{m}} \quad (3)_a$$

$$\ln \frac{1}{R} = \left(\frac{x_n - \gamma}{\eta} \right)^m; \eta = K^{-\frac{1}{m}} \eta_1 \quad (3)_b$$

2.2 L-Pの信頼度関数とP-S-N曲線

確率乗積式(1)は両辺の対数を取ると確率和式(2)になり、 $K \propto [dV = V]$ と積分形にできる。確率変数は $x = N_n \times 10^6$ 回単位の寿命とし、Palmgrenの従来データから $\gamma \ll N_{50}$ であるので γ を無視できる⁹⁾。転がり軸受の軌道の疲れ破損に対する危険な等応力は、深さ z_0 に発生する両振り直交せん断応力振幅 τ_0 ($= \pm 0.25\sigma_{\max}$: ヘルツ応力) とし、接触だ円の長軸半径を a 、軌道の直径を D_e およびクラックの伝播速度を z_0^{-h} とすると、L-Pの信頼度関数は次式で表される。

$$\ln \frac{1}{R} \propto \tau_0^c z_0^{-h} N_n^m V; V \propto a D_e z_0 \quad (4)$$

上式に $a \propto \sigma_{\max} \propto \tau_0$ 、 $z_0 \propto \tau_0$ の関係を適用して材料定数 A_0 を導入すると、信頼度関数とP-S-N (Probabilistic Stress-life) 曲線は式(5)(6)になる。これより、L-P理論はP-S-N関係、確率乗法定理等が成立していないワイブル分布であることがわかる。

$$\ln \frac{1}{R} \propto D_e \tau_0^{c-h+2} N_n^m \quad (5)$$

$$\tau_0 N_n^{\frac{1}{q_0}} = A_0 D_e^{-\frac{1}{mq_0}} \left(\ln \frac{1}{R} \right)^{\frac{1}{mq_0}}; q_0 = \frac{c-h+2}{m} \quad (6)$$

2.3 一般化ワイブル分布とP-S-N曲線

再び式(3)に戻る. ここで, m は破損に対して危険な等応力 $S_{\max}$ の分布状態に依存する固定値と考える. η_1 と η は $n=10\%$ の定格寿命 $x_{10}-\gamma$ (γ から x_{10} までの寿命)や $n=63\%$ の $x_{63}-\gamma$ [γ から x_{63} までの寿命; $R=1/e \doteq 0.37$ のとき $(\ln 1/R)^{-1/m} = 1$] 等の特性値を用い, 式(7)_{ab}のように表される.

$$\eta_1 = (x_{10}-\gamma) \left(\ln \frac{1}{0.9} \right)^{-\frac{1}{m}} = x_{63}-\gamma \quad (7)_a$$

$$\eta = K^{-\frac{1}{m}} (x_{10}-\gamma) \left(\ln \frac{1}{0.9} \right)^{-\frac{1}{m}} = K^{-\frac{1}{m}} (x_{63}-\gamma) \quad (7)_b$$

材料が繰返し応力をうけると, 応力振幅 $S_{\max}$ が比例限度内であっても, いずれ構造疲労で破損することになる. この場合の確率変数はP-S-N曲線の寿命 x となり, 式(8)に示すように定格寿命 $x_{10}-\gamma$ が $S_{\max}$ に関する応力寿命指数 (材料に依存する一定値) の q 乗に逆比例して寿命に至る^{3,7,8)}.

$$x_{10}-\gamma \propto S_{\max}^{-q} \quad (8)$$

一般化ワイブル分布の信頼度関数とP-S-N曲線は a_1 を信頼度係数とし, 式(3)(7)(8)より式(9)(10)になる. 式(5)(6)との比較をしていただきたい.

$$\ln \frac{1}{R} \propto K S_{\max}^{mq} (x_n-\gamma)^m \ln \frac{1}{0.9} \quad (9)$$

$$S_{\max} (x_n-\gamma)^{\frac{1}{q}} = a_1^{\frac{1}{q}} A_0 K^{-\frac{1}{mq}}; a_1 = \left(\frac{\ln R}{\ln 0.9} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (10)$$

$n=10\%$, $R=0.9$, $a_1=1$; $x_{10}-\gamma=1$ のとき, $S_{\max}=C_S$ とすると, 式(11)に示す試料の定格応力 C_S を得る.

$$C_S = A_0 K^{-\frac{1}{mq}} \quad (11)$$

式(10)と(11)より, 材料の統計的強さのばらつきを表現するつぎのP-S-N曲線が求められる.

$$x_n-\gamma = a_1 \left(\frac{C_S}{S_{\max}} \right)^q; x_n-\gamma = a_1 (x_{10}-\gamma) \quad (12)_a$$

$$x_0=\gamma = \left(\frac{C'_S}{S_{\max}} \right)^{q'}; x_{10}-\gamma = \left(\frac{C_S}{S_{\max}} \right)^q \quad (12)_b$$

図1(a)は寿命分布データから応力振幅 $S_{\max}$ に対する γ と x_{10} プロットが両対数紙上に付与されたとする. γ 寿命の線形回帰式(13)_aより, $\gamma=1$ 回のとき切片 $S_{\max}=C'_S$ と勾配 q' を得る. 直線回帰式(13)_bより, $x_{10}-\gamma=1$ 回のとき切片 $S_{\max}=C_S$ と勾配 q を得る.

x_n 寿命の非線形回帰式を(13)_dに示す. 与式のS-N関係は非線形である. 高強度鋼のP-S-N曲線は, 回帰

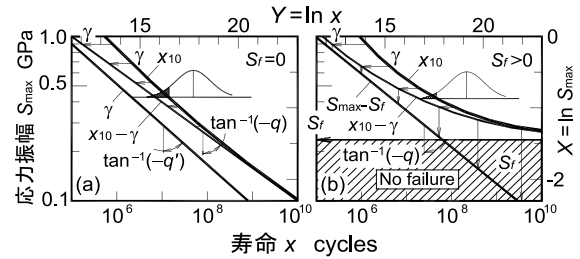


図1 P-S-N (Probabilistic Stress-life) 曲線の構成

式(13)_{ab,c}のS-N関係が線形になるので, 疲れ限度 S_f を示さない材料: $S_f=0$ であるといえる.

$$\ln \gamma = -q' \ln S_{\max} + q' \ln C'_S \quad (13)_a$$

$$\ln (x_{10}-\gamma) = -q \ln S_{\max} + q \ln C_S \quad (13)_b$$

$$\ln (x_n-\gamma) = -q \ln S_{\max} + q \ln C_S + q \ln a_1^{1/q} \quad (13)_c$$

$$\ln x_n = \ln \{ a_1 (C_S/S_{\max})^q + \gamma \} \quad (13)_d$$

式(13)_cで $x_n-\gamma=1$ のとき, $S_{\max}=C_{Sn}$ ($n\%$ 定格応力)とおいて $a_1^{1/q}$ を求める. 式(13)_bと(13)_cの寿命が等しいとき時間強度を $S_{\max 10}$ と $S_{\max n}$ とおくと, 式(13)_eが成立する. これより, m と q は互いに独立な定数でなければならないことがわかる.

$$a_1^{\frac{1}{q}} = \left(\frac{\ln R}{\ln 0.9} \right)^{\frac{1}{mq}} = \frac{C_{Sn}}{C_S} = \frac{S_{\max n}}{S_{\max 10}} \quad (13)_e$$

図1(b)は材料が疲れ限度を示す $S_f > 0$ のP-S-N曲線を示す. 式(12)(13)で $S_{\max} \rightarrow S_{\max} - S_f$ とおくと, $S_{\max}$ 値に対する x_{10} および $x_{10}-\gamma$ 曲線はそれぞれ S_f への漸近線となる. さらに, $x_{10}-\gamma$ 曲線から $S_{\max}-S_f$ 回帰直線を求めると, $x_{10}-\gamma=1$ の軸切片が $C_S=S_{\max}-S_f$ を表し, この直線の勾配が q を表す.

最小寿命はbの中で省略したが, 式(13)_aも同様に疲れ限度 S_f (または S'_f) に漸近する¹⁰⁾.

なお, 疲れ限度は定格応力 C_S と C'_S および応力寿命指数 q と q' にもそれぞれ影響を及ぼす.

2.4 材料の強さと寸法効果

式(11)より基準試料に対して添字 I を付与し, 材料定数 A_0 を得る. この A_0 を式(11)に再度適用して式(14)の定格応力を得る.

$$A_0 = C_{SI} K_I^{\frac{1}{mq}}; C_S = \left(\frac{K}{K_I} \right)^{-\frac{1}{mq}} C_{SI} \quad (14)$$

さらに, 式(12)へ(14)を代入すると, 寸法効果で表したP-S-N曲線, 式(15)_aになる. 通常, 転がり軸受等の寸法効果は定格荷重 C の中に包含される.

$$x_n-\gamma = a_1 \left(\frac{K}{K_I} \right)^{-\frac{1}{m}} \left(\frac{C_{SI}}{S_{\max}} \right)^q \quad (15)_a$$

いま、大きい試料に対して $K/K_I \gg 1$ 、小さい試料に対して $K/K_I \ll 1$ として式(15)_aの極限值をとると

$$x_n = 0 + \gamma; x_n = \gamma, K/K_I \gg 1 \quad (15)_b$$

$$x_n = \infty + \gamma; x_n = \gamma, K/K_I \ll 1 \quad (15)_c$$

を得る。すなわち、 γ があるので両極限值でも破損現象はおこり、モデルに関する物理的な矛盾は生じない。しかしながら、 $\gamma = 0$ の2パラメータワイブル分布関数では、寸法効果だけで $x_n = 0$ や $x_n = \infty$ となり、現実の材料の強さと異なるので、物理的に矛盾する。その上、ワイブル勾配の推定値は実験データごとに大きくばらつき、P-S-N曲線が成立しないことになる。

寸法効果 $(K/K_I)^{-1/m}$ を式(3)(4)から求め式(16)で表す。末項は静定格応力 $C_{S0} = x_{50} - \gamma_S$ を表す³⁾。

$$\left(\frac{K}{K_I}\right)^{-\frac{1}{m}} = \frac{\eta}{\eta_I} = \frac{x_{10} - \gamma}{(x_{10} - \gamma)_I} = \left(\frac{C_S}{C_{SI}}\right)^q = \frac{C_{S0}}{C_{S0I}} \quad (16)$$

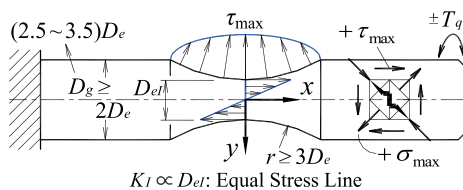
任意寸法と基準寸法の試料の $x_{10} - \gamma$ と $(x_{10} - \gamma)_I$ 、寿命が等しい場合の応力比 $S_{\max}/S_{\max I}$ 、すなわち時間強度を考えると、式(17)を得る。これより、寸法効果に関する構造疲れの従来データ¹¹⁾は $m = 1$ の指数分布に相当することがわかる。

$$\left(\frac{K}{K_I}\right)^{-\frac{1}{mq}} = \frac{C_S}{C_{SI}} = \frac{S_{\max}}{S_{\max I}} \quad (17)$$

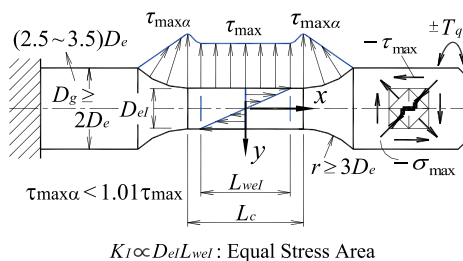
3. ワイブル分布と寸法効果

3.1 試料の形状と寸法効果

図2(a)は砂時計形試料(HGSS)、図2(b)はトーションバー形試料(TBSS)を示す。ねじりや回転曲げ破損に対して危険な応力 $x = \pm \tau_{\max}$ や $x = \pm \sigma_{\max}$ が分布した様子を示す。これより、 K は破損に対して危険な



(a) HGSS (Hourglass Shape Specimen)



(b) TBSS (Torsion Bar Shape Specimen)

図2 砂時計形試料とトーションバー形試料

応力の寸法に比例する定数であり、HGSSでは $K \propto [d]_e \propto D_e$ の等応力線となる。TBSSでは等応力面積 $K \propto [dA]_e \propto D_e L_{we}$ となり、両振り軸荷重をうけると等応力体積 (ESVS: Equal Stress Volume Specimen) $K \propto [dV]_e \propto D_e^2 L_{we}$ となる。したがって、寸法効果は式(18)_{a,b,c}になる³⁾。

$$\text{HGSS: } \left(\frac{K}{K_I}\right)^{-\frac{1}{m}} = \left(\frac{D_e}{D_{el}}\right)^{-\frac{1}{m}} \quad (18)_a$$

$$\text{TBSS: } \left(\frac{K}{K_I}\right)^{-\frac{1}{m}} = \left(\frac{D_e L_{we}}{D_{el} L_{wel}}\right)^{-\frac{1}{m}} \quad (18)_b$$

$$\text{ESVS: } \left(\frac{K}{K_I}\right)^{-\frac{1}{m}} = \left(\frac{D_e^2 L_{we}}{D_{el}^2 L_{wel}}\right)^{-\frac{1}{m}} \quad (18)_c$$

なお、TBSSは $m_H = 3/2$ の円筒部 D_e と $r \geq 3D_e$ 部の2箇所の接合部に対する応力集中 $\pm \tau_{\max \alpha}$ 線と $m_T = 1.8225$ の円筒表面 $D_e L_{we}$ 部の $\pm \tau_{\max}$ 面との競合モデルになり、常に $\pm \tau_{\max}$ で破損するような試料の設計・製作およびデータ収集がなされなければ意味がない。

3.2 ワイブル勾配と寸法効果

ワイブル勾配に対して $m \leq 1$ はモードと位置パラメータが $x_m = \gamma = 0$ の実体寸法のない機械系や電気・電子系の分布になる。 $m = 1$ は指数分布で機械システムなどの故障率一定の分布、 $m < 1$ は故障率減少型の分布であり、実体寸法がないので寸法効果はない。

一方、実体寸法のあるさまざまな機械部品や材料試験片の動的・静的強さの分布は式(15)に示した $\gamma > 0$ の条件に従う。ゆえに、ワイブル勾配は $1 < m \leq 3.26$ の分布になる。このような m 値は破損に対して危険な等応力の分布寸法の形状に依存する固定値であり、材料には依存しない^{3,4)}。なお、 $m = 3.26$ はモードとメジアンが等しい正規分布の近似になる。したがって、正規分布にも寸法効果を付与できるので、より精度の高い安全率を設定することが可能となる。

表1はワイブル勾配の代表値を示す。*印のアイテムの実証は今後の課題である。

表1 ワイブル勾配の代表値 (*は検証が必要)

アイテム	ワイブル勾配 m
点接触軸受 [等応力線] ³⁾	10/9
線接触軸受 [等応力面積] ¹²⁾	27/20
HGSS [等応力線] ³⁾	3/2
TBSS [等応力面積]*	$(27/20)^2 = 1.8225^*$
ESVS [等応力体積]*	$(27/20)^3 = 2.46^*$
材料の静的強さ [正規分布] ³⁾	3.26

図3に寸法比 K/K_I と寸法効果 $(K/K_I)^{-1/m}$ およびワイブル勾配の関係を示した。これより、 $K/K_I = 1/10$ と10倍のとき、それぞれ点接触軸受、 $m=10/9$ に対して寸法効果は $(K/K_I)^{-0.9} \approx 8$ と1/8倍；線接触軸受、 $m=27/20$ に対して $(K/K_I)^{-1.35} \approx 5.5$ と1/5.5倍；両振りねじり等をうけたHGSS、 $m=3/2$ に対して $(K/K_I)^{-2/3} \approx 4.6$ と1/4.6倍となる。また、材料のさまざまな静的強さ、 $m=3.26$ に対して $(K/K_I)^{-1/3.26} \approx 2$ と1/2倍となり、10倍の寸法で材料の統計的強さは半減することがわかる。

3.3 実験データに対する γ と γ_s および η の推定法

表1や図3の m 値が適切であれば、最小強さは式(19)_aから(19)_{b,c}のように導かれる。それゆえ、ワイブルプロットされたデータから2点 $(x_{10}, 0.9)$ と $(x_{50}, 0.5)$ を選択し、式(19)_{b,c}に代入して γ や γ_s を推定すると、 η は再び式(19)_aから解析的に推定することができる。

$$\eta = (x_{10} - \gamma) \left(\ln \frac{1}{0.9} \right)^{-\frac{1}{m}} = (x_{50} - \gamma) \left(\ln \frac{1}{0.5} \right)^{-\frac{1}{m}} \quad (19)_a$$

$$\gamma = \frac{x_{10} - a_{1,0.5}^{-1} x_{50}}{1 - a_{1,0.5}^{-1}}, \quad a_{1,0.5} = \left(\frac{\ln 0.5}{\ln 0.9} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (19)_b$$

$$\gamma_s = \frac{x_{10} - a_{1,0.9}^{-1} x_{50}}{1 - a_{1,0.9}^{-1}}, \quad a_{1,0.9} = \left(\frac{\ln 0.9}{\ln 0.5} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (19)_c$$

3.4 寿命分布曲線とP-S-N曲線

図4(a)は9ロット、試料数 $N_s=20, 11, 19, 18, 33, 25, 20, 25, 28$ で総数199本のJIS SUJ 2/AISI 52100, HRC 58-62のHGSSに対する寿命分布データを収集し、ワイブルプロットした結果を示す。

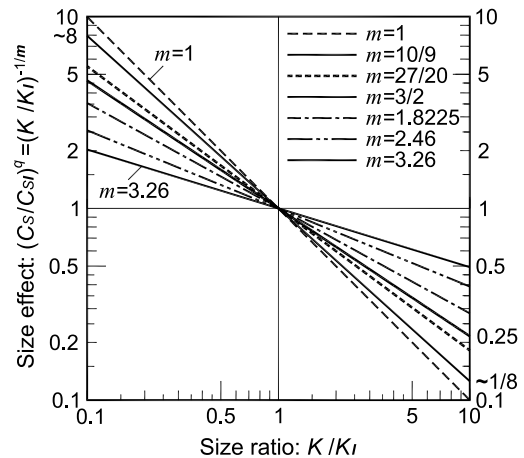


図3 寸法比と寸法効果およびワイブル勾配

このようなワイブル確率紙は上横軸に $X = \ln N_n$ を等間隔で、下横軸に寿命 $x_n = N_n = \exp[X]$ 回単位を対数で目盛決めし、縦軸右に $Y = \ln \ln (1/R)$ を等間隔で左に破損確率 $n=0.1 \sim 99.9=100(1-R)\%$ を目盛決めしている。すなわち、回帰式(20)を適用している。

$$\ln \ln \frac{1}{R} = m \ln N_n - m \ln \eta \quad (20)$$

1例として、試料数 $N_s=20$ 、せん断応力振幅 $\tau_{\max}=0.5$ GPaのデータプロットとワイブル解析を以下に示す。破損確率 $n\%$ 、信頼度 R は破損順位 $i=1, 2, \dots$ 、 N_s に対してメジアンランク式(21)で与えられる。

$$n = \frac{i-0.3}{N_s+0.4} \times 100\%, \quad R = 1 - \frac{n}{100} \quad (21)$$

これより、 $i=1, 2, \dots, N_s=20$ に対して $n=0.7 \times 100 / 20.4 = 3.43\%$ 、 $n=1.7 \times 100 / 20.4 = 8.33\%$ 、 $\dots$ 、

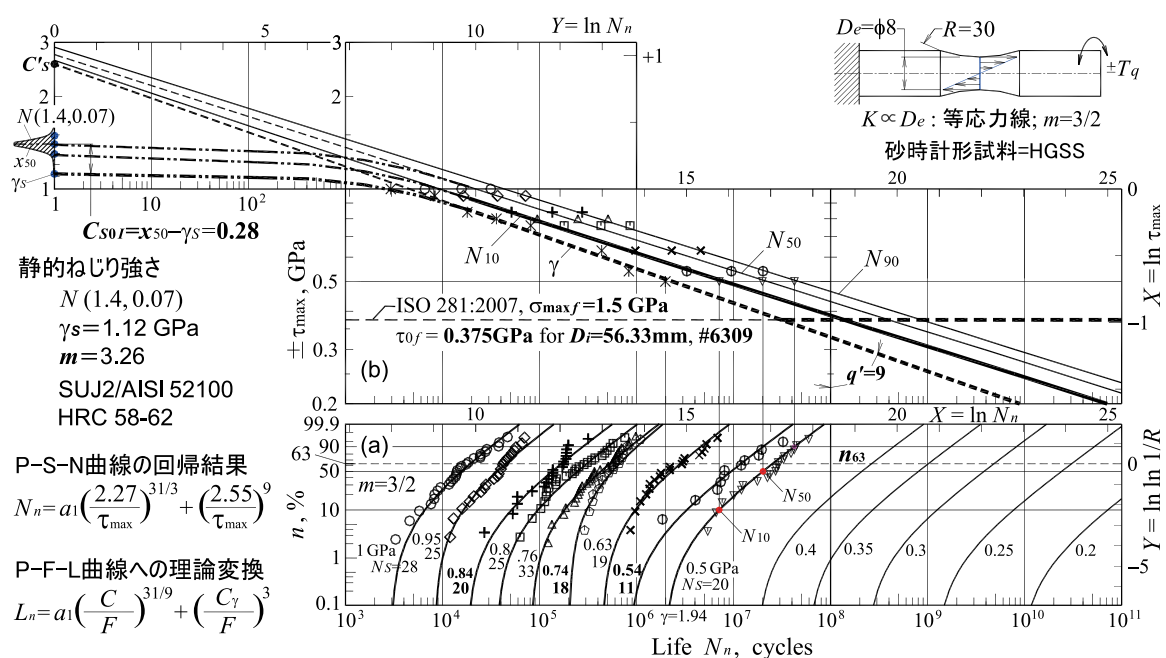


図4 砂時計形試料 (JIS SUJ2/AISI 52100) の両振りねじり疲れ試験の寿命分布とP-S-N曲線

$n=19.7 \times 100 / 20.4=96.6\%$ となる。この結果を寿命値と共にプロットして $N_{10}=7.11 \times 10^6$ 回, $N_{50}=20.1 \times 10^6$ 回を選ぶ。

つぎに, HGSSは $m=3/2$ であるから式(19)_bと(19)_aより, γ と η を以下のように推定する。

$$\gamma = \frac{7.11 - 20.1/3.51}{1 - 1/3.51} = 1.94 \times 10^6 \text{ 回}$$

$$\eta = (7.11 - 1.94) \left(\ln \frac{1}{0.9} \right)^{-2/3} = 2.32 \times 10^7 \text{ 回}$$

そこで, 式(3)_bより理論 N_n 曲線は $n=0.1, 0.5, 1, 5, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 95, 99, 99.9\%$ に対して次式を用いる。

$$N_n = \eta \left(\ln \frac{1}{R} \right)^{1/m} + \gamma \quad (22)$$

これより, 0.5 GPaのロットに関する理論寿命分布曲線を描く。このような手順で残る8ロットの理論寿命分布曲線を描く。

つぎに, P-S-N曲線図4(b)について述べる。各応力振幅 $\tau_{\max}$ に対して9ロットの最小寿命 γ を投影する。式(13)_aによる回帰直線を破線で示した。 $N_n=1$ 回の切片が破損確率 $n=0\%$, 信頼度 $R=1$ の100%定格応力 $C'_s=2.55$ GPa, 応力寿命指数, すなわち勾配が $q'=9$ を示す。

回帰式(13)_bを用い, $(N_{10}-\gamma)$ 寿命に対する信頼度90%の定格応力 $C_s=2.27$ GPa, 応力寿命指数 $q=31/3$ を推定する。回帰式(13)_{b,c}の図は省略した。

回帰式(13)_dを用い, N_{10}, N_{50}, N_{90} 寿命を描く。これより, 低サイクル寿命 $N_n \leq 10^4$ 回におけるP-S-N曲線は静的ねじり強さへ向けて非線形化する。左端 $N=1$ 回に試料の静的ねじり強さ, 正規分布 $N(\mu, \sigma)$: 平均 $\mu=1.4$ GPa, 標準偏差 $\sigma=0.07$, 変動係数 $\delta=0.05$, 信頼度 $R=0.99997$ をワイブル勾配 $m=3.26$ で最小強さ $\gamma_s=\mu-4\sigma=1.12$ GPa, 50%定格強さ $C_{s0I}=x_{50}-\gamma_s=0.28$ GPaのワイブル分布で表した。

寿命分布とP-S-N曲線の回帰結果は実験結果によく適合し, ISO281-2007(E)の疲れ限度 $\tau_{0f}=0.375$ GPaへの漸近線を示さない¹³⁾。したがって, JIS SUJ2/AISI 52100軸受鋼の疲れ限度は $\tau_{0f}=0$ といえる。図中, P-S-N曲線の回帰結果とP-F-L (Probabilistic Force-life) 曲線への理論変換式も対比して示した。

図5は寸法効果の応用として添字 HI を付与した本実験のHGSSから添字 T を付与した未実験のTBSSへのデータ変換法を示す。変換式と記号は図中に示す。右辺第2, 3項より $D_{el}=8$ mmの試料特性は $D_e=8 \times 8$ mmの

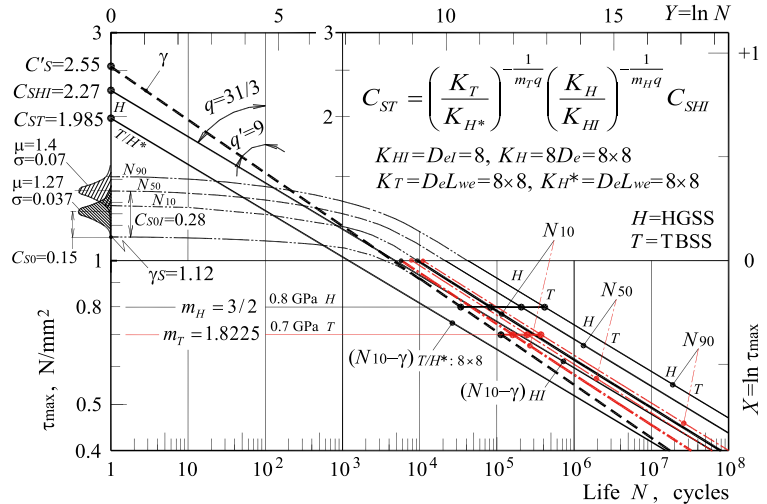


図5 HGSSからTBSSへのデータ変換法：寸法効果の応用例

HGSS, $C_{SH}=1.985$ GPaに変換され, さらに第1項によりTBSSの $D_{eL_{we}}=8 \times 8$ mm², $C_{ST}=1.985$ GPaに変換される。HGSSとTBSSとの静定格応力の寸法効果比は $C_{s0}/C_{s0I}=0.148/0.28=(8 \times 8/8)^{-1/3.26}$ になる。

また, TBSSからHGSSへのデータ変換法は与式の添字 H, T を T, H に読替えることで成立する。

4. おわりに

本記事は明治大学学術フロンティア「機械材料と機械要素の信頼性データバンク構築に関する研究」のデータをもとにしている。ワイブル理論とL-P理論は機械系の信頼性に関するバイブルと思ってきたが, 両理論は共に熟成していなかった。一方, 1850年代のWöhlerに始まる金属疲労の研究も $10^6 \sim 10^7$ に疲れ限度が現れると認識され続けてきた。疲れ限度は寿命分布を収集してはじめてその有無を議論できる。従来法によるデータの収集と分析は, 本質的に無意味である。今後の地道な研究成果に期待したい。

参考文献

- 1) Weibull, W.: A Statistical Theory of the Strength of Materials, *IVA Handlingar* (1939) 151.
- 2) Weibull, W.: The Phenomenon of Rapture in Solids, *IVA Handlingar* (1939) 153.
- 3) 清水茂夫：材料の静的および動的強度と転がり軸受寿命に対する新統計理論—Weibull理論とLundbergとPalmgren理論の再考—トライボロジスト, 日本トライボロジー学会, 56, 3 (2011) 166-178.
- 4) 清水茂夫：転がり軸受の新寿命理論—転がり疲れと構造疲れのリンケージ, トライボロジスト, 日本トライボロジー学会, 57, 3 (2012) 191-205.
- 5) Lundberg, G. and Palmgren, A.: Dynamic Capacity of Rolling Bearings, *IVA Handlingar* (1947) 196.
- 6) Lundberg, G. and Palmgren, A.: Dynamic Capacity of Roller Bearings, *IVA Handlingar* (1952) 210.
- 7) Zaretsky, E.V., Poplawsky, J.V. and Miller, C. R.:

- Rolling Bearing Life Prediction—Past, Present, and Future, *Proc. of the ITC NAGASAKI 2000* (JAST) I, 101-107.
- 8) Zaretsky, E.V., Poplawsky, J. V. and Miller, C. R.: Comparison of Life Theories for Rolling Element Bearings, *STLE Trib. Trans.*, 39 (1996) 2, 237-248, 501-503.
- 9) Palmgren, A. : On the Carrying Capacity and Life of Ball Bearings, *The Ball Bearing Journal*, 3 (1937) 34-44.
- 10) Shimizu S.: P-S-N/P-F-L Curve Approach Using Three-Parameter Weibull Distribution for Life and Fatigue Analysis of Structural and Rolling Contact Components, *STLE Trib. Trans.*, 48, 4 (2005) 576-582.
- 11) 日本機械学会：金属材料疲労強度の設計資料，I，一般，寸法効果，切欠効果，第2版，日本機械学会（1982）3-4.
- 12) Shimizu S., Shimoda H., Tosha K.: Study on the Life Distribution and Reliability of Roller-Based Linear Bearing. *STLE Trib. Trans.*, 51, 4 (2008) 446-453.
- 13) Ioannides, E., Bergling G., Gabelli A.: An Analytical Formulation for the Life of Rolling Bearings, *Acta Poly Technica Mechanical Engineering Series*, Royal Swedish Academy of Engineering Sciences, 137 (1999).

(原稿受付：2017年3月26日)

解説

カーボンオニオンによる潤滑特性の改善

著者紹介



ひら た あつし
平 田 敦

東京工業大学工学院
〒152-8550 東京都目黒区大岡山2-12-1
E-mail: hirata.a.aa@m.titech.ac.jp

1992年東京工業大学大学院理工学研究科修士課程修了。同大学助手、助教授、准教授を経て、2015年同大学教授、現在に至る。表面工学、薄膜工学、トライボロジー、材料加工の研究に従事。精密工学会、日本トライボロジー学会、ニューダイヤモンドフォーラム、MRSなどの会員。博士（工学）。

1. はじめに

油空圧機器を構成する代表的な対偶であるピストン・シリンダなど、接触して相対運動するしゅう動部品のあいだでは必ず摩擦が生じる。滑らかな運動の実現や摩擦エネルギー損失の低減のためには、この摩擦を小さくして潤滑性を高める必要がある。それにはしゅう動部品間の直接の接触を妨げることが必要で、一般には油、これに増ちょう剤を加えたグリース、または空気の層を介在させる。最近では、水を使った潤滑技術も研究されている。これらはすべて流体であり、トライボロジーの分野では流体潤滑としてひとくくりにされている。

それに対して、これら流体の使用が困難または問題となる環境、例えば真空中、高温下、清浄雰囲気中などでは固体状の潤滑剤が用いられる。固体潤滑剤としては軟質金属、グラファイト、二硫化モリブデン、ポリテトラフルオロエチレンが代表的であり、最近ではダイヤモンドライクカーボンコーティングの適用が進んでいる。

流体状であれ、固体状であれ、潤滑剤の研究開発は現在でも進められており、低摩擦、耐摩耗性、対環境性、生体親和性など、さまざまな課題に対応する新規潤滑物質の探索がなされている。そのうちのひとつが著者らが研究に取り組んでいるカーボンオニオンである。本稿ではカーボンオニオンとは何か、どのようなトライボロジー特性を有しているか、そして潤滑特性の改善にどう利用するのかについての

例を簡潔に紹介する。

2. カーボンオニオンの構造、生成法

2.1 カーボンオニオンとは

カーボンオニオンはカーボンナノ粒子のひとつである。グラフェン（グラファイトの一層）が閉殻構造をとったフラレンはご存じと思う。フラレンには C_{60} をはじめとして、 C_{70} などカーボン原子数の異なるものがある。カーボンオニオンは球殻状に閉じたグラフェンシートが入れ子状に同心積層した構造をしたカーボンナノ粒子である。図1にその透過型電子顕微鏡(TEM: Transmission Electron Microscope)観察写真を示す。指紋のように見えるひとつひとつがカーボンオニオン粒子である。断面構造がタマネギに似ていることが名称の由来となった。多層カーボンナノチューブに対応させれば、多層フラレンと見なすこともできる。大きさは層数によって変化し、典型的には約10～数十nmである。

カーボンオニオンが新物質として広く世の中で認知されるようになったのは、1992年に報告¹⁾されてからである。高分解能TEM中、通常の観察時に比べて高い電流密度の電子線を照射し続けた結果、ススがカーボンオニオンに変態する様子が観察されたのが発端であった。比較的良好に整った同心球多層構造であること、層間距離はグラファイトの $3.34\text{\AA}$ にほぼ一致すること、そして最大約70層のものが得られたことなどが明らかにされた。以後、フラレンやカーボンナノチューブほどの高い関心は集めなかったものの、生成法や構造評価を中心課題とし

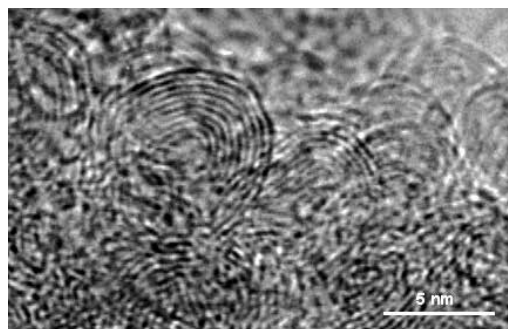


図1 カーボンオニオン粒子の透過型電子顕微鏡観察像

た研究がなされた。

2.2 カーボンオニオンの生成法

これまでに報告されているカーボンオニオンの生成法には電子線照射法、アーク放電法、熱処理法、イオン注入法、化学気相成長法などがある。これらのうち多量のカーボンオニオンを生成するのに適するのはアーク放電法および熱処理法である。ただし、アーク放電法ではカーボンオニオン以外のナノカーボンも生成する。

熱処理法に着目すると、最初の試みはススをタンタルまたはタングステンの箔で巻き、この箔を 10^{-3} Pa以下の真空中で最高2,400℃まで通電加熱する方法であった²⁾。直径3～10nm、2～8層のカーボンオニオンが生成され、層数は加熱温度の上昇とともに増加することが明らかにされた。これらカーボンオニオンの多くは中空多角形状であり、カーボンオニオンの多量合成法として重要な提案であった。

この報告の後、爆轟法で得られる平均粒径5nmのダイヤモンドナノ粒子を原料として、熱処理法でカーボンオニオンが生成された³⁾。加熱温度が1,500℃と低いため、比較的球形に近く、中空でないカーボンオニオンが得られた。加熱温度とカーボンオニオンの構造は密接に関係しており、X線回折、TEM観察などによりダイヤモンドからカーボンオニオンへの構造変化が詳細に調べられた。そして、約1,400℃でダイヤモンド表面の一部がグラファイト化し、温度上昇とともにグラファイト化が粒子中心部へ進行して約1,700℃で球形に近いカーボンオニオンが形成され、2,000℃以上では多角形状になることが明らかにされた⁴⁾。さらにナノダイヤモンド粒子を2,750℃まで加熱すると中空多角形状のカーボンオニオン⁵⁾が得られる。

通電や電子線照射による熱処理法では微量のカーボンオニオンしか生成できないため、多量生成を可能にする手法が求められた。そして、赤外線照射やプラズマ加熱、高周波誘導加熱などの方法が適用された。

3. カーボンオニオンの潤滑特性および適用法

3.1 特徴的な潤滑特性

グラフェンシートが理想的に閉じた構造をとると、カーボンオニオンの最外層にダングリングボンドはなく、弱いファン・デル・ワールス力が支配的となることから、カーボンオニオン同士もしくは相手物質との相互作用は非常に小さく、滑り作用による潤滑特性が期待できる。また、球状であることから転がりによる摩擦低減効果が生じることが推測される。

筆者らはカーボンオニオンを赤外線加熱法により

多量生成して、ボールオンディスク式摩擦試験によりその固体潤滑特性の評価をした⁶⁾。カーボンオニオン10mg程度を散布したシリコンウェハにベアリング鋼球を接触させて垂直荷重を加えた後、シリコンウェハを回転させて摩擦係数を測定した結果が図2である。カーボンオニオンは大気中、真空中に関わらず低摩擦特性を維持し、グラファイトやフラーレンに比べて顕著な摩擦低減効果を示している。グラファイトは固体潤滑剤や自己潤滑材料としてすでに利用されているが、真空中や乾燥雰囲気中では低摩擦特性を発揮しないことはよく知られているとおりである。カーボンオニオンがしゅう動面に介在することで著しく摩耗が減少することも確認されており、比摩耗率は 10^{-9} mm³/Nmの程度と非常に低い。

カーボンオニオンのトライボロジー特性に関する同時期の報告として、イオン注入法により銀薄膜中に生成したカーボンオニオンに対してのピンオンディスク式摩擦試験についてがあり、結果として摩擦係数は約0.2にとどまっている⁷⁾。この場合、得られた摩擦係数にはカーボンオニオンと銀の両方の潤滑特性が現れているため、カーボンオニオンのみが発揮する摩擦低減効果についての判断は難しい。

筆者らのボールオンディスク式摩擦試験では、しゅう動雰囲気温度と圧力を変化させたときのカーボンオニオンの潤滑特性変化も調べた。図3は室温から300℃、大気中から 10^{-3} Pa程度の真空中で

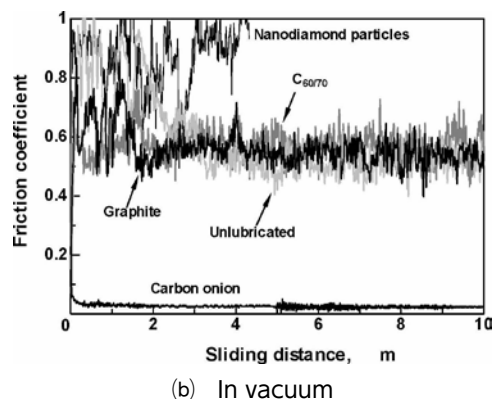
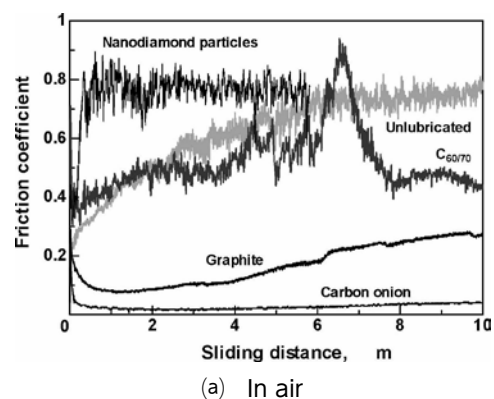


図2 カーボンオニオンの大気中、真空中での潤滑特性

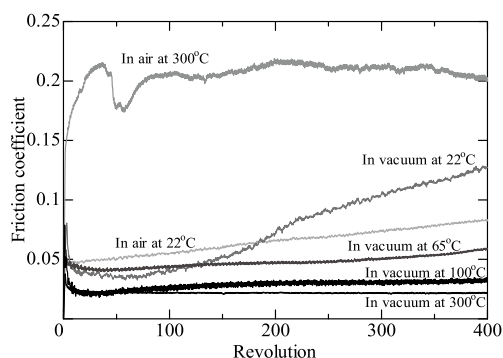


図3 カーボンオニオンの潤滑特性の温度変化

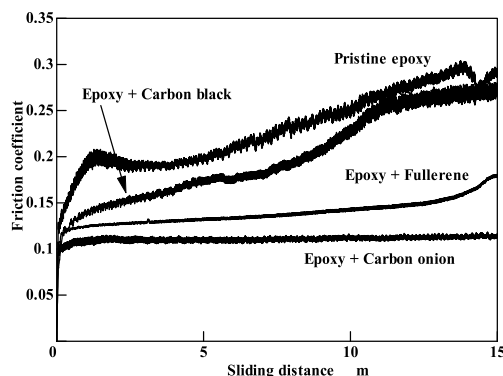


図4 カーボンオニオン添加エポキシ樹脂の真空中での潤滑特性

試験したときの挙動であるが、カーボンオニオンの摩擦低減効果が顕著となるのは、一般にはしゅう動環境としては過酷な高温・真空中であることがわかる⁸⁾。最も低い摩擦係数は0.02であり、固体潤滑の分野で超潤滑の目安とされる0.01に迫っている。

3.2 潤滑特性改善のための適用法

固体潤滑剤のしゅう動面への適用法には、一般に、擦り込む方法、潤滑被膜として形成する方法、潤滑油やグリース、複合材料の添加剤とする方法、埋め込む方法などがある。カーボンオニオンでは、粒子そのものの分子間相互作用が小さいため、単に擦り込むだけではしゅう動面からすぐに散逸してしまう。そこで、何らかの方法でしゅう動面にとどめる工夫が必要である。ひとつの試みとして、液状のエポキシ樹脂にカーボンオニオンを分散させ、その後にしゅう動面に塗布して固化させたコーティングを形成した⁹⁾。

形成したカーボンオニオン添加エポキシ樹脂コーティングの真空中での自己潤滑特性を図4に示す。ほかのナノカーボンであるナノダイヤモンド粒子、フラーレン混合粒子、カーボンブラックをそれぞれ添加した複合材コーティングと比較した。その結果、エポキシ樹脂に1 wt%程度のカーボンオニオンを添加することで、エポキシ樹脂の硬さを変化させることなく、エポキシ樹脂コーティングに自己潤滑特

性を付与できることを明らかにした。その効果は他のナノカーボンと比べても顕著であることがわかる。さらに、エポキシ樹脂の耐摩耗性の向上にも寄与することも見出した。カーボンオニオンはエポキシ樹脂に限らず、さまざまな高分子材料、さらにはセラミック材料にも添加できることから、高潤滑特性の複合材を開発する上での寄与が期待される。

4. さいごに

固体潤滑剤は、油やグリースの流体潤滑剤の使用が困難または問題となる環境で適用され、さまざまな種類がある。そのうち、筆者らが研究を進めているカーボンオニオンについて紹介した。より小さい摩擦を実現するため、新規潤滑物質の探索、さらにはその適用法である周辺技術の開発は重要であり、その両者が相まってしゅう動部の潤滑特性の改善につながる。カーボンオニオンの場合も同様である。

参考文献

- 1) D. Ugarte : Curling and closure of graphitic networks under electron-beam irradiation, *Nature*, Vol. 359, p. 707-709 (1992)
- 2) W.A. Heer and D. Ugarte : Carbon onions produced by heat treatment of carbon soot and their relation to the 217.5nm interstellar absorption feature, *Chem. Phys. Lett.*, Vol. 207, No. 4-6, p. 480-486 (1993) 480
- 3) V.L. Kuznetsov, A.L. Chuvilin, Y.V. Butenko, I.Yu. Mal'kov and V.M. Titov : Onion-like carbon from ultra-disperse diamond, *Chem. Phys. Lett.*, Vol. 222, p. 343-348 (1994)
- 4) S. Tomita, A. Burian, J.C. Dore, D. LeBolloch, M. Fujii, S. Hayashi : Diamond nanoparticles to carbon onions transformation : X-ray diffraction studies, *Carbon*, Vol. 40, No. 9, 1469-1474 (2002)
- 5) O.-E. Andersson, B.L.V. Prasad, H. Sato, T. Enoki, Y. Hishiyama, Y. Kaburagi, M. Yoshikawa, S. Bandow : Structure and electronic properties of graphite nanoparticles, *Phys. Rev. B*, Vol. 58, No. 24, p. 16837-16895 (1998)
- 6) 垣内孝宏, 平田敦 : オニオン構造フラーレンの多量生成および潤滑材への適用, *精密工学会誌*, Vol. 67, No. 7, 1175-1179 (2001)
- 7) T. Cabioc'h, E. Thune, J.P. Riviere, S. Camelio, J.C. Girard, P. Guerin, M. Jaouen : Structure and properties of carbon onion layers deposited onto various substrates, *J. Appl. Phys.*, Vol. 91, No. 3, 1560-1567 (2002)
- 8) A. Hirata and S. Saito, Solid Lubrication with Carbon Onions at High Temperatures in Vacuum, in *Nanoscale Tribology-Impact for Materials and Devices*, edited by Y. Ando, R. Bennewitz, R.W. Carpick, W.G. Sawyer (Mater. Res. Soc. Symp. Proc. Volume 1085E, Warrendale, PA, 2008), 1085-T05-07
- 9) 益富和之, 定永達郎, 平田敦 : カーボンオニオン添加によるエポキシ樹脂基複合材コーティングへの自己潤滑性付与, *精密工学会誌*, Vol. 78, No. 4, 327-331 (2012)

(原稿受付：2017年4月4日)

解説

水潤滑システムにおける低摩擦発現のための 表面テクスチャリング

著者紹介



あ だち こう し
足 立 幸 志

東北大学大学院工学研究科
〒980-8579 宮城県仙台市青葉区荒巻字青葉
6-6-01
E-mail : koshi@tribo.mech.tohoku.ac.jp

1990年東北大学大学院工学研究科博士前期課程修了、同大学助手、准教授を経て、2011年同大学大学院工学研究科教授、現在に至る。トライボロジーを基盤とする機械設計、トライボ化学反応を制御した高機能ナノ界面創成の研究に従事。日本機械学会、日本トライボロジー学会などの会員、博士（工学）。

1. はじめに

流体を潤滑剤として用いる摩擦システムにおいては、二つの固体を直接接点させることなく流体膜によって潤滑する「流体潤滑」が理想の形態といえる。このようなシステムにおける摩擦は、流体の粘性に支配されるため、より低い摩擦を実現するためには、粘性の低い流体の導入が有効である。そのような背景のもと、水の低粘性に起因した超低摩擦が可能な「水潤滑」は、医療機器や食品および半導体製造等の特殊環境下における不可欠な技術として期待されるとともに、省資源・省エネルギーに優れた、エネルギー高効率利用のための潤滑技術として注目されている。

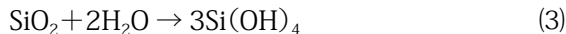
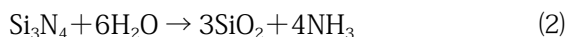
一方、低粘性流体は耐荷重性に劣るため、流体潤滑を可能とする荷重条件の増大ならびに二つの固体が境界膜を介して接触する境界潤滑領域での低摩擦が実用上の重要な技術課題となる。

これらに対し、流体動圧効果により耐荷重性を改善する手法として、また近年では、境界潤滑領域における低摩擦に寄与する摩擦化学反応に起因した摩擦耗や生成物を制御する技術として「表面テクスチャリング」の有効性が報告されている。前者についてはこれまでに多くの研究例や本特集においても議論されるためそちらを参照いただくこととし、本稿では、摩擦化学反応に起因した超低摩擦発現界面形成を制御するための表面テクスチャリングについ

て概説する。

2. 水中におけるセラミックスの摩擦特性

図1に炭化ケイ素（SiC）同士および窒化ケイ素（Si₃N₄）同士を水中で摩擦した場合の摩擦係数の推移の一例を示す¹⁾。いずれの場合においても、摩擦開始時には比較的高い摩擦を示すものの、初期段階において徐々に減少し最終的には0.01以下の低い摩擦係数で安定する。摩擦初期の現象は、一般に「なじみ」と呼ばれ、機械的な摩擦とともに(1)、(2)式で示される化学反応に伴う摩擦面の平滑化、さらに(3)式に示される化学反応に伴うせん断力の小さな水和化SiO₂ゲル層の形成により低摩擦が発現すると認識される^{2,3)}。



これらは、常温常圧下では発生しえない化学反応

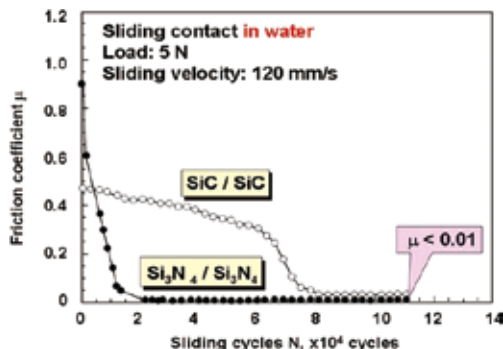


図1 炭化ケイ素および窒化ケイ素同士の水潤滑特性

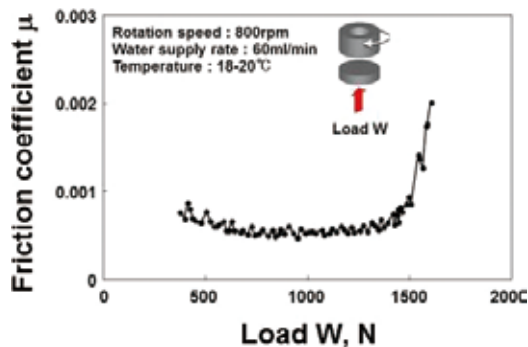


図2 炭化ケイ素の水潤滑特性の荷重依存性

であるが、摩擦部の過酷な接触状態ゆえに促進される反応として「摩擦化学反応」と呼ばれる。

摩擦過程において形成される平滑面と水和化 SiO_2 ゲル層を誘起する「摩擦化学反応」は、セラミックスの水潤滑における低摩擦発現の重要な鍵を握る。

図2に炭化ケイ素同士を水中で摩擦した場合の荷重に伴う摩擦係数の変化の一例を示す⁴⁾。比較的低荷重条件下において発生する0.001以下の摩擦係数が水潤滑システムによる低摩擦発現の可能性を示し、摩擦係数が急増する臨界荷重が水潤滑システムの限界（許容荷重性）を示している。さらなる低摩擦とその低摩擦をより高い荷重まで実現させることが水潤滑システムの実用化のための重要な技術課題となる。

3. なじみによるセラミックスの水潤滑特性の向上

炭化ケイ素同士の水中摩擦試験において、一定荷重を一定の時間負荷した後に、荷重を200N毎増加させる手順を繰り返すなじみ手法(I)および一定荷重において摩擦係数の変化率が5%以内になるまで十分に摩擦を与えたのち荷重を200N毎増加させる手順を繰り返すなじみ手法(II)を施した2種類の試験片及び事前に準備した試験片の水中での摩擦特性を図3に示す⁵⁾。同じ材料組み合わせにおいても、予め負荷する「なじみ」により、前述した2つの課題である臨界荷重の増加と低摩擦発現を同時に実現することが可能となる。

つぎに図4に表面テクスチャリング⁶⁾を導入した試験片を用いた場合の初期表面および十分になじませた後の表面の摩擦特性をテクスチャリングを施していない試験片の場合とともに示す。表面テクスチャリングの導入により、なじみによる摩擦特性の改善の効果が顕著に表れており、なじみによる低摩擦発現効果を加速するために表面テクスチャリングが有効であることを示している。

さらに、炭化ケイ素同士の水中摩擦試験において、十分になじませた摩擦面での潤滑特性に及ぼす種々の表面テクスチャの影響を図5に示す⁷⁾。マイクロメートルサイズおよびナノメートルサイズの凹部を複合したマルチテクスチャにおいて、最も優れた摩擦特性を示すことがわかる。以上の結果は、表面テクスチャリングが、低摩擦発現界面を形成するための鍵を握る技術であることを明示している。

4. マルチテクスチャリングによるなじみ過程における低摩擦発現ナノ界面形成

マルチテクスチャを施した炭化ケイ素試験片において、0, 800, 2,000, 2,600Nのなじみ荷重負荷

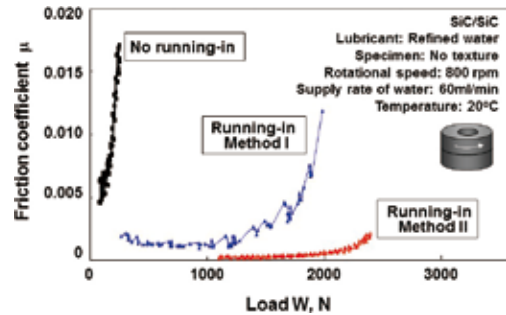


図3 炭化ケイ素の水中摩擦特性に及ぼすなじみの影響

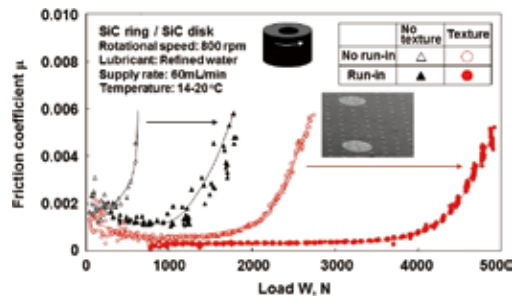


図4 炭化ケイ素の水潤滑における表面テクスチャによるなじみ効果の促進

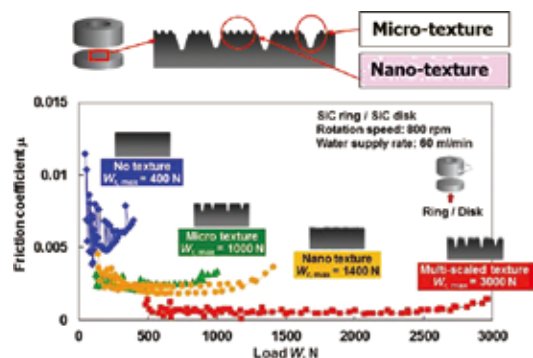


図5 マルチスケール表面テクスチャによる炭化ケイ素の水潤滑特性の大幅な改善

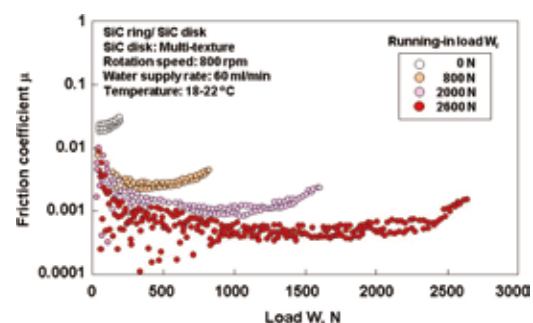


図6 炭化ケイ素の水潤滑におけるなじみ荷重の増加に伴う摩擦特性の改善

後の水中での摩擦特性を図6に示す⁸⁾。なじみ荷重の増加に伴い、なじみ荷重負荷後の摩擦特性は徐々に向上し、最大なじみ荷重負荷後の表面においては、約2,000Nの高荷重条件において0.001以下の極め

て低い摩擦係数を発現する。なじみ過程において超低摩擦発現界面が形成されていることを明示する結果である。

なじみ過程において、幾何学的形状がなじむ（通常は平滑化する）ことが低摩擦発現の要因であることは、疑う余地のない事実であるが、それに加え、化学的変化は低摩擦発現界面形成において極めて重要である。

図7にマイクロメートルサイズの凹部を有する試験片およびナノメートルサイズの凹部を複合したマルチテクスチャを有する2つの試験片における、なじみ荷重の増加に伴う摩擦面全域における水に対する接触角の平均値の変化を示す⁸⁾。いずれのテクスチャ表面においてもなじみ荷重を負荷することにより水に対する接触角は徐々に減少し、その後、なじみ荷重の増加に伴い接触角が増加することがわかる。これは、摩擦の負荷により濡れやすい表面が形成されるものの、さらに高荷重で摩擦することにより一旦形成された濡れやすい表面が徐々に消失されていることを意味する。これらは、式(1)、(3)の化学反応に伴い生成されたゲル状摩擦化学反応生成物の形成過程と接触界面からの排除過程と理解される。さらになじみ荷重を負荷すると、マルチテクスチャを施した試験片では、再び水の接触角が減少することが分かる。図8に同様の実験条件で形成された摩耗痕（ウェットブラストにより作成したマルチテクスチャを有する試験片の4,000Nのなじみ過程後）の断面TEM像を示す⁸⁾。摩擦表面には、約5 nm程の厚さを有するナノ界面が形成されている。すなわち、この濡れ性の大きなナノ界面が高荷重下での接触角の再低下を導くものと理解される。

表面テクスチャリングは、なじみ過程における摩擦化学反応の能動的な制御を可能にし、ゲル状水和物層の形成に加え数ナノメートル程度の厚さを有する構造変化層（ナノ界面）の形成の制御を可能性にする低摩擦発現技術といえる。

5. おわりに

なじみ過程における摩擦化学反応の制御による自己形成される平滑面、水和化 SiO_2 ゲル層および高い濡れ性を有するナノ界面が、優れた耐荷重性と0.001を下回る摩擦係数を発現する水潤滑システムを可能にする。

そして、その摩擦化学反応を能動的に制御することが可能な「表面テクスチャリング」は、環境負荷が少なく省資源、省エネルギーの観点においても優れた特性を有するセラミックスの水潤滑システムの実用化と使用範囲の拡大の鍵を握る技術といえる。

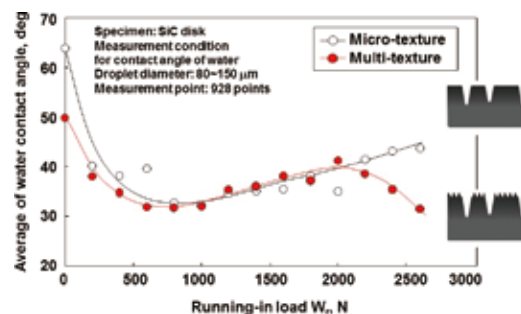


図7 炭化ケイ素の水潤滑におけるなじみ荷重の増加に伴う摩擦面の水に対する濡れ性の変化

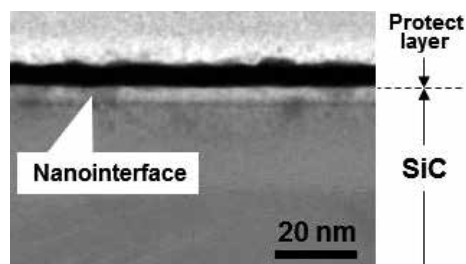


図8 マルチテクスチャを有する試験片における4,000Nのなじみ荷重付加後の摩擦面の断面TEM像

参考文献

- 1) M. Chen, K. Kato, K. Adachi: The comparisons of sliding speed and normal load effect on friction coefficients of self-mated Si_3N_4 and SiC under water lubrication, *Tribology International*, 35, 129 (2002)
- 2) H. Tomizawa, T. E. Fischer: Friction and Wear of Silicon Nitride and Silicon Carbide in Water: Hydrodynamic Lubrication at Low Sliding Speed Obtained by Tribochemical Wear, *ASLE Transactions*, 30, 41 (1987)
- 3) Y. Hibi: Studies of Tribochemical Reactions of Silicon Based Ceramics in Water and Alcohols and its Applications to Sliding and Machining: Mechanical Engineering Laboratory Report, 177 (1998)
- 4) 王曉雷, 加藤康司, 足立幸志, 会沢宏二: セラミックス/水潤滑及び金属/金属/油潤滑のストライベック曲線の比較, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, 349 (2001-11)
- 5) 足立幸志, 横田鉄生, 加藤康司: 水中における炭化ケイ素の摩擦特性に及ぼすなじみの影響, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, 225 (2007-9)
- 6) Xiaolei Wang, Koshi Adachi, Katsunori Otsuka, Koji Kato: Optimization of the surface texture for silicon carbide sliding in water, *Applied Surface Science*, 253, 1282-1286 (2006)
- 7) Y. Nishikawa, K. Noguchi, T. Takeno, K. Adachi: Surface Texture to improve friction properties by forming smoother surface on silicon-based ceramics in water, *World Tribology Congress 2013* (2013)
- 8) 八田智也, 足立幸志: 表面テクスチャリングによる炭化ケイ素セラミックスの水潤滑における超低摩擦界面の形成, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, 426 (2016)

(原稿受付: 2017年6月19日)

解説

表面微細構造により誘起される マイクロ・ナノ気体潤滑機構

著者紹介



よね むら しげる
米 村 茂

東北大学流体科学研究所
〒980-8577 仙台市青葉区片平2-1-1
E-mail: yonemura@fs.tohoku.ac.jp

1996年大阪大学大学院工学研究科博士後期課程修了。東北大学助手、講師、助教授を経て、2007年同大学准教授。現在に至る。希薄気体力学、マイクロ・ナノ流体工学、プラズマ科学、混相流の研究に従事。日本機械学会、応用物理学会などの会員。博士（工学）。

1. 表面微細構造により誘起される低摩擦現象

2005年にNakamoriら¹⁾は、大気環境下において潤滑剤の付与無しに、部分研磨ダイヤモンド膜の摩擦係数が図1に示すように摺動速度の増加とともに劇的に小さくなる興味深い現象を報告した。この実験の際には摺動音が発生しなかったことから、部分研磨ダイヤモンド膜を貼り付けたスライダが回転する対向面から浮上し、非接触状態になっていたものと考えられるが、その浮上のメカニズムは明らかにされていなかった。

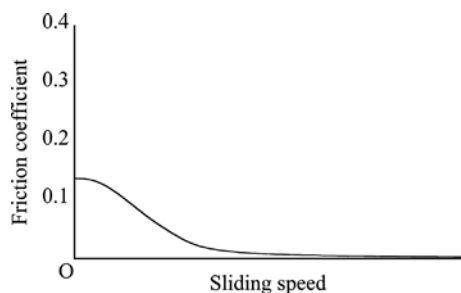


図1 部分研磨ダイヤモンド膜の摩擦係数の摺動速度依存性

Nakamoriらと同じ研究グループのTakenoらが部分研磨ダイヤモンド膜のSEM画像を論文²⁾に掲載しており、それを図2に転載する。部分研磨ダイヤモンド膜（図2下図）はCVDにより蒸着されたダイヤモンド膜（図2上図）を共摺りすることにより作成される。図2下図に示されるように、部分研磨ダイヤモンド膜は10 μ m程度の幅の平坦部と溝部により

構成されており、凹みの深さは1 μ m程度である。蒸着したままのダイヤモンド膜でも、完全に研磨した平坦な表面でも、低摩擦は得られず、図2下図のように部分的に研磨した場合にのみ低摩擦が実現した。この結果は、表面の材質よりむしろ表面の構造が低摩擦現象の発現に重要な役割を果たしていることを示唆している。

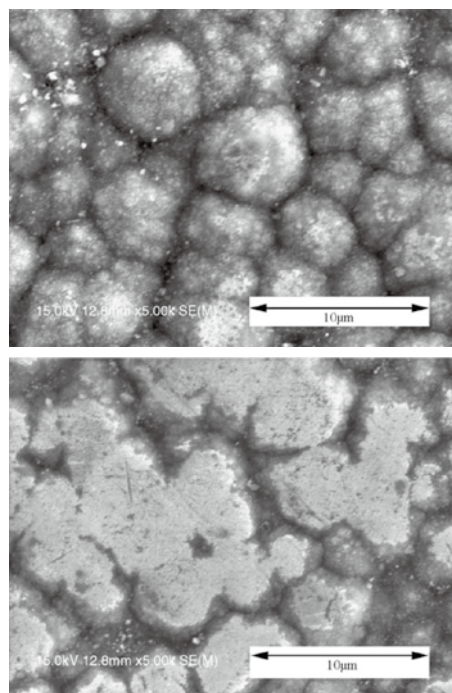


図2 蒸着したままのダイヤモンド膜（上図）と部分研磨したダイヤモンド膜（下図）のSEM画像 [Reprinted from Diamond & Related Materials (2005) 14: 2118, with the permission of Elsevier B.V.]

我々の研究グループでは、摺動面のマイクロスケールの凹みによって両面間の気体流れに高圧が誘起され、それによりスライダが浮上して非接触の気体潤滑の状態となり、低摩擦が実現したのではないかと考えた。そこで、両面間の気体流れを数値シミュレーションにより再現し、浮上のメカニズムを明らかにすることを試みた³⁾。本現象では面間距離が分子の平均自由行程 λ （大気中で0.065 μ m）と同程度かそれ以下、あるいは、せいぜい数倍程度と予

測されるために、流れの数値解析にはボルツマン方程式に基づくDSMC (direct simulation Monte Carlo) 法を用いた。図3に示すような摺動面に挟まれた2次元の潤滑領域を考え、上側の摺動面に周期的に深さ d 、長さ l_d の二等辺三角形形状の凹み（以下、ディンプル）と長さ l_f の平坦部を持たせ、両面を距離 h_0 だけ離して、下側の平板状の摺動面を一定速度 U で x 軸方向に動かした場合に引き起こされる定常な流れについて考える。

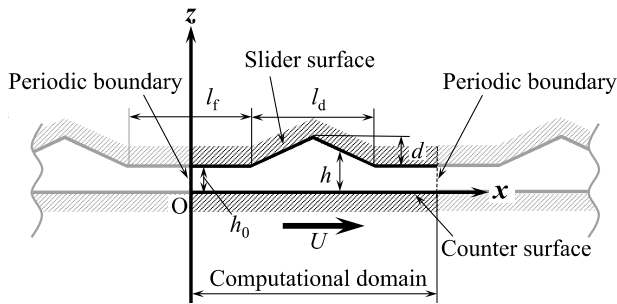


図3 計算領域 [Reprinted from AIP Conference Proceedings (2014) 1628 : 778, with the permission of AIP Publishing.]

計算で得られた圧力分布を図4に示す。ここで、計算領域の空間的な平均圧力は大気圧（1 atm）に等しくなるように設定されている。二つの図の下部には潤滑領域の形状が描かれており、面の位置座標 z の値については右側の縦軸を参照されたい。ここで、潤滑領域の形状は縦方向に拡大して描かれていることに注意されたい。

図4から、圧力はディンプル領域では摺動方向（ x 軸方向）に向かって大きく増加し、反対に平坦領域では、上に凸な曲線を描きながら摺動方向に向かって低下することがわかる^{3), 4)}。図4(a), (b)はそれぞれ最小面間距離 $h_0=0.14\mu\text{m}$ と $h_0=0.028\mu\text{m}$ の圧力分布であり、DSMCシミュレーションの結果に加えて分子気体潤滑（MGL）方程式⁵⁾による計算結果も示している。

図4(a)では、ディンプル領域の入口（左端）からディンプルの中央にかけて圧力が1 atmより低くなり、ディンプルの中央からディンプル領域の出口（右端）にかけて1 atmより高くなっているが、その圧力分布は1 atmを基準に正負でほぼ対称であるため、ディンプル領域で摺動面が受ける平均圧力はほぼ大気圧に等しくなり、揚力に寄与しない。ここでディンプル領域の左端と右端をその領域の入口、出口と呼んだ。これは対向面の右向きの運動によって流れが右向きに誘起されるためである。一方で、平坦領域では、圧力分布は上に凸な曲線を描くため、1 atmより高い圧力を持つ領域の面積が1 atmより

低い圧力を持つ領域の面積より大きくなり、その結果、摺動面全体で受ける平均圧力 $\bar{P}_{\text{surf}}$ は1 atmより大きくなる。これにより、図4(a)に示す $h_0=0.14\mu\text{m}$ の場合には1,900Pa程度の揚力が得られる。

一方で最小面間距離がさらに小さい $h_0=0.028\mu\text{m}$ の場合には、図4(b)に示すように、ディンプル領域における摺動方向への圧力増加が図4(a)の $h_0=0.14\mu\text{m}$ の場合より2.5倍ほど大きい。そして、ディンプル領域において、出口付近での圧力増加（周囲圧力と比しての圧力増加）が入口付近での圧力低下より大きくなる非対称な圧力分布となっている。さらに、平坦領域の出口での圧力勾配は険しくなり、入口の圧力勾配は0となって、ディンプル出口で得られた高圧力が平坦領域の広い範囲で維持されている。これらの効果により、摺動面全体で受ける平均圧力 $\bar{P}_{\text{surf}}$ はさらに大きくなり、13,000Pa程度の揚力が得られる。

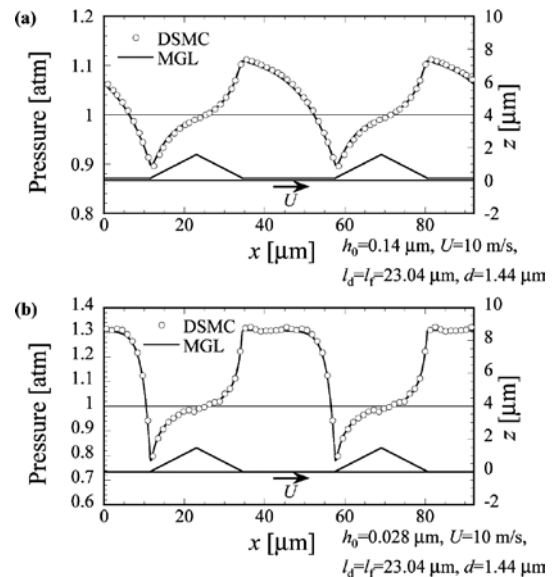


図4 DSMCシミュレーションと分子気体潤滑（MGL）方程式によって得られた圧力分布：(a) $h_0=0.14\mu\text{m}$, (b) $h_0=0.028\mu\text{m}$ ($U=10\text{ m/s}$, $d=1.44\mu\text{m}$, $l_d=l_f=23.04\mu\text{m}$) [Reprinted from AIP Conference Proceedings (2014) 1628 : 778, with the permission of AIP Publishing.]

最小面間距離 h_0 の大小により摺動面全体にかかる平均圧力 $\bar{P}_{\text{surf}}$ がどのように変化するかを図5⁶⁾に示す。この図から、最小面間距離が小さい場合ほど摺動面が受ける平均圧力が大きくなり、その結果、得られる揚力も大きくなることがわかる。つまり両面が接しそうなほど近づけば強い反発力が働き、その力はスライダーの浮上とともに緩やかになるので、ちょうど良い高さでスライダーが安定することがわかる。Nakamoriらが使用したスライダーを浮上させるために必要な揚力は1,400Pa程度なので、部分

研磨ダイヤモンド膜表面の微細な凹みの存在により引き起こされた高圧力によって両面が非接触となり、低摩擦が実現したものと考えられる。しかし、数値シミュレーションの結果³⁾からは、なぜこのような圧力分布になるのかはわからなかった。

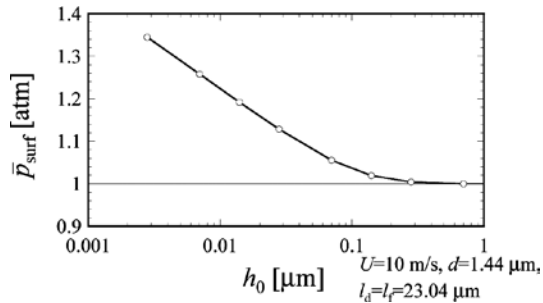


図5 摺動面全体にかかる平均圧力 $\bar{p}_{\text{surf}}$ に対する最小面間距離 h_0 の影響 ($U=10\text{ m/s}$, $d=1.44\text{ }\mu\text{m}$, $l_d=l_f=23.04\text{ }\mu\text{m}$) [Reprinted from Tribology Letters (2014) 55 : 437.]

一方で、Laser Surface Texturing (LST) 技術などにより表面に周期的に微細なディンプルや溝などを加工することにより、摩擦特性を向上させる試みが数多くなされており^{7)~12)}、その多くは液体の潤滑剤によるものであった。潤滑剤が液体の場合にも気体の場合にも、表面のディンプル構造の存在により、圧力は空間的に変動し、周囲の大気圧より圧力の低い領域と高い領域が現れる。液体の場合には、圧力が蒸気圧より低下した領域では気泡が発生し、圧力がそれ以上に低下することができなくなるため、正負の圧力が非対称となり、平均的に正の圧力が働くというメカニズムにより現象が説明されている^{7), 8)}。気体の場合にもLSTによるディンプル構造が摩擦低減に有効であることが報告されているが⁹⁾、気泡が発生しない気体では液体と同じメカニズムで圧力発生を説明することはできない。

KligermanとEtsion¹⁰⁾は回転する円筒状の軸を同心の円筒状の内面を持つリングで包んで駆動するガスシールを考え、回転軸の表面に周期的に規則正しく微細なディンプルを配置することによって高圧が発生することを数値シミュレーションにより示した。しかし、彼らは高圧が発生する断面の圧力分布を示したのみで、負圧部分を含めた全体の圧力分布は示さなかった。Raeymaekersら¹¹⁾は磁気テープのテープガイドに規則的に微細なディンプルを配置した場合の数値シミュレーションを行い、まさに図4と同様の圧力分布を示している。彼らは、「ディンプルの入口付近ではテープとガイドの局所的なすき間が広がるため、周囲圧力より低くなり、流れがディンプルの中央を通り過ぎるとすき間が狭くなるため圧力は増加する。圧力分布はディンプル領域にわたっ

て非対称であり、これによりディンプルには空気軸受圧力の平均値を大気圧より高くする効果がある」と述べている。しかし、圧力分布の非対称性の理由については言及しなかった。確かに彼らの言うように、ディンプルで圧力が大きく変動する場合には、図4(b)に示すようにディンプル入口での圧力低下より、ディンプル出口での圧力増加の方が大きくなり非対称な圧力分布となる。しかし、Raeymaekersらが報告した圧力分布¹¹⁾を見ると、ディンプルで生成される圧力分布の非対称性の寄与よりも、図4に示された平坦領域での上凸な圧力分布による寄与の方が大きいことがわかる。つまり、ディンプル出口で生成された高圧を上凸な曲線状の分布により平坦部の広い範囲に行き渡らせて、それにより摺動面にかかる平均圧力を高くしているのである。

Nakamoriらが観察した気体潤滑現象も、表面テクスチャにより誘起される気体潤滑現象も、同じメカニズムにより高圧が発生しているものと考えられるが、いずれもその高圧生成メカニズムが十分に説明されたとは言えなかった。この現象のメカニズムが明らかになれば、現象に対する理解が深まり摺動性能を向上させる最適な表面構造の設計に役立つだろう。そのような観点で著者らは文献6において、この現象のメカニズムを明らかにした。その要点をこいつまんで次節で解説する。

2. 高圧発生メカニズム

著者らは圧力分布の次の3つの特長が高圧発生に重要な役割を果たしていることを明らかにした^{4), 6)}。

- (1)ディンプル領域において、ディンプルの存在により気体の圧力が対向面の運動方向に向かって増加する。
- (2)平坦領域において圧力分布は上に凸な曲線を描く。平坦領域の入口において圧力勾配がより緩く、出口においてより険しければ、平均圧力はより高くなる。
- (3)ディンプル領域出口における圧力増加（周囲圧力と比しての圧力増加）が入口における圧力低下（周囲圧力と比しての圧力低下）より大きい非対称な圧力分布をディンプル領域で持つ。

特長(3)は高圧発生に必須の条件ではなく、満たされれば高圧発生により有利というものである。例えば、図4(a)の圧力分布では高い平均圧力が得られるが、特長(3)は見られない。ここでは特長(1), (2), (3)の圧力分布を持つ理由について解説する。

ディンプルの深さは長さに比べて小さいので、流れは対向面の運動方向に平行な一方向の流れになると仮定すると、流れ場はポアズイユ流れとクエット

流れの重ね合わせにより表すことができる。それぞれの流れの x 軸方向の流量を q_p , q_c とすると, 連続の式から, 定常流においては x =一定のどの断面でも総流量は等しくなるので, x 軸に沿って

$$q_p + q_c = \text{const} \quad (1)$$

が成り立つ。2次元のポアズイユ流れとクエット流れの流量はそれぞれ,

$$q_p = -\frac{h^2}{\sqrt{2RT}} Q_p(D) \frac{dp}{dx} \quad (2)$$

$$q_c = \frac{1}{2} \rho U h \quad (3)$$

と与えられる⁵⁾。ここで, R は気体定数, T は温度, p は圧力, ρ は密度, U は摺動速度, h は考えている位置 x での面間距離, D は逆クヌッセン数であり, クヌッセン数 $Kn(=\lambda/h)$ を用いて $D=\sqrt{\pi}/(2Kn)$ で与えられ, $Q_p(D)$ (>0) はポアズイユ流れの流量係数である。希薄化の影響は $Q_p(D)$ に現れ, Kn が1より十分小さい場合には $Q_p(D)=D/6$ と与えられ, q_p は連続流のポアズイユ流れの流量に一致する。

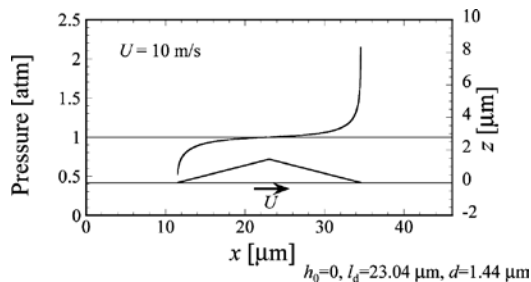


図6 両面が接触している場合のディンプル領域の圧力分布 ($h_0=0$, $U=10\text{m/s}$, $d=1.44\mu\text{m}$, $l_d=23.04\mu\text{m}$). [Reprinted from AIP Conference Proceedings (2014) 1628 : 778, with the permission of AIP Publishing.]

浮上のメカニズムを考える場合に, 両面が接触して, 平坦領域を空気がほとんど通過できない極端な場合から考えるとわかりやすい。つまり, 最小の面間距離 h_0 が0の場合を考える。この場合のディンプル領域における圧力分布を図6に示す。この場合, x 軸方向の総流量は0となるので,

$$q_p + q_c = 0 \quad (4)$$

がディンプル領域のどの断面においても成り立ち, 式(2), (3)を代入すると

$$-\frac{h^2}{\sqrt{2RT}} Q_p(D) \frac{dp}{dx} + \frac{1}{2} \rho U h = 0 \quad (5)$$

が得られ, よってディンプル領域内の圧力勾配は

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\rho U \sqrt{2RT}}{2h Q_p(D)} = \frac{pU}{h Q_p(D) \sqrt{2RT}} \quad (6)$$

と与えられる。ここで, 理想気体の状態方程式

$p=\rho RT$ を用いている。右辺の項の因子は全て非負であるので, 圧力勾配 dp/dx はディンプル領域にわたって正となる。 dp/dx が正であるので, 圧力は図6に示されるようにディンプル領域にわたって摺動方向に向かって単調増加する。これが圧力分布の特長(1)の理由である⁶⁾。このことは, 最小面間距離 h_0 がディンプル深さ d に比べて十分小さい場合に成り立つ。スライダーが浮上し最小面間距離 h_0 が0でなくなると, 式(4)の流量0の仮定が崩れるが, 接触状態からの浮上の端緒ではおおむね成り立つだろう。

特長(3)の正負に非対称な圧力分布も式(6)で説明できる⁴⁾。ディンプルの入口と出口付近で面間距離 h の大きさが同じとなる2つの位置で圧力勾配を比較する。 $Q_p(D)$ は $Kn=1$ 付近の高クヌッセン数領域では D に対して緩やかに変化するので¹³⁾, $Q_p(D)$ は2つの位置で大きな違いがないと考えて問題ない。両地点で h と $Q_p(D)$ が共通とすると, 式(6)から, 圧力勾配 dp/dx はそれぞれの位置での圧力 p に比例することがわかる。特長(1)によりディンプル内で圧力は摺動方向に向かって増加するので, 出口付近は入口付近より圧力が高くなる。このため, 図6に示されるように出口付近の圧力勾配が入口付近より強くなる。これにより, 周囲圧力と比しての入口付近での圧力低下よりも出口付近での圧力増加の方が強くなり, 圧力分布は正負に非対称となるのである。

両面が接触している図6の状態から上面が浮上し始めると, 平坦領域は図4に示すように左側のディンプルの出口(高圧)と右側のディンプルの入口(低圧)を繋ぐ流路となる。この流路をつたって空気が流れるため, ディンプルの出口, 入口における高圧と低圧は図6の状態から図4に示されるように緩和される。

最後に特長(2)の平坦領域における上に凸な曲線状の圧力分布の理由について述べる。平坦領域はディンプルの出口と次のディンプルの入口を繋いでいるので, ディンプル領域と反対に, その入口は高圧となり出口は低圧となる。最小面間距離 h_0 を変えると平坦領域の圧力分布のみならず, ディンプル領域で生成される圧力も変えてしまい, 平坦領域の両端の圧力が変わってしまう。問題を簡単にするために, 図7のような平行平板の摺動を考え, その両端の圧

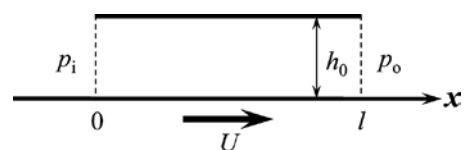


図7 平坦領域の摺動 [Reprinted from Tribology Letters (2014) 55 : 437.]

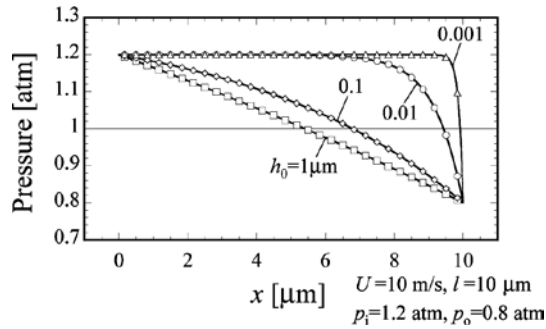


図8 平坦領域の圧力分布への最小面間距離 h_0 の影響 ($U=10\text{ m/s}$, $l=10\text{ }\mu\text{m}$, $p_i=1.2\text{ atm}$, $p_o=0.8\text{ atm}$) [Reprinted from Tribology Letters (2014) 55: 437.]

力を固定して潤滑現象を考える。

いま、平坦領域の入口の圧力 p_i を 1.2 atm 、出口の圧力 p_o を 0.8 atm 、領域の長さ l を $10\text{ }\mu\text{m}$ 、摺動速度 U を 10 m/s とし、面間距離 h_0 を変化させると、図8のように単調減少する圧力分布が得られた。面間距離 h_0 が小さくなるに従って、入口の圧力勾配は緩やかになり、出口の圧力勾配は険しくなる。その結果、入口の高圧が広い範囲で維持されて平坦領域の平均圧力は高くなる。

潤滑領域のどの断面においても総流量は一定であるので、次の関係が成り立つ。

$$q_{Pi} + q_{Ci} = q_{Po} + q_{Co} \quad (7)$$

ここで、添字のiとoは平坦領域の入口と出口を意味している。よって、

$$q_{Po} - q_{Pi} = q_{Ci} - q_{Co} \quad (8)$$

の関係が成り立ち、これに式(2)、(3)を代入し、 $p=\rho RT$ を用いれば、次式が得られる。

$$\left[Q_p(D) \left(-\frac{dp}{dx} \right) \right]_o - \left[Q_p(D) \left(-\frac{dp}{dx} \right) \right]_i = \frac{U(p_i - p_o)}{h_0 \sqrt{2RT}} \quad (9)$$

式(9)の右辺は正であり、面間距離 h_0 が小さくなるに従って、それに反比例して大きくなる。 h_0 が小さくなるとクヌッセン数 Kn は大きくなり、流量係数 $Q_p(D)$ も変化する。しかし、我々が問題にしている、 Kn が 0.1 以上の高クヌッセン数領域 ($D < 8.86$, $h_0 < 0.65\text{ }\mu\text{m}$) では、 $0.01 < D < 10$ の範囲で $1.539 < Q_p(D) < 3.060^{13)}$ と、 $Q_p(D)$ の変化は式(9)の右辺の増加に比べて十分小さい。さらに、同じ h_0 の条件下でも、圧力の空間変化にともなって、逆クヌッセン数 D は圧力に比例して変化するが、 $Q_p(D)$ の空間変化は同じ理由から大きくない。 $Q_p(D)$ の変化を無視すると、式(9)の右辺の増大により出口と入口の圧力勾配 $-dp/dx$ の差が大きくなることがわかる。このことから、 h_0 が小さくなると、出口の圧力勾配は険し

くなり、入口の圧力勾配は緩やかになるのである。

以上のことを言葉で説明する。平坦領域では入口の圧力に比べて出口の圧力が小さくなるので、それに伴い密度が低下し、式(3)より出口でのクエット流れの流量は入口のそれより小さくなる。しかし、連続の式から総流量はどの断面でも一定であるので、クエット流れの流量の減少分をポアズイユ流れが増加して補わなければならない。そのため、出口での圧力勾配が入口のそれより険しくなるのである。そして、クエット流れの流量が h_0 に比例するのに対し、ポアズイユ流れの流量が h_0^3 (連続流領域) ないし h_0^2 (高クヌッセン数領域) に比例するため、 h_0 が小さくなると、ポアズイユ流れはクエット流れ以上に流れにくくなるために、平坦領域出口でより大きな圧力勾配が必要になるのである。

このように、平坦領域の入口で緩く出口で険しい圧力勾配となるため、ディンプル出口で得られた高圧が平坦領域の広い範囲で維持されて、高い平均圧力が得られるのである。

3. 得られた知見の応用

圧力発生メカニズムがわかったので、それを利用して、高圧発生に有利な形状を予測することができ。例えば、ディンプル領域で圧力が空間的に大きく増加すれば、高圧発生に有利である。 $h_0=0$ の場合のディンプル領域における圧力増加は式(6)の圧力勾配を積分することにより得られるが、このことはディンプルの長さが摺動方向に長ければ高圧発生に有利であることを示唆している。図4(a)の条件から、ディンプル深さ d を変えずに、ディンプルの長さ l_d を2倍にした場合の圧力分布を図9(b)に示す。図9(a)は図4(a)と同じ分布である。予想したとおり、ディンプル領域で大きな圧力増加が得られ、得られる正圧は $1,925\text{ Pa}$ から $3,272\text{ Pa}$ に増加した。

図8で示したように最小面間距離 h_0 が非常に小さい場合には、平坦領域の入口付近で圧力勾配は0となり、入口圧力が下流側でも維持される。入口圧力 p_i が 1.2 atm のまま平坦領域を左側に延ばして長くしたとしても、入口圧力と同じ圧力を持つ領域が左側にさらに広がるだけだろう。つまり、平坦領域を長くすることによっても高圧が得られると予想される。図4(a)の条件から、ディンプル深さ d を変えずに、平坦領域の長さ l_p を2倍にした場合の圧力分布を図10(b)に示す。(図10(a)は図4(a)と同じ。) 予想したとおり、平坦領域で高圧が長く維持され、得られる正圧は $1,925\text{ Pa}$ から $3,293\text{ Pa}$ に増加した。

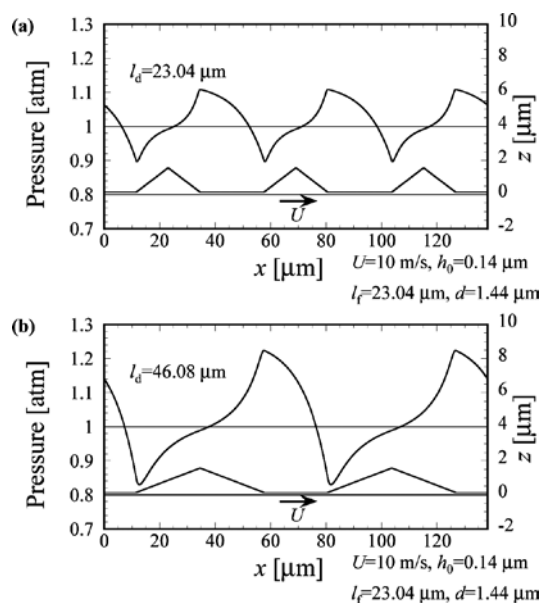


図9 ディンプル領域の長さ l_d の圧力分布への影響：(a) $l_d=23.04\mu\text{m}$, (b) $l_d=46.08\mu\text{m}$ ($h_0=0.14\mu\text{m}$, $U=10\text{m/s}$, $d=1.44\mu\text{m}$, $l_f=23.04\mu\text{m}$) [Reprinted from Tribology Letters (2014) 55 : 437.]

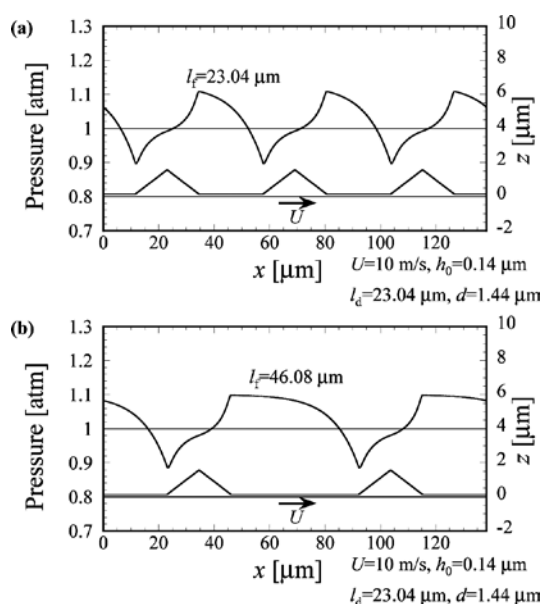


図10 平坦領域の長さ l_f の圧力分布への影響：(a) $l_f=23.04\mu\text{m}$, (b) $l_f=46.08\mu\text{m}$ ($h_0=0.14\mu\text{m}$, $U=10\text{m/s}$, $d=1.44\mu\text{m}$, $l_d=23.04\mu\text{m}$) [Reprinted from Tribology Letters (2014) 55 : 437.]

4. おわりに

摺動表面に微細なディンプルが存在することにより、摺動面間の空気に高圧が発生して、低摩擦が得られるメカニズムを解説した。理論的な理解がさらに深まれば、最適なディンプル形状の設計をするための重要な手がかりになるだろう。

参考文献

- 1) Nakamori, I., Takagi, T., Takeno, T., Abe, T., Uchimoto, T., Kohama, Y. : Direct Simulation of Monte Carlo Analysis of Nanofloating Effect on Diamond-Coated Surface, Diamond & Related Materials, Vol. 14, p. 2122-2126 (2005)
- 2) Takeno, T., Komoriya, T., Nakamori, I., Miki, H., Abe, T., Uchimoto, T., Takagi, T. : Tribological Properties of Partly Polished Diamond Coatings, Diamond & Related Materials, Vol. 14, p. 2118-2121 (2005)
- 3) Yonemura, S., Yamaguchi, M., Takeno, T., Miki, H., Takagi, T. : Effect of Micro Gas Flow on Low Friction Properties of Diamond Coating with Partly Polished Surface, AIP Conference Proceedings, Vol. 1084, p. 1153-1157 (2008)
- 4) Yonemura, S., Isono, S., Yamaguchi, M., Kawagoe, Y., Takeno, T., Miki, H., Takagi, T. : A Study of Floating of a Slider with Micro/Nanoscale Surface Structure on a Rotating Disk, AIP Conference Proceedings, Vol. 1628, p. 778-784 (2014)
- 5) Fukui, S., Kaneko, R. : Analysis of Ultra-Thin Gas Film Lubrication Based on Linearized Boltzmann Equation : First Report-Derivation of a Generalized Lubrication Equation Including Thermal Creep Flow, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 110, p. 253-261 (1988)
- 6) Yonemura, S., Isono, S., Yamaguchi, M., Kawagoe, Y., Takeno, T., Miki, H., Takagi, T. : Mechanism of Levitation of a Slider with a Micro/Nanoscale Surface Structure on a Rotating Disk, Tribology Letters, Vol. 55, p. 437-454 (2014)
- 7) Hamilton, D.B., Walowit, J.A., Allen, C.M. : A Theory of Lubrication by Micro-Irregularities, Transaction of the ASME, Journal of Basic Engineering, Vol. 88, p. 177-185 (1966)
- 8) Wang, X., Kato, K., Adachi, K., Aizawa, K. : Loads Carrying Capacity Map for the Surface Texture Design of SiC Thrust Bearing Sliding in Water, Tribology International, Vol. 36, p. 189-197 (2003)
- 9) Etsion, I. : State of the Art in Laser Surface Texturing, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 127, p. 248-253 (2005)
- 10) Kligerman, Y., Etsion, I. : Analysis of the Hydrodynamic Effects in a Surface Textured Circumferential Gas Seal, Tribology Transactions, Vol. 44, p. 472-478 (2001)
- 11) Raeymaekers, B., Etsion, I., Talke, F.E. : A Model for Magnetic Tape/Guide Friction Reduction by Laser Surface Texturing, Tribology Letters, Vol. 28, p. 9-17 (2007)
- 12) Murthy, A.N., Etsion, I., Talke, F.E. : Analysis of Surface Textured Air Bearing Sliders with Rarefaction Effects, Tribology Letters, Vol. 28, p. 251-261 (2007)
- 13) Fukui, S., Kaneko, R. : A Database for Interpolation of Poiseuille Flow Rates for High Knudsen Number Lubrication Problems, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 112, p. 78-83 (1990)

(原稿受付：2017年6月1日)

解説

MR流体用回転軸シールの開発

著者紹介



鷲野 誠一郎

株式会社デンソー

〒448-8661 愛知県刈谷市昭和町1-1

E-mail: SEIICHIROU_WASHINO@denso.co.jp

2004年東北大学大学院工学研究科博士前期課程修了。同年、株式会社デンソー入社。以来、研究開発に従事し動力伝達機構関連の新技术を担当。日本機械学会の会員。

1. はじめに

小型で制御がしやすく、高応答なパッシブデバイスを構成できるMRFはさまざまな分野で適用され、自動車分野においても活用が広まりつつある。MRFは、主に直径数 μm の鉄粒子とオイルで構成され、磁場をかけると鉄粒子が磁束線に沿ってクラスタを形成し、流体の見かけ上の粘度が増大する（図1）。

自動車分野ではこれまでに、MRFを用いたショックアブソーバやエンジンマウント等が実用化されてきた¹⁾。しかしながら、ブレーキやクラッチ等の回転方式のアプリケーションはほとんど実現されていない。回転方式のアプリケーションの一般的な構成を図2に示す²⁾。シャフトの先端に円板型のロータが取り付けられ、その周囲にMRFが存在し、回転軸シールで封止されている。ロータの径方向外側にはコイルが配置されており、コイルに通電し磁界を発生させるとMRFの見かけの粘度が高くなり、デバイスはブレーキやクラッチとして機能する。この方式のアプリケーションが実現され難い要因の1つは、MRFを封止する回転軸シールに非常に高い耐久性が要求されることである。

我々は、既存の回転軸シールであるオイルシールや、耐摩耗性の高いPTFE（フッ素樹脂）シールについて、MRFに対する寿命の評価を行い、耐久性と漏れの要因を分析してきた。本解説では、こうした分析結果を基にした、回転方式のアプリケーションにも適用可能な高耐久MRF封止シールについて紹介する。

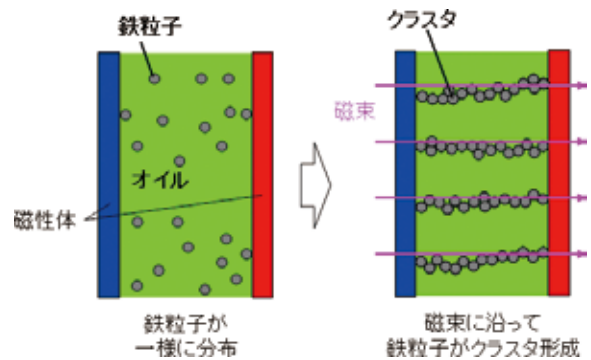


図1 MRFの磁場に対する見かけの粘度増加原理

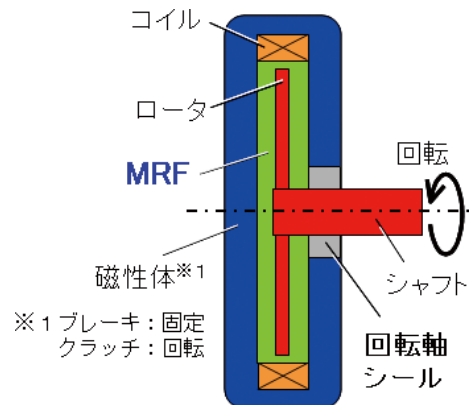


図2 回転方式のアプリケーションの一般的な構成

2. 既存の回転軸シールの耐久性と漏れ要因分析

2.1 要求される耐久性

回転軸シールは往復運動シールと比較し摺動距離が長い。図3に、ある自動車部品に使用されるシールについて、一生分の摺動距離の平均値を示す。往復運動する部品に対し、回転運動を行う部品の摺動距離は2桁高い（10,000km以上）。

2.2 耐久試験装置

本研究で使用した耐久評価装置を図4に示す。本装置には磁界を発生する機能は無く、シール耐久性評価の目的に特化している。シールは2段階の構成としており、1段階はオイルシールまたはPTFEシールを設置し、2段階にはオイルシールを設置する。1段階目と2段階目の間は透明なアクリル材で構成して

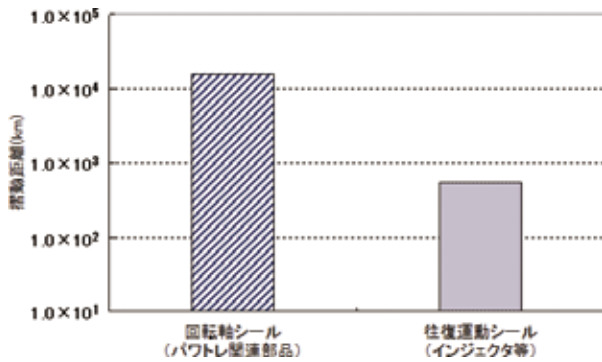


図3 自動車部品に使用されるシールの摺動距離 (平均値)

おり、1段目からの鉄粒子漏れが視覚的に確認できるようになっている。1段目と2段目の間はMRFのオイル成分で満たしている。シャフトはモータ駆動で、回転数は3,500rpm一定、環境温度は常温である。

2.3 オイルシールの評価と分析

1段目にオイルシールを設置して評価した結果、試験開始後間もなく(摺動距離が約105kmの時点で)MRFの漏れが発生した。図5に、耐久試験後のオイルシールとシャフトの外観を示す。オイルシールのリップ部は激しく摩耗(えぐれ摩耗)し、リップの形状が残っていなかった。シャフト側のリップ接触部は変色していたが、摩耗痕などは存在しなかった。この変色はリップ部の摩擦熱により金属表面が変化したものだと考えられる。以上より、オイルシールのリップは液体以外の成分すなわち、MRFの鉄粒子によりえぐられ短期間に摩耗したと考えられる。

2.4 PTFE(フッ素樹脂)シールの評価と分析

既存の回転軸シールの中で耐摩耗性が高いPTFEシールについて、オイルシールと同様に耐久性を確認した。PTFEシールは耐摩耗性に優れている反面、リップ部が硬くシャフトの表面粗さや偏心などへの追従性が悪いため、液体のシール性は良好でない。そのため、2段目のオイルシールがオイル成分を封止する重要な役割を果たす。図6にその構成を示す。PTFEシールが鉄粒子を、オイルシールがオイルを

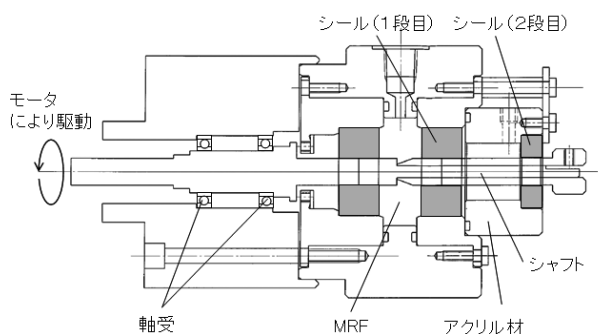


図4 シール耐久評価装置

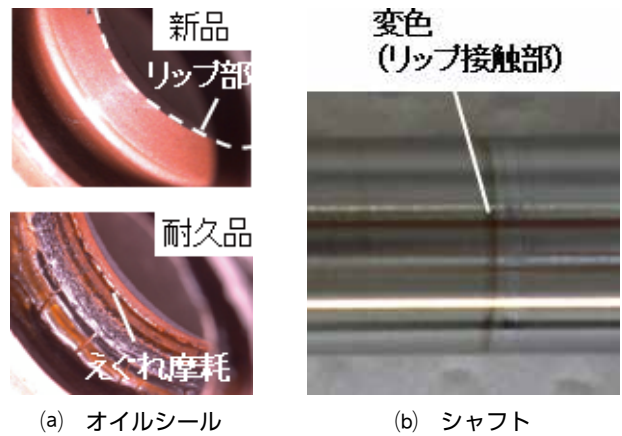


図5 耐久試験後のオイルシールとシャフトの外観

封止するよう機能を分割している。評価の結果、摺動距離が792kmの時点(オイルシールでの結果と比較し7.5倍)で、図のA部に鉄粒子漏れが確認された。耐久試験後のPTFEシールの外観を図7に示す。新品のPTFEシールと比較し、耐久後はリップ部が摩耗してシャフトとの接触幅(摩耗幅)が拡大していたが、リップの表面には目立った傷などは見られなかった。

つぎに、シャフトの外観・表面形状の分析結果を表1に示す。シャフトは深く削れ、その上にはスラッジが付着していた。スラッジはMRFの鉄粒子、シャフトの摩耗粉、変性したオイルが混ざり生成される泥状物である。鉄粒子の最小径(3 μ m)に対し、削れによる凹(3 μ m)とスラッジによる凸(4 μ m)が大きく、我々はこの隙間から鉄粒子が漏れたと推察した。

3. 高耐久MRF封止シールの提案

3.1 シール設計の考え方

シリカコーティングされているMRFの鉄粒子に対し、純粋なシャフト摩耗粉は凝集しやすいことが知られており、これがスラッジの主要因だと考えられる。そこで、我々はシャフト摩耗粉の発生を防ぐため、DLCコーティングされたシャフトとPTFEシールとを組合せた鉄粒子専用封止シールを構築した。PTFEシールはオイル封止性が悪いため、前章と同様、オイルシールを下流に設ける2段構造とした(図8)。耐摩耗性があり摩擦係数の低いPTFEシールとDLCコーティングの組合せで、シールリップおよびシャフトの摩耗を防ぐことが可能となる。DLCコーティングを施すのはPTFEシールのリップとの接触部のみで良いが、製作性を考えシャフト全体にコーティングを施しても問題は無い。DLCコーティングの膜厚は、硬度、密着性が良好な1.5 μ m程度とした。

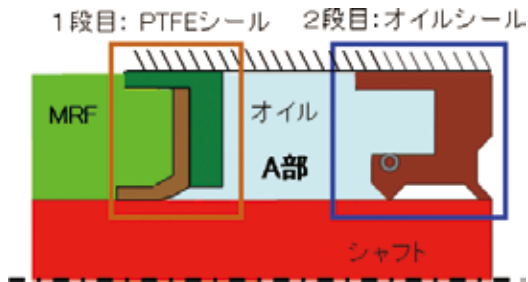
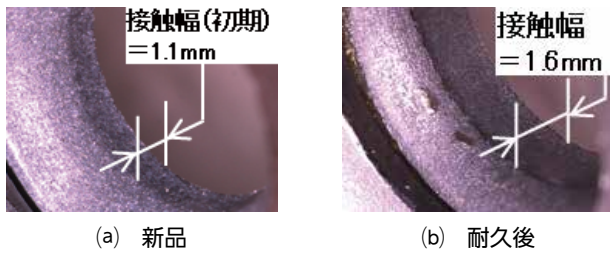


図6 PTFEシールを用いたMRF封止シールの構成



(a) 新品 (b) 耐久後

図7 耐久試験前後のPTFEシールの外観

表1 シャフトの外観・表面形状の分析結果

分析項目	シャフト外観	シャフトの表面形状 (面粗さ計により測定)
結果		

3.2 試作によるポテンシャル調査

シャフトにDLCコーティングを施した試作品を作成し、耐久性のポテンシャル調査を行った。コーティング以外の試験条件は前章と同様とし、前章にてMRF漏れが確認された摺動距離（792km）まで連続作動させた。

結果、摺動距離792km時点では、図8のA部に鉄粒子漏れは見られなかった。耐久試験後のPTFEシールの外観を図9に示す。前章と同様、耐久後は摩耗し、シャフトとの接触幅（摩耗幅）が拡大していたが、リップ表面には目立った傷等は見られなかった。

つぎに、シャフトの外観、表面形状の分析結果を表2に示す。こちらは前章と異なり、シャフトの削れ量はわずかに留まり、表面にスラッジの発生は見られなかった。シャフトが削れた厚みは $0.7\mu\text{m}$ であり、これは鉄粒子の最小粒子径 $3\mu\text{m}$ より小さかった。

以上より、シャフトにDLCコーティングを施すことで、シャフトの削れおよび摩耗粉と漏れの要因と考えられるスラッジの発生を防ぐ効果があると考えられる。また、シールリップにPTFEシールを用いることでリップの耐久性を高くすることができ、両

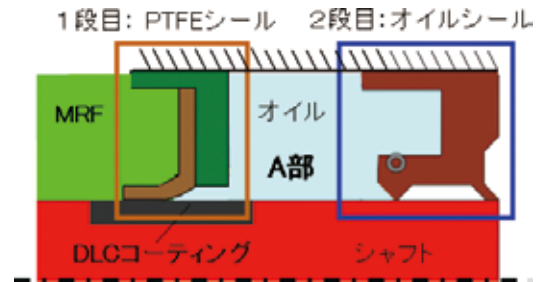
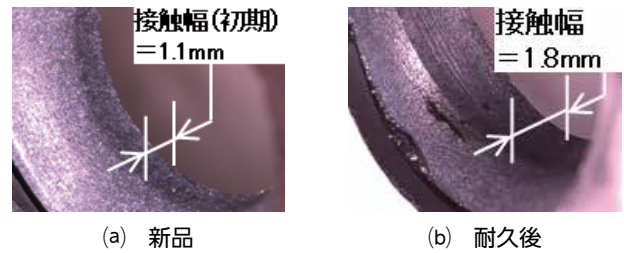


図8 提案する高耐久MRFシール構造



(a) 新品 (b) 耐久後

図9 耐久試験前後のPTFEシールの外観

表2 シャフトの外観・表面形状の分析結果

分析項目	シャフト外観	シャフトの表面形状 (面粗さ計により測定)
結果		

者の組合せはシールの耐久性を向上させる手段としてポテンシャルがあると考えられる。

3.3 長期耐久試験による寿命確認

本シール構成の寿命（MRF漏れまでの摺動距離）を確認するため、長期耐久試験を実施した。なお、DLC膜厚の増加が寿命に与える影響を評価するため、膜厚 $3.0\mu\text{m}$ のものを用意し、DLC膜の初期厚み $1.5\mu\text{m}$ と $3.0\mu\text{m}$ の2水準を設け試験を実施した。試験では2水準の試験機を各5台ずつ用意し、摺動距離別に試験を終了させDLC膜の残膜厚を測定した。結果を図10に示す。結果は摺動距離に対する残膜厚で示している。

初期厚み $1.5\mu\text{m}$ では、摺動距離が長くなるにつれ残膜厚が減少し、摺動距離が2,270km（オイルシールと比較し22倍）のところで図8のA部に鉄粒子漏れが確認された。耐久試験後のシャフトの外観・表面形状の分析結果を表3に示す。DLC膜の初期厚み $1.5\mu\text{m}$ に対し、 $-0.3\mu\text{m}$ まで削れている。すなわち、DLC膜は完全に消失していた。さらに、上流部周辺にはスラッジの発生が確認された。鉄粒子の最小径（ $3\mu\text{m}$ ）に対し、削れによる凹（ $1.8\mu\text{m}$ ）とスラッジ

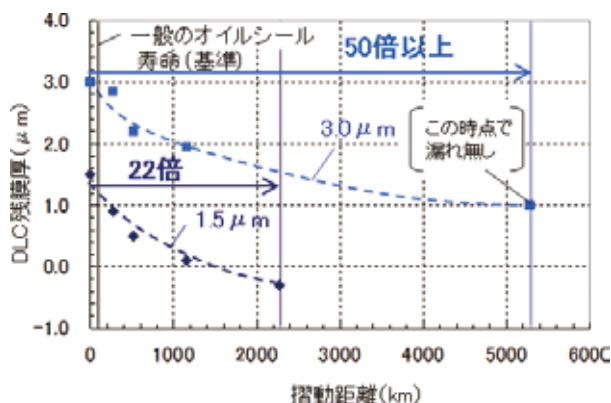


図10 高耐久MRF封止シールの耐久試験結果

による凸 ($1.4\mu\text{m}$) が大きく、前章の結果と同様、シャフトが深く削れることで発生した摩耗粉が要因でスラッジが発生し、これらが形成する隙間から鉄粒子が漏れたと推察した。

一方、初期厚み $3.0\mu\text{m}$ では、摺動距離が長くなるにつれDLC膜が減少するが、次第に減少の割合が小さくなる傾向が見られた。これは、リップおよびシャフトの摩耗が、摩耗の激しい初期摩耗から比較的安定する定常摩耗へ移行したためだと考えられる。摺動距離が $5,300\text{km}$ (オイルシールと比較し50倍) を上回っても鉄粒子漏れは生じず、大幅に寿命が伸びることが確認できた。耐久試験後のシャフトの外観・表面形状の分析結果を表4に示す。DLC膜の初期厚み $3.0\mu\text{m}$ に対し、 $2.0\mu\text{m}$ 削れていたが $1.0\mu\text{m}$ の膜が残っていた。今回、設備稼働の制約上、摺動距離が $5,300\text{km}$ の時点で試験を終了したが、本結果よりDLC膜が完全に消失する際の摺動距離は $5,300\text{km}$ に対しさらに長いと考えられ、回転軸シールの要求する耐久性に到達する可能性がある。

4. ま と め

本解説では、MRFを応用したデバイスのうち回転方式のアプリケーションに適用可能な、高耐久

表3 シャフトの外観・表面形状の分析結果(DLC: $1.5\mu\text{m}$)

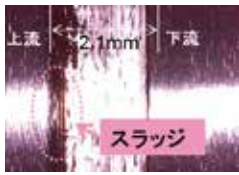
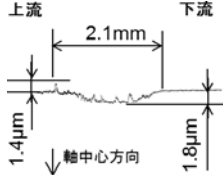
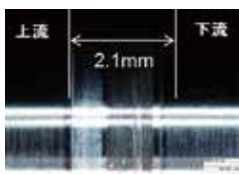
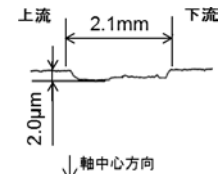
分析項目	シャフト外観	シャフトの表面形状 (面粗さ計により測定)
結果		

表4 シャフトの外観・表面形状の分析結果(DLC: $3.0\mu\text{m}$)

分析項目	シャフト外観	シャフトの表面形状 (面粗さ計により測定)
結果		

MRF封止シールを紹介した。シールは、既存の回転軸シールの耐久性と漏れ要因分析の結果から、DLCコーティングをシャフト表面に施すことでシャフト摩耗とスラッジ発生を防止する構造とした。長期耐久試験により、既存のオイルシールと比較し50倍以上の寿命を確保できることを確認した。本手法は回転軸シールの寿命を延ばす上で、非常にポテンシャルの高い手段であると考えられる。

参考文献

- 1) 松隈政彦：自動車用MR流体ダンパおよびエンジンマウントの実用化例，フルードパワーシステム，Vol. 42，No. 1，p. 53-56 (2011)
- 2) Lord Corp. : <http://www.lord.com/>

(原稿受付：2017年4月5日)

ニュース

日中若手研究者交流報告 (FPTC2016, Hangzhou, China)

著者紹介



こばやし わたる
小林 亘

岡山理科大学工学部知能機械工学科
〒700-0005 岡山市北区理大町1-1
E-mail: kobayashi@are.ous.ac.jp

2015年芝浦工業大学大学院博士課程修了。同大学ポスト・ドクター兼非常勤講師を経て、2016年岡山理科大学助教、現在に至る。水圧駆動システムに関する研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会、日本計測自動制御学会などの会員。博士（工学）。

1. はじめに

日中間の研究交流事業の一環として2003年から始まった日中若手研究者交流事業では、中国の機械学会に相当する中国機械工程学会内の流体伝動および制御分会との間で、継続して日中のフルードパワー関連技術および若手研究者の交流を促進してきている。

本年度は、JFPS側から中国へ派遣する年であり、岡山理科大学の赤木徹也教授および小林が若手研究者代表として招聘された。本年度は例年に比べ大学および企業訪問が多く設定されており、また、油圧・空気圧・水圧など多岐にわたる研究についてご紹介いただく機会を得ることができた。以下、本交流事業での成果について報告する。

2. 滞在の概要

訪中の滞在概要について簡単に述べる。11月11日より19日までの九日間に渡り上海、寧波、杭州に滞在し、11月17日および18日に開催された中国の国内学会であるFluid Power Transmission and Control Institution 2016 (FPTC 2016) の聴講および特別講演、上海交通大学、浙江大学のフルードパワーに関連する研究室および研究所・企業への訪問を行った。滞在中は国内学会での特別講演のみならず、大学や研究所、企業訪問時にも講演する場をいただき、関係する研究者を交えて活発な質疑応答が行われた。

11月11日に岡山空港から上海空港に到着し、空港で出迎えてくれた浙江大学の学生に案内され、軽い昼食を取った後、宿泊するホテルに送迎していただいた。翌12日朝に上海交通大学へ移動し、フルードパワー関連の研究を行っている教員・学生を含めて30人程度を対象に赤木教授が講演を行った。講演では、開発したポータブルリハビリテーション機器の剛性の調節方法について活発な意見交換が行われた（写真1）。



写真1 赤木教授による講演の様子（上海交通大学）

午後からは現地で油圧サーボ弁の製造を行っているShanghai Radk-Tech Hydraulic System Co., Ltd（上海、中国）を見学後、懇親会の場を設けていただいた。中国側の担当者である徐兵教授と深い交流のある社長の曹涌氏は非常に気さくな方で、日本へ



写真2 左から赤木教授、小林、曹涌氏、徐兵教授

も何度も訪れており、懇親会の間でも白酒とともに話が弾んだ。写真2は曹涌氏の趣味である飲茶をいただいたときのものである。

13日にはフィルタや油冷システムなどの製品を製造しているMintai Hydraulics Shanghai Co., Ltd (上海, 中国) を訪問し、工場内を見学させていただいた後、赤木教授が会社経営陣を対象とした講演を行った。この日は、次の目的地である寧波に向かうため高速鉄道で上海を離れた。翌14日は中国国有施設の一つであるNational Quality Supervision and Inspection Center of Pneumatic Products (寧波, 中国) を訪問し、赤木教授が近隣からお集まりいただいた油圧・空気圧メーカの経営者総勢30名程度を前に1時間程度の講演を行った。質疑応答では振動モータやチューブの屈曲を利用した弁などに関して多くの質問や意見がなされ積極的な技術交流が図られた。また、午後からは空気圧関連機器の製造を行っているNingbo Jiaerling Pneumatic Machinery Co., Ltd (寧波, 中国) を訪問し、同様に赤木教授の講演が行われた。意見交換の間では赤木教授が開発された柔軟空気圧シリンダに関する質問が多くみられた。その後、Ningbo Institute of Technology, Zhejiang University (寧波, 中国) を訪問し、フルードパワーに関係する研究室を見学させていただいた。見学後には、学内の会議室にて赤木教授が講演を行った。講演には多くの学生が参加しており、学生からも質問がなされた。

16日は、杭州にある中国の流体研究重点施設であるState Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems (杭州, 中国) を訪問し、研究室見学および意見交換を行った。夜には国内学会の運営委員らとの懇親会にも招待していただき交流を深めることができた。17日からは中国の国内学会であるFPTC2016に参加した。17日に赤木教授が「Development of Low-Cost Wearable Pneumatic Components for Power Assisted System and Rehabilitation Device」のタイトルで特別講演を行い、翌18日には著者が「Development of Passive-Type Pressure Intensifier for Tap-Water Drive Systems」のタイトルで特別講演を行った。FPTCは中国全土から研究者およびフルードパワー関連の技術者が参加しており、総勢で400名を超える参加者が一堂に会する様子は国内学会とは思えないほどであり、中国国内でのフルードパワーに関連した研究の盛況ぶりがうかがえた。

学会最終日の夜には同会場内で懇親会が催され、現会長である孔祥東教授や前会長である王祖温教授と同じテーブルに招待していただいた。懇親会では、

多くの研究者や技術者の方と交流を深めることができ、十分に用意しておいた名刺がすべて無くなるほど多くの方を紹介していただく機会を得ることができた。また、多くの方から今年福岡で開催される国際シンポジウムへの投稿を予定しているとのお話をいただき、10月に福岡で再会することも約束した。写真3は懇親会で撮影した集合写真である。また、懇親会の最後にはサプライズで王祖温前会長の誕生日祝いも企画され大いに盛り上がった(写真4)。



写真3 懇親会にて



写真4 王祖温前会長の誕生日祝い

3. おわりに

著者は2014年の日中ジョイントワークショップ(太原), 2015年のFPM2015(ハルビン)に続き、今回で三回目の訪問となったが、訪れる度に中国の方々の温かい歓迎とサポートに驚かされている。担当者であった徐兵教授をはじめとする大学関係者およびフルードパワーに関連する企業の技術者の皆様のおかげで、FPTC2016での招待・特別講演も、滞在中の全スケジュールも滞りなく終えることができた。

訪問の間お世話になった先生方、また快く見学させてくださった多くの大学および企業関係者にこの場を借りて御礼申し上げます。ありがとうございます。

(原稿受付: 2017年4月19日)

会議報告

計測自動制御学会・流体計測制御シンポジウムにおけるフルードパワー研究動向

著者紹介

ふな き たつ や
船 木 達 也国立研究開発法人産業技術総合研究所
〒305-8563 茨城県つくば市梅園1-1-1
E-mail: funaki.t@aist.go.jp2002年東京工業大学精密工学研究所助手、
2007年（独）産業技術総合研究所研究員、2012
年主任研究員となり、2015年の改組を経て現在
に至る。気体流量計測制御、気体流量標準に関
する研究に従事。日本フルードパワーシステム学
会、計測自動制御学会などの会員。博士（工学）。

1. はじめに

計測自動制御学会では部門制をとっており、6部門から構成される。その一つである産業応用部門の中に、フルードパワーに関連した研究活動を推進している流体計測制御部会がある。この部会は毎年主催して流体計測制御シンポジウムを部門の年次大会において開催している。

2016年度は、平成28年10月25日（火）に（国研）産業技術総合研究所の臨海副都心センターにおいて、産業応用部門年次大会の併設行事として開催された。例年、開催場所が東京工業大学であったが、小職が産業応用部門長を仰せつかっていた関係もあり、産総研での初開催となった。

年次大会の参加者は約70名にのぼり、併設開催していたシンポジウム間を自由に行き来しやすい環境が得られたことも影響したのか、流体計測制御シンポジウムにも多くの企業関係者が聴講に立ち寄っていた。本稿では、このシンポジウムにおける研究動向について報告する。

2. 研究発表の概要

2.1 セッション構成

本シンポジウムでは2つのセッションを設けていた。特にセッションのテーマを選定した形ではなく、午前のセッションに5件、午後のセッションには3件、合計8件の研究発表がなされた。以下、個別の研究概要を簡単に紹介する。

2.2 研究発表の要約

宮寄ら¹⁾は、工場作業員などの身体負荷を軽減する荷重支持アームを装着した際の支持性能を、作業員脚部の表面筋電位計測を通して評価し、荷重支持の効果を検証していた。

斎数ら²⁾は、高速旋回流の中心部における空気温度低下作用に着目して、大気圧下の室内空気から水分を抽出する除湿技術の開発に関して研究報告を行っていた。発表ではシミュレーション結果及び実験結果を示し、その効果も検証していた。

中尾³⁾は、空気圧管路内での脈動流量を状態推定する方法において、ライン圧が変動する場合に対応可能な拡張を実践し、その手法の提案と数値シミュレーションによる有効性を検討していた。加えて、5 Hzの脈動流に対する結果を報告していた。

梅津ら⁴⁾は、ガソリンエンジンの吸気系における排気再循環（EGR）という技術で重要なEGRバルブを通過する質量流量について、非線形多変量解析法の一つであるカーネルリッジ回帰を利用し、センサによる実用条件検出可能な物理量とあわせて推定する手法を提案していた。発表では、シミュレーションおよび実験結果から、精度よく推定できることを示していた。

北島ら⁵⁾は、収縮型および伸展型の空気圧ゴム人工筋と、ばねおよびタイミングプーリを用いた複数の滑車機構を提案、製作し、動作実験による各機構の性能評価を試みていた。十分な回転角が得られる場合とそうでない場合などを考察し、今後の方向性についても議論していた。

久富ら⁶⁾は、術具先端の手首関節を末端の操作部から操るロボットシステムを研究対象とし、操作部の大きな可動範囲と回転伝達を実現するために弾性体を用いる手法を提案し、その変位計測手法と制御系の開発を行っていた。実際の動作結果から有用性を示しつつ、課題点も説明していた。

金澤ら⁷⁾は、風力エネルギーを用いて圧縮空気を製造する風力空気圧縮機の効率向上に向け、風車の羽形状の見直しと多翼化、さらには圧縮機シリンダの複数設置による効率向上を試みていた。風車特性

と圧縮機特性をうまく調整し、最大効率を2.3%改善できたことを報告していた。

黒澤ら⁸⁾は、ハンド型多関節マニピュレータの空気圧サーボシステムに対して、PID制御ゲイン調整手法の新たな方法であるE-FRITを適用し、その効果を検証していた。発表では調整したPIDゲインを実装することで所望する結果が得られたことを確認していた。

3. おわりに

本稿では、計測自動制御学会・流体計測制御シンポジウムにおける研究動向を紹介した。研究発表の内容を振り返ってみると、特定の技術分野にとどまることなく、分野を跨いだ融合的なものが多い印象を受けた。また、講演者の所属にかかわらず、いずれの研究発表も大変興味深いものであった。

詳細な説明は割愛するが、基礎的な理論を踏まえつつ実際の現場技術として応用する事例や、多くの諸問題を解決するソリューション研究の成果が多く占めている印象を受けた。最近の研究動向、研究姿勢を反映しているのかもしれない。

一方で、前述の背景を踏まえ、様々な分野の研究者、技術者の方々が参集され、活発な議論がなされていたことは本稿において特筆しておきたい。

その他、本流体計測制御シンポジウムではベストプレゼンテーション賞を設けている。2016年度は講演者の中から、横浜国立大学の梅津 創氏が受賞したことも、併せて報告する。

最後に、本流体計測制御シンポジウムが、本学会

員の皆さまにとって、研究成果の発信の場の一つとして活用され、さらなる発展が成し遂げられることを期待したい。

参考文献

- 1) 宮崎哲郎, 飯島拓也, 平原雄一, 眞田一志: 作業者の身体負荷を軽減する荷重支持アームの装着時指示性能の実験評価, SICE産業応用部門2016年度大会講演論文集CD-ROM, F01 (2016)
- 2) 斎数由香子, 山本友繁, 総田長生: 圧縮性旋回流の空気冷却現象を利用した新たな除湿技術に関する研究, SICE産業応用部門2016年度大会講演論文集CD-ROM, F02 (2016)
- 3) 中尾光博: 管路内脈動流の状態推定問題について, SICE産業応用部門2016年度大会講演論文集CD-ROM, F03 (2016)
- 4) 梅津創, 眞田一志, 関川敦裕, 菊池一志: ガソリンエンジンにおけるEGRバルブ通貨質量流量のカーネルリッジ回帰による推定, SICE産業応用部門2016年度大会講演論文集CD-ROM, F04 (2016)
- 5) 北島優一, 小山紀: 空気圧ゴム人工筋を用いた滑車機構の開発, SICE産業応用部門2016年度大会講演論文集CD-ROM, F05 (2016)
- 6) 久富玲依, 宮崎良兼, 菅野貴皓, 米田隆志, 川嶋健嗣, SICE産業応用部門2016年度大会講演論文集CD-ROM, F06 (2016)
- 7) 金澤直弥, 野村康介, 藤田壽憲: 風力空気圧縮機の効率向上に関する研究—多翼化とマルチシリンダ化による効率改善—, SICE産業応用部門2016年度大会講演論文集CD-ROM, F07 (2016)
- 8) 黒澤和磨, 村山栄治, 川上幸男: 空気圧サーボシステムに対するE-FRITによるPIDゲイン調整方法の検討, SICE産業応用部門2016年度大会講演論文集CD-ROM, F08 (2016)

(原稿受付: 2017年5月31日)

トピックス

フルードパワー設計者のためのグローバルスタンダード 第4回 モータの高効率規制

著者紹介



ふか さわ ゆう ぞう
深澤雄三
東芝産業機器システム株式会社
〒212-0013 神奈川県川崎市幸区堀川町580
(ソリッドスクエア西館9階)
E-mail: yuuzou.fukazawa@toshiba.co.jp

1992年入社、汎用インバータ設計として3年間従事後、1995年よりモータ販売技術担当に従事。現在モータドライブ事業部モータドライブ技術グループ長。

1. はじめに

国際的な地球温暖化防止の動きを背景に温暖化ガスの発生源であるエネルギー使用量の抑制が求められている。このような状況の中、世界の総消費電力量の46%を占める¹⁾と言われる三相誘導電動機（以下「モータ」）を取り巻く環境も大きく変化し、高効率化によるモータの電力消費量の抑制が期待されており、低圧三相モータの最低エネルギー消費効率基準（MEPS）を定めて法的に規制を行なう国が増加している。国内においてもエネルギーの使用の合理化等に関する法律（以下「省エネ法」）のトップランナー制度²⁾によりモータの高効率規制が始まっている。本稿では油圧、空気圧、水圧などを制御するフルードパワー機器の動力源として使用されることもあるモータの高効率規制について紹介する。

2. モータの効率規格

法制化を把握する上でまずはモータの効率レベルについて認識しておく必要がある。モータの効率値を定めた規格の代表例を表1に示す。国際規格であるIEC規格（IEC60034-30-1）にIE1（標準効率）、IE2（高効率）、IE3（プレミアム効率）、IE4（スーパープレミアム効率）の4区分がある。NEMA規格（米国電機工業会規格）やGB規格（中国国家規格）など独自の名称で効率レベルを定めている国もあるが、効率値はIEC規格の効率値とほぼ整合している。日本では日本工業規格（以下「JIS規格」）（JIS C 4034-30）において、IE1～IE3までの効率クラスが規定されている。表2にIEC60034-30-1に規定されている効率クラス別効率基準値の例を示す。

表1 効率クラス

効率クラス	IEC60034-30-1	NEMA MG1	GB18613-2012	JISC4034-30
	欧州	米国	中国	日本
スーパープレミアム効率	IE4	—	GB1	—
プレミアム効率	IE3	Premium Efficiency	GB2	IE3
高効率	IE2	Energy Efficiency	GB3	IE2
標準効率	IE1	—	—	IE1

表2 IEC60034-30-1効率基準値（4極50Hzの例）

効率クラス	4P-1.5kW	4P-15kW	4P-30kW	4P-90kW
IE4	88.2%	93.9%	94.9%	96.1%
IE3	85.3%	92.1%	93.6%	95.2%
IE2	82.8%	90.6%	92.3%	94.2%
IE1	77.2%	88.7%	90.7%	93.0%

3. 世界のモータ法制化動向

1997年に米国で発効されたエネルギー政策に関する法を皮切りにカナダ、メキシコ、欧州、豪州、ニュージーランド、韓国、中国、ブラジルなど世界各国で低圧三相モータのMEPSを満足することを規定した法制化が進んできた。各国とも省エネルギーへの要求の高まりを背景に基準値を順次IE3へ高める動きや、適用出力範囲を広げる動きもある。また、上述した国以外にも法制化を実施している国や検討している国もあり、今後もモータによる省エネルギーの波は世界に広がっていくものと考えられる。

各国のモータ効率規制の概要について図1に示すが、詳細は一般社団法人日本電機工業会（以下「JEMA」）のWEBサイトに掲載されている「低圧三相インダクションモータの海外高効率化動向」³⁾を参照していただきたい。

これらの国へモータを輸出するに当たっては、効率を満足させるだけでなく、国毎に異なる規制対象範囲（モータ出力、極数、電圧、周波数、取付方式、インバータ駆動専用品など）、効率レベル、輸出形態（モータ単体か機械に組み込んで輸出する場合か）、その国の認証要否、認証ラベルの要否、罰則規定などに十分注意が必要となる。

4. 日本のモータ法制化動向

4.1 トップランナー制度の概要

三相モータは、日本国内で約1億台が稼働してい

ると言われており、仮に全数IE3に置き換わった場合、日本の消費電力量全体の約1.5%の電力量削減に繋がると試算されていることからきわめて大きな省エネ効果が期待されている⁴⁾。日本では省エネ法のトップランナー制度により、製造または輸入事業者に対し目標年度（2015年度）以降の各年度において国内向けに出荷するモータのエネルギー消費効率（IE3）を下回らないようにすることが義務付けられており、JEMAでは、トップランナー基準に適合したモータを「トップランナーモータ」と称して普及促進に努めている。

4.2 対象範囲

トップランナー制度の対象機種範囲は、JIS C 4034-30で規定される三相誘導電動機の適用範囲（ただし、特殊用途に使用されるもの、測定・評価方法が未確立のもの、市場規模が極度に小さいものなどを除く。）を基に、つぎの①～⑦をすべて満たすものとなっている。

- ①定格周波数又は基底周波数が50Hz±5%のもの、60Hz±5%のもの又は50Hz±5%及び60Hz±5%共用のもの
 - ②単一速度のもの
 - ③定格電圧が1,000V以下のもの
 - ④定格出力が0.75kW以上375kW以下のもの
 - ⑤極数が2極、4極又は6極のもの
 - ⑥使用の種類が以下の(ア)又は(イ)の条件に該当のもの
(ア)連続使用（記号：S1）のもの
(イ)反復使用（記号：S3）で一周期の運転期間が80%以上の負荷時間率をもつもの
 - ⑦商用電源で駆動するもの
- 但し、機械から分離して試験ができないもの、イ

ンバータ駆動専用につくられたもの（ただし、基底周波数が50Hz±5%のもの、60Hz±5%のものは対象に含む）については除外されている。

また、「省エネルギー基準部会 三相誘導電動機判断基準小委員会 最終とりまとめ⁴⁾」にはモータの製造・輸入事業者だけではなく、モータが組み込まれた機械の製造・輸入事業者の取組として、効率の優れたモータを機械に組み込むことなどを提言している。

以上より、フルードパワーシステムにおいてモータを搭載した機器の設計・製造・ご使用に当たっては、トップランナーモータを選択いただきたい。

5. おわりに

世界的なモータの高効率法制化が進む中、日本ではトップランナーモータの普及が進んでいる。トップランナーモータの普及が生産設備などさまざまな用途で省エネを加速させ、地球規模での環境改善に貢献していくことを期待する。

参考文献

- 1) Conrad U. Brunner : Efficient Electric Motor System, Motor Summit 2014
- 2) 経済産業省 資源エネルギー庁、「トップランナー制度」webサイト
http://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saving/toprunner/
- 3) 一般社団法人日本電機工業会「低圧三相インダクションモータの海外高効率化動向」webサイト
<http://www.jema-net.or.jp/Japanese/pis/imotor.html>
- 4) 経済産業省 資源エネルギー庁、総合資源エネルギー調査会 省エネルギー基準部会 三相誘導電動機判断基準小委員会 最終とりまとめ（平成25年6月28日）

（原稿受付：2017年3月28日）

国・地域	規制出力範囲	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
米国	1~200HP	IE2	IE3					2016/6 (~500HP)				
カナダ	1~200HP		IE3									
メキシコ	1~500HP		IE3									
豪州 ニュージランド	0.73~185kW 未満	IE2										
欧州	0.75~375kW		IE2				IE3 or IE2+INV					
韓国	0.75~375kW	IE2					2015/10 (37~200kW)	IE3		2018/10 (0.75~375kW)		
中国	0.75~375kW				IE2			2016/10 (200~375kW)	IE3			
台湾	0.75~200kW							2016/9 (7.5~375kW)				
ロシア	0.75~375kW						IE2		2017/9 (0.75~375kW)	IE3		
サウジアラビア	0.75~375kW								2017/1 (7.5~375kW)	IE3		
ブラジル	0.75~185kW	IE2								2019/1 (0.75~375kW)		
日本	0.75~375kW						IE3					

図1 各国のモータ効率規制の概要

研究室紹介

東京電機大学工学部 先端機械工学科

三井研究室（医用精密工学研究室）

著者紹介



みつ い かず ゆき
三井和幸

東京電機大学工学部先端機械工学科
〒120-8551 東京都足立区千住旭町5番
E-mail: mitsui@cck.dendai.ac.jp

1988年東京電機大学大学院理工学研究科博士課程満期退学。同大学工学部助手を経て2002年同大学工学部教授、現在に至る。生体計測、機械性流体関連の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、精密工学会などの会員。ライフサポート学会理事、工学博士

1. はじめに

東京電機大学は、1907年（明治40年）に東京・神田に電機学校として創立され、間もなく110周年を迎える理工系大学である。2012年には、創立の地である神田にあったすべての大学院・学部を、新たに東京足立区の北千住に開設した東京千住キャンパス（100周年記念キャンパス、図1）に移転した。キャンパスは、この東京千住キャンパス、鳩山キャンパス（埼玉県鳩山町）、千葉ニュータウンキャンパス（千葉県印西市）と3つのキャンパスを持ち、東京千住キャンパスには工学部、工学部第二部、未来科学部が、鳩山キャンパスには理工学部が、千葉ニュータウンキャンパスには情報環境学部が設置されている。そして、今年度である2017年の4月には、東京千住キャンパスに新たにシステムデザイン工学部が開設され、現在では6学部体制となった。ただ、2018年度には、千葉ニュータウンキャンパ



図1 東京千住キャンパス

スの情報環境学部が東京千住キャンパスに移転・吸収され、その後は5学部体制となることが予定されている。

著者の研究室が所属する工学部は、もっとも古い学部で、現在は、この東京千住キャンパスにある。また、所属する学科である先端機械工学科は、1965年（昭和40年）に開設された精密機械工学科が大学の改組を経て、学科名が幾度か変わり、2017年4月から現在の学科名となった。

2. 研究室の概要

著者の研究室は正式名称「医用精密工学研究室」という研究室で、精密工学技術を医療や福祉分野に活かすことを主に目指した研究室である。構成メンバーは、2017年度は修士：11名、学部：8名の計19名である。この中で、女子学生は、大学院生2名、学部生1名の計3名がおり、これでも学科内では女子学生の比率が高い方である。また、外国人留学生は、大学院生にフランス人2名、中国人1名の3名がおり、これも学科内では多い方である。このメンバーで日夜研究活動を行っているが、研究面以外でもイベントとして、3月の卒業生の歓送および新しく配属された学部生の歓迎会、大学の夏休み期間中の夏合宿、12月のクリスマス・忘年会、2月の卒論・修論発表会後の打ち上げなどを毎年学生の企画で行っている。図2は昨年の夏合宿（箱根）での集合写真、そして図3が卒業式後の謝恩会に参加した著者と卒業学生・院生の写真である。



図2 夏合宿



図3 卒業式後の謝恩会

3. 研究内容

本研究室の現在の研究分野で中心となるのが、機

能性流体分野の「EHD現象の応用」、そして機能性材料分野の「EAMブレーキ開発と応用」である。

3.1 EHD現象の応用

EHD現象とは、Electro Hydro Dynamics（電気流体力学）現象の略称のことで、絶縁性流体中に電極を挿入し（図4に平板電極と線電極を挿入した場合の例を示す）、高電圧（数kV～数10kV）を印加すると、図5のように、流体に流れが発生する現象である（電流は数10 μ A～数100 μ A程度）。



図4 EHD現象を発生させる電極構成の例

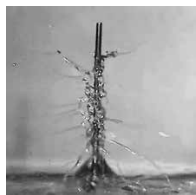


図5 EHD現象により線電極を上昇する流れ

本研究室ではこのEHD現象をポンプとして利用するために、図6に示す、傾斜したGND電極と平板の+電極というEHD現象による強い流れを発生させることが可能な電極構成を考案した¹⁾。そしてこの電極構成を基本構造として絶縁性流体を送り出す、電極のみで機械的部品を必要としない従来には無い新たなポンプであるEHDポンプを開発した。

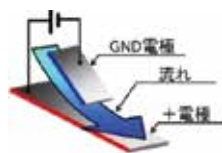


図6 本研究室で考案したEHD現象発生用電極構成

このEHDポンプは、図6に示した電極構成単独では、吐出圧力は数kPaと低いが、電極構成を多段直列化することで数10kPa～数100kPaの吐出が可能となり、研究室での実験レベルでは、瞬間値で最大約900kPaの圧力発生が可能となった。

本研究室ではこのEHDポンプの応用の一例目として、マッキベン型人工筋の駆動源として利用することを考え、図7に示したEHDポンプ駆動のロボットアームの試作を行った²⁾。このアームはヒトの腕の1/2程度の大きさである。今回示したアームでは屈曲用として人工筋を使用しているが、伸展用も合わせ計2本の人工筋を拮抗型に配置し、将来的には小型化したEHDポンプや電源・制御装置を骨格内部に埋め込むことができれば、外部機器の無い義手へと発展させたいと考えている。

EHDポンプの応用の二例目として、EHDポンプを



図7 EHDポンプ駆動によるロボットアーム

駆動源とした図8に示した基本案を実現する揺動型EHDアクチュエータを考えた³⁾。この揺動型EHDアクチュエータを、図9のように多段に接続することで、ヘビ型ロボットのような多関節ロボットへと発展させることを考えている。



図8 EHD駆動による揺動型EHDアクチュエータの基本案



図9 揺動型EHDアクチュエータの多段接続構成案

この案に基づき試作したアクチュエータの構造とその動作の概念図を図10に示す。このアクチュエータでは、底部に配置したロアデッキに流体の双方向駆動を実現する電極構成（図11）のEHDポンプ（双方EHDポンプ）により、電源のGNDに接続した電極の切り替えで揺動運動の実現を行った。

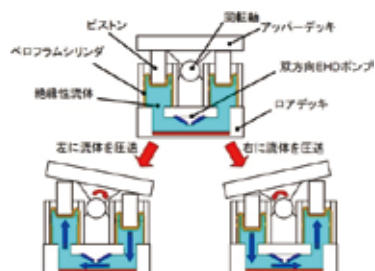


図10 揺動型EHDアクチュエータ構造と動作の概念図

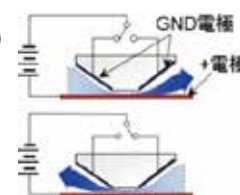


図11 アクチュエータに内蔵した双方向駆動用電極構成

ヘビ型ロボットを実現するためにこの揺動アクチュエータの2段接続を行ったところ、ヘビのように蛇行しながら走行する小型ロボットとなった。この蛇行する小型ロボットの構成と実際の写真を図12に示す。なお、このロボットの底部に配置した車輪は空転するのみで、特に駆動源は有していない。

3.2 EAMブレーキ開発と応用

本研究室では、EAM（Electro Attractive Material：電氣的吸引材料）およびそれを利用したEAMブレー

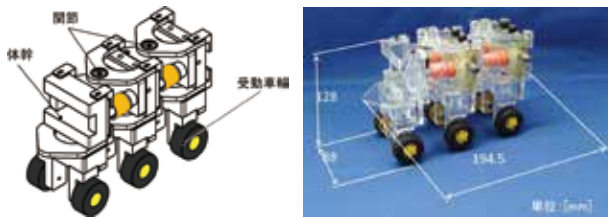


図12 実際に試作したヘビ型ロボット

キを開発し、その福祉機器への応用を行っている。EAMとは、本研究室で開発した機能性材料で、その外観は図13に示すように、単なるゴムシートのように見える。具体的な構造としては、帯電しやすい微粒子（過去、粒子分散型ER流体に分散させていた粒子：ER粒子）をシリコンゴム内に分散させたものである。このEAMを図14に示したように、電極で挟み電圧を印加すると、挟んだ電極とEAMの間に吸引力がはたらくという性質を有している。さらに、電極の片方（たとえば上部の電極）をEAMの表面に接触させたままスライドさせると、電極に対してEAMからスライド方向に抵抗するせん断抵抗力がはたらく。これを応用し、円形にした電極で円形のEAMを挟み軸を通した図15のような構造とすることで、たとえば上部の電極を回転させると、EAMと回転した電極間にせん断抵抗力が発生し、このせん断抵抗力が制動力となる回転型ブレーキが実現できる。この制動力は電極間に印加する電圧で変化するため、機械的稼働部を殆ど有せず、電圧のみで制動力の制御が可能な回転型ブレーキすなわち本研究室で回転型EAMブレーキデバイスと呼ぶ従来には無い新たな回転型ブレーキを開発することができた。

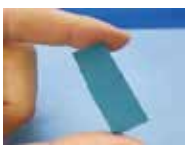


図13 EAM

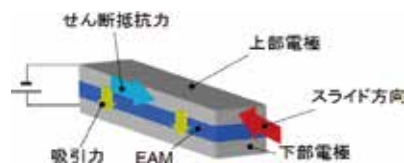


図14 EAMとせん断抵抗力

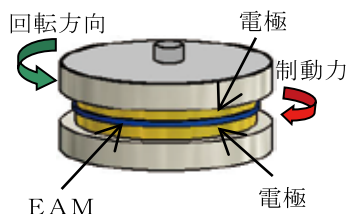


図15 回転型EAMブレーキ構造の概念図

本研究室では、図16に示すEAMブレーキデバイスを実際に試作した。これは、図15に示した構造

の概念を基本に、制動力を増加させるために電極とEAMの接触面積を増加する方法として、直径の増加および、この組み合わせを一つの軸上に多層化する方法を採用した。なお、図16のものは、層数として8層搭載できるようにした。外形は縦横124mm、高さ49mm、そして、内蔵するEAMの直径は100mmとした。本研究室ではこれを多層EAMブレーキデバイスと呼ぶこととした。

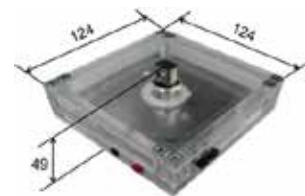


図16 多層EAMブレーキデバイス

この多層EAMブレーキデバイスの応用として、図17に示すように、体に装着するだけで、バーベルによる上肢の訓練と同様の訓練ができる装着型上肢トレーニング装置と呼ぶ装置の開発を行った⁴⁾。これは図17を見てわかるように、その大きさは、小型で上肢に装着可能なサイズであり、ショルダーサポーターを用いて肩から上肢に装着させることで、多層EAMブレーキデバイスにより発生した制動力すなわち抵抗トルクを前腕先端に掛けることができる。搭載した多層EAMブレーキデバイスが発生可能な最大抵抗トルクは約9 N・mであるので、前腕の長さを0.3mとして計算すると手元に約3 kgfのバーベルを持ったトレーニングと同等の負荷を掛けることが可能である。さらに、このトレーニング装置では、電圧の調節可能な電源を本体上に組み込むことができたため、容易に電圧操作ができ、上肢に掛かる負荷を変える事ができるものである。

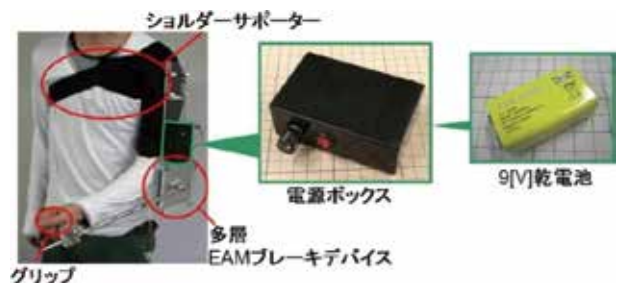


図17 開発した装着型上肢トレーニング装置

4. その他

今回紹介した研究とはまったく別の分野の研究として、心臓不整脈の発生メカニズムの解析や、それを実現するためのシミュレータの開発、および心電

図解析等の研究も研究室のテーマとして行っている。これらについては、紙面の関係、および皆様の興味の分野とは異なると思い省いたが、何かの機会があれば紹介したいとは考えている。

5. おわりに

本研究室は、今回紹介した研究を中心に研究活動を進めている。ただ、本研究室は大学に所属する研究室であり、研究機関のみならず、教育機関としての要素も持っていることも考え、所属する学生達には、研究を進めるだけではなく、各自の研究内容を、これら研究内容に興味を持たれた方々のみならず、あまり興味を持たない方々へもわかりやすく説明できるようにプレゼンテーション能力を高めさせることにも注意を払っている。学部生時代は、なかなかこれを理解することができず、苦労しているようだが、大学院に進学するころには、頼もしい研究者の卵になってきているようにも感じている。研究室に所属する学生・院生達が将来、社会で活躍できることを期待し、多少学生達から恨まれることを覚悟で研究

室運営を行っている。最後に、本研究室の研究は、藤倉化成(株)や三洋金属工業(株)を始めとするいくつかの企業および医療・福祉系大学との共同で行っているもので、関係各位に対し、ここに謝意を表したい。

参考文献

- 1) 寺阪澄孝, 工藤周, 三井和幸, EHD現象を応用した回転型アクチュエータの開発, 精密工学会誌, Vol. 74, No. 1, p. 87-91 (2008)
- 2) 三井和幸, EHD現象利用のポンプ開発とアクチュエータへの応用, フルードパワーシステム, Vol. 42, No. 1, p. 33-36 (2011)
- 3) 高橋智久, 佐藤嶺至, 寺阪澄孝, 下大川丈晴, 三井和幸, 揺動型EHDアクチュエータを用いた多関節ロボットの開発に関する基礎的研究, 平成26年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, p. 73-75 (2014)
- 4) Kouichi Kumagai, Kazuyuki Mitsui, Kouzi Sakurai, Hidenobu Anzai, Development of the wearable upper limb training equipment using the multi-layer EAM brake device, 34th Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society Abstract book, p. 601 (2012)

(原稿受付: 2017年4月20日)

会 告

詳細は学会ホームページ (<http://www.jfps.jp/>) をご覧ください

平成29年度 特別教育講座

「1DCAEに基づくモデルベース開発の基礎: 油圧システムのモデリングの基礎と演習」

開催日時: 平成29年8月24日(木) 9:00 ~ 17:00

開催趣旨:

系統的な設計の実現を目指し1DCAEの考え方にに基づくモデルベース開発が製品の設計・開発の現場で取り入れられつつあります。この最初の段階で必要となるのがシステムのモデル化スキルです。本講座では、ブロック線図とパワーフローに着目したモデル化手法を使い、油圧システムのモデル化を平易に解

説し、演習を通してこの力の向上を図ります。

開催場所: 機械振興会館本館地下3階B3-2
(東京都港区芝公園3-5-8)

皆様の積極的なご参加をお待ちしております。
詳細は学会ホームページに随時掲載いたします。

平成29年度オースタムセミナー

「ロボティクス分野におけるフルードパワー活用の現状と今後について」

開催日時: 平成29年11月27日(月) 13:15 ~ 16:40

開催趣旨:

ロボティクス分野でのアクチュエータは、電動モータが主流を占めてきましたが、最近ではその特性を活かしフルードパワーアクチュエータを用いたロボットの研究・開発が活発になっております。そこで本セミナーでは、ロボティクス分野でのフルードパワーの活用事例について、第一線で活躍されてい

る方々にご講演いただきます。

開催場所: 機械振興会館本館地下3階B3-2
(東京都港区芝公園3-5-8)

詳細は学会ホームページに随時掲載いたします。
皆様の積極的なご参加をお待ちしております。

企画行事

平成28年度ウィンターセミナー開催報告
「自動車の動力伝達機能を支える油圧技術」

著者紹介

こうご かつや
高後 哲也日本電産トーソク株式会社
〒252-8570 神奈川県座間市相武台2-24-1
E-mail: kougo.tetsuya@nidec.com日産自動車パワートレイン開発本部を経て
2011年株式会社日本電産トーソク入社油圧・電
動機器開発に従事、日本フルードパワーシス
テム賛助会員

写真1 講演される立松氏

1. はじめに

平成28年度ウィンターセミナー「自動車の動力伝達機能を支える油圧技術」が平成29年2月17日（金）に機械振興会館地下3階研修2において開催された。本稿では、本セミナーの趣旨および当日行われた4件の講演内容の概要について報告する。

2. 開催趣旨

本セミナーでは自動車の動力伝達機能に欠かせないCVTに用いられている油圧技術に焦点をあてた。最新型のCVT技術の具体的な事例および技術の変遷について解説していただくとともに今後の技術動向についても講演いただいた。

3. 講演の概要

3.1 新型インプレッサ用リニアトロニックの開発

はじめに、富士重工業株式会社 立松憲明氏より「新型インプレッサ用リニアトロニックの開発」についてご講演をいただいた（写真1）。

立松氏からは車両から見たパワーユニットの役割から始まりCVTの構造までを詳しくご説明いただいた。その中で着目すべき事項はトランスミッションの機械損失とその寄与度から参加者にとって大変興味深いと思われる改善事例の紹介であったと筆者は考える。さらに、「油圧回路」「オイルポンプ」「バリエータ」「トルクコンバータ」「前後進機構」「AWD機構」の油圧制御について詳細に講演いただいた。リアルトロニックCVTは環境性能と走りの両

立と、性能向上に取り組んだ結果その技術を取り込みレシオカバレッジ 7.0、機械損失対前型比16%減を達成している。

3.2 新型ワイドレンジ副変速機付CVTの油圧システムについて

つぎに、ジャトコ株式会社 野武久雄氏より「新型ワイドレンジ副変速機付CVTの油圧システムについて」についてご講演いただいた（写真2）。

野武氏からは、トランスミッションの種類、ベルトCVTの特徴や構造、油圧制御ユニットからコントロールバルブ部品まで広くご説明いただいた。

環境対応等の市場ニーズよりジャトコ株式会社の新型ワイドレンジ副変速機付CVTが生まれ、これがワイドレシオカバレッジ8.7の理由となっている。

改善のポイントとして、オイルポンプについて構造面・機能面より変更がなされ、オイルポンプロス の低減が大きくなされており、この低減を実現した構造における課題と対策についても大変詳しいご説明があり、活発な質疑応答にもつながった。

もう一つの改善ポイントは最適プリー圧の設定についてである。この対応としてセカンダリプリー圧力調整弁の追加であり、生産性に配慮した対応で生産ラインへの影響を最小限に留めている。



写真2 講演される野武氏

3.3 ホンダのCVT油圧制御システムの変遷

つぎに、株式会社本田技術研究所 首藤憲正氏より「ホンダのCVT油圧制御システムの変遷」についてご講演をいただいた（写真3）。

首藤氏からはホンダCVTの歴史と技術の変遷を大変詳しくご講演いただいた。

CVTはステップATに対し油圧が高く、その影響でロスも大きいことで知られている。本講演では油圧低減技術について、「オイルポンプ」「プーリ構造と制御回路」「ライン圧制御回路」「CVTフルード」の各要素での低減技術と採用された歴代CVTでの効果を分かり易くご説明いただいた。

ホンダCVTは1996年モデルのシビック搭載から2014年モデルのステップワゴンまで13種のCVTを開発・生産し今回のサブテーマである油圧低減においては初代に対し、最新型では面積比で1/3に低減されている。



写真3 講演される首藤氏

3.4 自動車の動力伝達・制御に関わるフルードパワー技術

最後に、横浜国立大学 佐藤恭一教授より「自動

車の動力伝達・制御に関わるフルードパワー技術」についてご講演いただいた（写真4）。

佐藤先生からは、まず、JFPS学会研究委員会での動力伝達油圧技術・制御技術について中心となった話題の説明がなされ、「自動車と流体技術」「回生協調ブレーキ」「アイドリングストップ方式油圧源」「AMTの変速アクチュエータ」「トロイダルCVTに関する油圧技術」「自動車用変速機油の動向」等についてご講演が行われた。

更には自動車の動力伝達系における油圧技術の将来ビジョンとして求められる油圧技術としてのニーズと具体的ソリューションについても言及され、今後の自動車研究開発へ更なるフルードパワー技術の適用への期待が述べられた。



写真4 講演される佐藤教授

4. おわりに

今回のCVT業界を代表する3社の講演で共通することは自動車の走りと環境性能の両立にトランスミッションの役割がますます重要になることである。共通した課題として、高効率化のためのフリクションロス低減が挙げられ、動力伝達との両立として変速制御系の油圧システムおよび潤滑・冷却系の油圧システムの技術革新が求められていることである。

セミナー参加者は、53名と大変盛況でアンケート結果では、「自動車技術会でもあまり取り上げないトランスミッションの油圧に関する講演が聴けて非常に有意義だった」との感想が多く寄せられた。

最後に、本セミナーの企画・運営にあたり、貴重な講演をいただいた講師の方々、並びにご協力いただいた関係各位に感謝の意を表し、報告を終える。

（原稿受付：2017年5月8日）

会 告

〈理事会・委員会日程〉

6月27日	委員長会議
6月29日	企画委員会
7月18日	理事会
7月20日	情報システム委員会
8月 7日	編集委員会
8月28日	基盤強化委員会

〈理事会報告〉

5月26日 11:50～13:10
機械振興会館 地下3階 B3—9号室（出席者20名）

- 1) 総会の準備状況について
- 2) 評議委員会開催状況について
- 3) 平成28年度決算のみなし審議について
- 4) 国際シンポジウム福岡の準備状況について
- 5) 平成29年度春季講演会及び春季講演会の準備状況について
- 6) 会員の推移について
- 7) その他

〈委員会報告〉

平成29年度第1回基盤強化委員会
4月25日 15:30～17:00
機械振興会館 B3—9（出席者11名）

【報告事項】

- 1) 第6回委員長会議報告
- 2) 第6回理事会報告
- 3) その他

【審議事項】

- 1) 会員サービス、会員数増加
- 2) 外部情報発信
- 3) フルードパワー道場
- 4) フルードパワー・バーチャルミュージアム
- 5) 研究委員会について
- 6) その他

平成28年度第4回情報システム委員会
5月18日 15:30～17:00
機械振興会館 6F—63（出席者4名）

- 1) 会議報告の担当について
- 2) HP更新作業について
- 3) HPバナーについて
油空圧機器技術振興財団へのバナー掲載
- 4) その他

平成29年度第1回編集委員会
6月6日 14:00～17:00 東京工業大学田町CIC
5階リエゾンコーナー 501（出席者11名）

- 1) 会誌特集号の現状と企画
 - ・ Vol. 48 No. 4「フルードパワーにおけるトライボロジーの展開」
 - ・ Vol. 48 E1（電子出版号）「緑陰特集」
 - ・ Vol. 48 No. 5「人に優しいフルードパワーの最新技術（仮）」
 - ・ Vol. 48 No. 6「災害現場で活用されるフルードパワー技術（仮）」
 - ・ Vol. 49 No. 1「IFPEX2017」
 - ・ Vol. 49 No. 2「国際シンポジウム2017福岡」
- 2) その他
 - ・ トピックスについて
 - ・ 新トピックスについて
 - ・ 今後の特集について

平成29年度第2回基盤強化委員会
6月21日 15:00～17:00
機械振興会館 B3—9（出席者11名）

【報告事項】

- 1) 第1回委員長会議報告
- 2) 第1回理事会報告
- 3) その他

【審議事項】

- 1) 会員サービス、会員数増加
- 2) 外部情報発信
- 3) フルードパワー道場
- 4) フルードパワー・バーチャルミュージアム
- 5) IFPEX2017
- 6) 研究委員会について
- 7) その他

会 告

第36期 通常総会終了

1. 日 時 平成29年5月26日(金)
15時00分～16時00分
2. 場 所 東京都港区芝公園3丁目5番地8号
機械振興会館 研修1号室

3. 議事の経過および結果

15:00開会、事務局より出席者および委任状の数を報告し、ついで小山紀会長が定款第15条「総会の議長は、会長がこれにあたる」に基づき議長となり、議事録署名人として、CKD株式会社和田重伸殿、KYD株式会社成田晋殿を指名したのち議事に入る。

(報告事項)

- 報告1 平成28年度事業報告(平成28年度事業報告書)の件
- 報告2 平成29年度事業計画(平成29年度事業計画書)の件
- 報告3 平成29年度収支予算(平成29年度収支予算書)の件

報告1～3に対し庶務委員会眞田委員長、会計委員会村松委員長から説明および報告があった。

(議案)

- 第1号議案 平成28年度決算(貸借対照表、正味財産増減計算書、財産目録(財務諸表に対する注記含む)、監査報告)の件

第1号議案に対し会計委員会村松委員長から説明および報告があり、全会一致で可決承認された。

以上で総会を了し、日本フルードパワーシステム学会賞などの授賞式および学術論文賞・技術開発賞受賞者による受賞記念講演が行われた。

(名誉員推挙)

- ・東京工業大学特命教授 香川 利春 殿

(フェロー称号授与)

- ・株式会社コマツ 開発本部 吉田 伸実 殿
- ・SMC株式会社 西股 健一 殿

(学会賞表彰)

学術論文賞

- ・福岡工業大学 加藤 友規 殿、本多 駿太 殿、

程 明昭 殿、櫻木 一樹 殿

東京都立産業技術高等専門学校 大野 学 殿

技術開発賞

- ・CKD株式会社 若杉 諭 殿、稲山 公憲 殿

技術功労賞

- ・東京計器株式会社 饗庭 健一 殿

学術貢献賞

- ・上智大学 築地 徹浩 殿

- ・東北大学 中野 政身 殿

SMC高田賞

- ・日立製作所 伊藤 貴廣 殿

公益財団法人 油空圧機器技術振興財団顕彰

- ・横浜国立大学 眞田 一志 殿

(最優秀講演賞)

講演会で特に優秀な講演をされた方に最優秀講演賞を授与している。今年度は、昨年10月に開催された秋季講演会で選考された受賞者を、総会後の技術懇談会で表彰した。

- ・社会人部門 川崎重工業株式会社 正岡 孝一 殿

「特性変動の大きい油圧システムへの単純適応制御の適用」

- ・学生部門 東京都市大学 戸松 匠 殿

「モデル予測制御による油圧ショベルの掘削時における地中障害物回避」

- ・学生部門 福岡工業大学 西田 一矢 殿

「エアタービンを用いた空気圧式ボール発射装置の高機能化」

(学会賞受賞記念講演)

技術懇談会に先立って、学術論文賞受賞者の加藤友規殿および技術開発賞受賞者の稲山公憲殿の受賞記念講演が行われた。

第36期通常総会及び日本フルードパワーシステム学会賞などの授賞式および学術論文賞・技術開発賞受賞者による受賞記念講演は多数の出席者を得て盛会裡に終り、17時00分より恒例の技術懇談会が開かれ、なごやかな雰囲気の中にすべての行事が終了した。

会 告

会 員 移 動

会員の種類	正 会 員	海外会員	学生会員	賛助会員
会 員 数 (6月10日現在)	943	16	126	131
差 引 き 増 減	-6	±0	+9	+2

正会員の内訳 名誉員15名・シニア員40名・ジュニア員175名・その他正会員712名

賛助会員

川崎油工株式会社

正会員

金崎 和馬 (川崎重工業株式会社)
 角野 貴大 (株式会社椿本チエイン)
 小根澤和義 (株式会社コガネイ)
 伊原 知幸 (東京計器株式会社)
 上嶋 優矢 (株式会社栗本鐵工所)

井邊 洋輔 (株式会社日立製作所)
 田島 正之 (コマツ)
 木嶋 健一 (川崎重工業株式会社)
 レア ルコント (フジサンケイビジネスアイ)
 三好 智也 (東京大学)

学生会員

浦田 雄大 (芝浦工業大学)
 前川 智亮 (芝浦工業大学)
 丸川 裕也 (横浜国立大学)
 中村 勇貴 (横浜国立大学)
 道下 滉司 (富山高等専門学校)
 伊藤 祐大 (東京電機大学)
 杉山 洋樹 (東京電機大学)
 青柳 恵 (東京医科歯科大学)
 岡林 諒 (東京医科歯科大学)
 川上 知則 (東京医科歯科大学)
 佐藤 唯俊 (東京医科歯科大学)
 石川 浩平 (芝浦工業大学)
 林 鍾何 (東京工業大学)
 山崎耕太郎 (明治大学)
 中村 龍成 (明治大学)
 包 民 (岡山理科大学)
 青井 航太 (岡山理科大学)
 森 俊貴 (岡山理科大学)

伊藤 陸 (芝浦工業大学)
 森 政尚 (芝浦工業大学)
 三澤 伽維 (横浜国立大学)
 三井 玲 (横浜国立大学)
 池田 遼 (富山高等専門学校)
 下川 利樹 (東京電機大学)
 羅 偉烽 (東京電機大学)
 大倉 駿也 (東京医科歯科大学)
 梶 創揮 (東京医科歯科大学)
 久富 玲依 (東京医科歯科大学)
 田上 俊宏 (東京医科歯科大学)
 今中 宏之 (徳島大学)
 箕輪 行人 (明治大学)
 長谷川 舜 (明治大学)
 松本 風徹 (岡山理科大学)
 田中 夏輝 (岡山理科大学)
 宮本 優佑 (岡山理科大学)
 杉山 篤 (岡山理科大学)

会 告

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

No. 17-66 講習会 今日から始める「アクチュエータ」 ～じっくりと学ぶ「アクチュエータの制作・解析実験方法」 開 催 日：2017年8月4日(金) 企画・主催：日本機械学会 機素潤滑設計部門 会 場：東京大学 本郷キャンパス 工学部14号館1階142教室（地下鉄南北線・東大前駅より3分、地下鉄千代田線・根津駅より徒歩10分、地下鉄丸ノ内線・本郷三丁目より徒歩12分） H P：http://www.u-tokyo.ac.jp/campusmap/index_j.html
第45回可視化情報シンポジウム 開 催 日：平成29年7月18日(火)～19日(水) 開催場所：工学院大学 新宿キャンパス 東京都新宿区西新宿1-24-2 ホームページ：http://www.visualization.jp/symp2017/
一般社団法人日本機械学会 関西支部 第350回講習会 「事例に学ぶ流体関連振動（トラブル事例相談会付き）」 開 催 日：2017年7月27日(木)、28日(金) 9:10～17:00 会 場：大阪科学技術センター4階401号室（大阪市西区靱本町1-8-4／06-6443-5324（代）／地下鉄四つ橋線「本町」駅下車、北へ400m） 定 員：100名 申込締切：2017年7月20日(木)（締切後でも定員に余裕があれば受け付けますので、問合せ下さい） 申込方法：関西支部ホームページ（http://www.kansai.jsme.or.jp）より申込できます。
第48回トライボロジー入門講座 ートライボロジーの基本知識と考え方ー 開 催 日：2017年7月27日(木)～28日(金) 会 場：機械振興会館 B3階 研修室2（〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-8） 申込・問合せ先：一般社団法人日本トライボロジー学会 事務局 （〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-8 機械振興会館407-2号室） TEL 03-3434-1926 FAX 03-3433-3556 申込みは、ホームページhttp://www.tribology.jpから可能です。
日本混相流学会主催・学会設立30周年記念 日本混相流学会混相流シンポジウム2017講演発表募集 主 催：日本混相流学会 共 催：電気通信大学 開 催 日：2017年8月18日(金)～20日(日) または19日(土)～21日(月) （決まり次第ホームページでアナウンスします） 会 場：電気通信大学（東京都調布市） ホームページ：http://www.jsmf.gr.jp/mfsymp2017/
No. 17-13 Dynamics and Design Conference 2017 第15回「運動と振動の制御」シンポジウム 総合テーマ：『今、次世代を支えるダイナミクスを考える』 U R L：http://www.jsme.or.jp/conference/dmconf17 企 画：一般社団法人機械学会 機械力学・計測制御部門 開 催 日：2017年8月29日(火)～9月1日(金) 同時開催：Japan-Korea Joint Symposium on Dynamics & Control 会 場：愛知大学 豊橋キャンパス（愛知県豊橋市畑町1-1）

第35回日本ロボット学会学術講演会

主 催：一般社団法人 日本ロボット学会学術講演会
 会 期：2017年9月11日(月)、12日(火)、13日(水)、14日(木)
 (9月11日はオープンフォーラムのみ、12日から一般講演)
 場 所：東洋大学 白山キャンパス (〒112-8606 東京都文京区白山5-28-20)
 H P：http://rsj2017.rsj-web.org/

No. 17-4 第30回計算力学講演会 The 30th Computational Mechanics Conference (計算力学部門 企画)

開 催 日：2017年9月16日(土)～18日(月・祝)
 会 場：近畿大学東大阪キャンパス (東大阪市小若江3-4-1)
 最寄りの駅からのアクセス
 (http://www.kindai.ac.jp/about-kindai/campus-guide/higashi-osaka.html)
 近鉄大阪線・長瀬駅からの経路(徒歩15分)
 近鉄奈良線・八戸ノ里駅からの経路(徒歩約20分、バス約6分)
 スケジュール等の詳細は講演会ホームページでご確認下さい。
 http://www.jsme.or.jp/cmd/conference/cmdconf17/index.html

可視化情報全国講演会(室蘭2017)

開 催 日：2017年11月3日(金・祝)、4日(土)
 http://www3.muroran-it.ac.jp/vsj2017/index.html
 開催場所：室蘭工業大学(北海道室蘭市水元町27-1, http://www.muroran-it.ac.jp/)
 問合せ先：実行委員長 河合 秀樹(室蘭工業大学 機械航空創造系学科)
 〒050-8585 北海道室蘭市水元町27-1 TEL: 0143-46-5304
 E-mail: hdkawai0@mmm.muroran-it.ac.jp
 委員会幹事 大石 義彦(室蘭工業大学 機械航空創造系学科)
 〒050-8585 北海道室蘭市水元町27-1 TEL: 0143-46-5374
 E-mail: oishi0@mmm.muroran-it.ac.jp

第60回自動制御連合講演会

主 催：計測自動制御学会(幹事学会)、化学工学会、システム制御情報学会、精密工学会、電気学会、日本機械学会、日本航空宇宙学会
 開 催 日：2017年11月10日(金)～12日(日)
 会 場：電気通信大学(東京都調布市)
 H P：http://www.sice.or.jp/rengo60/
 問合せ先：E-mail: rengo60@dice.or.jp

2017年度 計算力学技術者(CAE技術者)資格認定事業(固体力学分野の有限要素法解析技術者・熱流体力学分野の解析技術者・振動分野の有限要素法解析技術者)

「1・2級」認定試験 固体力学分野／熱流体力学分野／振動分野

【実 施 日】認定試験 2017年12月9日(土)

【申 込】申込期間は、2017年8月1日(火)～8月17日(木)17時です。申込方法や申請書類などの詳細は、本会HP (http://www.jsme.or.jp/cee/comnintei.htm) 上にてご確認ください。

【受験料・受験会場】詳細はHP (http://www.jsme.or.jp/cee/comnintei.htm) をご確認ください。

付帯講習(技能編)※固体力学分野のみ

【実 施 日】付帯講習 2017年11月24日(金)

【申 込】申込期間は、2017年8月1日(火)～8月17日(木)17時です。申込方法や申請書類などの詳細は、本会HP (http://www.jsme.or.jp/cee/comnintei.htm) 上にてご確認ください。

【受験会場】慶應大学会場 慶應義塾大学理工学部(矢上キャンパス)〔横浜市北区日吉3-14-1〕

【受 験 料】詳細はHP (http://www.jsme.or.jp/cee/comnintei.htm) をご確認ください。

編集室

次号予告

—特集「人に優しいフルードパワーの最新技術」—

〔巻頭言〕「人に優しいフルードパワーの最新技術」発行にあたって

〔解説〕バイオメカニクスの観点からの快適な枕

空気圧を利用した柔軟な線形状システムとその医療応用

空気圧マニピュレータを用いた力覚呈示

レスキュー用アシストスーツ

パワーアシストスーツ

空気圧アシストレグ

人に優しい機械としての油圧手術台

空気圧要素を用いた鬱血褥瘡防止マットの開発

低圧駆動空気圧人工筋を用いたアンブラグド・パワード・スーツ

〔会議報告〕IFPE2017 出展報告

ICFP2017におけるフルードパワー技術研究動向

〔トピックス〕特許文献を調べる・特許情報プラットフォーム・・・改良構想から分類を考える1

フルードパワー設計者のためのグローバルスタンダード第5回 環境負荷物質対応と主要な化学

物質規制

〔研究室紹介〕

〔企画行事〕春季併設セミナー（H29. 5. 24）

上野 朝嗣

伊能 教夫, 木村 仁, 倉元 昭季

西川 敦, 岩本 憲泰

高岩 昌弘

吉満 俊拓

山本圭治郎

小山 紀

津森 摂

早川 恭弘

栗田 雄一, 小川 和徳

高橋 誠

田中 豊

木原 和幸

北村 剛

佐藤 恭一

桜井 康雄

平成29年度「フルードパワーシステム」編集委員

委員長 塚 越 秀 行（東京工業大学）
 副委員長 村 松 久 巳（沼津工業高等専門学校）
 委員 伊 藤 雅 則（東京海洋大学）
 上 野 朝 嗣（CKD㈱）
 内 堀 晃 彦（宇部工業高等専門学校）
 加 藤 友 規（福岡工業大学）
 北 村 剛（油研工業㈱）
 木 原 和 幸（財工業所有権協力センター）
 栗 林 直 樹（川崎重工業）
 五 嶋 裕 之（㈱工苑）
 佐 藤 恭 一（横浜国立大学）
 妹 尾 満（SMC㈱）
 中 野 政 身（東北大学）

委員 中 山 晃（日立建機㈱）
 成 田 晋（KYB㈱）
 藤 田 壽 憲（東京電機大学）
 丸 田 和 弘（㈱コマツ）
 矢 島 丈 夫（㈱コガネイ）
 柳 田 秀 記（豊橋技術科学大学）
 山 田 真の介（㈱TAIYO）
 山 田 宏 尚（岐阜大学）
 吉 満 俊 拓（神奈川工科大学）
 担当理事 伊 藤 和 巳（KYB㈱）

編集事務局 藤 谷 秀 次（学会事務局）
 竹 内 留 美（勝美印刷㈱）

（あいうえお 順）

会 告

複写される方へ

本会は下記協会に複写に関する権利委託をしていますので、本誌に掲載された著作物を複写したい方は、同協会より許諾を受けて複写してください。ただし（公社）日本複写権センター（同協会より権利を再委託）と包括複写許諾契約を締結されている企業の社員による社内利用目的の複写はその必要はありません。したがって、社外頒布用の複写は許諾が必要です。

権利委託先：（一社）学術著作権協会

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

TEL：03-3475-5618 FAX：03-3475-5619 E-mail：info@jaacc.jp

なお、著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、学術著作権協会では扱っていませんので、直接本会へご連絡ください。

日本フルードパワーシステム学会論文集

第48巻, 第4号 (2017)

平成29年 7 月

目 次

研究論文

1. ボンドグラフ法による空気圧システムモデル化に関する一提案
桜井康雄, 田中和博, 中田 毅 25

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

Vol.48, No.4

July 2017

Contents

Paper

1. Proposal for Modelling of a Pneumatic System by Bond Graph Method

Yasuo SAKURAI, Kazuhiro TANAKA, Takeshi NAKADA 25

Published by
The Japan Fluid Power System Society
c/o Kikaishinko Building
3-5-22 Shiba-koen, Minato-ku, Tokyo, 105-0011, Japan

研究論文

ボンドグラフ法による空気圧システムモデル化に関する一提案*

桜井 康雄**, 田中 和博***, 中田 毅****

Proposal for Modelling of a Pneumatic System by Bond Graph Method

Yasuo SAKURAI, Kazuhiro TANAKA, Takeshi NAKADA

In modeling a pneumatic system with fluid-flow and thermal fields by bond graph method, two kinds of bonds, multi-port C and multi-port R elements have been used. Hence, the resulting bond graph model becomes complicated. To overcome this problem, one of the authors had proposed a new bond graph method by introducing a new definition about effort and flow. However, the simulation based on the bond graph model derived by the proposed method seems to be difficult since the denominators of effort and flow include variables such as density and temperature of air, and coefficient of TF-element is variable. Therefore, it seems to be difficult to use the proposed method in the simulation of a practical pneumatic system. Hence, in this study, another bond graph method for modeling a pneumatic system is proposed. In modeling of fluid flow fields, pseudo bond-graph is employed. In the proposed method, a kind of bond, 1-port C element, 1-port R element and TF-element with a constant coefficient are used for modeling of such a system. To confirm the validity of the proposed method, simulation for a simple pneumatic system is carried out. By comparing the simulated results with the experimental ones, the validity of the proposed bond graph method is clarified.

Key words : Bond graph method, Pneumatics, Modeling, Simulation, Dynamic characteristics

1. 緒 言

油空圧システムの設計・改良は、設計者の経験に依るところが大きい。このようなシステムの設計・改良を効率化し系統的に進めるためには、コンピュータ・シミュレーションにより、システムの動特性を前もって把握することが望まれる。その際に用いられる手法の一つが、エネルギーの流れに沿ってシステムのモデルを作成するボンドグラフ法^{1),2)}である。

空気圧システムは、圧縮性流体系と熱系を含み動的な温度変化を考慮しなければならず、空気の状態変化を一定のポリトロプ指数で仮定することが困難である³⁾。このようなシステムをモデル化する場合、ボンドグラフ法では、真ボンドグラフあるいは擬似ボンドグラフが用いられる^{1),2)}。

真あるいは擬似ボンドグラフを用い圧縮性流体系と熱系を含む空気圧システムのモデル化を行った場合、流体系のエネルギーの流れを表すボンドと熱系のエネルギーの流れを表

す2種類のボンドが必要になる。さらに、熱系のエネルギーの流れを考慮しないボンドグラフモデルでは使用しない複数のポートを有するマルチポートC素子およびマルチポートR素子が用いられる。このマルチポートCあるいはマルチポートR素子を用いた場合、エネルギーの流れの分岐あるいは合流を判断するのが困難なモデルになってしまう。これらのことにより、真あるいは擬似ボンドグラフを用いた空気圧システムのボンドグラフモデルは複雑なものになってしまう。

筆者らが開発した油圧回路設計・動特性解析用シミュレーション・パッケージOHC-Sim⁴⁾においては、シミュレーションにはBGSP⁵⁾を改良したBGSP for OHC-Simを用いている。OHC-Simの用途を広げ有効活用を図るためには、空気圧システムの動特性のシミュレートを可能とすることが必要である。しかしながら、OHC-Simにおいて空気圧システムの動特性のシミュレーションを可能とするためには、空気圧システムのモデル化に際しては、1種類のボンド、1ポートC素子および1ポートR素子を用いたモデル化手法が必要となる。一方、BGSPを改良した場合においては、従来の手法では流体系と熱系のボンドが混在するため、データベース内の空気圧素子の数学モデルが複雑になり、データベースの作成および維持管理が困難になることが懸念される。

このような観点から、筆者らの一人は、圧縮性流体系と熱系のエフォートとフローに新しい定義を導入し、空気圧

*平成28年4月18日 原稿受付

**足利工業大学工学部創生工学科

(所在地 〒326-8558 栃木県足利市大前町268-1)

(E-mail : ysakurai@ashitech.ac.jp)

***九州工業大学情報工学部機械情報工学科

(所在地 〒820-8502 福岡県飯塚市川津680-4)

****東京電機大学情報環境学部情報環境学科

(所在地 〒270-1382 千葉県印西市武西学園台2-1200)

システムの新しいボンダグラフモデル化手法を提案した⁶⁾。ここで提案した手法では、基本変数の積が動力となる真ボンダグラフを用いており、モデル化には1ポートC素子および1ポートR素子を使う。そのため、得られたボンダグラフモデルからエネルギーの流れを容易に理解することができ、この手法を用いれば、OHC-Simに空気圧システムのモデルを取り込むことが可能となる。しかしながら、エフォートとフローに新しい定義を導入したことにより、空気が有する動力をピストンにより機械的な動力に変換する場合、可変変換比を持つトランスフォーマが必要となる。また、新たに定義した圧縮性流体系のエフォートの分母には空気の密度が、熱系のフローの分母には空気の温度を用いている。そのため、シミュレートするシステムが複雑となった場合、数値計算上の誤差によりシミュレーションの安定性に問題が生じることが懸念される。

そこで、本研究では、1本のボンダで2つの変数を伝達することができるというボンダグラフ法の長所の一つと信号を伝達するアクティブボンダを活用し、さらに熱系のエネルギーの流れを陽には表現しないこととしたモデル化手法を提案する。ここで提案する手法では、圧縮性流体系にはエフォートを絶対圧力、フローは質量流量とした擬似ボンダグラフを用いる。また、機械系にはエフォートを力、フローを速度とする真ボンダグラフを用いる。ここで提案する手法は、流体系のボンダには擬似ボンダグラフを用いるものの、熱系と流体系の2種類のボンダを必要とせず、マルチポートC素子およびマルチポートR素子を使用しないという特長を有する。さらに、空気が有する動力をピストンにより機械的な動力に変換する場合、可変変換比を持つトランスフォーマを必要としない。ここで提案したボンダグラフ法の妥当性を検討するため、簡単な空気圧システムを対象としてコンピュータ・シミュレーションを行い、実験結果と比較検討する。なお、シミュレーションに際しては、1種類のボンダ、1ポートCおよび1ポートR素子のみに対応しているBGSPをシミュレーションプログラムとして用い、パソコンの画面上にボンダグラフモデルの編集機能を持たせた市販のボンダグラフ用ソフトMrBond⁷⁾を使用した。

2. 主な記号

A : ピストンの断面積
 A_e : 絞り (弁) の有効断面積
 A_s : シリンダあるいは容器の表面積
 C_p : 定圧比熱
 C_v : 定容比熱
 e : エフォート
 F : 力
 f : フロー
 $\dot{H}$: エンタルピー流束

h : 熱伝達率
 M : 空気の質量
 $\dot{m}$: 質量流量
 P : 空間平均絶対圧力
 $\dot{Q}$: 熱流束
 q : ディスプレースメント
 R : ガス定数
 T : 空間平均絶対温度
 t : 時間
 U : 内部エネルギー
 V : 容積
 v : ピストン速度
 x : ピストン変位
 k : 比熱比
 ρ : 空気の密度
 添字
 0 : 初期状態
 S : 周囲の大気
 in : 入口側
 out : 出口側

3. 提案するボンダグラフ法と空気圧基本素子のモデル

ここでは、空気圧システムの基本要素である空気圧シリンダの容積室および絞りのボンダグラフモデルの導出を行う。空気を理想流体とし、圧縮性流体系のボンダグラフにおいては擬似ボンダグラフを用いる。すなわち、エフォートには絶対圧力、フローには質量流量を使用する。また、機械系のボンダグラフには、エフォートが力、フローが速度である真ボンダグラフを用いる。本論文で使用するボンダグラフの基本変数についてまとめたものをTable 1に示す。

3.1 空気圧シリンダ容積室のボンダグラフモデル

ここではより一般的なモデルを導出するため、Fig. 1に示した通り、空気の入口および出口とピストンを有する空気圧シリンダ容積室を考える。ここに熱力学の第一法則を用いると以下の式を得る。

$$\dot{Q}_S + \dot{H}_{in} - \dot{H}_{out} = \frac{dU}{dt} + P \frac{dV}{dt} \quad (1)$$

熱エネルギーは壁に蓄積されないと仮定すると、壁から流入する熱流束は以下の式で表すことができる。

Table 1 Variables of proposed bond graph method

General	Compressible Fluid-flow	Mechanics
e	P	F
f	$\dot{m}$	v
q	M	x

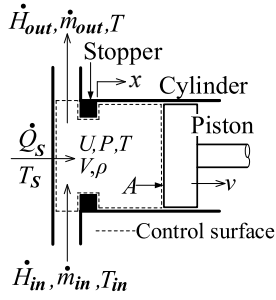


Fig. 1 Piston chamber with two port

$$\dot{Q}_S = hA_S(T_S - T) \quad (2)$$

ここで、 T_S は周囲の大気温度である。式(2)中の A_S はピストンが動くことにより変化する。すなわち、外部からの熱の流入に関係する表面積 A_S はピストン変位 x の関数である。

また、コントロールボリューム内の空気の内エネルギーおよびコントロールボリュームに流入あるいは流出するエンタルピー流束はそれぞれ式(3)から(5)で表すことができる。

$$U = C_V \rho VT \quad (3)$$

$$\dot{H}_{in} = C_P \dot{m}_{in} T_{in} \quad (4)$$

$$\dot{H}_{out} = C_P \dot{m}_{out} T \quad (5)$$

ここで、 T はシリンダ容積室内の空気の空間平均絶対温度である。

式(1)に式(2)から式(5)を代入して整理すると式(6)を得る。

$$C_V \frac{d(\rho VT)}{dt} = C_P \dot{m}_{in} T_{in} - C_P \dot{m}_{out} T + hA_S(T_S - T) - P \frac{dV}{dt} \quad (6)$$

理想気体の状態式、定圧比熱と定容比熱の関係、比熱比と気体定数および定容比熱の関係を表した式(7)から式(9)を式(6)に用いると式(10)を得る。

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (7)$$

$$\frac{C_P}{C_V} = \kappa \quad (8)$$

$$\kappa = \frac{R}{C_V} + 1 \quad (9)$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\kappa}{V} \left\{ R(\dot{m}_{in} T_{in} - \dot{m}_{out} T) + \frac{R}{C_P} hA_S(T_S - T) - P \frac{dV}{dt} \right\} \quad (10)$$

式(10)において容積 V は初期容積 V_0 、ピストン断面積 A 、ピストン変位 x より以下の式で表すことができる。

$$V = V_0 + Ax \quad (11)$$

式(10)中の dV/dt はピストン断面積 A 、ピストン速度 v を用い以下の式で表すことができる。

$$\frac{dV}{dt} = Av \quad (12)$$

式(11)および式(12)を式(10)に代入すると式(13)を得る。

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\kappa}{V_0 + Ax} \left\{ R(\dot{m}_{in} T_{in} - \dot{m}_{out} T) + \frac{R}{C_P} hA_S(T_S - T) - PAv \right\} \quad (13)$$

式(13)を時間積分すると式(14)を得る。

$$P = \frac{\kappa}{V_0 + Ax_{t-1}} \int R \left\{ (T_{in})_{t-1} \dot{m}_{in} - RT_{t-1} \dot{m}_{out} - AP_{t-1} v + \frac{R}{C_P} h(A_S)_{t-1} (T_S - T_{t-1}) \right\} dt \quad (14)$$

ただし、この式は、ボンドグラフ法では得られたボンドグラフモデルより状態方程式を導出し数値積分によりある時間刻みで物理量を求めることを考慮に入れた式であり、式中の添え字 $t-1$ は前の時刻の計算で既にその値が求められているものを近似的に用いたことを意味する。時間積分の時間刻みが十分小さい場合、この近似により大きな誤差は生じないと考えられるものの保証されたものではない。そこで、シミュレーションに際しては数値積分の時間刻みを変化させこの式の収束性を確認する必要がある。なお、このような近似を行った結果、この式よりエフォートである圧力はフローである質量流量と速度の積分値の関数になり、C素子で表現できる。

一方、式(15)に示した通り、容積室内の温度 T は容積室内の空気の質量 M 、容器の体積および気体の状態式より求めることができる。

$$\rho = \frac{M}{V_0 + Ax} \quad T = \frac{P}{\rho R} \quad (15)$$

式(14)および式(15)に基づきFig. 1に示した空気の入口および出口とピストンを有する空気圧シリンダ容積室のボンドグラフモデルはFig. 2のようになる。この図よりFig. 1に示した容積室のボンドグラフモデルは2つのC素子、5つのSF素子、1つのSE素子で表されるものの、これらのC素子には通常のボンドグラフ法で用いられる1ポート素子のみが使われている。なお、この図で C_1 素子は単なる積分器として使用されており、ここで式(14)の計算を行っている。

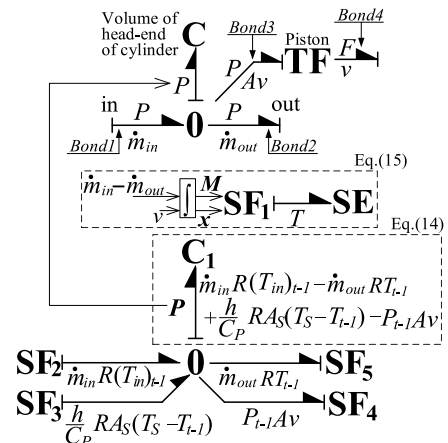


Fig. 2 Bond graph model for piston chamber with two port

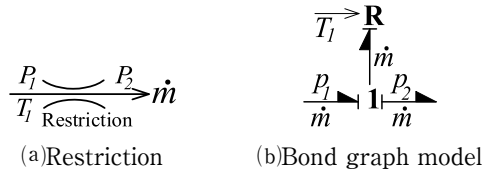


Fig. 6 Bond-graph model for restriction

ボンドグラフモデルは1ポートR素子と1接点を用いてFig. 6(b)のように表すことができることがわかる。なお、上流側の空気温度 T_l はアクティブボンドにより素子に入力する。

4. シミュレーション

本論文で提案したボンドグラフモデルの妥当性を調べるために、Fig. 7に示すような簡単な空気圧システムのシミュレーションを行った。一定の容量 V をもつ容器に充填されている圧縮空気が弁を通して大気中に放出され、熱流束が容器の周囲の大気から容器内に流れ込む場合を対象とした。

Fig. 8にそのシステムのボンドグラフモデルを示す。容器内の温度と圧力の変化および容器の周囲の大気から容器内への熱伝達はFig. 2においてボンド1、ボンド3、TF素子、ボンド4、素子SF2およびSF4を削除することによりモデル化できる。弁の絞りはFig. 6に示したボンドグラフモデルで表すことができる。大気圧 P_s 、密度 ρ_s および温度 T_s は一定であると考えられるので、大気はSE素子で表現することができる。Fig. 8に示した通り、ここで提案した手法を用いたシステムのボンドグラフモデルには1種類のボンド、1ポートCおよび1ポートR素子しか用いられていない。そのため、シミュレーションに際しては、Mr.

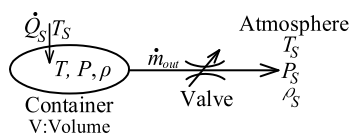


Fig. 7 Simple pneumatic system

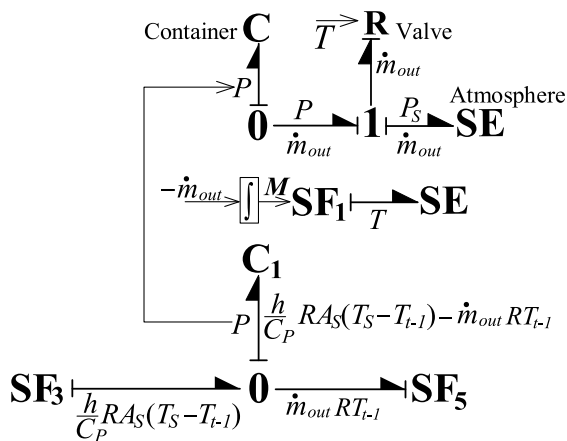


Fig. 8 Bond graph model for simple pneumatic system

Table 2 Parameters for simulation

A_s	$3670 \times 10^{-2} \text{ m}^2$	T_0	$293.16 \text{ K (20}^\circ\text{C)}$
A_e	$1.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	T_s	$292.16 \text{ K (19}^\circ\text{C)}$
P_0	$40 \times 10^5 \text{ Pa}$	V	$4.2 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
P_s	$1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$	h	$10.7 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$
R	$287.06 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$	κ	1.4

Bondを使用した。このシミュレーションで使用したパラメータをTable 2に示す⁸⁾。ここで、 P_0 および T_0 はそれぞれ容器内の空気圧力および温度の初期値である。

前述した通り、提案したモデルでシミュレーションを行う場合、数値積分の時間刻み Δt を変化させて式(14)に関する収束性を確認する必要がある。 Δt を変化させて容器内の圧力のシミュレーションを行った結果をFig. 9に示す。この図で Δe_p は Δt を 10^{-3} s とした場合に得られたシミュレーション結果との差である。また、図中の表はこの差が最大となったときのシミュレーション結果を示す。この図より、 Δt を 10^{-6} s より小さくすれば Δe_p に変化はなくなりシミュレーション結果が収束していることがわかる。よって、ここでは Δt を 10^{-6} s としてシミュレーションを行う。

容器内の圧力 P および温度 T のシミュレーション結果をFig. 10に示す。この図で実線はシミュレーション結果を、破線は張らが行った実験結果^{8)~10)}をそれぞれ表す。この実験では容器内に圧力および温度センサを挿入し圧力および温度計測が行われた。なお、温度計測は熱電対の接点を容器の中心部に配置することにより行われた。ここで示した実験結果は張らが行った5回の実験結果を平均したものである。

Fig. 10のシミュレーション結果から、容器内の圧力 P は計算開始後約2秒間減少し、その後、 P は P_s に近づいていることがわかる。一方、容器内の温度 T は計算開始後約2秒間減少し、その後、容器周囲の大気からの熱伝達の影響のため増加し始め、 T_s に近づいていることがわかる。

圧力については容器内ではほぼ一様であると考えられる。本論文で提案するモデルを使ったシミュレーションで求めた平均圧力と比較検討すると、シミュレーション結果は実験結果を精度良くシミュレートしている。温度については下降過程から上昇過程の前半部まではシミュレーション結

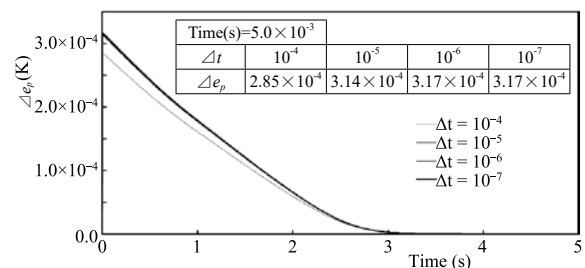


Fig. 9 Convergence property for Eq. (14)

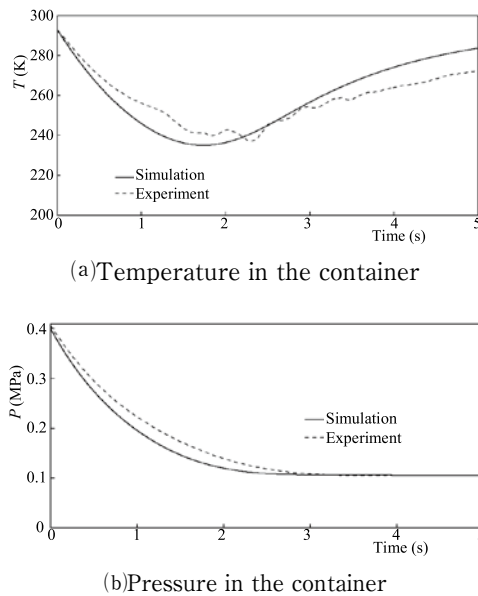


Fig. 10 Comparison of simulated and experimental results

果は実験結果を良好にシミュレートしている。しかしながら、上昇過程の後半部ではシミュレーション結果は実験結果より約10K大きくなっている。これは実験で求めた温度が容器の中心部の温度であり、容器周囲から入る熱の伝わりの遅れの影響によるものであると考えられる。よって、今後の課題として、ストップ法¹¹⁾により求めた容器内の平均温度と本シミュレーションで得られた結果の比較検討により本シミュレーションの精度について検討することが必要である。よって、本論文で提案した手法を用いた空気圧システムのモデルによるシミュレートは可能であると考えられる。

ここで提案したボンダグラフを用いれば、OHC-SimやMr. Bondのように、シミュレーションプログラムとしてBGSPを利用しているソフトを用いて空気圧システムの動的な温度変化のシミュレーションが可能となる。

5. 結 言

本研究では、1本のボンダで2つの変数を伝達することができるというボンダグラフ法の長所の一つと信号を伝達するアクティブボンダを活用しさらに熱系のエネルギーの流れを陽には表現しないこととしたモデル化手法を提案した。この手法を用いることにより、空気圧シリンダの容積室のような容量要素では、2つのC素子、複数のSF素子およびSE素子が必要になるものの、圧縮性流体系と熱系を含み動的な温度変化を考慮しなければならない空気圧システムであっても、1種類のボンダ、1ポートC素子および1ポートR素子のみでボンダグラフモデル化が可能となった。さらに、ここで提案した手法の妥当性を調べるため簡単な空気圧システムを例に取りシミュレーションを行い、実験結果と比較検討した。その結果、得られたシミュレーション結果は実験結果を良好にシミュレートしており、ここで提

案した手法の妥当性が示された。なお、ここで提案した手法を用いると、1ポートC素子および1ポートR素子のみでシステムのボンダグラフ表現が可能となるため、シミュレーションに際しては、シミュレーションプログラムとしてBGSPを利用しているソフトを用いて、空気圧システムの動的な温度変化のシミュレーションが可能となる。

今後の課題は、空気圧システムをボンダグラフ法でシミュレートする手法は文献6および文献12においても示されている。そこで、本論文で提案した手法とこれらの手法によるシミュレーション結果についての比較検討であると考えている。また、温度のシミュレーション結果については、ストップ法を用いた計測結果との比較も必要である。

謝 辞

本研究にご協力いただいた当時足利工業大学大学院生羽石祥崇氏ならびに本研究にご支援賜ったSMC株式会社に感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) Rosenberg, R.C. and Karnopp, D.C.: Introduction to Physical System Dynamics, p. 244-257, McGraw-Hill (1983)
- 2) Thoma, J.: Simulation by Bondgraphs, p. 123-132, Springer-Verlag (1990)
- 3) 香川利春: 空気圧抵抗容量系の動特性における熱伝達の考察, 油圧と空気圧, Vol. 12, No. 3, p. 209-212 (1981)
- 4) 例えば, 桜井康雄, 田中和博, 幸田武久, 中田毅: 油圧回路設計・動特性解析用シミュレーション・パッケージOHC-Simの改良, 日本油空圧学会論文集, Vol. 31, No. 6, p. 164-169 (2000)
- 5) Kohda, T., Nakada, T., Kimura, Y. and Mitsuoka, T.: Simulation of Bond Graphs with Nonlinear Elements by Symbolic Manipulation, Bulletin of Mechanical Engineering Laboratory, 49 (1988)
- 6) 桜井康雄, 高橋浩爾, 池尾茂: 空気圧システムの新しいボンダグラフ表現, 日本油空圧学会論文集, Vol. 30, No. 7, p. 171-176 (1999)
- 7) 山本耕治: シミュレーション活用技術 油圧回路設計/解析システム Mr. Bondの活用事例, 油空圧技術, Vol. 48, No. 9, p. 19-23 (2009)
- 8) Zhang, H.: 空気圧システム中における結露に関する研究, 上智大学博士論文, p. 7-33 (1995)
- 9) 張護平, 池尾茂, 高橋浩爾, 桜井康雄: 空気圧システム中における結露に関する研究 (第1報 均一凝縮理論による解析), 油空と空気圧, Vol. 26, No. 1, p. 93-99 (1995)
- 10) 張護平, 池尾茂, 高橋浩爾, 桜井康雄: 空気圧システム中における結露に関する研究 (第2報 実験), 油圧

-
- と空気圧, Vol. 26, No. 1, p. 93-99 (1995)
- 11) 香川利春, 蔡茂林：圧縮性流体の計測と制御—空気圧
解析入門—, p. 81-82, 日本工業出版 (2010)
- 12) 張護平：ボンドグラフ法による空気圧システムのシ
ミュレーション, 油圧と空気圧, Vol. 27, No. 4, p. 92-97
(1996)

会 員 各 位

平成29年 7月15日

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

平成29年度会費納入のお願い

拝啓 時下益々ご清祥のこととお慶び申し上げます。

さて、平成29年度（自平成29年4月1日～至平成30年3月31日）の会費を、下記の通りご納入賜わりたくお願い申し上げます。なおすでにご納入くださいました場合は、何卒ご容赦ください。

敬 具

記

平成29年度
正 会 員 会 費 8,000円
(40歳未満で入会された方は、入会から
5年間にわたり4,000円となります。)
学生会員会費 2,000円

お 願 い

- ・28年度以前の会費を未納の方は、新年度分（平成29年度）と併せてお振り込みくださいますようお願い申し上げます。
- ・会員名を必ずご記入ください。
- ・便利な自動振り込みは手数料が不要です。ご希望によりお申し込み書をお送り致しますので、FAXまたはE-mailにてご一報いただきたく、宜しくお願い申し上げます。

以上

払 込 取 扱 票												払込票兼受領証																	
00		東京		口座番号 (右詰めにご記入ください)										金 額		千 百 十 万 千 百 十 円		千 百 十 万 千 百 十 円		千 百 十 万 千 百 十 円									
00		00		11		03		13		36		90		* 0		0		0		0									
加入者名		一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会										料 金		特 殊 取 扱		加入者名		一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会											
通 信 欄		該当するものに○をつけ、お振込の内容をご記入ください。										1. () 年度 () 会費		企 業 名・[]		2. () の代金		払込人住所氏名		(消費税込) 受 付 局 日 附 印									
払込人住所氏名		* (郵便番号)										受 付 局 日 附 印		料 金		円		特 殊 取 扱											
裏面の注意事項をお読みください。(郵政事業庁) (私製承認第23957号)																													

お振り込み先金融機関一覧

1. 郵便振替貯金 00110-3-133690

*下の振替用紙をご利用いただけます。

(なお、この振替用紙は会費納入・資料購入・セミナー等受講料など総てにご利用いただけます。)

2. 三井住友銀行 日比谷支店 (普) 7611417

(注) *口座名はいずれも「シャ) ニホンフルードパワーシステムガッカイ」です。

*誠に恐れ入りますが、振り込み手数料はご負担くださいますようお願い申し上げます。

*上記2をご利用の方で、会社名・大学名にてご送金の方は、個人名・内容・振込金融機関名を、FAXまたはE-mailで学会宛にご連絡くださいますよう、お願い申し上げます。

FAX : 03-3433-8442

E-mail : info@jfps.jp

この受領証は、郵便局で機械処理をした場合は郵便振替の払込みの証拠となるものですから大切に保存してください。

ご注意

この払込書は、機械で処理しますので、口座番号及び金額を記入する際は、枠内に丁寧に記入してください。

また、下部の欄(表面及び裏面)を汚したり、本票を折り曲げたりしないでください。

(日本郵政公社)

〒105
|
0011 東京都港区芝公園三丁目五―三二 電話 (〇三) 三四三三―八四四一
編集兼発行人 一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会 振替口座 東京〇〇―一〇―三―三三六九〇 FAX (〇三) 三四三三―八四四二

印刷所 東京都文京区白山一―一三―七 アクア白山ビル五階
勝美印刷株式会社