

ISSN 1880-7410

# KYB TECHNICAL REVIEW

**KYB技報**

APR. 2021 No. **62**

K  
Y  
B  
技  
報

KYB TECHNICAL REVIEW No. 62 APR. 2021

**KYB**

*Our Precision, Your Advantage*

**KYB 株式会社**

**KYB**

# KYB株式会社

(2015年10月1日よりカヤバ工業株式会社は商号をKYB株式会社に変更いたしました)

2021年2月1日現在

**本社・営業** 東京都港区浜松町二丁目4番1号（世界貿易センタービル） ☎105-6111 ☎(03)3435-3511

基盤技術研究所	神奈川県相模原市南区麻溝台一丁目12番1号	☎252-0328	☎(042)745-8111
生産技術研究所	岐阜県可児市土田60番地	☎509-0206	☎(0574)26-1453
KYB開発実験センター	岐阜県加茂郡川辺町鹿塩字白砂1185番地	☎509-0307	☎(0574)52-1323
工機センター	岐阜県可児市土田60番地	☎509-0206	☎(0574)26-5310
名古屋支店	愛知県名古屋市中村区名駅三丁目11番22号（IT名駅ビル）	☎450-0002	☎(052)587-1760
大阪支店	大阪府吹田市江坂町一丁目23番20号（TEK第2ビル）	☎564-0063	☎(06)6387-3221
福岡支店	福岡県福岡市博多区博多駅東二丁目6番26号（安川産業ビル）	☎812-0013	☎(092)411-2066
浜松営業所	静岡県浜松市中区神明町315番地1（浜松しみずビル）	☎430-0931	☎(053)454-5321
広島営業所	広島県広島市東区光町一丁目12番16号（広島ビル）	☎732-0052	☎(082)567-9166
相模原工場	神奈川県相模原市南区麻溝台一丁目12番1号	☎252-0328	☎(042)746-5511
熊谷工場	埼玉県深谷市長在家2050番地	☎369-1193	☎(048)583-2341
岐阜北工場	岐阜県可児市土田2548番地	☎509-0298	☎(0574)26-5111
岐阜南工場	岐阜県可児市土田505番地	☎509-0297	☎(0574)26-1111
岐阜東工場	岐阜県可児市土田60番地	☎509-0206	☎(0574)26-2135
カヤバシステムマシナリー株式会社	三重県津市雲出町1129番地11	☎514-0396	☎(059)234-4111
KYBステージエンジニアリング株式会社	三重県津市雲出町1129番地11	☎514-0396	☎(059)234-9260
KYBトロンデュール株式会社	東京都府相模原市町祝園浦一丁目32番地1	☎949-5406	☎(0258)92-6903
K Y B 金 山 株式会社	岐阜県下呂市金山町戸部4350番地130	☎619-0240	☎(0774)95-3336
K Y B - Y S 株式会社	長野県埴科郡坂城町坂城9165番地	☎509-1605	☎(0576)35-2201
KYBモーターサイクルサスペンション株式会社	岐阜県可児市土田2548番地	☎389-0688	☎(0268)82-2850
KYB エンジニアリング	東京都港区芝公園一丁目6番7号（住友不動産ランドマークプラザ）	☎509-0298	☎(0574)27-1170
アンドサービス株式会社		☎105-0011	☎(03)6895-1260
KYBロジスティクス株式会社	岐阜県可児市姫ヶ丘二丁目16番地	☎509-0249	☎(0574)26-6427
ジャパン・アナリスト株式会社	神奈川県相模原市南区麻溝台一丁目12番1号 KYB株式会社 相模工場内	☎252-0328	☎(042)749-7512
株式会社けんしゅう	東京都港区浜松町二丁目9番3号（NBC浜松町ビル）	☎105-0013	☎(03)3437-1955

## KYB Corporation

(Kayaba Industry Co., Ltd. employed “KYB Corporation” as the popular name from October 1st, 2015.)

### Head Office

World Trade Center Bldg, 2-4-1, Hamamatsu-cho,  
Minato-ku, Tokyo 105-6111, Japan Tel：(81)3-3435-3511

#### Overseas Subsidiaries and Affiliates

##### [Americas]

**KYB Americas Corporation**  
2625 North Morton, Franklin, Indiana 46131, U.S.A.  
TEL: (1)317-736-7774

**Takako America Co., Inc.**  
715 Corey Road Hutchinson, Kansas 67504-1642, U.S.A.  
TEL: (1)620-663-1790

**KYB International America, Inc.**  
2625 North Morton, Franklin, Indiana 46131, U.S.A.  
TEL: (1)317-346-6719

**KYB Mexico S.A. de C.V.**  
Circuito San Roque Norte #300 Santa Fe II, Puerto Interior, Silao Guanajuato, CP 36275, Mexico  
TEL: (52)472-748-5000

**KYB Latinoamerica, S.A. de C.V.**  
Blvd. Manuel Avila Camacho No. 32, Int. 403, Col. Lomas de Chapultepec, Del. Miguel Hidalgo, DF, 11000, Mexico  
TEL: (52)55-5282-5770

**KYB Manufacturing do Brasil Fabricante de Autopeças S.A.**  
Rua Francisco Ferreira da Cruz, 3000, Fazenda Rio Grande-Parana, CEP 83820-293, Brazil  
TEL: (55)41-2102-8204

**Comercial de Autopeças KYB do Brasil Ltda.**  
Rua Cyro Correia Pereira, 2400 Suite 07-Cidade Industrial, Curitiba-PR, 81460-050, Brazil  
TEL: (55)41-3012-3620

##### [Europe]

**KYB Europe GmbH**  
Langfeldstrasse.11 80939 Munich, Germany  
TEL: (49)-89-5480188-0

**KYB Suspensions Europe, S.A.U.**  
Ctra. Irurzun S/No. 31171 Ororbia Navarra, Spain  
TEL: (34)948-421700

**KYB Steering Spain, S.A.U.**  
Poligono Ipertegui No. 2, nave 12, CP-31160, ORKOIEN Navarra, Spain  
TEL: (34)948-3121004

**KYB Advanced Manufacturing Spain, S.A.U.**  
Poligono Industrial Perquita Calle B, No. 15, 31210 Los Arcos Navarra, Spain  
TEL: (34)948-640336

**KYB Manufacturing Czech, s.r.o.**  
U Panasonicu 277, Stare Cvice, 530 06 Pardubice, Czech Republic  
TEL: (420)466-812-2333

**KYB CHITA Manufacturing Europe s.r.o.**  
Prumyslova 1421, 53701 Chrudim, Czech Republic  
TEL: (420)469-363-302

#### LLC KYB Eurasia

117638 Odesskaya street 2 building A, Moscow, Russian Federation  
TEL: (7)495-7716010

##### [Asia]

**KYB Steering (Thailand) Co., Ltd.**  
700/829 Moo 6, T. Nongtamlueng Amphur Panthong, Chonburi 20160,Thailand  
TEL: (66)3-818-5559

**KYB (Thailand) Co., Ltd.**  
700/363 Moo 6, Amata Nakorn Industrial Park2, Bangna-Trad Road, K.M. 57, Tambol Don Hua Roh, Amqhur Muang, Chonburi 20000, Thailand  
TEL: (66)3-846-9999

**KYB Asian Pacific Corporation Ltd.**  
No. 4345 Bhiraj Tower at BITEC, Unit 1209-1211, 12th Floor, Sukhumvit Road, Bangnatai Sub-District, Bangna District, Bangkok 10260, Thailand  
TEL: (66)2-300-9777

**KYB-UMW Malaysia Sdn. Bhd.**  
Lot 8, Jalan Waja 16, Telok Panglima Garang, 42500 Kuala Langat, Selangor, Malaysia  
TEL: (60)3-3322-0800

**PT. KYB Hydraulics Manufacturing Indonesia**  
Jl. Irian X blok RR2 Kawasan MM2100, Cikarang Barat 17520, Indonesia  
TEL: (62)21-28080145

**PT. Kayaba Indonesia**  
Jl. Jawa Blok ii No. 4 Kawasan MM2100, Cikarang Barat 17520, Indonesia  
TEL: (62)21-8981456

**PT. Chita Indonesia**  
Jl. Jawa Blok ii No. 4 Kawasan MM2100, Cikarang Barat 17520, Indonesia  
TEL: (62)21-89983737

**KYB Manufacturing Vietnam Co., Ltd.**  
Plot I 10-I 11-I 12, Thang Long Industrial Park, Dong Anh District, Hanoi, Vietnam  
TEL: (84)24-3881-2773

**Takako Vietnam Co., Ltd.**  
27 Dai Lo Doc Lap, Vietnam Singapore Industrial Park, Thuan An District, Binh Duong, Vietnam  
TEL: (84)274-378-2954

**永華機械工業股份有限公司  
KYB Manufacturing Taiwan Co., Ltd.**  
No. 493, Guang Hsiang Road, Bade District, Taoyuan City, 33454, Taiwan  
TEL: (886)3-368-3123

#### KYB Motorcycle Suspension India Pvt. Ltd.

Pilot No. 6, Sipcot Industrial Park, Vallam Vadagal Village, Sriperumbudur Taluk, Kancheepuram District 631604 Tamil Nadu, India  
TEL: (91)44-3012-4301

**KYB-Conmat Pvt. Ltd.**  
702-703, Beside N. H. No. 8, Por, Vadodara 391243, Gujarat, India  
TEL: (91)960-1551608

**KYB Corporation Chennai Branch**  
No. 408, Height 1, Temple Green Project, Mathur Village, Sriperumbudur Taluk, Kancheepuram District, India 602105  
TEL: (91)2568-0501

**KYB Middle East FZE**  
Office No. 2010 20th Floor, Tower-A JAFZA One, Jebel Ali Free Zone, P.O.BOX:261819, Dubai, UAE  
TEL: (971)4-887-2448

##### [China]

**凱速必(中国)投資有限公司  
KYB (China) Investment Co., Ltd.**  
No. 12L Wei 3 Road, Dingmao, Zhenjiang New Zone, Zhenjiang, Jiangsu, 212009, China  
TEL: (86)511-8558-0300

**凱速必機械工業(鎮江)有限公司  
KYB Industrial Machinery (Zhenjiang) Ltd.**  
No. 38, Wei 3 Road, Dingmao, Zhenjiang New Zone, Zhenjiang, Jiangsu, 212009, China  
TEL: (86)511-8889-1008

**無錫凱速必拓普減震器有限公司  
Wuxi KYB Top Absorber Co., Ltd.**  
No. 2 Xikun North Road, Singapore Industrial Zone, Xinxu District, Wuxi, Jiangsu, 214028, China  
TEL: (86)510-8528-0118

**常州朗銳凱速必減振技術有限公司  
Changzhou KYB Leadrun Vibration Reduction Technology Co., Ltd.**  
No. 19 Shunyuan Road, New District, Changzhou, Jiangsu 213125 China  
TEL: (86)519-8595-7206

**湖北恒隆凱速必汽車電動轉向系統有限公司  
Hubei Henglong & KYB Automobile Electric Steering System Co., Ltd.**  
108 Shacen Road, Economic and Technological Development Zone, Jingzhou, Hubei, China. 434000  
TEL: (86)716-416-7951

**知多彌美工業(鎮江)有限公司  
CHITA KYB Manufacturing (Zhenjiang) Co., Ltd.**  
No. 8 Building-1F, New Energy Industrial Park (North Park), No. 300, Gangnan Road, Zhenjiang New District, Jiangsu 212132, China  
TEL: (86)511-8317-2570

KYB株では、複写複製および転載複製に係る著作権を一般社団法人学術著作権協会に委託しています。当該利用をご希望の方は、学術著作権協会（https://www.jaacc.org/）が提供している複製利用許諾システムもしくは転載許諾システムを通じて申請ください。

KYB Corporation authorized Japan Academic Association For Copyright Clearance (JAC) to license our reproduction rights and reuse rights of copyrighted works. If you wish to obtain permissions of these rights in the countries or regions outside Japan, please refer to the homepage of JAC (http://www.jaacc.org/en/) and confirm appropriate organizations to request permission.

# KYB技報

第62号 2021-4

## 目 次

### 巻頭言

磁気機能性流体研究と異分野融合について

井門 康司 1

### 論説

MRテクノロジー

中野 政身 2

### 技術解説

油圧機器との置き換えを目指す電動アクチュエータの試作

佐藤 浩介 8

芝原 大智

袴田真一郎

セミアブソリュート型ストロークセンシングシリンダ

永井 勇牙 17

電子回路の熱解析

河野 智行 25

関根 信之

伊藤 賢佑

梶澤 亮一

The Power of Oil – Influence of Shock Absorber Oil on Vehicle Ride and Handling Performance

KATO Shinji 34

### 技術紹介

モデルベース開発のためのCAE活用法

満嶋 弘二 42

永溝 喜也

### 製品紹介

小型油圧ショベル用コントロールバルブKVSX-12Cの開発

福島 亮 46

### 紹介

KYBブラジル生産拠点設立20周年

芳仲 洋己 50

### 随筆

中国無錫駐在記

北村 康弘 54

### 用語解説

熱回路網法の伝熱モデル

河野 智行 59

関根 信之

伊藤 賢佑

梶澤 亮一

電動リニアアクチュエータ

佐藤 浩介 63

オープンセンタシステムとクローズドセンタシステム

福島 亮 65

### 編集後記

#### 本号の表紙



#### 〈デザイン趣意〉

「海から鮮やかに朝日が昇る姿に新しい幕開けをイメージすると共にこの美しい地球環境の保全のためにKYBの持つ技術力で次代へ繋ぐ力強い決意を意識した」

---

# KYB TECHNICAL REVIEW

No. 62 APR. 2021

## CONTENTS

### Foreword

Magnetic Functional Fluid Research and Interdisciplinary Research IDO Yasushi 1

### Editorial

Magneto-Rheological Technologies NAKANO Masami 2

### Technology Explanation

Prototype of Electric Mechanical Actuator for Replacing Hydraulic Equipment  
SATO Kosuke 8  
SHIBAHARA Daichi  
HAKAMADA Shinichiro

Semi-Absolute-Type Stroke Sensing Cylinder NAGAI Yuki 17

Thermal Analysis of Electronic Circuits KAWANO Tomoyuki 25  
SEKINE Nobuyuki  
ITO Kensuke  
KABASAWA Ryoichi

The Power of Oil – Influence of Shock Absorber Oil on Vehicle Ride and Handling Performance KATO Shinji 34

### Technology Introduction

Utilization of CAE for Model-Based Development MITSUSHIMA Koji 42  
NAGAMIZO Yoshiya

### Product Introduction

Development of Control Valve KVSX-12C for Small Size Excavators FUKUSHIMA Ryo 46

### Introduction

20th Anniversary of KYB Brazil Production Base Establishment in Brazil  
YOSHINAKA Hiromi 50

### Essay

Report on Residence in Wuxi, China KITAMURA Yasuhiro 54

### Glossary

Heat Transfer Model of Thermal Network Method KAWANO Tomoyuki 59  
SEKINE Nobuyuki  
ITO Kensuke  
KABASAWA Ryoichi

Electronic Linear Actuator SATO Kosuke 63

Open-center System/Closed-center System FUKUSHIMA Ryo 65

### Editors Script

## 巻頭言

## 磁気機能性流体研究と異分野融合について

井 門 康 司\*



磁性流体は1960年代に開発された人工の流体で、オレイン酸などの界面活性剤で表面処理された粒子径約10nm程度のマグネタイトやマンガン亜鉛フェライトなどの強磁性微粒子を水や油などの液体に安定分散させた流体です。磁性流体は磁石に引き寄せられたり、磁性流体界面に突起状の構造（スパイク構造）を形成したりと、非常に面白い性質を持った流体です。これとは別に、粒子径がサブミクロンから数ミクロンサイズの強磁性粒子を母液に分散させたMR流体があり、これらの流体は磁場に応答する磁気機能性流体です。例えば図1に示した写真は、私の研究室で作製した磁性流体にミクロンサイズの強磁性粒子を分散した流体の液滴をアクリル板の上に垂らし、下に永久磁石を置いて磁場を印加した場合の、界面変形を示しています。とげのような突起が多数発生しているのがわかります。MR流体は、磁場に対する応答特性（磁場を印加すると粘度が変化する）を利用して、減衰力可変ダンパーなどにも応用されており、商品化もされています。

私の研究者としてのスタートは、大学の研究室に入って、この「磁性流体」と出会うところから始まりました。当時はまだナノテクノロジーという言葉もない時代ですが、磁性流体中に分散している粒子はナノサイズであり、ナノテクノロジーの走りと言えるかもしれません。博士課程学生の時代に研究成果発表を行った磁性流体の専門家が集まる講演会では、私と同様に流体や熱などを専門とする機械工学分野の研究者だけではなく、材料を専門とする研究

者、物理、化学、電気工学などを専門とする研究者も参加しており、さらには磁性流体の界面変形をアートとして表現するようなアートの分野の方まで参加しておりました。学生時代にこのような講演会を中心に研究発表を行っていたこともあり、様々な専門分野の研究者がいる状況が普通のこととおもっていましたが、実はこのようにいろいろな分野の専門家が一堂に会するような講演会は非常に珍しいことに気が付いたのは、大学に職を得て、主たる研究分野が変わってからでした。当時は（今も変わらずかもしれませんが）、それぞれの研究者が自分の専門分野を守って研究を行い、他の分野にはあまり口出しをしない、という空気がありました。私にとって他分野の専門家との交流は、その後の分野を跨いだ研究推進に大いに役立ってきました。その後、異分野融合研究を推進せよという社会的な（政府による？）圧力の高まりがありました。それほど多くの成功例があるわけではないようです。異分野融合を進める際の問題の一つとして、分野が大きく異なると、そもそもそれぞれの分野で通用している一般的な言葉・用語がお互いに通じない、すなわち話が分からず理解できない、ということがあります。しかし、一番の障壁は最初から「そんなことできない」あるいは「今さら新しい分野に取り組む時間もない」という思い込み・固定観念ではないかと思えます。

うまく分業体制を構築できれば、材料開発、その材料を用いた機構・原理の開発、製品化を想定した実用研究まで、一連の流れを複数の専門家で構成したグループによって研究を進めることは可能だと考えます。旗振りはいても空しく振り続けられている状況が少しずつでも好転することを期待しています。

最後に、2020年は新型コロナウイルスの流行もあり、日本のみならず世界的に社会状況が一変する大変な年になりました。大学でも授業のほとんどがオンラインとなり、教員や学生を取り巻く状況も大きな変容を余儀なくされています。一日でも早くこの状況が収束し、正常化するよう願ってやみません。

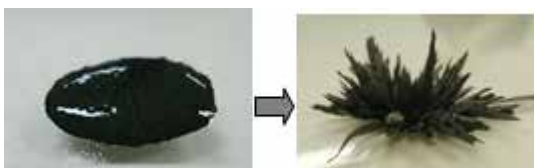


図1 磁場印加による磁気機能性流体界面の変形

\*名古屋工業大学 教授

# MRテクノロジー Magneto-Rheological Technologies

中野政身\*



## 1. はじめに

物質に磁場を印加するとその粘弾性が変化する現象の科学をマグネトレオロジー (Magneto-Rheology) といい、その機能をMR効果 (Magnetorheological Effect) と呼ぶ。その代表的な物質として、機能性流体の一つであるMR流体 (Magneto-Rheological Fluid) がある。MR流体は、シリコンオイル等の油を分散媒とし、その中に  $\mu\text{m}$  サイズの強磁性体粒子を高濃度で分散させた懸濁液であり、印加磁場によってその粘性 (厳密には、降伏せん断応力) を数ミリ秒のオーダーで電気的に可逆的かつ連続的に変化させることができる特筆すべき機能をもっている<sup>1)</sup>。すなわち、MR流体は磁場下では固体のように振舞い、磁場を切るとMR流体に流動性が生じ液体となる。この機能性をフルードパワー機器及びシステムに有効に活用することによって、従来になかった機能を持ち、かつ高速性、簡便性、コンパクト性、さらには知能性などの有意な特徴が付与される可能性を有しており、フルードパワーシステムのスマート化が志向される。MR効果を発揮する種々の機能性材料の創製技術からそれらの応用技術を総称して、本稿のタイトルである「MRテクノロジー」と呼んでいる。

本稿では、筆者の研究開発事例を中心に、MR流体に加えて、MR効果の向上と分散粒子の沈降抑制を期した多孔質体にMR流体を含浸させたMR流体多孔質コンポジット、MR効果の向上とより過酷な環境での使用を期したオイルを含まない強磁性体の粉体からなる高流動性のドライMR流体、そして強磁性体微粒子をシリコンゴム等のマトリックスに分散して硬化したMRエラストマーなどのMR効果を発揮する機能性流体・ソフトマテリアルの創製・評価、そしてそれらの種々の分野への応用技術など先進のMRテクノロジーに関して論説する。

## 2. MR流体とその応用

### 2.1 MR流体のMR効果

MR流体の磁場印加によってそのレオロジー特性を急速かつ可逆的に変化できる機能は、図1に示すように、多数の磁区を有する強磁性体粒子が磁場印加により磁氣的に分極し、粒子同士が結合してクラスター構造を形成することによる。このMR効果の発現機構により、MR流体は磁場の印加によって降伏せん断応力 $\tau_y$ が誘起されるビンガム流体に類似した挙動を呈し、誘起せん断応力 $\tau$ は次式のように表せる。

$$\tau = \tau_y + \eta \dot{\gamma} \quad (1)$$

ここで、 $\eta$ はMR流体の塑性粘度、 $\dot{\gamma}$ はせん断速度である。図2には、磁場印加型の平行2円盤レオメー

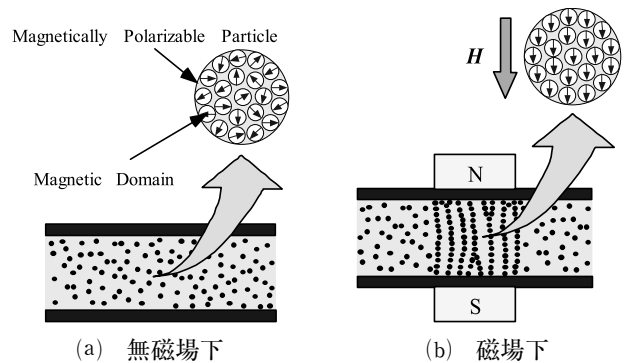


図1 MR流体の磁場下での粒子クラスターの形成

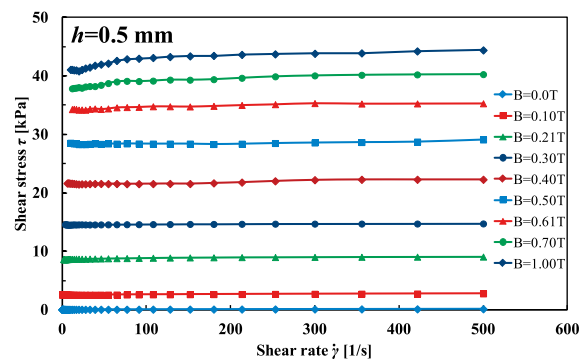


図2 MR流体 (MRF-132DG) の流動曲線

\*東北大学 教授 未来科学技術共同研究センター

タ（円盤間隙 $h=0.5\text{mm}$ ）を用いて計測した市販MR流体（MRF-132DG, Lord Co.）の代表的な電磁レオロジー特性（流動曲線；せん断速度 $\dot{\gamma}$ -せん断応力 $\tau$ 曲線）を示す<sup>2)</sup>。比較的高磁場での低せん断速度域を除いて、すべての印加磁束密度 $B$ においてせん断応力はせん断速度に依存せずほぼ一定の値を示している。また、せん断速度 $\dot{\gamma}=0\text{s}^{-1}$ での降伏せん断応力（流動曲線と縦軸との交点でのせん断応力値）は印加磁束密度にほぼ比例して増大するが、 $B=0.7\text{T}$ 程度から磁氣的に飽和する傾向がみられ、 $B=1.0\text{T}$ でせん断応力が $\tau=45\text{kPa}$ 程度に達しており、かなり大きな誘起せん断応力を発揮することができる。

## 2.2 MR流体の応用技術

現在年間300tonオーダーのMR流体が生産・販売されており、車両サスペンション用ショックアブソーバに代表されるように各種のMR流体を活用した機器・システムが実用化され普及してきている<sup>3)</sup>。ここでは、ダンパ、ブレーキ、クラッチなどのフルードパワー要素機器への応用とそれらを活用した各種のスマートマシンシステムに関して紹介する。

停電時にも信頼性をもって作動するMR流体を使ったダンパとして、電気的な制御系を一切使わずに、永久磁石とチェックバルブを用いて変位 $\times$ 速度の正負によって減衰力が変化するMR流体ダンパを開発し、その建築構造物の免震制御への有効性を実証している<sup>4)</sup>。図3に示すように、本ダンパは二つのピストンヘッドを有しており、それぞれのピストンヘッドには変位に応じて磁気回路が開閉することによって磁場が印加される環状流路と流れの向き（ダンパ速度の正負）に応じて開閉するチェックバルブが設置された磁場の影響を受けないバイパス流路が設けられている。これらの構造によって、本ダンパでは変位 $x$ と速度 $v$ の積の符号に応じて減衰力 $f$ の強弱が変化する（ $x \times v < 0 \rightarrow f$ 大,  $x \times v > 0 \rightarrow f$ 小）。

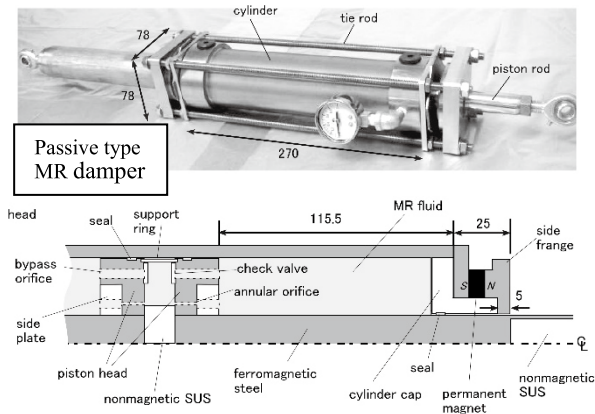


図3 変位 $\times$ 速度に依存して減衰力が可変なMRダンパの概略図

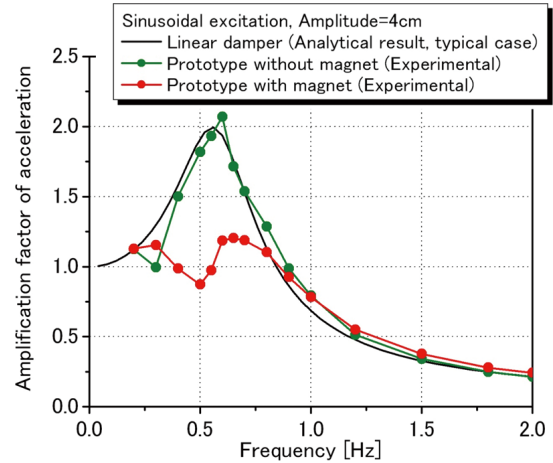


図4 開発したMRダンパからなるSDOF免震システムの免震制御特性

本MRダンパからなる一自由度振動系の免震制御特性（図4）からわかるように、共振振動数周辺の伝達率だけが著しく低下し免震制御の有効性が確認できる。

MR流体クラッチは、印加磁場（コイル電流）によるトルクリミッター機能及び一定トルクでの滑り回転機能を発揮するため、モータ等の他の動力源と組み合わせることによってバックドライバビリティが確保できようになり、人と接触して用いるロボット等の安全・安心の向上と確保に寄与することが期待できる。機能回復訓練用の下肢装着型パワーアシスト装具のバックドライバビリティを確保することによってその安全・安心の向上を目的に、サーボモータと多盤型MR流体クラッチそして各種減速機からなるMR流体アクチュエータを開発している（図5）<sup>5)</sup>。開発したMR流体クラッチは設計目標トルク（約4.5Nm）を十分に満たし、高い応答速度をもつ。また、回転速度依存性が低く、印加電流のみで伝達

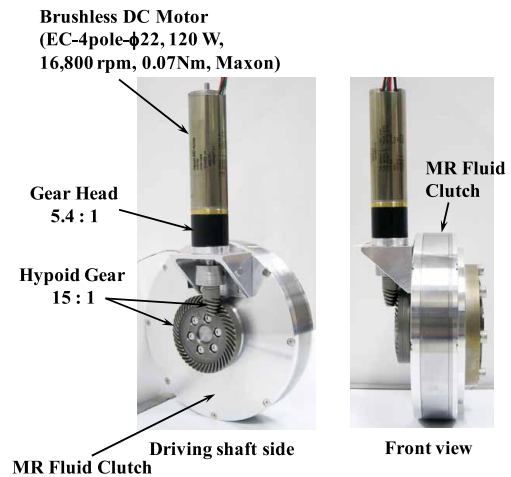


図5 下肢装着型パワーアシスト装具用に開発したMR流体アクチュエータ

トルクを任意に設定できることから制御性が高く、トルクリミッター機能を有するMR流体クラッチの構造上の安全性からバックドライバビリティを確保でき、開発したMR流体アクチュエータはパワーアシスト装置に適している。

MR流体クラッチ・ブレーキの動力伝達・制動系への応用の手始めとして、小型EV向けのMR流体ブレーキを設計・開発し、そのブレーキ特性を把握するとともに、実車（超小型EV）の4輪に搭載し走行試験を実施している。本車両用MR流体ブレーキは十分なブレーキ性能とブレーキフィーリング・ABS制御の適用など高速応答性と高い制御性があることが実証されている（図6）<sup>6)</sup>。今後、スマートモビリティなどへの実用展開が期待される。

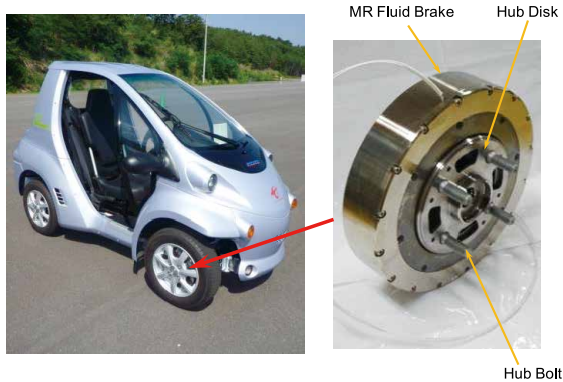
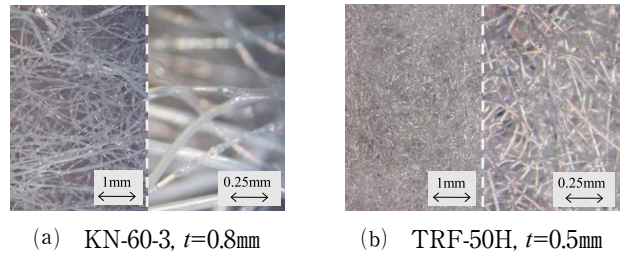


図6 車両用MR流体ブレーキと小型EVへの実装

### 3. MR流体多孔質コンポジットとその応用技術

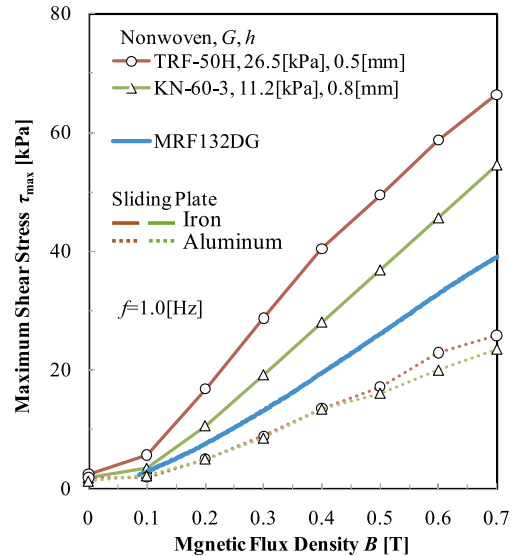
#### 3.1 MR流体多孔質コンポジットのMR効果

MR流体の分散粒子の沈降を防止することと、MR流体が多孔質体に保持されることから、活用の際の漏れ防止用シールを不要とすることを目的に、不織布にMR流体を含浸させたMR流体多孔質コンポジットを開発している<sup>7)</sup>。多孔質体として横弾性率 $G$ と多孔質構造の異なる二種の不織布（図7(a), (b)）にMR流体（MRF-132DG）を含浸させたMR流体多孔質コンポジットを創製し、一様磁場下での往復せん断モードにおけるMR効果を評価している。図7(c)には、得られた変位-せん断応力ヒステリシス曲線上の最大誘起せん断応力 $\tau_{max}$ の印加磁束密度 $B$ に対する変化を示す。MR流体多孔質コンポジットに往復せん断変形を与える可動平板は、接触材の磁性の有無による違いを調べるために、鉄製とアルミニウム製の二種類を用いている。いずれの不織布でも、鉄製の可動平板を用いた場合には、非磁性のアルミニウム平板の場合に比べて、最大せん断応力が総じて約2.0~2.5倍程度大きくなっており、かつMR流体よりも1.4~1.7倍程度大きいことから、MR流体多孔質コンポジッ



(a) KN-60-3,  $t=0.8\text{mm}$

(b) TRF-50H,  $t=0.5\text{mm}$



(c) 最大せん断応力 $\tau_{max}$  vs. 印加磁束密度 $B$ 曲線

図7 供試不織布とMR流体多孔質コンポジットのMR効果（接触可動平板の材質による違い）

トとすることにより著しいMR効果の向上が見込める。また、より細いファイバーが複雑に絡み合い横弾性率の大きな不織布（TRF-50H）を用いたMR流体多孔質コンポジットがより大きな最大せん断応力を呈する。

#### 3.2 MR流体多孔質コンポジットの応用技術

コイル巻線においては、線材の張力が変動して不適當であると断線や巻乱れの原因となる。このような巻線時の線材の張力を制御する装置としては、線材を巻き付けた回転プリーをメカ的な摩擦ブレーキやヒステリシスブレーキ等で制動する原理のものが多用されている。このような装置では、回転プリー・ブレーキ系の回転慣性が根本的な問題となり、線速の変動が著しい非円形コイルの巻線時には張力変動が避けられないなどの問題がある。図8には、この問題を根本的に解決するために開発した、線材がMR流体多孔質（66Nylon polyurethane foam）コンポジットの中を直接通過することにより抵抗力を受けて制動する機構を採用したブレーキ<sup>8)</sup>（四角形環状の電磁石を用い、その2.5mmの空隙部の両磁極面間にMR流体多孔質コンポジットを1枚ずつ貼り付け、その間を線材が通過する）を示す。線材の張力レベルは、MR流体多孔質コンポジットブレーキに印加する磁場強度に対してほぼ比例的に増加し



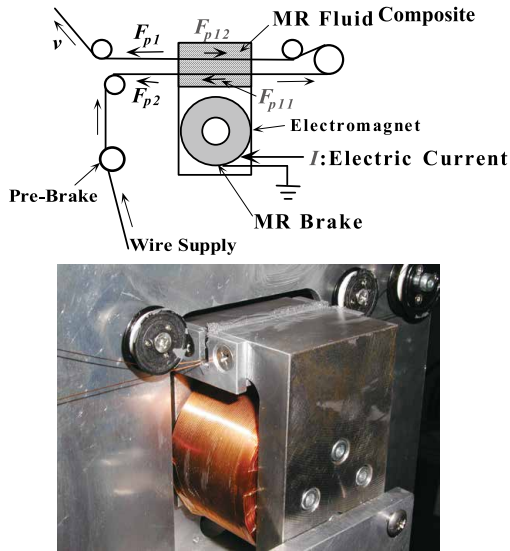
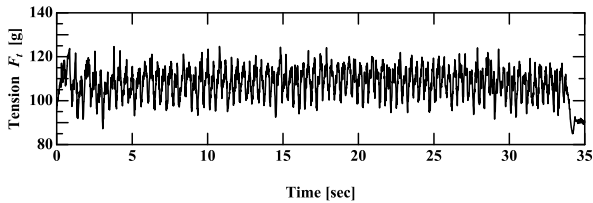
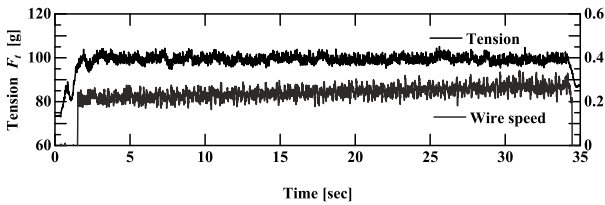


図8 コイル巻線用ワイヤ張力制御装置用に開発されたMR流体多孔質コンポジットブレーキ



(a) 在来のメカの摩擦ブレーキ張力制御装置の場合



(b) MR流体多孔質コンポジットブレーキ張力制御装置にPID張力フィードバック制御を施した場合

図9 非円形コイル巻取り実験時の張力の時間的な変動の比較

て、張力制御装置のブレーキとして有効に機能することが確認されている。開発したMR流体多孔質コンポジットブレーキを利用した張力制御装置を用いて、線速の変動が必然的な4角形の非円形コイル(線径 $d=0.21\text{mm}$ )を平均線速 $v=0.28\text{m/sec}$ で実機による巻取り実験を行った。その際の張力変動を図9に示す。在来品のプーリーを用いたメカの摩擦ブレーキを用いた張力制御装置(図9(a))では、全領域にわたって振幅10g程度の大きな張力変動が存在する。一方、開発したMR流体多孔質コンポジットブレーキを用いた張力制御装置を用い、PID張力フィードバック制御を適用した場合(図7(b))には、張力変動が振幅約2gと1/5程度に激減しており、さらに平均張力の時間的な変動も抑制されほぼ設定張力

に保持する機能が付与されて、良好な制御性能を示すことがわかる<sup>8)</sup>。

建築構造物の免震・制振システムにMR流体ダンパを適用する際には、長時間静置時のMR流体中に分散した強磁性体微粒子の沈降が信頼性などの実用上の問題となる。MR流体を多孔質体(不織布)に含浸させたMR流体多孔質コンポジットを活用することによりこの粒子沈降の問題が解決できる。このMR流体多孔質コンポジットを活用した多盤型回転MRブレーキとその回転を直動に変換するボールネジを用いた20kN級の免震・制振用の直動型可変減衰力MRダンパ(最大全長800mm, ストローク±100mm)を開発している(図10)<sup>9)</sup>。図11には、正弦波加振時( $f=0.3\text{Hz}$ ,  $x_a=50\text{mm}$ )の変位 $x$ に対する発生減衰力 $F$ のヒステリシス曲線を示す。すべてのコイルへの印加電流 $I$ において、矩形形状のヒステリシス曲線を呈し、 $I$ の増大に伴いその最大減衰力も大きくなり、 $I=0.5\text{A}$ で減衰力は設計値の20kNにほぼ達している。本MR流体多孔質コンポジットブレーキを用いた直動型MRダンパからなる一自由度振動系に対する免震制御の結果の一例を図12に示す。三

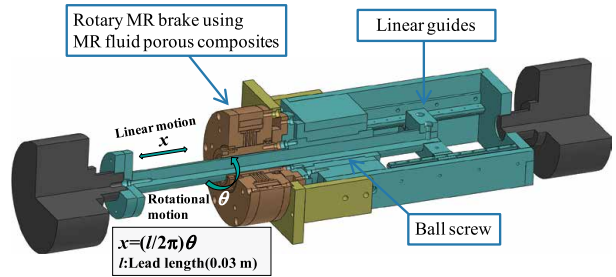


図10 MR流体多孔質コンポジット多盤型回転ブレーキを活用した直動型可変減衰力MRダンパ

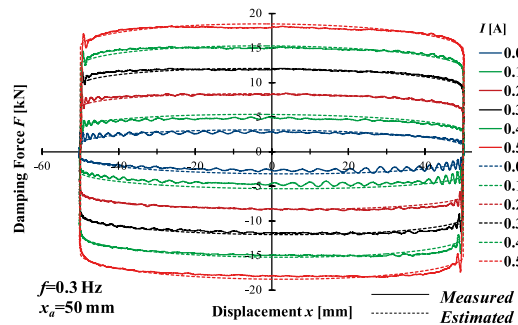


図11 正弦波加振時の変位 $x$ -減衰力 $F$ ヒステリシス曲線のコイル印加電流 $I$ による変化

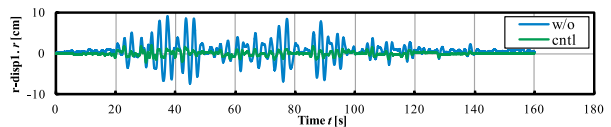


図12 MR流体多孔質コンポジット直動型ダンパからなるSDOF振動系の三の丸地震波に対する応答

の丸地震波に対するその応答を示し、相対速度フィードバック制御を適用することにより、著しく物体（建築構造物）の振動変位を低減できることがわかる。

#### 4. ドライMR流体と車両動力伝達・制動系への応用

##### 4.1 ドライMR流体のMR効果

既存のMR流体を車両の各種デバイスに応用する場合には、環境温度が $-40^{\circ}\text{C}\sim 160^{\circ}\text{C}$ 程度まで問題なく使用できることが要求される。MR流体がオイル等の液体を分散媒としていることから、低温時の粘度上昇が問題となる場合が多い。特に、クラッチやブレーキ等の動力伝達・制動装置に活用する場合には、低温環境下でのMR流体の粘度上昇による引摺りトルクの著しい増大が問題となる。その解決策として、オイル等の液体の分散媒を用いずにガス中にナノ $\text{SiO}_2$ の微粒子をCore-shellコーティングした強磁性体微粒子を分散した高い流動性を有する磁性紛からなるオイルフリーのドライMR流体を提案し、開発してきている<sup>10)</sup>。流動性の向上を維持しながら、大きなMR効果を得るための最適な $\text{SiO}_2$ の添加量を $0.49\text{wt}\%$ 程度としている。図13には、その最適な $\text{SiO}_2=0.49\text{wt}\%$ の添加量の場合の印加磁場による流動曲線（せん断応力-せん断速度曲線）の変化を示す。すべての印加磁束密度 $B$ においてせん断応力はせん断速度に依存せずほぼ一定の値を示し、 $B=0.9\text{T}$ でせん断応力が $\tau=50\text{kPa}$ 程度に達している。

##### 4.2 ドライMR流体の車両用ブレーキへの応用

開発したドライMR流体を車両用の車輪ブレーキに応用することを試みている。小型EV用の車両用多層ディスク型ドライMR流体ブレーキを開発し、小型EVの四輪に実装して走行試験を実施し、良好なブレーキ性能を発揮することを実証している（図14）。図15には、開発したドライMR流体ブレーキの定常トルク特性を示す。20秒間のコイルへの電流 $I$  Aの印加により制動トルクが瞬時に発生しほぼ一定レベルを保持し、OFFによって瞬時に引き摺りトルクに戻る。また、コイル印加電流の増大に伴っ

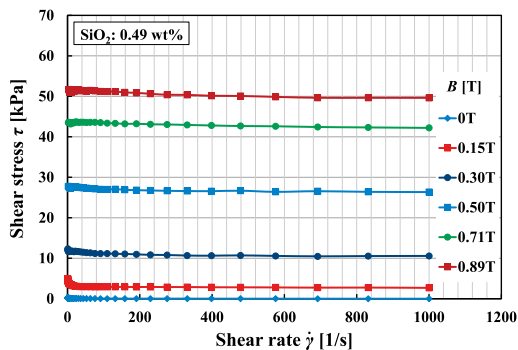


図13 ドライMR流体（ $\text{SiO}_2: 0.49\text{wt}\%$ ）の流動曲線



図14 四輪にドライMR流体ブレーキを実装した小型EV

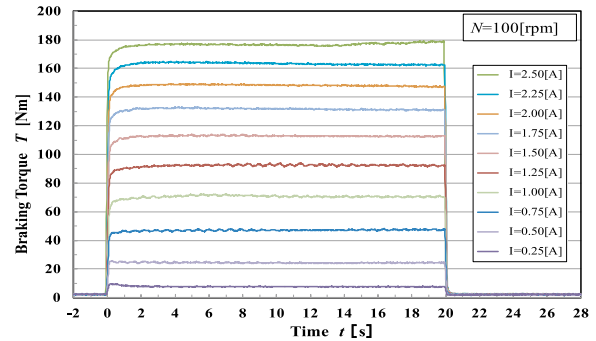
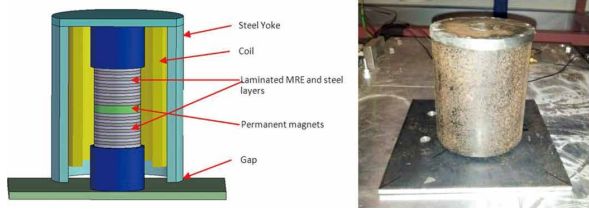


図15 小型EV用ドライMR流体の定常トルク特性

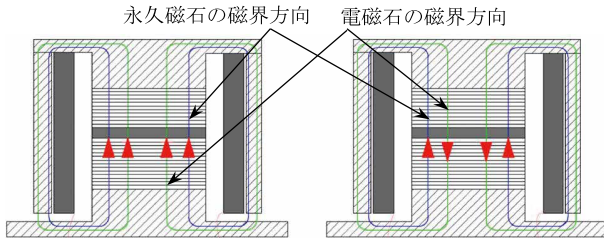
て、定常制動トルクも増大し $I=2.5\text{A}$ 印加時に設計目標トルク $160\text{Nm}$ を上回る最大 $180\text{Nm}$ の制動トルクが得られている。

#### 5. MRエラストマーと剛性可変デバイスへの応用

MR流体の分散媒はオイル等の液体であるが、シリコンゴム等のマトリックスに強磁性体粒子を分散させて硬化させることによって、磁場印加に対して主に弾性的特性（剛性）が可変なMRエラストマーを創製できる<sup>11)</sup>。免震基礎アイソレータとして、図16(a)に示すように、MRエラストマーシートと銅板を交互に積層して、その中間に永久磁石を、その周囲に電磁石を配置して磁気回路を構成した可変剛性機能を有する、積層MRエラストマーアイソレータを開発している<sup>12)</sup>。本免震基礎アイソレータは、電磁石へのコイル電流の印加方向により、積層エラストマーに印加される磁界を強めたり（図16(b)）、弱めたりする（図16(c)）ことにより、永久磁石だけによる磁界印加時の剛性を中心に剛性を増大及び低下させることができる。図17に示す本積層MRE免震基礎アイソレータの周波数伝達率特性からわかるように、コイル印加電流 $I$  Aに応じて共振周波数は、 $14\text{Hz}$  ( $I=0\text{A}$ ) を中心に正電流印加時に上昇し、負電流印加時に低下しており、 $3\text{Hz}$  から  $20\text{Hz}$  程度まで可変ことがわかる。本積層MRE免震基礎アイソレータ4台の上に物体（建築構造物モデル）を搭載したSDOF免震システムを構築し、スカイフック制御を施すことによって、効果的な免震制御が可能なることを明らかにしている<sup>13)</sup>。



(a) 積層MRエラストマー免振基礎アイソレータ



(b) 同方向磁界印加

(c) 反対方向磁界印加

図16 積層MRエラストマー免振基礎アイソレータとコイル電流方向による磁界制御

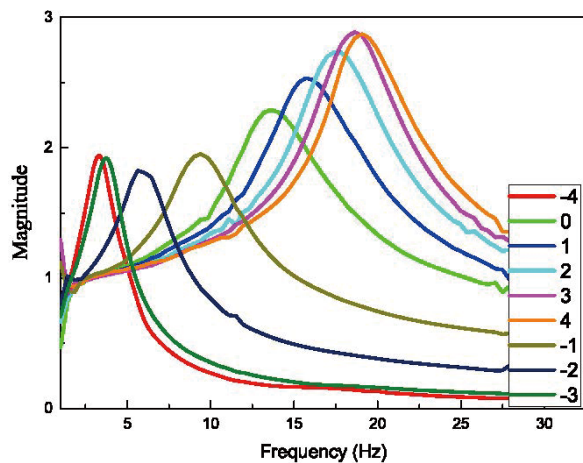


図17 可変剛性機能を有する積層MRE免震基礎アイソレータの周波数伝達率（コイル印加電流*I*Aによる変化）

## 6. おわりに

21世紀の技術革新をもたらす原動力の一つとして、新物質や新材料、特に高機能性材料があげられ、本稿で取りあげたMR効果を示すMR流体・ソフトマテリアルも高付加価値製品の創出という観点からも産業及び工業技術面において大きなブレークスルーをもたらすポテンシャルを有している。物質の粘弾性特性を印加磁場によって可変な稀有な機能性を最大限に活用して、独自の機能を発揮するコストパフォーマンスの高い先進機器・システムの開発とその実用化・製品化が期待される。本稿がそのための一助となれば幸いである。

## 参考文献

- 1) Nakano, M., Yamamoto, H., Jolly, M.R.: Dynamic viscoelasticity of a magnetorheological fluid in oscillatory slit flow, *Int. J. of Modern Physics B*, Vol. 13, No. 14, 15&16, 2068/2076 (1999)
- 2) 中野政身：磁場印加型レオメータの開発とMR流体の磁気レオロジー計測, *フルードパワーシステム*, Vol. 48, No. 2, 78/81 (2017)
- 3) 中野政身：機能性流体の研究開発と実用化の動向, *フルードパワーシステム*, Vol. 47, No. 6, 265/271 (2016)
- 4) 村上貴裕, 酒井理哉, 中野政身：変位と速度に応じて減衰特性の変化するパッシブ式MRダンパの開発, *日本機械学会論文集 (C編)*, Vol. 77, No. 774, 257/269 (2011)
- 5) 中野政身：パワーアシスト用MR流体アクチュエータ, *油空圧技術*, Vol. 54, No. 3, 34/39 (2015)
- 6) 中野政身, 道辻善治：MR流体ブレーキの開発とEVへの適用, *電気自動車のモーションコントロールと走行中ワイヤレス給電技術*, 堀洋一, 横井行雄監修, エヌ・ティー・エス, 116/129 (2019)
- 7) 中野政身：MR流体コンポジットの開発とその応用, *フルードパワーシステム*, Vol. 42, No. 1, 41/45 (2011)
- 8) 中野政身, 熊坂利治, 工藤亮介：MR流体コンポジットブレーキの開発とそのコイル巻線用線材張力制御装置への応用, *日本機械学会論文集 (B編)*, Vol. 75, No. 753, 993/999 (2009)
- 9) Nakano M, Yang J., Sun S., Totsuka A., Fukukita A.: Development and damping properties of a seismic linear motion damper with MR fluid porous composite rotary brake, *Smart Materials and Structures*, Vol. 29, No. 11, Article No. 115043, 1/13 (2020)
- 10) Nakano, M., et al.: Magneto-rheological effects and fluidity improvement of novel dry MR fluids, *Proceedings of the 10th JFPS International Symposium on Fluid Power*, Fukuoka, Japan, Paper No. 1B11, 1/5 (2017)
- 11) Tian T., Nakano M.: Fabrication and dynamic viscoelastic properties of silicone rubber-based MR elastomers with silicone oil, *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, Vol. 59, No. 1, 349/355 (2019)
- 12) Sun S., Deng H., Yang J., Li W., Du H., Alici G., Nakano M.: An adaptive tuned vibration absorber based on multilayered MR elastomers, *Smart Materials and Structures*, Vol. 24, No. 4, Article No. 045045, 1/13 (2015)
- 13) Yang J., Sun S., Tian T., Li W., Du H., Alici G., Nakano M.: Development of a novel multi-layer MRE isolator for suppression of building vibrations under seismic events, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 70-71, 811/820 (2016)

## 油圧機器との置き換えを目指す電動アクチュエータの試作

## Prototype of Electric Mechanical Actuator for Replacing Hydraulic Equipment

佐藤 浩介 ・ 芝原 大智 ・ 袴田 眞一郎  
SATO Kosuke ・ SHIBAHARA Daichi ・ HAKAMADA Shinichiro

## 要 旨

ジャミングレスを特徴とする円筒型リニアモータ（以後、モータ）を用いて、油圧機器との置き換えを目指す電動アクチュエータを試作、評価した。

試作では、質量推力密度（以後、推力密度）の向上をねらいに、界磁を外側、電機子を内側に配置するモータ構造によりエアギャップ面積を拡大し、界磁にハルバッハ配列、電機子に台形ティースを採用した。さらに、界磁と電機子の吸着力をおおむねゼロとするために摺動シールを介してスリーブ内に可動部である電機子を配置した。

性能評価から最大推力4,741N@240mm/s、質量9.49kg、推力密度499.6N/kgを確認し、油圧機器との置き換えが視野に入ってきたと考える。

## Abstract

A prototype of an electric mechanical actuator with a cylindrical linear motor was verified, and the actuator is for replacing hydraulic equipment and the motor is jam free.

In order to increase the force density of the actuator, an airgap area was expanded by layout of the outer stator (magnet) and inner armature, and the Halbach arrangement on the stator and trapezoid teeth on the armature were applied to the motor. And in order to eliminate any inner force between the stator and armature, a movable armature was placed in a sleeve with wear rings.

A verification test showed that the maximum force was 4,741N@240mm/s, the mass was 9.49kg and the force density of the actuator was 499.6N/kg. We expect that the electric mechanical actuator can replace hydraulic equipment.

## 1 緒言

燃費と整備性の向上をねらいに航空機装備品の電動化が進められているが<sup>1)</sup>、電動アクチュエータのボールスクリュウを起因とするジャミングが問題となり、操縦系統などのクリティカルな部位には油圧アクチュエータが使用されている<sup>2)</sup>。そこで、筆者らはジャミングレスを特徴とする円筒型リニアモータに着目している。ただし、同モータの問題は油圧機器と比較して推力密度が低いことである（市販の電動アクチュエータ56~133N/kg、油圧機器6,000N/kg<sup>3)</sup>）。

これまでの試作（表1）では、推力密度は1次試作が109N/kg、2次試作が292.8N/kg<sup>4)</sup>で油圧機器と

表1 これまでの試作

	推力密度	改善点
市販品	56N/kg	(ベンチマーク)
1次試作	109N/kg	駆動電流の増加 (5.6→11.2A)
2次試作	292.8N/kg	多極化 (8p24s→16p24s) コアレス→コア付き 構造部の軽量化 (4.3→1.5kg)

置き換え可能と想定する600N/kg<sup>5)</sup>に到達していない。

本報では、2次試作の問題から改善策を検討し、推力密度600N/kgを目標とする3次試作の構造、計算モデルの導出、性能評価の結果を示す。

## 2 円筒型リニアモータとは

モータの作動原理を図1に示す。モータは界磁であるシャフトと電機子であるケースから構成される。シャフトはケース内側に軸方向に作動可能なように配置されており、基本的な構造は非常にシンプルである。

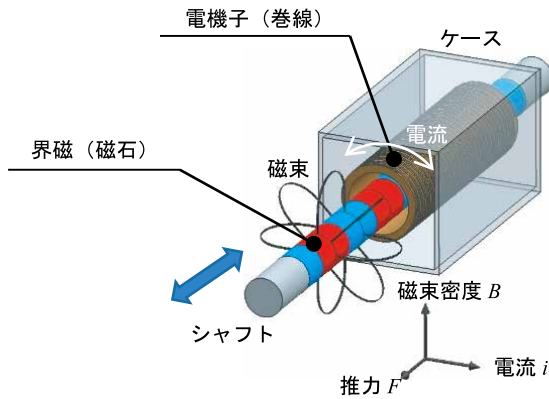


図1 円筒型リニアモータの作動原理

磁束（磁束密度 $B$ ）はシャフトの半径方向に、電流 $i$ はケース内の巻線に沿って発生する。磁束と電流が鎖交すると、フレミングの左手法則に従い推力 $F$ はシャフトの軸方向に発生する。電流 $i$ の位相制御により推力 $F$ の向きが切り換えられる。

磁束密度 $B$ 、巻線長さ $L$ 、電流 $i$ とすると推力 $F$ は(1)式で与えられる。

$$F = BiL \quad (1)$$

巻線長さ $L$ を大きくすると質量も大きくなるため、推力密度が向上するとは限らない。電流 $i$ は1, 2次試作ですでに限界の電流密度に設定されている。よって、推力密度の向上は磁束密度 $B$ を大きくすること、すなわちモータの磁気回路を工夫して電流に鎖交する磁束数を増加させることである。図2に示す2次試作で採用したコア付き構造は磁束密度 $B$ を大きくする改善例である。

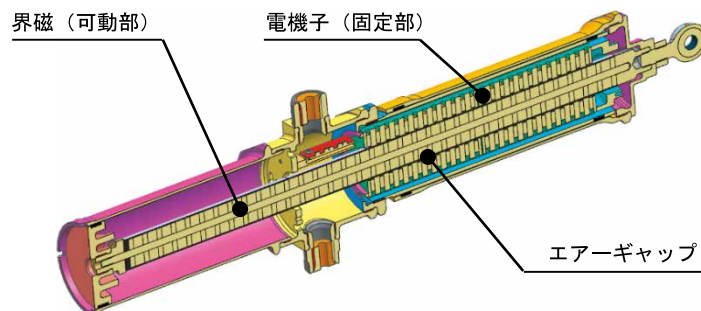


図2 2次試作の構造

## 3 3次試作の構造

### 3.1 2次試作の問題

2次試作の問題を整理する。図1と同様に可動部である界磁は、固定部である電機子の内側にエアギャップを挟んで摺動可能に配置されている。この構造の問題は以下の2点である。

- ・ 推力密度の不足
- ・ 界磁と電機子の吸着力の発生

1章で示した通り、油圧機器との置き換えには推力密度が不足している。

界磁と電機子の吸着力は界磁が偏心なく配置されていれば半径方向でバランスするが、現実には界磁が自身のたわみにより僅かに偏心していると考えられる。図3に示す偏心量と吸着力の計算結果より、吸着力は界磁の許容偏心量を0.5mmとすると約1,200Nである。2次試作では暫定対策として界磁と電機子間にポリカーボネイト製のパイプを挿入し、許容偏心量を構造的に0.1mmに規制した。

### 3.2 モータ構造の改善

改善策を盛り込んだ3次試作の構造を図4に、2, 3次試作の仕様を表2に示す。表2の数値は質量を除き設計値で、質量のみ実測値である。また、3次

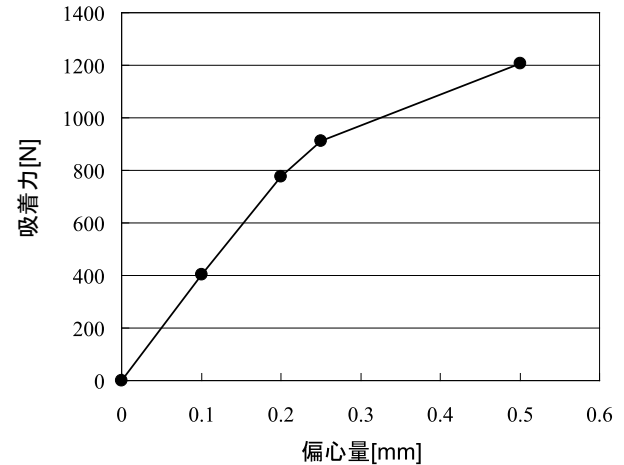
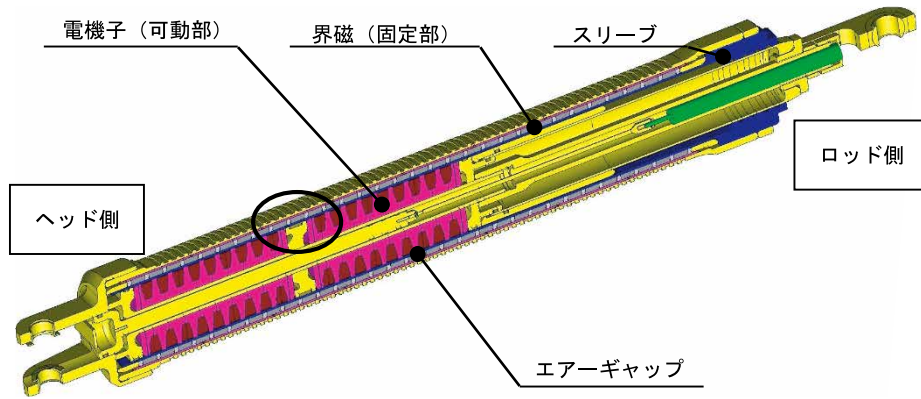
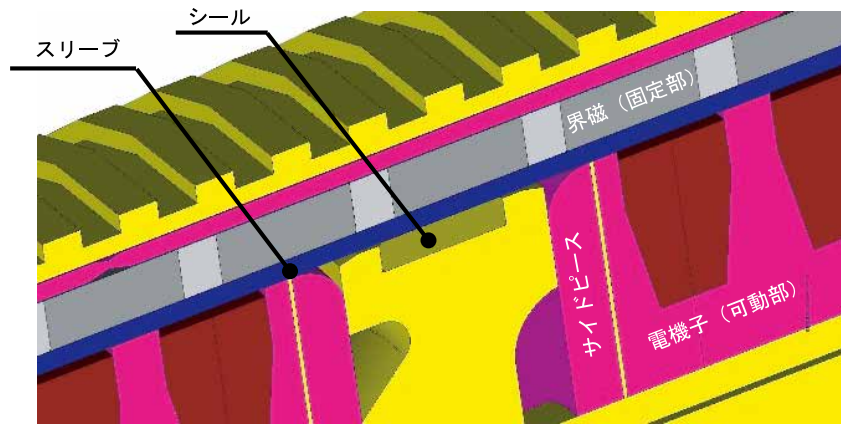


図3 界磁と電機子の吸着力（解析）



(a) 全体



(b) 楕円部の拡大

図4 3次試作の構造

表2 仕様

	3次試作	2次試作
アクチュエータ	ロッドエンド	トラニオン
取付方式	731.84(641.84)mm-φ89mm	555.7mm-φ90mm
全長-外径	90(162)mm	162.2mm
ストローク	9.49kg	6.9kg
質量	16p18s, コア付	16p24s, コア付
モータ	16p18s, コア付	16p24s, コア付
構造	電機子—界磁	界磁—電機子
配置 (In-Out)	270Vdc	707Vdc
供給電源	150℃	90℃
磁石の許容温度	自然空冷	自然空冷
冷却	ポテンシオメータ	ホール素子
ストロークセンサ		

試作のストロークは内蔵するポテンシオメータの制約で90mmであるが、機構上162mm、同様に全長は731.84mmであるが、機構上641.84mmである。

2次試作との構造上の主な差異は以下の2点である。

- ・ 界磁を外側、電機子を内側に配置
- ・ 界磁と電機子間にスリーブを挿入

これらの構造上の差異に関連する改善策は、推力密度の不足に対してエアギャップ面積の拡大、界磁

のハルバツハ配列、電機子の台形ティース、電機子と界磁の吸着力の発生に対してスリーブ構造である。

### 3.2.1 エアギャップ面積の拡大

エアギャップ面積を拡大すれば磁石表面積が拡大され、結果的に磁石から発生する磁束数が多くなるため(1)式の磁束密度 $B$ は大きくなる。界磁を外側に配置することにより、2次試作のエアギャップ面積(φ24mm, 208.98mm)に対して3次試作のそれはφ61mm, 247.94mmに拡大され、エアギャップ面積は2次試作の3.01倍となる。

他方、アクチュエータ外径をおおむね同等(表2)にして電機子を内側に配置すると、電機子コアの外径が小さくなるために電機子コアで磁気飽和が発生し易くなる。その対策が3.2.3項に示す台形ティースと4.1節に示す電流制御の進角補正である。

### 3.2.2 ハルバツハ配列

モータの磁石配列は磁石の着磁方向によりハルバツハ配列と対向配列があり、3次試作はハルバツハ配列を採用している。図5(a)がハルバツハ配列、図5(b)が対向配列の磁束流れで、三角形は磁石の着磁方向を示している。

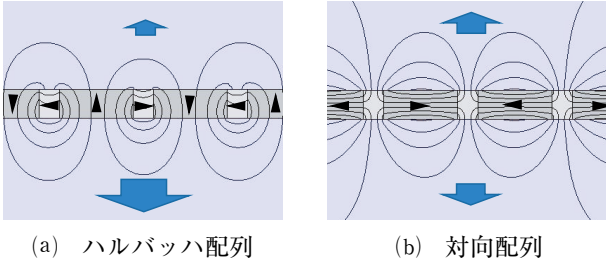


図5 界磁の磁束

ハルバッハ配列は磁束を偏向発生するため、偏向側に電機子を配置すると同じ磁石体積で多くの鎖交磁束が得られる。さらに、半径方向着磁と軸方向着磁で磁石材質を使い分けることにより、推力を維持しつつ磁石の許容温度を150℃としている（特開2019-122072）。

3.2.3 台形ティース

図6は3次試作で採用している台形ティースと比較対象とする矩形ティースの磁束密度分布で、赤色が磁気飽和の発生を表している。なお、巻線の断面積は台形ティースと矩形ティースで等しくされている。

矩形ティースは根元部に磁束が集中し、磁束のボトルネックを引き起こしている。対して、磁路面積が半径方向に沿っておおむね均一となる台形ティースは磁束がティース全体に分散し、磁束流れがスムーズになり、磁束密度Bが大きくなるという効果が得られる（WO2019/102761A1, 特開2019-097377）。

3.2.4 スリーブ構造

図4に示すように、電機子はアルミ合金製のスリーブ内側に摺動シールを介して軸方向に摺動可能なように配置されている。スリーブ内面は摺動性を確保するために硬質硬膜処理を実施し、摺動シールには航空機用のフッ素樹脂材が使用されている。

スリーブ構造により電機子が偏心しなくなるために界磁と電機子の吸着力は半径方向でバランスし、おおむねゼロとなる（WO2019/202758A1）。

3.3 モータの組立

モータの組立を写真1に示す。写真1(a)は界磁の組立途中で、スリーブに磁石を

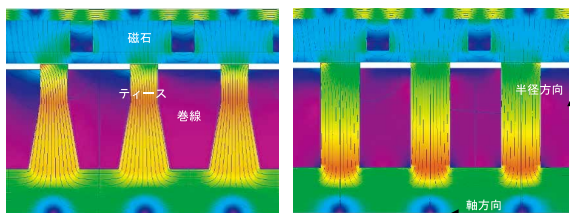


図6 電機子の磁束密度



写真1 モータの組立

63段中56段、バックヨークを8段中6段組み付けた状態である。

写真1(b)は電機子の組立で、巻線が電機子コアに18個（正確には、2巻/スロットがあるため24個）配置され、緑色の摺動シールが電機子の両端と中間に3個配置されている。

4 計算モデルの導出

3次試作の理論上の性能を把握するために磁場解析モデルと動的作動モデルを導く。

4.1 磁場解析モデル

図7はストール特性を計算するための磁場解析モデルで、モデル形状と巻線結線を表す。

モデル形状は界磁と電機子で構成され、2次元軸対象である。スリーブとミドルピストンの材質は非

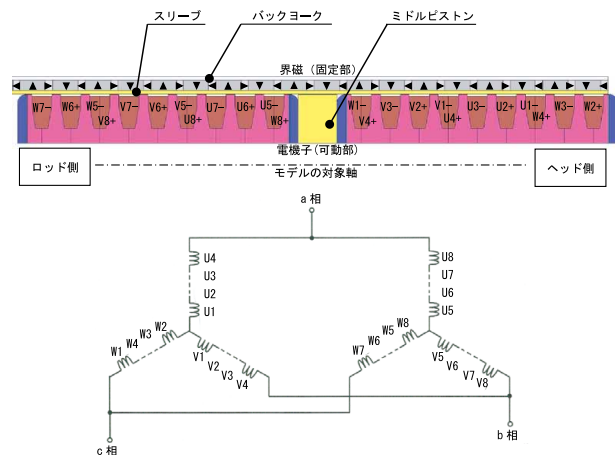


図7 磁場解析モデル

磁性体の金属，磁石の特性は22.9℃時の値としており，電機子コアでの渦電流損は考慮されていない。

巻線結線はロッド側コアアッシとヘッド側コアアッシの並列構成である．電機子コアでの磁気飽和を抑制するために電流制御に30°の進角補正を入れている。

#### 4.2 動的作動モデル

動的作動モデルにより推力—速度特性とダンパ特性を計算する．図8はコントローラ，インバータ，モータを表し，表3は計算に使用している物理定数である．なお，q軸磁束鎖交数 $\Phi_q$ は電機子コアでの磁気飽和の影響を近似するために電流が大きくなると小さくなる特性としている。

表3 物理定数

$F_c$	電流補償の折れ点周波数
$F_{mr}$	摩擦力
$K_{id}$	d軸制御ゲイン
$K_{iq}$	q軸制御ゲイン
$L_d$	d軸インダクタンス
$L_q$	q軸インダクタンス
$M_\ell$	慣性質量
$R_m$	相抵抗
$R_{\theta 2x}$	ストローク/電気角換算比
$V_{dc}$	インバータの供給電圧
$V_{pw}$	PWM電圧
$V_{rd}$	d軸指令
$\eta_m$	インバータの効率
$\Phi_q$	q軸磁束鎖交数

動的作動モデルの入力は電流指令 $i_m^*$ ，出力はストローク $x_m$ と推力 $f_\ell$ である．質量 $M_\ell$ に関する運動方程式は(2)式の通りである。

$$M_\ell \ddot{x}_m + F_m \text{sgn}(\dot{x}_m) = f_\ell - f_c \quad (2)$$

ここで，推力 $f_\ell$ は(3)式で与えられる。

$$f_\ell = \frac{\Phi_q}{R_{\theta 2x}} i_q \quad (3)$$

モータの電圧方程式はd, q軸モデルとして(4)式の通りである。

$$\begin{bmatrix} v_d \\ v_q \end{bmatrix} = R_m \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_d & 0 \\ 0 & L_q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{i}_d \\ \dot{i}_q \end{bmatrix} + \dot{\theta} \begin{bmatrix} 0 & -L_q \\ L_d & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix} + \dot{\theta} \Phi_q \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

ただし，

$$i_m = \frac{i_q}{\sqrt{3}} \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} \cos\theta & \cos\left(\theta - \frac{2}{3}\pi\right) & \cos\left(\theta - \frac{4}{3}\pi\right) \\ -\sin\theta & -\sin\left(\theta - \frac{2}{3}\pi\right) & -\sin\left(\theta - \frac{4}{3}\pi\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} v_a \\ v_b \\ v_c \end{bmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \cos\left(\theta - \frac{2}{3}\pi\right) & -\sin\left(\theta - \frac{2}{3}\pi\right) \\ \cos\left(\theta - \frac{4}{3}\pi\right) & -\sin\left(\theta - \frac{4}{3}\pi\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_d \\ v_q \end{bmatrix} \quad (7)$$

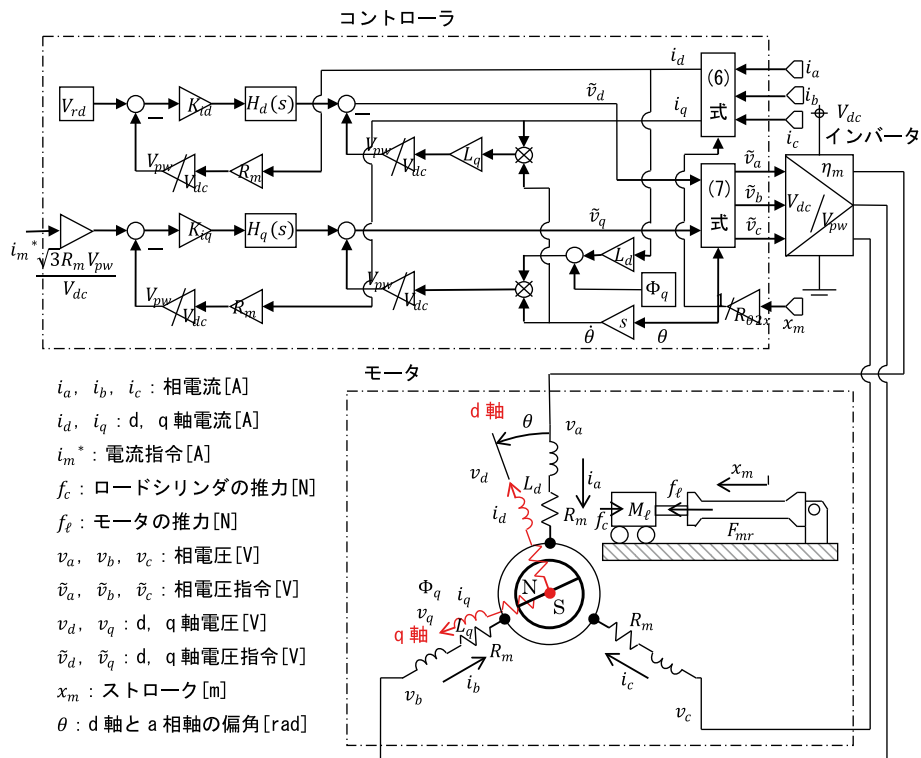


図8 動的作動モデル



インバータのPWM作動は(8)式で近似する.

$$\begin{bmatrix} v_a \\ v_b \\ v_c \end{bmatrix} = n_m \frac{V_{dc}}{V_{pw}} \begin{bmatrix} \hat{v}_a \\ \hat{v}_b \\ \hat{v}_c \end{bmatrix} \quad (8)$$

d軸の電流補償は(9)式の通りである.

$$\hat{v}_d = K_{id} H_d(s) \left( V_{rd} - R_m \frac{V_{pw}}{V_{dc}} i_d \right) - \frac{V_{pw}}{V_{dc}} \dot{\theta} L_q i_q \quad (9)$$

ただし,

$$H_d(s) = \frac{\frac{s}{R_m} + 1}{\frac{s}{2\pi F_c} + 1} \frac{R_m}{L_d} \quad (10)$$

q軸の電流補償は(11)式の通りである.

$$\begin{aligned} \hat{v}_q &= K_{iq} H_q(s) \left( \hat{v}_q^* - R_m \frac{V_{pw}}{V_{dc}} i_d \right) \\ &+ \frac{V_{pw}}{V_{dc}} \dot{\theta} (\Phi_q + L_d i_d) \end{aligned} \quad (11)$$

ただし,

$$H_q(s) = \frac{\frac{s}{R_m} + 1}{\frac{s}{2\pi F_c} + 1} \frac{R_m}{L_q} \quad (12)$$

$$\hat{v}_q^* = \frac{\sqrt{3} R_m V_{pw}}{V_{dc}} i_m^* \quad (13)$$

(2)~(13)式が動的作動モデルを表す物理式である. なお, ダンパ特性の計算では図7のa, b, c相端子を短絡状態にするために, (4)式において $v_d = 0$ ,  $v_q = 0$ としている.

## 5 性能評価

### 5.1 試験セットアップ

3次試作の性能を評価するための試験セットアップを図9, 主な試験機材を表4, 評価試験の様子を写真2に示す.

油圧式のロードシリンダは試作品に対向する位置に配置され, ストローク指令 $x_c^*$ に従いストローク制御で駆動される. ロードシリンダの先端はロー

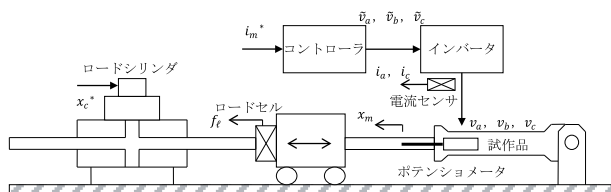


図9 試験セットアップ

表4 試験機材

	メーカ	型式, 仕様
インバータ	マイウェイプラス	MWINV-5022B AC146Arms
コントローラ	エムアイエス	SEAGALL mini C66 DSP 1.2GHz×4
ロードシリンダ	カヤバシステム マシナリー	HTM10-200-07G 10kN, 400mm/s

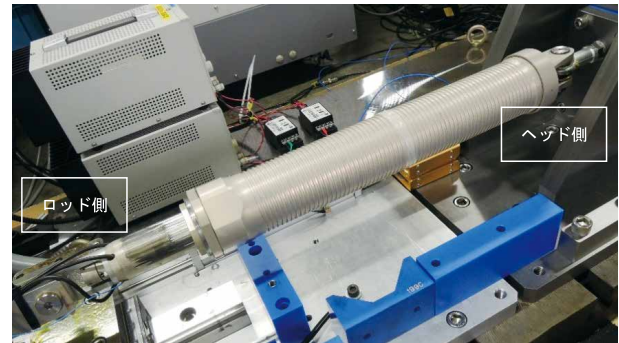


写真2 評価試験

ドセルが取り付けられており, 試作品の推力 $f_f$ はロードセルで検出される.

試作品はコントローラとインバータを介して電流指令 $i_m^*$ に従い電流制御で駆動される. 相電流 $i_a, i_b, i_c$ は電流センサで検出され, 相電流 $i_b$ は(14)式から算出される.

$$i_b = -i_a - i_c \quad (14)$$

試作品のストローク $x_m$ は内蔵のポテンショメータで検出される.

### 5.2 三角波による低速作動

図4に示すスリーブ構造による電機子の摺動性を確認するために, 三角波による低速作動試験を実施する. 図10は図7に示すa, b, c相端子を開放状態にして, ロードシリンダにより周波数0.01Hz, 振幅 $\pm 45\text{mm}$ の三角波で強制作動したときのストローク $x_m$

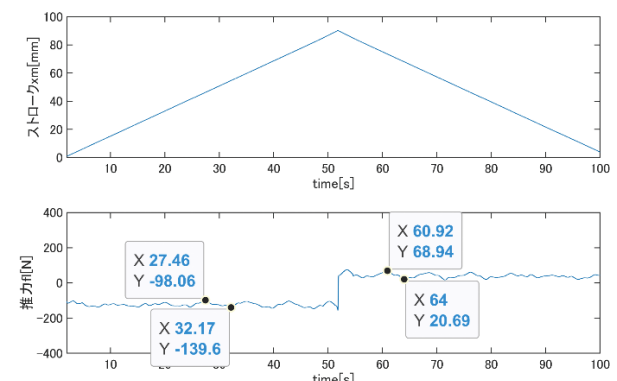


図10 三角波による低速作動

と推力 $f_l$ の応答である。

図10において推力 $f_l$ にみられる振動がコギングで、ストローク折り返し時(約50s)にみられる推力 $f_l$ のステップ上の変化が摩擦である。

コギングは伸長作動時が41.54Np-p、収縮作動時が48.25Np-pで、後述する最大推力(5.5節)で規格化すると0.88~1.02%と僅かである。コギング低減の効果は、表2に示す16p18s構造と図4(b)に示すサイドピースにより得られている。

伸長作動時と収縮作動時の推力差から摩擦力は163.645Np-p、同様に最大推力で規格化すると3.45%で、油圧アクチュエータの摩擦特性(一般的に5~10%)以下である。

三角波による低速作動(図10)から、図4に示すスリーブ構造による電機子の摺動は良好である。

### 5.3 正弦波による加振作動

(9)式のd軸電流補償と(11)式のq軸電流補償が適切であることを確認するために、正弦波による加振作動試験を実施する。図9の試験セットアップでロードシリンダを試作品から分離し、試作品をストローク制御で周波数2Hz、振幅±30mmの正弦波加振させた結果が図11である。

試作品のストローク制御系は図12、表5に示す通りで、図12の $P(s)$ は図8に示す動的作動モデルの電流指令 $i_m^*$ からストローク $x_m$ までの伝達関数特性を表す。ストローク制御系はマイナーループとして速度制御を有し、ストロークの制御周期が250Hz、速度の制御周期が1kHzに設定されている。なお、

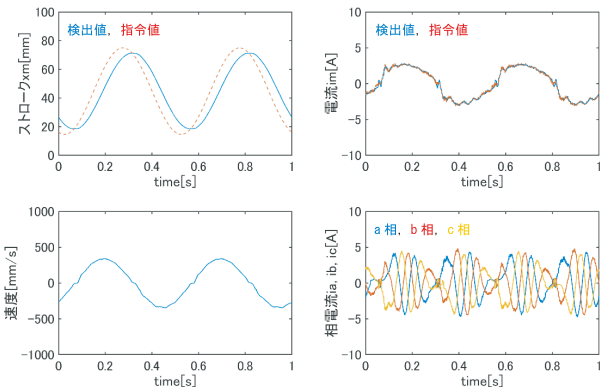


図11 正弦波による加振作動

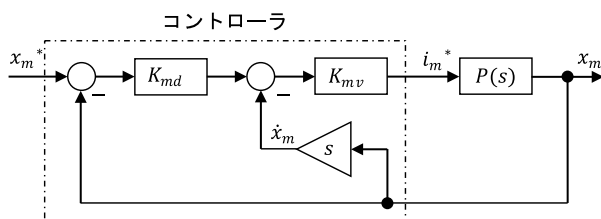


図12 ストローク制御系

表5 ストローク制御系の定数

$K_{md}$	ストローク制御ゲイン
$K_{mv}$	速度制御ゲイン

図8における電流の制御周期が5kHz、インバータのキャリア周波数が20kHzである。

図11において電流 $i_m$ の検出値は指令値に偏差なく追従しており、相電流 $i_a, i_b, i_c$ には振動などがみられず電流制御系は安定である。なお、電流 $i_m$ にみられる振動はコギングに起因する応答である。

正弦波による加振作動(図11)から、(9)式のd軸電流補償と(11)式のq軸電流補償は適切である。

### 5.4 ストール特性

ストール特性を図13に示す。ストール特性はロードシリンダにより試作品のストロークを保持し、電流指令 $i_m^*$ に一定値を与え、そのときの電流指令 $i_m^*$ と推力 $f_l$ の関係を示している。また、実測と計算の推力 $f_l$ は磁極ピッチ間変動の平均としている。

最大ストール推力は伸長側が5,034N@73A、収縮側が-5,179N@-73Aで、おおむね計算通りの結果が得られている。 $|i_m^*| > 40A$ の領域で非線形性がみられる原因は電機子コアでの磁気飽和と考えられる。

### 5.5 推力-速度特性

操縦系統向け油圧アクチュエータは数100kgの慣性負荷を水平加振して性能を評価される。ただし、数100kgの慣性負荷を加振すると危険であるので、図9に示すロードシリンダで代用する。

推力-速度特性は図14の通りである。このときの加振条件は(15)式で、約200kgの慣性負荷を水平加振することに相当している。

$$\left. \begin{aligned} x_c^* &= X_1 \sin(2\pi F_1 t) \\ i_m^* &= I_1 \sin\left(2\pi F_1 t + \tau_1 \frac{\pi}{180}\right) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

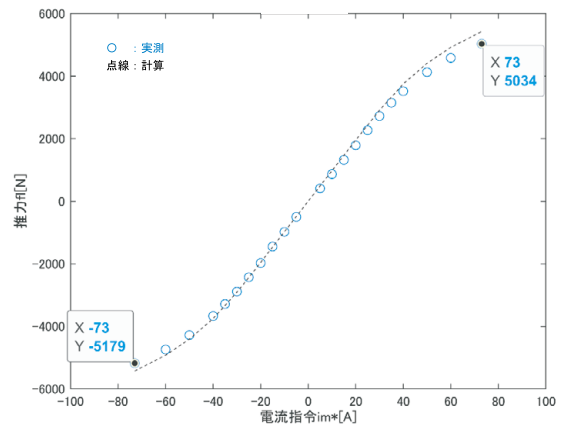


図13 ストール特性

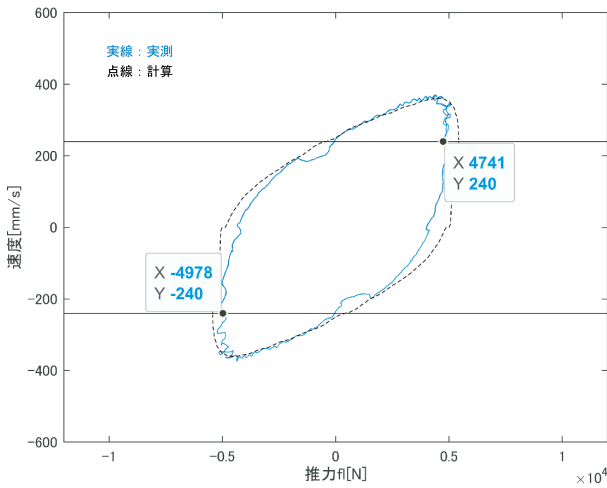


図14 推力-速度特性

ただし、 $X_1=30\text{mm}$ 、 $F_1=2\text{Hz}$ 、 $I_1=73\text{A}$ 、 $\tau_1=-55\text{deg}$ である。

図14の第I、III象限がメータイン作動（電動では力行）、第II、IV象限がメータアウト作動（回生）で、試作品は油圧アクチュエータと同様のメータイン、メータアウト作動特性を有している。

最大推力は伸長側が $4,741\text{N}@240\text{mm/s}$ 、収縮側が $-4,978\text{N}@-240\text{mm/s}$ で、実測と計算の主な差異原因は電機子コアでの渦電流損と考えられる。

### 5.6 ダンパ特性

筆者らは油圧機器との置き換え要件として、推力密度の他に電源喪失時のダンパ作動を想定している。図15は図7に示すa、b、c相端子を短絡状態にして、ロードシリンダにより周波数2Hz、振幅±30mmの正弦波で強制加振したときのダンパ特性である。

ダンパ係数は $4,224\text{N}/(\text{m}/\text{s})$ で、ダンパ特性はヒステリシスが小さく線形である。実測と計算の主な差異原因は推力-速度特性と同様に電機子コアでの

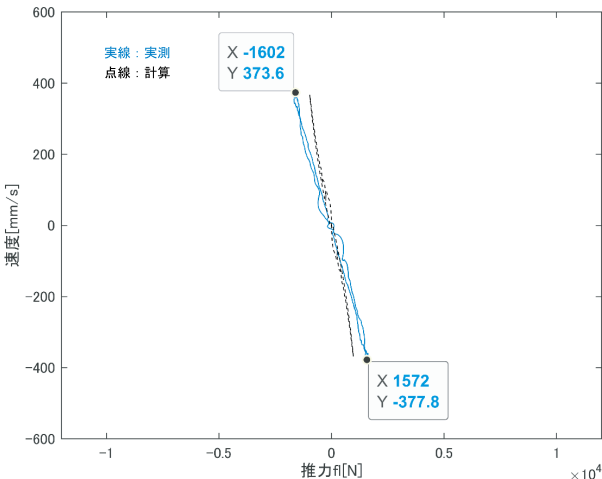


図15 ダンパ特性

渦電流損と考えられる。なお、端子間に抵抗器を挿入することでダンパ係数を $4,224\text{N}/(\text{m}/\text{s})$ 以下に調整でき、試作品はシステムダウン時に任意のダンパ係数を有するパッシブダンパとして機能する。

### 5.7 推力密度

5.5節の最大推力 $4,741\text{N}$ と表2の質量 $9.49\text{kg}$ より推力密度は $499.6\text{N}/\text{kg}$ （= $4,741\text{N}/9.49\text{kg}$ ）となる。試作品の推力密度推移と油圧機器の実績範囲をプロットした図16より、油圧機器との置き換えが視野に入ってきたと考える。

## 6 結言

油圧機器との置き換えを目指す電動アクチュエータを試作、性能評価し、以下の知見が得られた。

- (1)界磁を外側、電機子を内側に配置するモータ構造によりエアギャップ面積を拡大、界磁にハルパツハ配列、電機子に台形ティースを採用し、最大推力 $4,741\text{N}@240\text{mm/s}$ を達成した。
- (2)界磁と電機子の吸着力をおおむねゼロにするスリーブ構造により、試作品の摩擦特性は油圧機器のそれ以下で、電機子の摺動が良好であることを確認した。
- (3)推力密度は $499.6\text{N}/\text{kg}$ で目標（ $600\text{N}/\text{kg}$ ）未達であるが、試作品の推力密度推移と油圧機器の実績範囲から油圧機器との置き換えが視野に入ってきたと考える。

本試作を実施するにあたり、モータの磁気回路を設計いただいた大同大学工学部電気電子工学科の加納善明准教授に厚く御礼申し上げます。

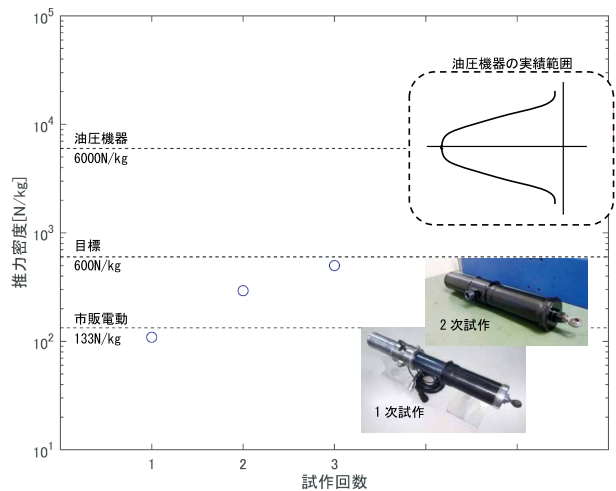


図16 推力密度の推移

参 考 文 献

- 1) Michel Todeschi: Airbus-EMAs for flight controls actuation system 2012 status and perspectives, Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Proceedings, (June 13-14 2012).
- 2) David Blanding: SUBSYSTEM DESIGN AND INTEGRATION FOR THE MORE ELECTRIC AIRCRAFT, Collection of Technical Papers, 5th International Energy Conversion Engineering Conference Vol. 2, (2007).
- 3) Amine Fraj, Marc Budinger, Toufic El Halabi, Jean-Charles Mare: Modelling approaches for the simulation-based preliminary design and optimization of electromechanical and hydraulic actuation systems, 53rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, (April 23-26 2012).
- 4) Yoshiaki Kano, Kousuke Satou: Design and Experimental Verification of a High Force Density Tubular Permanent Magnet Linear Motor for Aerospace Application, AEROTECH EUROPE, (September 24-26 2019).
- 5) 佐藤：円筒型リニアモータを用いた航空機向け電動アクチュエータの開発, KYB技報第50号, (2015年4月).

著 者



佐藤 浩介

1984年入社。技術本部基盤技術研究所情報技術研究室。航空機装備品の設計、開発に従事。



芝原 大智

2015年入社。技術本部基盤技術研究所情報技術研究室。修士(工学)。油圧機器の電動化に必要な要素の研究開発に従事。



袴田 眞一郎

1988年入社。技術本部基盤技術研究所情報技術研究室主幹研究員。各種電子機器の設計、開発に従事。

## 技術解説

# セミアブソリュート型ストロークセンシングシリンダ

## Semi-Absolute-Type Stroke Sensing Cylinder

永井 勇 牙  
NAGAI Yuki

### 要 旨

昨今、油圧機器や輸送機器に使用される、油圧アクチュエータや油圧ダンパの電動化が進んでいる。

電動モータなどによって発生させた油圧でシリンダなどを駆動するElectro-Hydraulic Actuator（以下EHA）や、自動車や鉄道車両などの車両挙動に応じてその減衰力や推力を調整するアクティブサスペンションなどが好例である。

これら油圧シリンダの電子制御における制御パラメータのひとつとして、シリンダの「ストローク量（伸縮変位量）」がある。油圧シリンダのストローク量をリアルタイムに検出することで、より細かな動作や異常時のフェールセーフ機構に活用できるため、その重要性は大きい。

一方で、油圧機器は振動、温度範囲などにおいて、厳しい環境下で使用されることが多いため、付随する制御機器も耐環境性が求められる。

そのような厳しい外部環境に対応できるストロークセンサの方式として磁気スケール方式を採用した。

しかし、磁気スケール方式は、ストロークの変位量を相対的に検出する「インクリメント型」のセンサであるため、通常はストローク量の絶対値を出力する「アブソリュート出力」ができないという課題がある。

アブソリュート出力は油圧機器の制御において、必須機能として求められる。

そこで、ストローク量の絶対値の基準点を検出可能な磁気スケールを採用し、磁気スケール方式でありながらストローク量のアブソリュート出力が可能なストロークセンシングシリンダを開発した。

### Abstract

In recent years, the electrification of hydraulic actuators and dampers used in hydraulic equipment and transportation equipment has been progressing.

Electro-Hydraulic Actuators (EHA) that drive cylinders with hydraulic pressure generated by electric motors, and active suspension that adjusts damping force and thrust according to the behavior of automobiles and railroad cars, are typical. "Displacement" is one of their control parameters. By detecting the displacement of the hydraulic cylinder in real time, it can be used for more detailed operation and fail-safe mechanisms in case of abnormalities, so its importance is considerable.

On the other hand, hydraulic cylinders are often used in harsh environments under vibration, operating temperature range, etc., so the mounted control equipment is also required to have environmental resistance.

KYB adopted the "Magnetic Scale Method" as a stroke sensor method that can handle such harsh external environments. However, since it is an "Increment Type" sensor that relatively detects the displacement amount of the stroke, there is a problem in that normal output that outputs the "absolute value" of the stroke amount cannot be performed.

"Absolute output" is required as an essential function for hydraulic equipment control.

Therefore, we adopted a magnetic scale that can detect the reference point of the absolute value of the displacement, and developed a Stroke Sensing Cylinder that can output the absolute value of the stroke amount even though it is a magnetic scale method.

## 1 緒言

アクチュエータやダンパなどの油圧機器は、建設機械や自動車、鉄道車両、航空機などの輸送機器で多く使用されている。昨今では、省エネや高機能化の観点から、従来は機械的に制御していた油圧機器の電動化及び高機能化が進んでいる。

EHAと呼ばれるシステムでは、従来原動機などを用いて発生していた油圧源を電動モータなどへ置き換え、シリンダなどを駆動する。また電磁切替弁などを用いることで、油圧回路の電子制御も可能である。

これによって、従来よりも高効率かつ複雑な制御が可能となる。

また、自動車や鉄道車両などには、走行中の車体の挙動に応じて減衰力や推力を適切に制御し、乗り心地や操縦安定性などを向上するアクティブサスペンションの採用が進んでいる。

EHAもアクティブサスペンションも油圧アクチュエータやダンパなどの状態（制御パラメータ）をセンサで検出しながら電子制御を行う。

このとき、センサで検出するパラメータのひとつにシリンダの「ストローク量（伸縮変位量）」がある。

油圧シリンダの電子制御において、シリンダのストローク量はピストンロッドがどの位置にあるのかを把握するための重要なパラメータとなる。定常時にはストローク量を用いたフィードバック制御を行い、万一制御範囲外にシリンダが変位した場合のフェールセーフ機構などに用いるためである。

特に、建設機械や輸送機器などにおいては、安全性の確保は最重要項目であることから、フェールセーフ機構の重要性は高い。

そこで、建設機械や輸送機械などへ適用可能なストローク量を検出する、ストロークセンシングシリンダ（以下SSC）の開発に着手した。

建設機械や輸送機器用のセンサにおいては、振動や高温または低温環境などに対する高い耐久性が求められる。また、搭載するスペースが限られることが多いため、小型化も同時に求められる。

これらの要求を満足する方式として、油圧シリンダのピストンロッドに等間隔に刻んだ磁気スケールをセンサで読み取りストローク量を検出する「磁気スケール方式」を採用した。

しかし、採用した磁気スケール方式のセンサは、物理的な構造上インクリメント型のセンサとなるため、アブソリュート出力ができないという課題がある。

一般に、ストロークセンサのような距離センサにおいて、その出力形式は「インクリメント型」と「ア

ブソリュート型」に大別される。

前者は、パルスカウンタに代表されるように、一定間隔毎に入力される信号をカウントすることで、ある地点からの位置の変化分（変位量）を検出する方式である。一方後者は、常時基準点からの絶対位置を出力する方式である。

したがって「アブソリュート出力可能」とは、「油圧シリンダの絶対位置を検出可能」と同義となる。

そこで、磁気スケールの形状の工夫と、センサ信号の処理アルゴリズムによって、絶対位置検出が可能な磁気スケール方式の「セミアブソリュート型SSC」を開発したため、その詳細について解説する。

なお、一般的な「アブソリュート型」という呼び名に対し、「セミ」という言葉が付加されている理由についても併せて後述する。

## 2 システム概要

### 2.1 システム構成

セミアブソリュート型SSCのシステムは、後述する磁気スケールの施されたピストンロッドと、磁気スケールをセンシングする磁気センサ、並びに磁気センサの信号を演算処理し、油圧シリンダのストローク量へデータ変換する信号処理ボードの3つの要素から構成される（図1）。

磁気センサは、油圧シリンダの側面に取り付けられ、先端の検出部がピストンロッドと摺動するように配置される。磁気センサが検出した信号は、後段の信号処理ボードへと入力され、ストローク量へデータ変換した後、実際に油圧シリンダの制御を行う上位コントローラへ送られる。

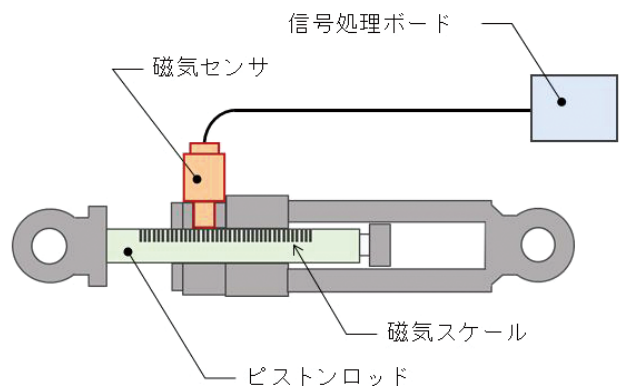


図1 システム構成

## 2.2 ピストンロッド及び磁気スケール

磁気スケール加工を施したピストンロッドの試作品の外観を写真1に示す。写真中央部の縞状に見える箇所がピストンロッド表面を溝状に彫り刻まれた磁気スケールである。その後、非磁性材料のめっき材料で溝を埋めるように加工を行い、図2のような構造となる。

したがって、ピストンロッドの断面を見たとき、磁性材料と非磁性材料が一定間隔で交互に並ぶ形状となり、それらが磁気スケールとなる。

なお、本報のシステムに用いるピストンロッドには、2mm間隔で磁気スケールが施される。



写真1 めっき前ピストンロッドの試作品外観

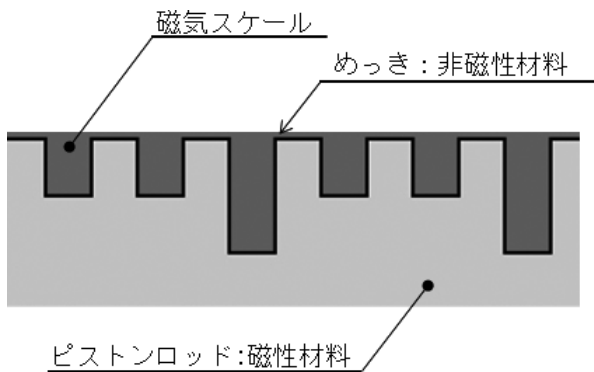


図2 磁気スケールの構造

## 2.3 磁気センサ

磁気センサは、写真2に示す検出部の先端がピストンロッドに接する形で取り付けられ、磁気スケールを検出する。

また、磁気スケールの検出部は、図3の断面図に示すような内部構造となっている。内部に設けられた永久磁石からヨークを介して、磁気抵抗ICを貫通する形でピストンロッド表面へと磁束線が通過する構造となる。

検出原理については後述するが、磁気センサは、ピストンロッド上に設けられた磁気スケールとの位置関係によって生じる、この磁束線の変化を検出するセンサとなる。



写真2 磁気センサ（試作品）外観

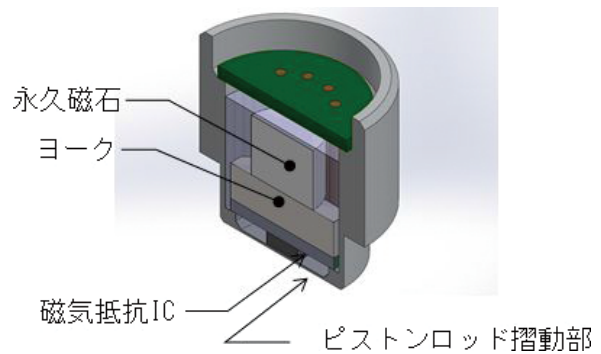


図3 磁気センサ検出部の断面図

## 3 ストローク量の検出原理

### 3.1 磁気抵抗ICによる磁気スケール検出

磁気センサ内部の磁気抵抗ICには、4個の磁気抵抗素子が搭載されている。4個の磁気抵抗素子は、ピストンロッド上の磁気スケールの施工間隔である2mmの4分の1に相当する0.5mm間隔で配置される。また2個で1対となり、それぞれの対をA相磁気抵抗素子及びB相磁気抵抗素子と称する。A相及びB相磁気抵抗素子の配置は図4に示す通りとなる。

前述の通り、磁気センサは永久磁石からヨークを介して磁気抵抗ICへ磁束線を貫通させる構造をしている。磁束は磁性体へ向けて多く流れる特性があるため、図4の例のように磁気スケールとの位置関係で各磁気抵抗素子内を通過する磁束線の傾きが変化する。

磁束線の傾きによって、磁気抵抗が変化するため、磁気センサの検出値もそれに伴い変化する。

したがって、油圧シリンダの動作により、磁気スケールが移動すると、各磁束線の傾きも時系列的に変化する。

ここで、A相磁気抵抗素子及びB相磁気抵抗素子の出力値をそれぞれA相信号、B相信号とすると、ピストンロッド（磁気スケール）がある一定速度で

移動した場合、図5に示すように、磁気スケールの間隔2mmを移動する毎に1周期となる正弦波状の出力波形を得られる（以降、解説の便宜上、特別な断りがない場合はピストンロッドが一定速度で移動するものとする）。

更に、A相磁気抵抗素子に対し、B相磁気抵抗素子は0.5mm（磁気スケール間隔の4分の1）オフセットして取り付けられているため、B相信号はA相信号に対して90度位相のずれた余弦波となる。

なお、ここでのA相とB相の信号は、それぞれ各2個の磁気抵抗素子で検出した磁束線の傾きの差分を取った値としている。図5のような正弦波、余弦波を得るには、磁気抵抗素子は1個ずつでも構わないが、その場合、実使用上の振動などによって磁気抵抗ICと磁気スケールとのギャップが変動しても検出値が変化してしまい、正確な検出が困難となる。そのため、2個の磁気抵抗素子を対し、差分を取ることで磁気スケールとのギャップの変動による影響を排除している。

また、これらA相信号及びB相信号は、磁気抵抗ICと磁気スケールとの位置関係によって大きく左右されるため、図6に示すような磁場解析を用いて設計の最適化を行った。

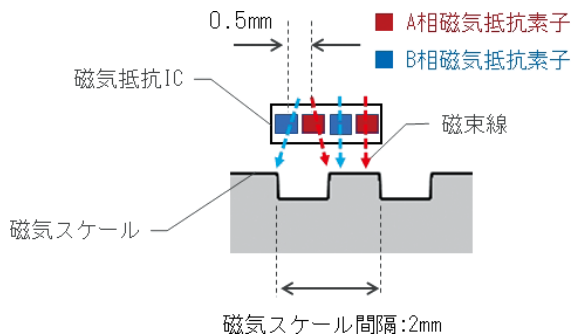


図4 磁気抵抗素子と磁気スケールの位置関係

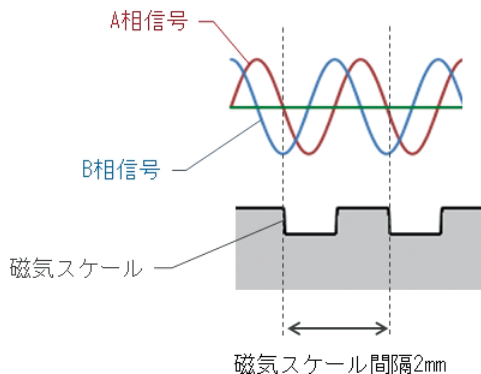


図5 磁気スケールと出力信号

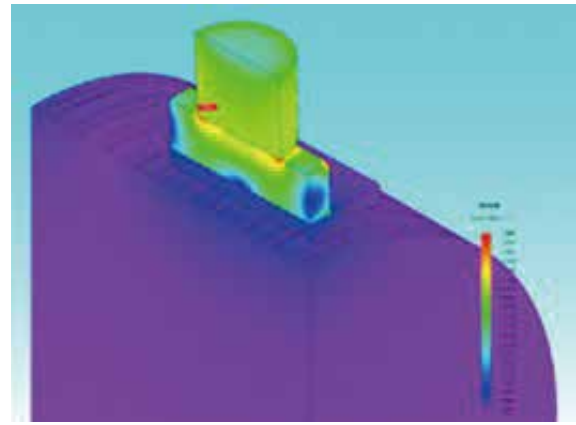


図6 磁気センサの磁場解析

### 3.2 ストローク量検出の基本原則

前述の3.1節で得られた磁気スケール検出信号（A相信号及びB相信号）は、システム構成機器のひとつである信号処理ボードによって、油圧シリンダのストローク量へ換算する。

まず、A相信号及びB相信号の振幅の中央値をゼロクロスレベルと称する。そして、A相信号またはB相信号がゼロクロスレベルと交差する度に1パルスが発生するパルス発生回路を信号処理ボード内に備える。このときのパルスをゼロクロスパルスと称する。

したがって、ゼロクロスパルスは、ピストンロッド（磁気スケール）が0.5mm移動する毎に発生することになる（図7）。

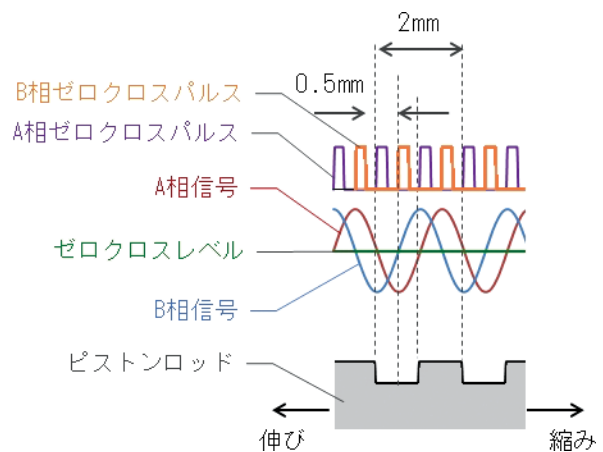


図7 ゼロクロスパルス

このゼロクロスパルスが入力された数をマイコンなどの演算装置で取得することで、0.5mm分解能のストローク量を計測することが可能になる。

また、油圧シリンダのストローク方向（伸び側または縮み側）についての判定は、A相信号とB相信号の位相がずれている特性を利用する。A相ゼロクロ



スパルスが検出された際、A相信号の極性が正から負への切り替わりか、負から正への切り替わりかという条件と、その時のB相の極性が正か負かという条件の組み合わせでストローク方向は一意に決まる。

例えば、図7において、向かって左側に磁気スケールが移動する場合を「伸び」、右側に移動する場合を「縮み」と定義すると、A相信号が正から負へ切り替わる際、B相信号が負であれば「伸び」を示し、逆にB相信号が正であれば「縮み」を示すことになる。

同様の判定をB相ゼロクロスパルスの検出時にも行うことで、常時ストローク方向を判定できる。

このような磁気スケール方式のストローク量検出は、機械的な寸法から、ゼロクロスパルスの発生周期が一意に定まる。そのため、本報のシステムにおいては±0.5mmの精度が確約されるというメリットがある。

一般的に、油圧シリンダは、屋外使用が多いことや、作動油の温度変化などによって、使用される温度範囲が広いと、付随するセンサ類は温度ドリフトによる影響を受けやすい。

しかし、磁気スケール方式を採用することで、温度ドリフトによる影響をほとんど無視することができる。このことも磁気スケール方式を採用する理由のひとつとなる。

### 3.3 セミアブソリュート出力

一般的に、アブソリュート型のセンサとは、「常時」ストローク量の絶対値を出力する方式を指す。

例えば、センサの電源が切られた状態（ストローク量の検出が不能な状態）において、油圧シリンダが動作し、変位したとしても、再度センサを起動した際には、即時変位後の値を出力可能ということである。

しかし、本報のストロークセンサは3.2節にて既述の通り、基本的にゼロクロスパルスのカウントによりストローク量を計測するインクリメント型のセンサである。したがって、通常は油圧シリンダの絶対位置を検出することは不可能である。

そこで、以下のような原理を用いて絶対位置の検出を可能にしている。

まず、図8に示すようにピストンロッド上の磁気スケールを、深さの浅い通常スケールと、より深い基準スケールの2種類を施工しておく。これにより、基準スケール部は非磁性材料が厚くなるため、A相及びB相信号の振幅が増加する。この振幅の差から基準スケールを判別する。

次に、基準スケールは、油圧シリンダの絶対位置0mm基準点となる箇所と、その両方向に複数箇所配置する。同時に基準スケール同士のピッチは、それ

ぞれ1ピッチ、2ピッチ、3ピッチのように同じピッチとならないようにしておく。

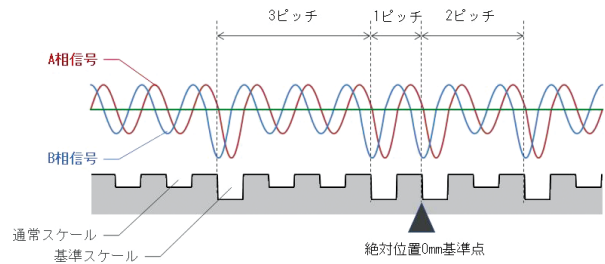


図8 基準スケールの配置例

こうすることで、油圧シリンダが動作し、磁気センサがいずれか2箇所の基準スケールを検出した際、2箇所目の基準スケールを検出するまでのピッチ数をゼロクロスパルスの取得数から求めることで、どの基準スケールを検出したのか一意に定まる。つまり絶対位置を把握できる。

例えば図8において、向かって左方向へ磁気スケールが動き、かつ2つ目の基準スケールを検出するまでに磁気スケールを2ピッチ（ゼロクロスパルスを2回）検出した場合は、最も右側の基準スケールを検出したことになるため、絶対位置0mmの点から右に4mmという絶対位置が確定する。

絶対位置が確定してからは、その絶対位置を基準にしてストローク量を検出すればよい。

したがって、本報のSSCは、システム起動直後はインクリメント型センサとして動作するものの、その後の油圧シリンダの稼働に伴い2箇所の基準スケールを検出した直後からアブソリュート型として動作する。ゆえに本報のSSCは「セミアブソリュート型」としている。

また、この基準スケールは複数箇所設けなくとも、絶対位置0mmの位置に1箇所のみ配置しても原理的には絶対位置の検出は可能である。

しかし、実際の使用条件を想定した際、例えば輸送機器のサスペンションのダンパとして用いた場合は、車体の振動が少ない平地走行時など、微量のストローク量でのみ伸縮する場合は考えられる。その場合、1箇所のみ基準スケールでは、必ずしもそれを検出するとは限らず、絶対位置出力が不可能になってしまうことが懸念される。

油圧アクチュエータの場合であれば、基準スケールから離れた位置で起動した際には、基準点検出のために機器を大きく動かさなければならなくなってしまふ。

そのため、ピストンロッド全体にわたって、複数箇所に基準スケールを分散して配置することで、シ

システムの起動後、可能な限り早急に基準点の検出が行えるようにした。

なお、図8の例では絶対位置0mmの基準をピストンロッドの中間部に置いて、伸び及び縮みの双方向への動作を想定しているが、起動時の位置が片端寄りになるような用途の場合は、そこへ絶対位置の0mmを置き、1方向のみの検出とすることも可能である。

### 3.4 計測分解能の細密化

ここまで、A相及びB相信号から取得するゼロクロスパルス数をカウントすることで、0.5mm分解能のストローク量を計測できる原理について述べた。

しかしながら、実際の油圧シリンダの制御を行う際、0.5mm分解能では性能面で不足する場合がある。そこで、ソフトウェアの演算によって、計測分解能をより細密にする処理が施されている。まず、マイコンなどの演算装置にゼロクロスパルスの他、A相信号及びB相信号のアナログ電圧値も同時に取り込む。取り込んだA相及びB相信号をそれぞれX軸（横軸）、Y軸（縦軸）とした2次元平面上にプロットすると、図9に示す点A1、B1、A2、B2と順に辿る形状のリサージュ円を描く。

前節3.3に記載した通り、磁気スケールが通常スケールと基準スケールの2種類あり、それぞれで異なった振幅のA相及びB相信号を出力することから、二重円のような形を描いている。

リサージュ円は、1周でA相及びB相の1周期、つまり2mmのストローク量に相当するため、リサージュ円の90度がゼロクロスパルスの発生間隔である0.5mmに相当する（0.5mmストロークする毎にセンサ出力値はリサージュ円上を90度移動する）。

したがって、取得したA相及びB相の電圧値によって定まるリサージュ円の軌跡上の点と、中心点を結ぶ線分と水平線が成す角を求めることで0.5mm以下の分解能のストローク量が求められる。

また、磁気スケールの通常スケールの検出値（内側のリサージュ円）から基準スケールの検出値（外側のリサージュ円）への移行時（またはその逆）では、リサージュ円の波形が著しく変形するため、位置検出精度が劣化する。

しかし、基準点検出後のアブソリュート型として動作中は、検出しているA相及びB相信号が、リサージュ円の変形部であることを認識可能なため、例外処理として個別に設定した補正マップなどによって歪みの影響を排除可能である。

本報のセミアブソリュート型SSCにおいては、この演算によって、分解能0.1mmでのストローク量検出が可能となっている。

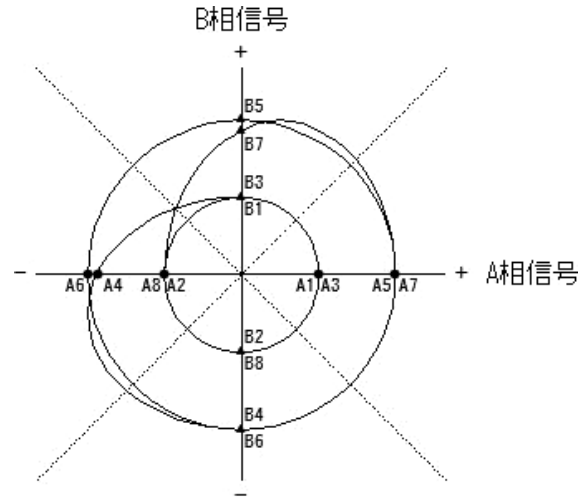


図9 磁気抵抗素子出力のリサージュ波形

### 3.5 ゼロクロスレベルの自動調整

磁気センサとピストンロッドが摺動する形で運用される本報のセミアブソリュート型SSCは、経年劣化などによって、磁気センサ先端の検出部が摩耗し、磁気スケールと磁気抵抗素子間のギャップが変化してしまうことが懸念される。また、磁気スケールの加工寸法のバラつきもある。

そのため、A相及びB相信号の中央値や振幅が必ずしも一定とはならない。

また、ゼロクロスレベルがA相及びB相信号の中央値から外れると、ゼロクロスパルスの発生タイミングにずれが生じ、ストローク量の検出精度が劣化するため、ゼロクロスレベルは、常時実際の信号に合わせ、A相信号及びB相信号の振幅の中央値に調整する必要がある。

ゼロクロスレベルの調整は、信号処理ボード上のマイコンなどの演算部にて適正な値を都度算出し、自動で行われる。このゼロクロスレベルの調整機能のブロック図を図10に示す。

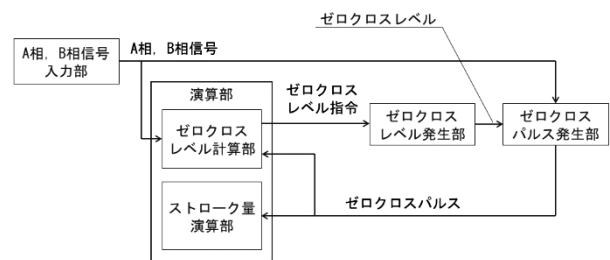


図10 ゼロクロスレベル調整ブロック図

具体的には、例えばA相のゼロクロスレベルを調整する場合、A相信号とB相信号には90度の位相差があるため、図11に示すようにB相のゼロクロスパルスが入力された時点のA相信号の値を取得すると、

その値は必然的に振幅の極大値または極小値となる。

よって、そこからA相信号の振幅値を算出することができる。B相の振幅値においても同様にA相のゼロクロスパルス入力時のB相信号の値を取得すればよい。

なお、この機能は基準スケール検出後のアブソリュート型センサとしての機能が有効になった後に作動することが前提となる。

アブソリュート型として動作することで、ピストンロッド上のどの磁気スケールを参照しているか判別可能なため、磁気スケール毎に振幅値の測定結果を学習することができるためである。

そして、磁気スケール毎の振幅値の測定データを基に適正な振幅中央値を算出し、ゼロクロスレベルとして出力する。

この制御を常時実行し続けることで、適正なタイミングでゼロクロスパルスが発生させることができ、ストローク量検出精度を確保できる一方、ゼロクロスレベルが自動的に補正されることによって、ユーザ操作によるゼロ点補正などのチューニング無しに長期にわたって安定したストローク量の検出が可能となり、保守も容易になる。

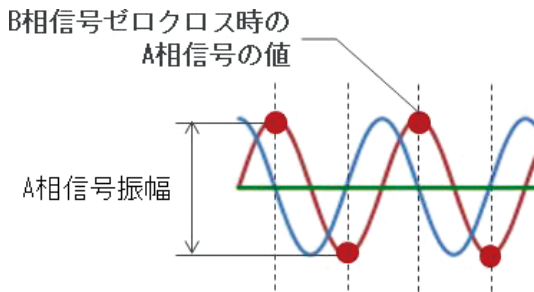


図11 A相信号の振幅取得

#### 4 ストローク量検出結果

ピストンロッドの中間部を絶対位置 0 mmの基準点と置き、伸び方向及び縮み方向へそれぞれ40mmずつ等速で変位させた場合のストローク量検出の例として、横軸に時間、縦軸にストローク量をプロットしたグラフを図12に示す。

評価用の基準として設置した基準変位計の出力値（図12の青線）と、セミアブソリュート型SSCの出力値（図12の赤線）が重なり合っている様子から、安定したストローク量が検出できていることが分かる。

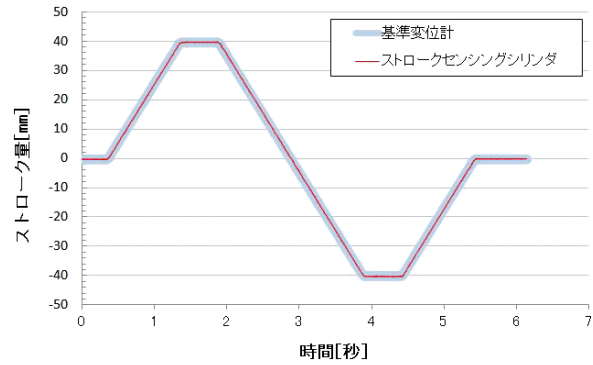


図12 ストローク量出力の例

なお、このセミアブソリュート型SSCの出力は、アナログ電圧信号によるものであるが、母機のインターフェースに合わせて、信号処理ボードの仕様を変更することにより、CANやシリアル通信などのデジタル出力にも対応可能である。

#### 5 将来展望

昨今、自動車や建設機械の分野における、高速通信を用いた遠隔操縦やAI（Artificial Intelligence：人工知能）やIoT（Internet of Things：モノのインターネット）を活用した自動運転など、新しいソリューションが展開されている。

その中で、油圧機器においても今後は更に高付加価値化が求められ、そこに用いられる電子制御は、従来よりも多彩な情報（制御パラメータ）を様々なセンサから取得することで、より高度で緻密になると考えられる。

そのため、機器の状態を検出する様々なセンシングデバイスは、油圧機器の高付加価値化に対し、非常に重要な要素となり、セミアブソリュート型SSCで検出するストローク量もそのひとつである。

例えば、アクティブサスペンションにおいては、従来加速度センサから入力される加速度（車体の揺れ）の大きさからダンパの動きを推定し、減衰力や推力などを制御していたが、ストローク量を直接検出できることによって、より高精度な制御が可能になり、乗り心地向上の効果が見込める。

開発したセミアブソリュート型SSCは、現時点では試作レベルであるため、量産化にあたっては、ピストンロッド上の磁気スケールの加工工程や磁気センサの組立性など、課題はあるものの、将来的に油圧機器の高付加価値化に大きく寄与するセンシングデバイスとしての活用が期待できる。

## 6 結言

ドイツが提唱した「Industry4.0」に始まり、日本においても政府が「Society5.0」を提唱している。

このような社会情勢の下、様々な情報を高速で通信するIoTや、収集した情報を処理するAIの技術も急速に進歩している。

これら「通信」、「情報処理」に「センサ」を加えた3要素はIT（Information Technology：情報技術）3種の神器と言われており、それぞれ非常に重要なものとなる。

「センサ」を単に電子制御のパラメータを取得す

るための部品としてだけでなく、3種の神器として「通信」や「情報処理」と組み合わせることで、新しいソリューションを築くことが可能である。

例えば、油圧機器の分野においても、カメラ（画像センサ）によって取得したデータを遠隔地へ送信（通信）し、AIで分析（情報処理）して行う、自動運転や遠隔操縦などが実用化されつつある。

その中で、本報のセミアブソリュート型SSCも、その有用性は高まっていくと考え、AI×IoTソリューションを築き上げる一つの要素として活用していきたい。

## 著者



永井 勇牙

2008年入社。技術本部基盤技術研究所情報技術研究室。

主にセンサ用ソフトウェア開発に従事。

## 電子回路の熱解析

## Thermal Analysis of Electronic Circuits

河野 智行 ・ 関根 信之 ・ 伊藤 賢佑 ・ 梶澤 亮一  
KAWANO Tomoyuki ・ SEKINE Nobuyuki ・ ITO Kensuke ・ KABASAWA Ryoichi

## 要 旨

近年、「CASE (Connected, Autonomous, Shared, Electric)」と呼ばれる技術トレンドが乗用車に始まり、産業車両や建設機械にも波及している。これは電子制御ユニット (ECU: Electronic Control Unit) に対して、どこにでも置きたい (搭載フリー)、機能アップしたい (高・多機能化)、小型化したい (高密度化・統合化) といったニーズとなって現れている。

これらニーズに対応するために発熱部品をより小さな空間に押し込めると、部品温度が上昇し、搭載電子部品の劣化を早めてしまう。

一方でスマートフォンに代表される民生情報機器は一足先に複雑化・小型化を成し遂げた。これは高機能化と高密度化に伴う発熱量の増加を、半導体を中心とした電子部品の省電力化と機器放熱構造の改良により抑え込んできた成果である。

ECU開発で同様に機器放熱構造の改良の取り組みを適用する際には、発熱温度を予測し、発熱密度の限界を追求しつつ必要な製品寿命や性能、品質を確保するための熱対策を盛り込む熱設計技術が必要である。温度予測手法は、形状決定後に熱流体解析による3Dシミュレーションを実施することが多いが、下流工程からの手戻りを発生させないために、上流工程で放熱経路を数式で表現する熱回路網法を用いた1Dシミュレーションを繰り返し実施し成立性の検証することが有効である。

本報では、精度と計算速度を両立した電子回路の放熱経路を確認するための温度予測手法について解説する。

## Abstract

In recent years, due to the “CASE (Connected, Autonomous, Shared, Electric)” technological trend, electronic control units (ECUs) need to be installed at free locations and they need to realize higher performance, have more electronic capabilities, high-density packaging, and integrate multiple functionalities. These requirements crowd heat-generating components and accelerate deterioration. On the other hand, consumer electronic devices such as smartphones are progressing in their complexity and downsizing. These are achieved by saving power through high-performance semiconductors and improving the heat dissipation structure. The thermal design is important to achieve similar performance in ECU. The thermal design makes it possible to secure the required product life, performance, and quality by predicting temperature and dissipating heat, while pursuing the limit of heat generation density. Generally, computational fluid dynamics, which is 3D simulation, is used for the prediction of temperature. However, it is effective to repeat the thermal network method, which is 1D simulation, to verify the feasibility in the upstream area of development flow to prevent rework from the downstream area. This paper reports on detailed modeling to confirm heat phenomena of the electronic circuit and discuss the results of 1D simulation which is accurate and fast.

## 1 緒言

乗用車や建設機械などの電子機器を設計するうえで熱問題への対応は近年重要性を増している。設置に割り当てられるスペースに限りがある一方で、電動化や電子化による消費電力の増加により、機器内部の発熱量増加と温度上昇が搭載部品の劣化を早めるためである。車載電子機器周辺を取り巻く実装技術の動向を図1に示す。

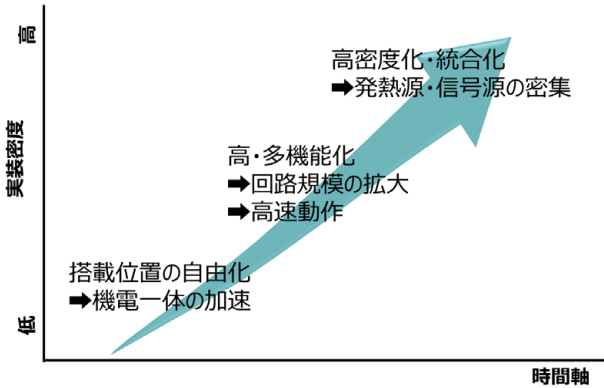


図1 ECUの実装技術動向

製品寿命を保証するためには、省電力化で発熱量を減らし、放熱能力を増強して温度を下げる必要がある。デジタル回路の微細化により、同じ消費電力でも2年で2倍の処理能力向上が行われ、省電力化に寄与している。パワー素子は炭化ケイ素 (SiC) や窒化ガリウム (GaN) 等の化合物半導体の登場でスイッチング効率の向上と、高スイッチング周波数化で小型化が図られている。放熱能力については、電子部品のパッケージの改良、伝熱素材の進化により、熱が電子機器の中にこもらないようにケースを通して大気に逃がす工夫が施されてきた。

設計においては製品競争力向上のため、発熱密度の限界を追求する必要がある。製品は小さくすればするほど軽量化されコストダウンにつながるが、製品内部の温度が上昇し実装部品の寿命が短くなる恐れや使用温度範囲を超える恐れがあるため、開発の上流の段階で、サイズ、重さ、コスト、寿命、品質等の見積りが不可欠である。

本報では、この見積りにあたり継続的に取り組んでいる技術内容の一部を概説する。具体的には、伝熱を等価電気回路に置き換えて解析を行う熱回路網法に着目して、計算に電子回路シミュレータを用いた解析手法についての解説である。

## 2 電子部品の寿命

電子部品の寿命を縮める要因は主に熱的ストレスである。熱による化学反応が限界値に達すると故障が起きる<sup>1)</sup>。

寿命予測方法は、ある温度 $T$ での化学反応の速度 $K$ を予測するアレニウスの式(1)を用いた加速試験が広く用いられている。

$$K = A \exp\left(-\frac{E_a}{kT}\right) \quad (1)$$

- $A$  : 定数
- $E_a$  : 活性化エネルギー [J]
- $k$  : ボルツマン定数 [J/K]

温度 $T_1$ および $T_2$ における故障に至るまでの時間(寿命)を各々 $L_1$ および $L_2$ とすると式(2)を得る。

$$\ln L_1 - \ln L_2 = \frac{E_a}{k} \left( \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \quad (2)$$

加速試験で実測した寿命の自然対数と、そのときの温度の逆数をプロットしたものは比例関係にあり、アレニウスプロットと呼ばれる(図2)。直線の傾きで活性化エネルギー $E_a$ を求めることができ、表1に示すような、部品の動作温度と動作時間の設定(温度プロファイル)を与えることで寿命の予測が可能となる。

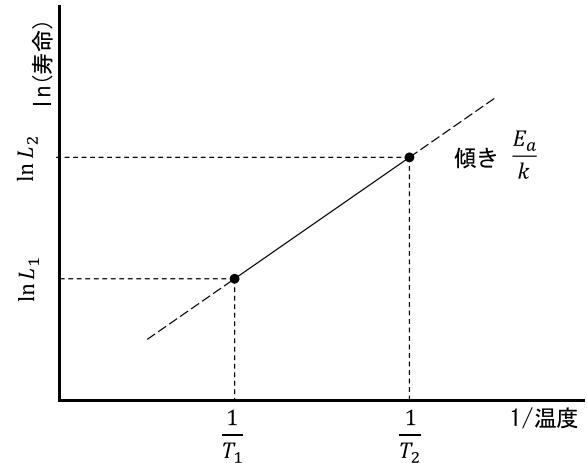


図2 アレニウスプロット概念図

表1 温度プロファイルの例

状態	1日当たり			15年当たり	
	tj (°C)	時間 (h/日)	150°C換算時間 (h/日)	割合 (%)	150°C換算時間 (h)
動作	130	0.05	0.01924	11.00	105
	100	0.95	0.07203	41.17	395
	70	7.00	0.07870	44.98	431
静止	25	16.00	0.00500	2.86	27
合計			0.17497	100.00	959
上限			0.18252	100.00	1000

### 3 ECUで発生する熱

ECUで発生する熱は実装電子部品からのジュール熱が支配的である。この熱は、プリント基板を經由してECUの筐体に伝わり大気に放出される(図3)。今回は熱源の電子部品の熱を効率よく外に伝える役割を担うプリント基板に焦点を絞って解説する。

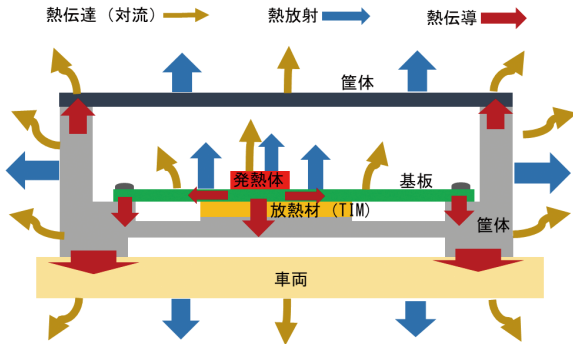


図3 ECUの熱の経路

発熱源の発熱量 $P$ 、大気温度 $T_a$ 、熱の伝わり方を決めている熱抵抗 $\theta$ を把握することができれば、熱源の温度 $T$ を式(3)で推定することができる。

$$T = T_a + \theta P \quad (3)$$

ここで $\theta$ は熱源と大気との間の全ての放熱経路を合わせた熱抵抗である。実際には複数の熱源、複数の熱の経路、大気温度分布(図4)があるために、熱源温度の算出は複雑になるが、各部位の熱抵抗を把握しておけば求める事が可能である。

発熱部品の熱量とプリント基板が大気へ逃がす熱抵抗がわかると、必要な放熱性能を持つ基板の面積を求めることができる。熱源となる電子部品は温度によって発熱量が変わるため、電気と熱の双方を対にして計算ができるシミュレーションツールを活用する必要がある。

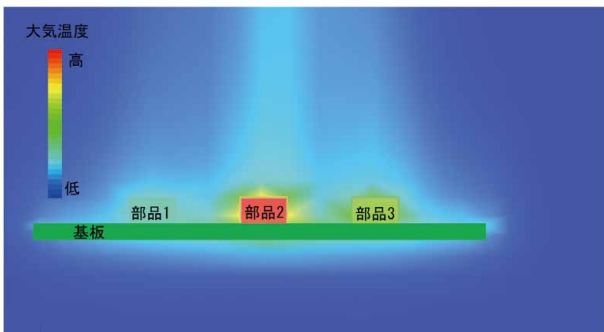


図4 大気への放熱イメージ

### 4 シミュレーションツール

熱に対しては専用の熱流体解析ツールを用いて解析することが多い。開発上流の構想設計段階では、“当たりをつける”ことに重きを置くため、熱流体解析のような3D形状をモデル化したシミュレーションではなく、放熱経路を熱回路網に置き換えて、条件を変化させて繰り返し実施し易い1Dシミュレーションが望ましい<sup>2)</sup>。

熱回路網計算の過程で重要となるのが、電子部品の発熱量と放熱経路の熱抵抗である。以前は発熱量を見積る際にデータシート記載の標準値を使用していたが、この方法では条件により実際の発熱量との乖離が大きくなる場合があった。これは温度により電子部品の発熱量が変化する事、その変化量が電子部品の製造ばらつきで変わる事、電子部品同士が影響しあって温度が変わる事が理由である。解決策は電気と熱の2つの現象を、それぞれの相互作用を併せて解析することである。

この解析を机上計算で実施することも可能だが、何度も繰り返す必要があるためシミュレータを活用することが効率的である。電子回路の1DシミュレーションツールはSPICE (Simulation Program with Integrated Circuit Emphasis) をベースとしたものが広く使われていることからこれを採用する。SPICEを使用することで、電子回路シミュレーションと熱回路シミュレーションを並行して実施することが可能となる。

最近では電子部品メーカーがSPICE用の熱モデルを提供するケースも出てきているが、熱解析のためには更に基板や大気などを含めて、放熱経路の大部分の熱モデルを作る必要がある。SPICE系シミュレータは与えられた回路の計算をするだけなので、精度の悪い電気モデルおよび熱モデルがあると正確な結果が得られない。作成した回路および熱モデルは評価した上で解析精度を把握しておくことが重要である。

また、電気モデルにおいては電気的特性を把握して、動作条件によっては温度の影響度合いを考慮したチューニングが必要となる場合もある。

一方で解析にかかる時間は短いほどよく、温度が時間的に変化している状態(過渡状態)か、時間が十分に経過して温度が一定になった状態(定常状態)かで、モデルの表現方法が異なる。その為目的に応じた電気および熱のモデルを用意する必要がある。

## 5 電子部品の熱モデル

図5の電子部品の熱モデルを考える。内部は図6のように発熱源の半導体と半導体を覆っているパッケージ材料で構成される。

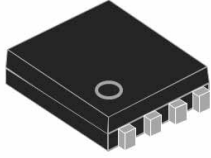


図5 半導体のパッケージ

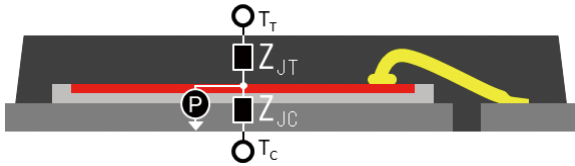


図6 パッケージ内の構造

図6においては発熱源をP、パッケージ上面の温度を $T_T$ 、赤色で示すPN接合部からパッケージ上面の熱インピーダンスを $Z_{JT}$ 、パッケージ下(ケース)面の温度を $T_C$ 、PN接合部からケース間の熱インピーダンスが $Z_{JC}$ である。

熱インピーダンスとは温度と熱流量の比であり、熱回路における熱の流れにくさを表す。抵抗性と容量性の2種類があり、それぞれ抵抗の記号、容量の記号で表すと、熱モデルは図7(A)のはしご型回路となる。

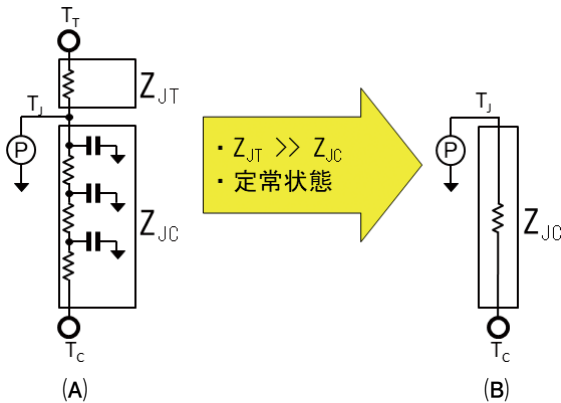


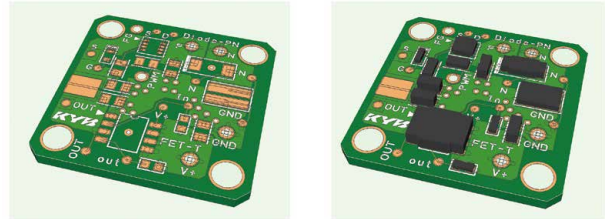
図7 熱モデル (はしご型回路)

定常状態では熱容量の影響は無視できるので、この場合は図7(B)の熱抵抗のみの、回路に簡略化することができる。発熱量 $P$ はパッケージの中に入っている素子の消費電力で決まり、電圧と電流から求められる。

実測との差異がある場合にはモデルの見直しを行い解析精度の向上を図る。

### 5.1 プリント基板

電子部品で発生した熱はプリント基板(図8)を経由して大気に放熱される。プリント基板の熱抵抗は形状と熱伝導率(表2)から求められ、この熱抵抗をパラメータに使用する<sup>3)</sup>。プリント基板から大気への熱抵抗は熱伝導率とプリント基板の表面積で求められる(図9)。



部品実装前

部品実装後

図8 プリント基板

表2 基板を構成する材料の熱伝導率

材料	熱伝導率 [W/(m・K)]
銅	390
基材	0.35

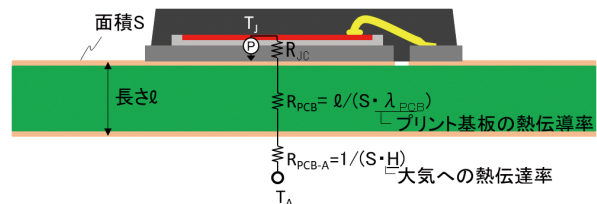


図9 基板の熱のモデル

### 5.2 抵抗器

抵抗値 $R$ の抵抗器は電流 $I$ もしくは電圧 $V$ がわかると式(4)で発熱量 $P$ が求まる部品である。

$$P = VI = \frac{V^2}{R} = RI^2 \quad (4)$$

この発熱量 $P$ を抵抗器のパッケージ材料がもつ熱抵抗 $\theta$ に乗じると温度差が式(3)で求まり、部品の表面温度を求めることができる。抵抗の電気と熱のモデルを図10に示す。

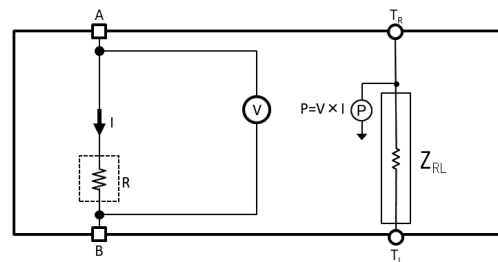


図10 抵抗の電気と熱のモデル



### 5.3 ダイオード

ダイオードはアノードとカソードの2端子を持ち、アノードからカソード方向のみに電流を通し、その逆は通さない半導体部品である。

電気モデルはSPICE形式のものがメーカーから提供されている。これを使って電子回路シミュレーションを行いデータシートの特性と比較した(図11)。

今回評価に使用するダイオードの順方向最大電流( $I_F$ )は1Aであり、この領域での発熱量を見積もることができる電気モデルが必要である。メーカー提供のモデルは温度125°Cでのずれが大きいため、電気モデルを調整し直した(図12)。

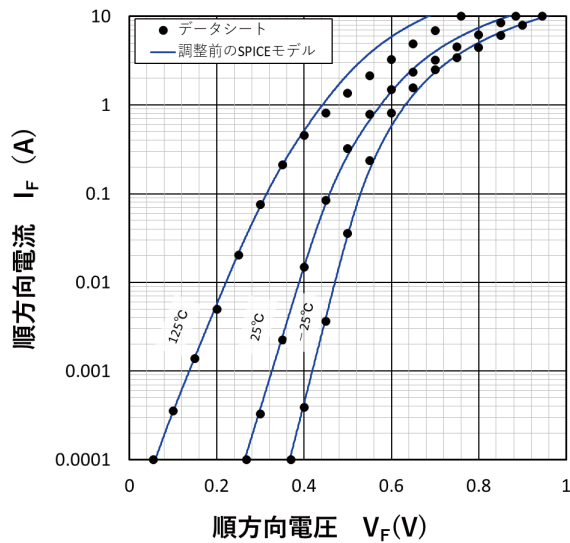


図11 ダイオードの $I_F$ - $V_F$ 特性

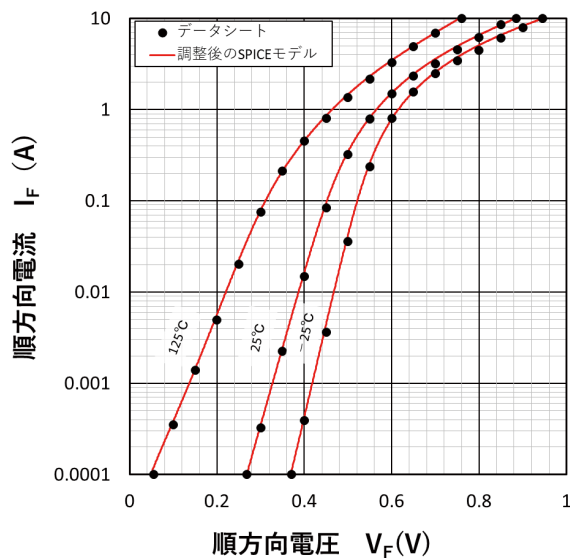


図12 調整したダイオードの $I_F$ - $V_F$ 特性

この作業は電気モデルのパラメータのみの調整では難いため、独自の数式を組み合わせることで誤差の平均値が10%程度になるように調整した。更に、計算負荷を軽減するため、精度が必要な1A近傍以外のモデルを簡略化する。

半導体部品には製造ばらつきがあり、発熱し易さに影響するため、これを考慮して回路動作が満足するように検討を重ねていく。今回は発熱に注目しているため、発熱量が最大となる順方向電圧 $V_F$ を、データシートの電圧と電流から推定する(図13)。

新しく推定した電気モデルの誤差と、先に調整した電気モデルの誤差(平均値10%程度)を許容できるように、設計マージンを設けて回路設計を進める。

ダイオードの特性調整にはこのほかに容量特性の調整や逆回復特性の調整があるが、今回はメーカー提供の電気モデルのままとした。ダイオードの電気と熱のモデルを図14に示す。

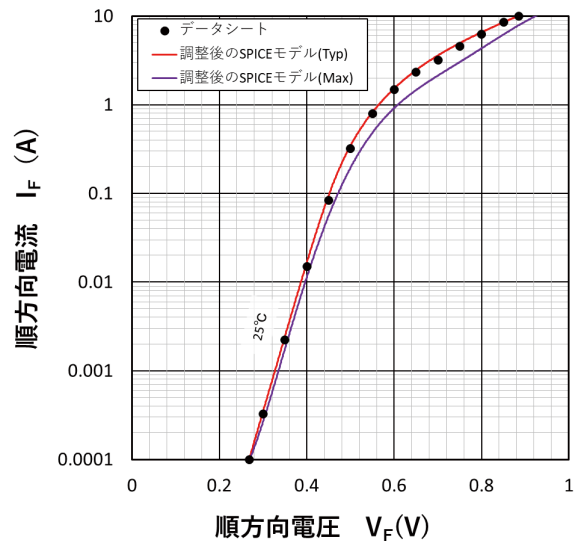


図13 発熱量最大のダイオードの $I_F$ - $V_F$ 特性

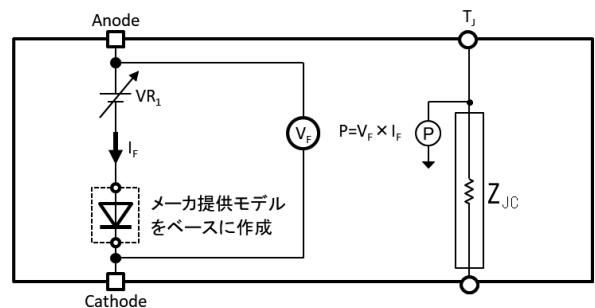


図14 ダイオードの電気と熱のモデル

### 5.4 FET

FETはドレイン、ゲート、ソースの3端子を持ち、ドレインーソース間の電流をゲートーソース間電圧によってコントロールする半導体部品である。

電気モデルはSPICE形式のものがメーカーから提供されている。FETはドレインーソース間の電流が温度に依らず一定となるゲート電圧 (Q点) を持つ特徴があるが、図15のようにメーカー提供の電気モデルの $V_G-I_D$ 特性において、各温度の特性が1点で交わっていない場合には、図16に示すようにQ点が現れるようにパラメータの調整を行う。

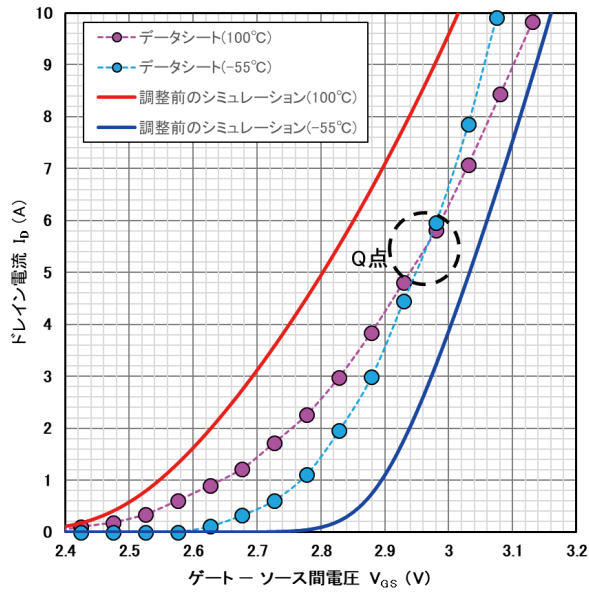


図15 メーカー提供電気モデルの $V_G-I_D$ 特性

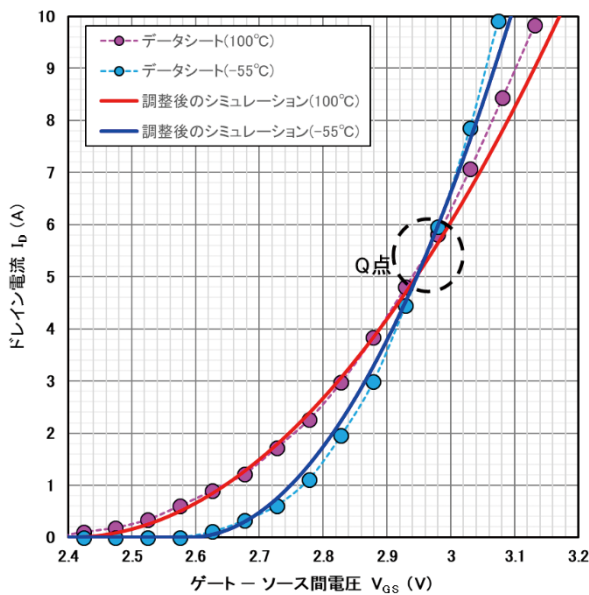


図16 調整した $V_G-I_D$ 特性

FETをオンさせるために必要なゲートーソース間の電圧 (ゲートしきい値電圧) には温度依存性がある。図17のようにメーカーの電気モデルとデータシートに差異がみられたので、精度が必要な1A近傍のドレイン電流を調整した (図18)。電気モデルの調整が完了したら、次に熱モデルの作成をおこなう (図19)。

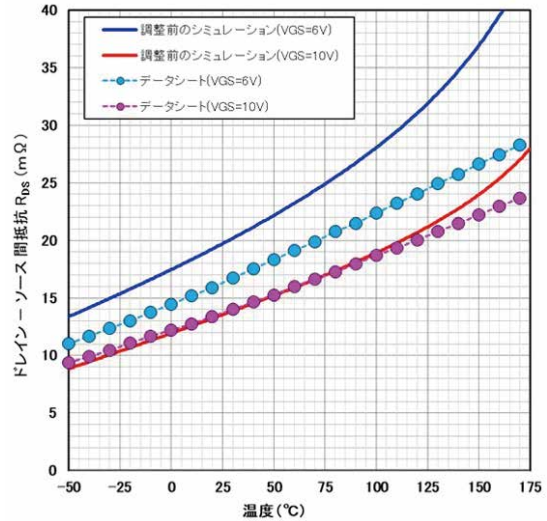


図17 メーカー提供電気モデルの $T_a-R_{DS}$ 特性

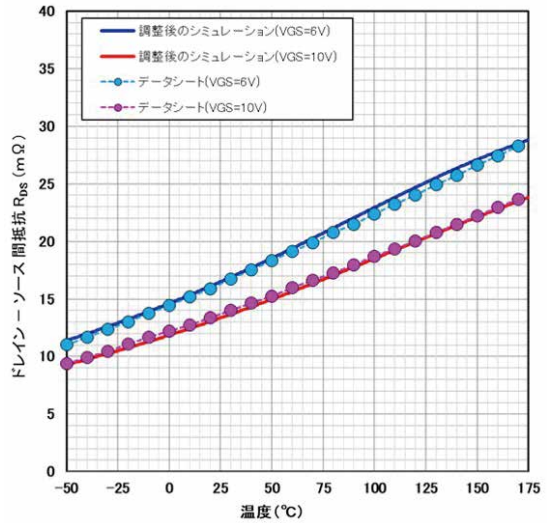


図18 調整した $T_a-R_{DS}$ 特性

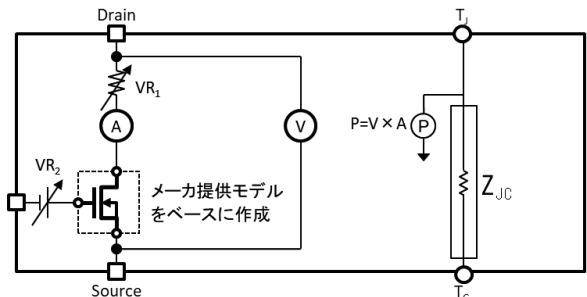


図19 FETの電気と熱のモデル

## 6 開発フロー

以下に実装基板の開発フローの例を示す。

- ①仕様決定
- ②部品選定および回路設計
- ③基板レイアウト設計
- ④基板パターン設計
- ⑤製品状態の温度予測
- ⑥試作品製作および評価

開発フロー初期の2～3の検討を十分行うことにより、試作回数の削減が可能となり、実機検証で発覚する不具合による手戻りを減らすことができる。図20に示すアクチュエータ駆動回路を事例として解説する。発熱部品はFET、ダイオード、抵抗である。

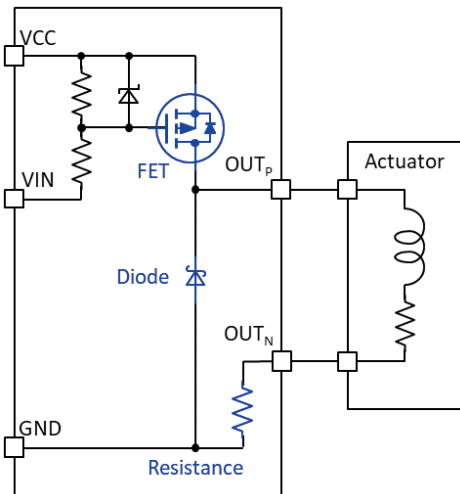


図20 アクチュエータ駆動回路

### 6.1 部品選定

部品選定の重要なポイントは、動作温度仕様を満たすことと、製品寿命を満たすことである。

動作温度仕様については、想定される回路動作で使用温度範囲に収まるよう部品の選定を行う。

各部品の寿命は、製品の使用環境（温度ごとの時間）から推定が可能である。例えば車載グレードの半導体では、150℃、1000時間で信頼性試験が行われることが多い。この条件を満足するように各電子部品の負荷電流、発熱量、放熱量を見積り、温度上限に収まるよう部品の選定を行う。

また、各発熱部品が上記ポイントを満たす条件で回路全体の消費電力を算出し、基板の最低限のサイズを求め仮決めしておく（図21）。基板サイズを小型化していくと熱密度が上がり、基板は高温になるため高温対応部品が必要となる。高温対応部品は高価であることが多く、コストとサイズ（小型化）のバランスを考慮することも重要である。

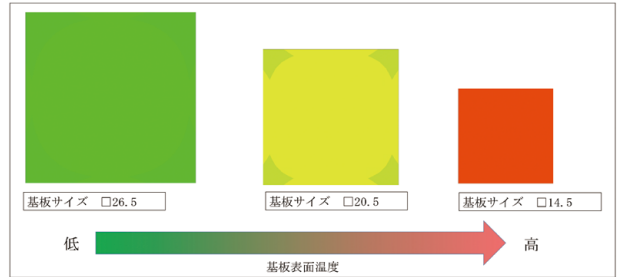


図21 基板サイズと基板表面温度の関係

### 6.2 回路設計

回路図を作成し机上計算およびシミュレーションツールで動作を検証するほか、ロバスト性向上のため電源電圧や環境温度の変化、部品のバラツキを考慮してワースト条件の動作も確認する。ワースト条件を実測で構成するのは困難であるが、シミュレーションであれば容易に確認が可能である。

### 6.3 部品の寿命解析

最も発熱する条件（表3のMax）の製品寿命をシミュレーションで予測する。例としてFETの寿命予測をしたシミュレーション結果を図22に示す。メーカー保証の150℃ 1000時間以内に入っていることが確認できる。

表3 製造ばらつきでの最も発熱する条件

消費電力 (W)		
Min	Typ	Max
0.42	0.54	0.62

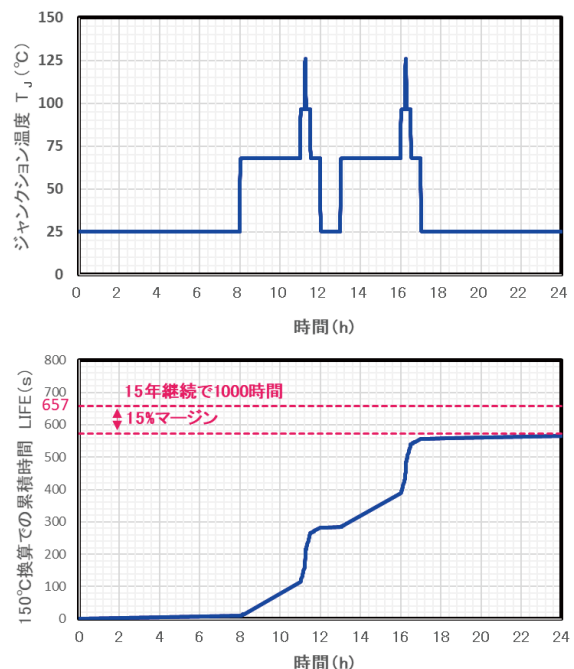


図22 FETの寿命予測

## 6.4 基板レイアウト設計

仮決めした基板サイズでワースト条件の電気モデル及び熱モデルで解析を行い熱の分布を求める。熱が集中する場所で使用温度範囲を超える場合は、目標温度を達成できるように配置と基板サイズを調整する。図23から図25に1Dシミュレーションと3Dシミュレーションの結果を示す。図23は基板サイズが小さく部品温度が上限を超過し成立しない例、図24は部品の温度は余裕があるが基板サイズが必要以上に大きい例、図25は部品温度、基板サイズとも適切な例である。

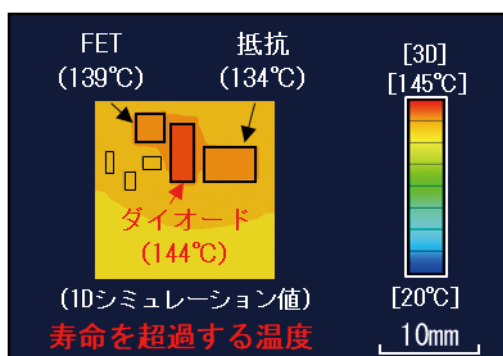


図23 基板サイズが小さすぎる例

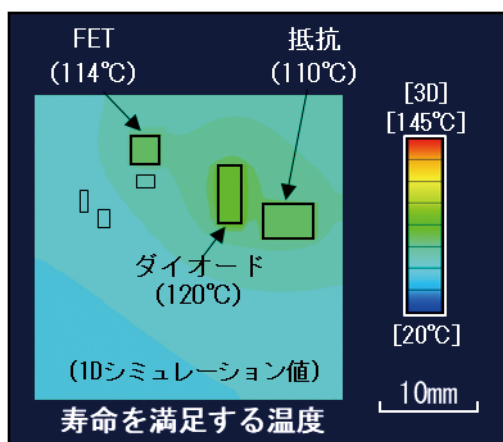


図24 基板サイズが大きすぎる例

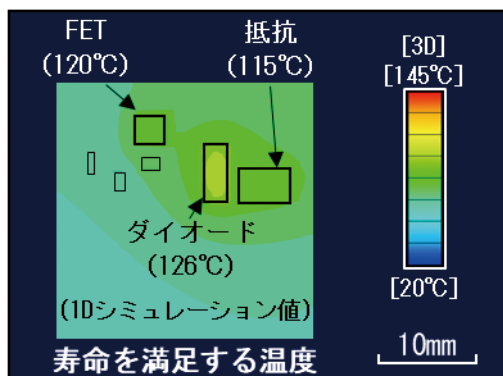


図25 基板サイズが適切な例

## 7 試作品の評価

1Dシミュレーションの結果をもとに基板サイズを決定し、試作基板を作成した(写真1)。

温度の実測とシミュレーションとの比較を行った。最も温度が高くなる素子はダイオードで、実測値と1Dシミュレーション値の差は3°C以内になっている(図26)。また、3Dシミュレーションの温度分布は実測に近い傾向を再現できている(図27)。

温度が高いほど部品寿命が縮むため、最高温度の部品の差が小さく望ましい結果となっている。

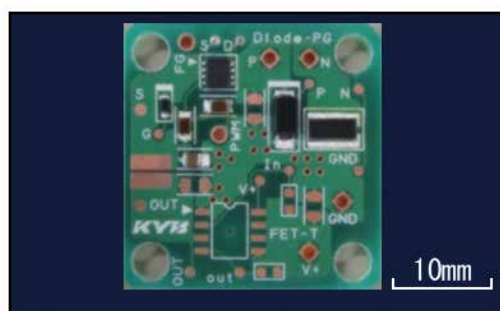


写真1 試作基板

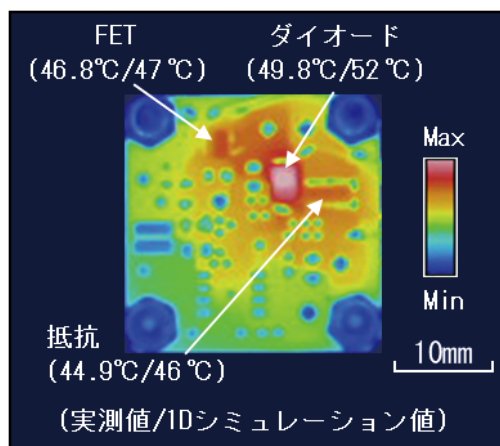


図26 実験と1Dシミュレーションの比較

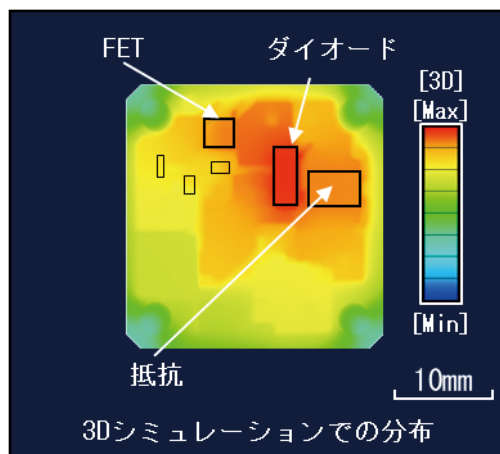


図27 3Dシミュレーションの結果

## 8 結言

電気モデル及び熱モデルを用いた1Dシミュレーションによる熱解析、温度の実測を行い、発熱部品の温度予測値と実測値の差異を20%以内にする事ができた。また、1Dシミュレーションは熱流体解析による3Dシミュレーションの計算時間に比べて結果を得られるまでの時間が大幅に短いことを確認した。3Dシミュレーションに依らず温度予測ができるようになると、開発初期の構想設計段階で要求サイズでの成立性を確認できるようになる。その結果、3D形状設計後の手戻りのリスクが低減するため、開発全体の効率化につながる。

今後は実測値の裏付けのあるデータを蓄積していき、各種モデルのパラメータ最適化を進めて新規開発製品の初期熱検討の高精度化を図り、電子機器製品開発の高効率化と高付加価値化に貢献していく所存である。

### 参考文献

- 1) 日本信頼性学会:信頼性ハンドブック,日科技連, (2014年)
- 2) 島田:「1Dシミュレーション, 1DCAE」, KYB技法第61号, (2020年10月).
- 3) 国峰尚樹:電子機器の熱流体解析入門, 日刊工業新聞社, (2009年)

## 著者



河野 智行

2012年入社。技術本部基盤技術研究所電子技術研究室。電子機器製品の回路設計および熱設計に従事。



関根 信之

2014年入社。技術本部基盤技術研究所電子技術研究室。電子機器製品の基板設計および熱設計に従事。



伊藤 賢佑

2015年入社。技術本部基盤技術研究所電子技術研究室。電子機器製品の回路設計および熱設計に従事。



栴澤 亮一

2012年入社。技術本部基盤技術研究所電子技術研究室 室長。電子技術センター開発室を経て現職。

# The Power of Oil – Influence of Shock Absorber Oil on Vehicle Ride and Handling Performance

Dr. Shinji Kato

---

## Abstract

When the suspension deforms, damping force is generated as the piston of the shock absorber moves, but a time difference occurs before the large hydraulic damping force rises. At the same time the frictional force in the shock absorber is playing an important role in generating effective damping force against deformation of the suspension, the generated force itself is small but its response is high. The frictional force in the shock absorber occurs in reciprocating motion in various speed ranges from amplitude of less than one millimeter to larger amplitudes, its behavior changes dynamically and is non-linear. Recent studies have revealed that controlling the friction is more important than reducing it for improvement of the performance. Because of this we have investigated the dynamic friction characteristics of shock absorber oil and sliding parts, by the means

of an own developed device that can measure the speed dependence of friction force in reciprocating motion with high accuracy.

The result of our analysis shows that friction dissipates energy at a speed level of 0.002m/s where hydraulic dissipation is not working yet. By knowing this phenomenon, we have developed different kind of oil types in order to generate various dynamic friction characteristics.

The influence of our developed oil types on the ride and handling performance was tested and analyzed in different vehicles. Subjective assessments and objective measurement show the vehicle performance improvement, which can be generated by using more advanced oil types.

**Keywords:** shock absorber, damping force, dynamic friction, riding comfort, stability, vertical dynamics

---

## 1 Introduction

The damping force of the shock absorbers (SAs) is one of the elements making up the characteristics of the suspension system, and it mainly affects vehicle stability and ride comfort. In recent years, vehicles experience smaller fluctuations in the vertical direction even at high speed as road conditions have improved. Therefore, SAs are often operated at high frequencies with small amplitude, where the direction of SA motion is frequently reversed and the SAs are mainly operated at the low speed.

SA generates damping force by hydraulic oil passing through valves attached to a piston, SA

responsiveness is affected by elastic deformation of oil (oil column rigidity)<sup>1)</sup> especially at the point where the direction of SAs is reversed. There are new technologies that adjust hydraulic force, for example, a hydraulic valve structure<sup>2)</sup> and an electronically controlled SA<sup>3)</sup> aiming for generating appropriate damping force according to the road surface conditions by changing hydraulic force. However, these technologies are limited in terms of their ability to improve the damping force when the direction of motion is reversed because of deformation of oil. The current situation calls for SAs that improve ride comfort and safety (stability, steering response) when driving on good roads as moved very low speed of SAs.

Experience with on-vehicle subjective evaluation of SA performance indicates that ride feeling on good roads can vary greatly with hydraulic oil difference. In this paper, we focus on effect of hydraulic oil on vehicle ride and handling. And then, we developed our own hydraulic oil to adjust the damping force in the very low speed range where direction of motion reverses, in order to clarify the factors that influence the change in feeling.

## 2 Shock Absorber Design

### 2.1 Conventional damping force measurement method and its problems

A conventional indicator of the performance of SA is shown in Fig. 1. The right figure is a magnified one of the surrounded area by the red square in the left figure. Here, the performance of the SA is evaluated by a plotting the peak damping force generated by the SA versus stroke speed, which is called “damping force - speed characteristic line diagram”. Generally, it does not show speeds of 10mm/s or below. It is a quasi-static characteristics and not suitable for the evaluation of dynamic performance. Hence, in order to evaluate the SA performance on good roads, we believed that it was necessary to evaluate the dynamic characteristics from the time of reversing the moving direction to the very low speed region, which has not been noticed in the conventional performance evaluation.

### 2.2 Fluid resistance and friction force in damping force

Fig. 2 shows the structure and damping force

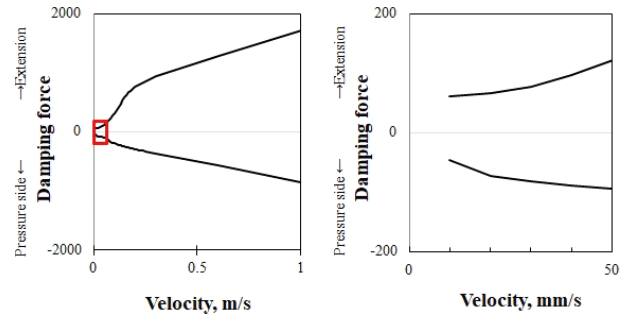


Fig. 1 Damping force - velocity characteristics line diagram

components of a twin-tube-type SA. As shown in the figure, hydraulic force is generated by the pressure change as hydraulic oil passes through the valves<sup>4)</sup>, and friction force is generated from the oil seal, the rod guide, and the piston band. The damping force of SAs is the sum of the hydraulic force and the frictional force. We believe that in the very low speed region, a region which has not yet been extensively studied, the hydraulic force would have a smaller impact on the damping force, while the friction force, which has nonlinear characteristics, would have a greater impact [Fig. 3].

In order to understand the relative contribution of hydraulic force and frictional force to the total damping force, we investigated the damping force-speed characteristics. The measurement experiments were conducted as follows.

First, we prepared a valve-less SA by removing valves in order to generate no hydraulic force, and we measured the damping force which now consisted only the friction force. This enables us

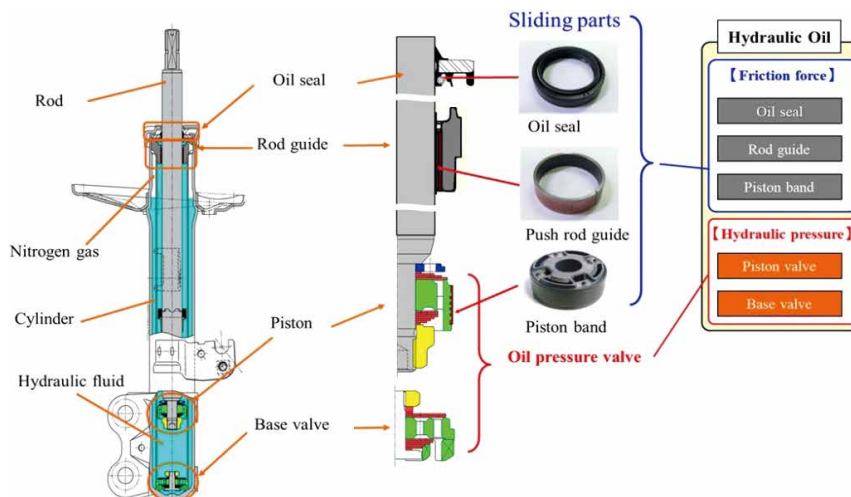
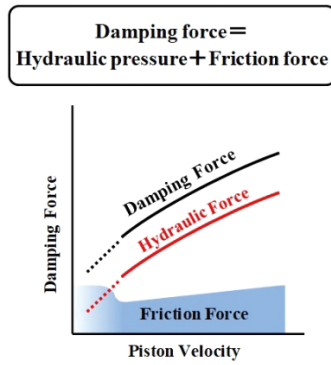
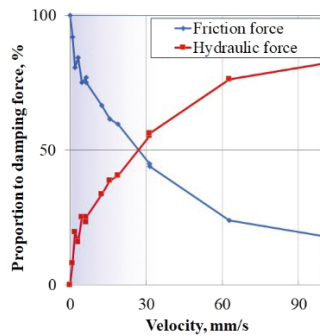


Fig. 2 Twin-tube-type shock absorber structure and damping force component



**Fig. 3** Relationship between piston speed and damping force

to determine the speed characteristic of the hydraulic force from the difference between the damping force - speed characteristic of a normal SA and that of the valve-less SA. Fig. 4 shows the changes in the proportion of hydraulic force and the frictional force in the damping force as a function of the piston speed. The figure shows that the proportion of friction force is the highest in the very low speed region where the piston speed is 30mm/s or less.

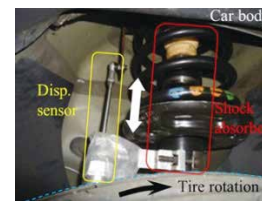


**Fig. 4** Speed dependency of load ratio of hydraulic pressure and friction force in damping force

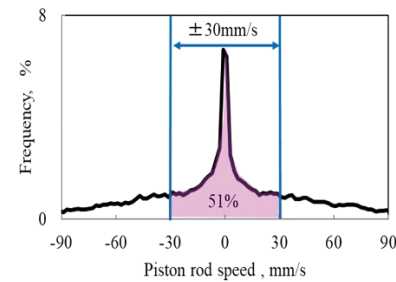
Next, we analyzed the behavior of the shock absorber on the test course in order to determine their functionality on a good road. In the experiment, we drove a passenger car with a displacement of 1.8L at 60km/h on a test course that reproduced the uneven road surface equivalent to a good road on a national highway. During the experiment, a displacement sensor was mounted in parallel to the SA, as shown in Fig. 5, and the displacement was measured at 2-kHz intervals, to calculate the frequency distribution of the stroke speed and the displacement. Fig. 6 shows the frequency distribution of the SA speed and Fig. 7 shows the displacement distribution

from the neutral position of the SA. We found that for at least 50% of the time on a typical good road, the displacement of the SA would be less than or equal to  $\pm 1.5\text{mm}$  from the stroke center. We also found that for 50% or more of the time, the piston speed was less than or equal to  $\pm 30\text{mm/s}$ , and the most frequent speed was less than or equal to  $\pm 10\text{mm/s}$ .

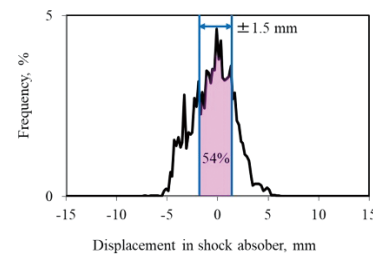
In these low-speed and low-amplitude regions, little hydraulic force is generated, and the damping force consists mostly of the friction force. In other words, on good roads, the damping force of SAs is largely dominated by the friction force.



**Fig. 5** External view of suspension displacement behavior measurement during actual vehicle running



**Fig. 6** Frequency distribution of piston speed



**Fig. 7** Frequency distribution of displacement from neutral position

### 2.3 Evaluation methods and problems in the low-speed operation region

In order to evaluate the dynamic characteristics of the damping force, we use a plotting the force generated by SA versus stroke speed when the



SA is operated at a constant frequency and amplitude, as shown in Fig. 8. The low-speed region around the zero point (surrounded by the red square) in Fig. 8 is magnified in Fig. 9.

Damping force has hysteresis due to the compressibility of the hydraulic oil<sup>1)</sup>, that works in the form of oil column rigidity as shown in Fig. 10, and in the very-low-speed zone starting at the zero line where the direction of motion reverses, the damping force of SAs is in the direction of acceleration. We believe that the SA response can be improved by reducing this zone.

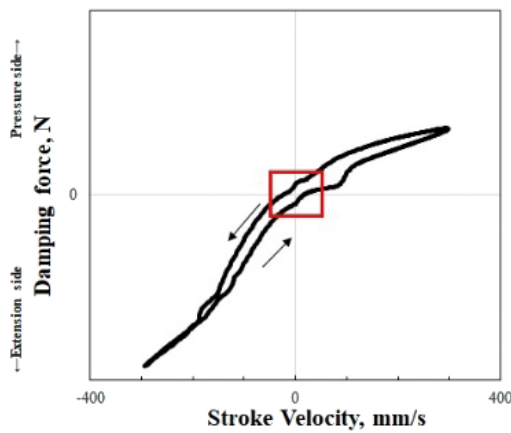


Fig. 8 F-V characteristics

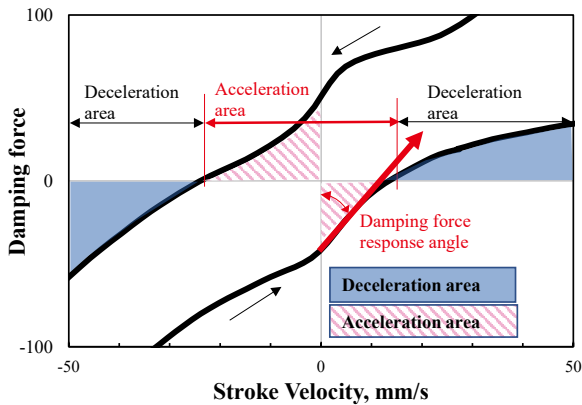


Fig. 9 F-V characteristic around the zero point

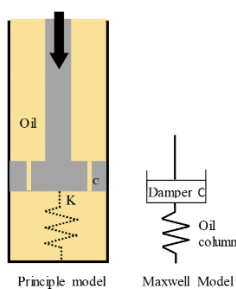
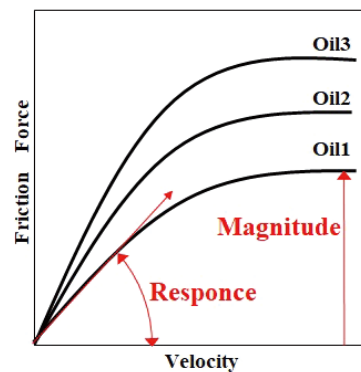


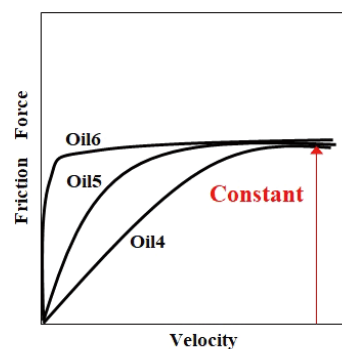
Fig. 10 Influence of oil column stiffness characteristics

Friction adjustment using hydraulic oil has been studied in order to improve SA responsiveness, but the response which was observed as the gradient around zero point and the magnitude of the friction force are simultaneously changed as shown in Fig. 11 in order to avoid the occurrence of stick-slip. However, when this method is used, the responsiveness is improved, but at the same time, the ride comfort is deteriorated, and this trade-off characteristics have not been improved. Therefore, we thought that we can improve the responsiveness of SAs without deteriorating the ride comfort by adjusting only the gradient of the friction without changing its magnitude as shown in Fig. 12.



Friction force adjustment (conventional)

Fig. 11 Technology for changing the magnitude of friction



Friction response adjustment (new technique)

Fig. 12 Technology for adjusting responsiveness

## 2.4 Friction influence and related components

In order to evaluate friction characteristics while separating friction response and friction force and develop our own hydraulic fluid technology, we developed our own device as

shown in Fig. 13 and use it to examine the evaluation index<sup>5)</sup>.

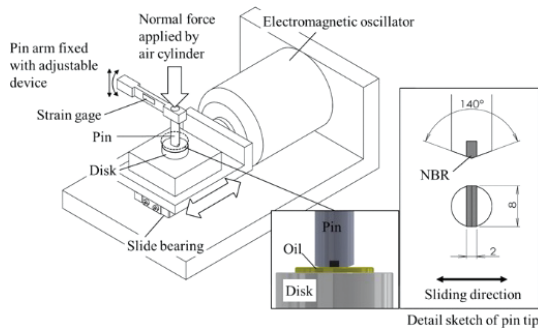


Fig. 13 Schematic of reciprocating force-tester

### 2.5 Response index

The Response index ( $RI$ ) was defined as a quantitative index to evaluate the response of friction when the direction of movement was reversed. Fig. 14 shows the range where we extracted the  $RI$  in the time waveforms of displacement and friction.  $F_{sa}$  is the maximum friction in the range from the start of motion up to the phase of  $\pi/4$  radians (that is, top and bottom dead centers,  $\pi/2$  to  $3\pi/4$ ), and normalizes the difference by the average friction. We divided the difference by the average in order to obtain the acceleration-side  $RI$  using formula (1).

$$Response\ index\ (RI) = (F_{sa} - F_{ave}) / F_{ave}, \quad \pi/2 \leq \theta \leq 3\pi/4 \quad (1)$$

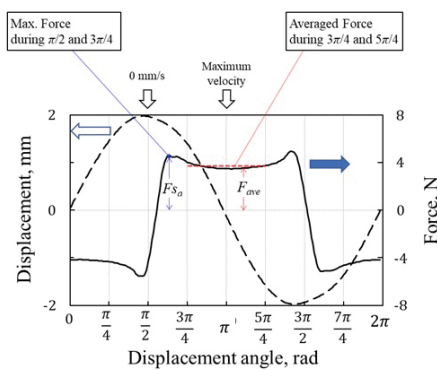


Fig. 14 Calculation concept of the Response index ( $RI$ )

## 3 New KYB OIL types and their characteristics

We used our specially made friction test device to develop our own hydraulic fluid technology which can adjust only the response when the

direction of motion is reversed without changing the average friction force. Fig. 15 compares the actual characteristics of the oils that we developed with the conventional hydraulic oil characteristics.

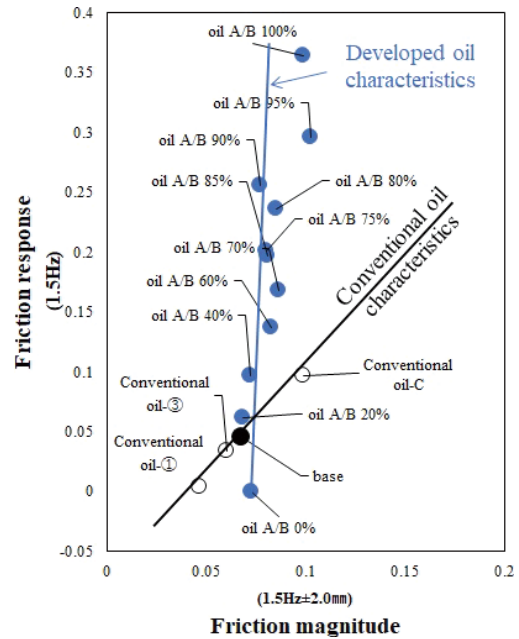


Fig. 15 Characteristics comparison between conventional oils and oils we developed

Hydraulic oil A is a high-response, and the hydraulic oil B is low-response, although the magnitude of friction is almost the same in each case. By changing the blending ratio of these hydraulic oils, it is possible to adjust only the response without changing the magnitude of the frictional force. This technique enables us to investigate the effect of the responsiveness on the basic performance in on-vehicle and bench tests.

## 4 Oil types Influence on Ride and Handling Performance (Vehicle Assessment Result)

The new KYB oil types and their performance variation on component level were analysed. In order to prove the impact of the oil types on vehicle ride and handling performance, an objective and subjective vehicle assessment is carried out by an engineering service company specialized in vehicle dynamics measurement and assessment.

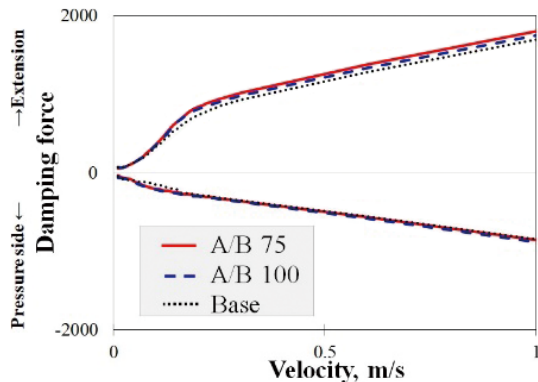
For this analysis, three sets of SAs with three different oil types, Base (reference, not modified from the original equipment), KYB A/B 100% and KYB A/B 75% are set up. The viscosity of the two KYB oils were adjusted so that it would

**Table 1** Oil properties

		Base	A/B75	A/B100
Density (15°C)	g/cm <sup>3</sup>	0.83	0.85	0.86
Viscosity index		167	168	152
Kinematic viscosity (40°C)	mm <sup>2</sup> /s	11.7	12.9	12.9
Kinematic viscosity (100°C)	mm <sup>2</sup> /s	3.3	3.9	3.4

be the same as the Base specification and the influence of kinematic viscosity and the magnitude of friction would not appear [Table 1].

Apart from the oil, the SA hardware and tuning are not changed. It should be mentioned that by not changing the tuning of the SA while changing the oil, the performance might not be optimally balanced at vehicle level, since the tuning is made usually after choosing the oil. However, since the target of this analysis is to isolate the oil impact on vehicle performance, the tuning is not changed. Fig. 16 shows the damping force-velocity characteristics of the three different SA sets. It can be confirmed that there is almost no difference in damping force characteristics, and one would not expect that the vehicle ride and handling performance will be significantly differing.



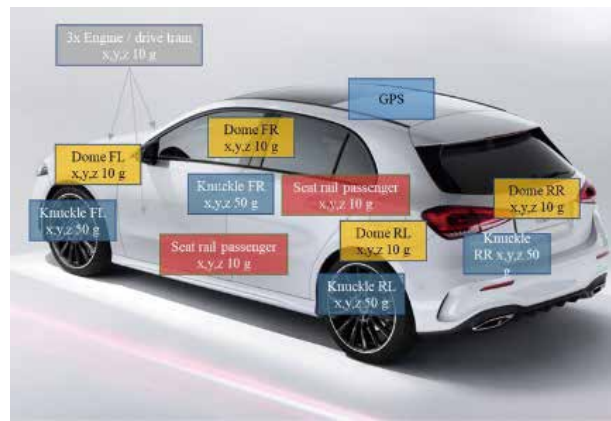
**Fig. 16** Damping force-velocity characteristics

**4.1 Objective assessment analysis conditions**

The vehicle used for this analysis is a Mercedes-Benz A-Class (W177) which was equipped with various acceleration sensors on knuckle/wheel hubs, top mount at all 4 corners and the seat rail. The full sensor setup is shown in Fig. 17.

The test track on which the measurements have been carried out consist of different road surface types: Nevada (smooth tarmac), South Africa (harsh tarmac) and Country-Road (bad local highway) and a special lane with 30mm steps (3 positive and 3

negative). The vehicle speed was varied between 30–50km/h in steps of 5km/h and from 60–100km/h in steps of 10km/h. Measurements were conducted 3times on every lane and at every speed step, and all of the measurements were averaged for the evaluation. All accelerations, body modes and movements were assessed for each lane, for low, high, and full speed range.



**Fig. 17** Vehicle measurement setup

**4.2 Objective assessment results**

The results of the analysis are shown in Fig. 18–19. Compared the base configuration shown on the dotted line, the A/B 100% oil shown on the dashed line exhibits a smaller body acceleration in the low-frequency region of 1–2Hz on and larger body acceleration in medium-frequency region of 4–15Hz. The A/B 75% oil shown on the solid line exhibits a smaller body acceleration than the base configuration in both the low- and medium-frequency region.

In general, there is a trade-off to be made when using valves to control the hydraulic force. If the body vibration near sprung mass resonance frequency of 1–2Hz is reduced to emphasize safety, the body vibration of 4–15Hz increases. To emphasize ride comfort, the opposite approach is required<sup>6)</sup>. The characteristics are contradictory, making it difficult to achieve both goals. These

results show that by simply adjusting the friction responsiveness while keeping the characteristics of the damping force unchanged, it is possible to produce a difference in the vibration levels to achieve both ride comfort and handling. The effect of friction response on the body vibration in the region can be summarized as follows.

Compared to the base configuration, our A/B 100%, which has the highest responsiveness, changes the vibration in a way that emphasizes safety. The A/B 75% oil, which has an intermediate responsiveness between the A/B 100% and the base configuration, does not change the vibration of the 7–15Hz region, and yet decreases vibration in the 1-2Hz region. This oil can be said to improve the stability of the vehicle body without impairing the riding comfort. This improvement, which is generally difficult to achieve with hydraulic valves, appears to be the result of the oil’s improved responsiveness, which reduces the acceleration zone in the very low speed range.

We investigated the effect of a SA equipped with this more responsive hydraulic oil on an actual vehicle, and we confirmed that it has a significant impact on handling and ride comfort performance.

Traditionally, when the hydraulic force is

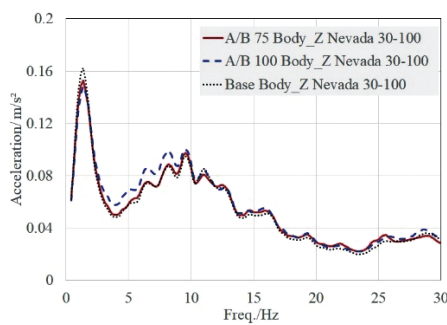


Fig. 18 Vertical Vehicle Body Acceleration for Nevada

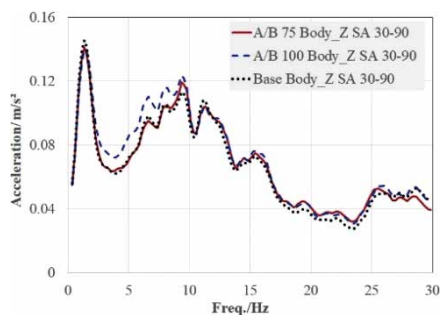


Fig. 19 Vertical Vehicle Body Acceleration for South Africa

adjusted to improve the riding comfort, it is at the expense of safety (manoeuvrability and stability), and vice-versa. We were able to enhance both the riding comfort and safety performance by changing the hydraulic oil to adjust the damping force after the reversal of the direction of motion in a region where it has been difficult to achieve both goals. The results verified that this is an important technique for meeting the requirements for ride comfort and safety depending on the type of vehicle and the customer’s preference.

### 4.3 Subjective assessment

The subjective evaluation of ride comfort and handling/safety was made on different roads and various conditions such as German motorway (with speed up to 180km/h), well-used roads, potholes, asphalt patches and state roads with conditions between brand new and well-used. Further the assessment was made on the test course containing comfort tracks, simulated state road, single obstacles, handling track, long straight.

As shown in Fig. 20, varying the responsiveness of the oil resulted in significant changes in ride comfort and safety. In addition, we confirmed that it is possible to modify characteristics such as “safety” and “comfort” depending on the purpose and taste of the vehicle.

The subjective assessment of our A/B 100% and

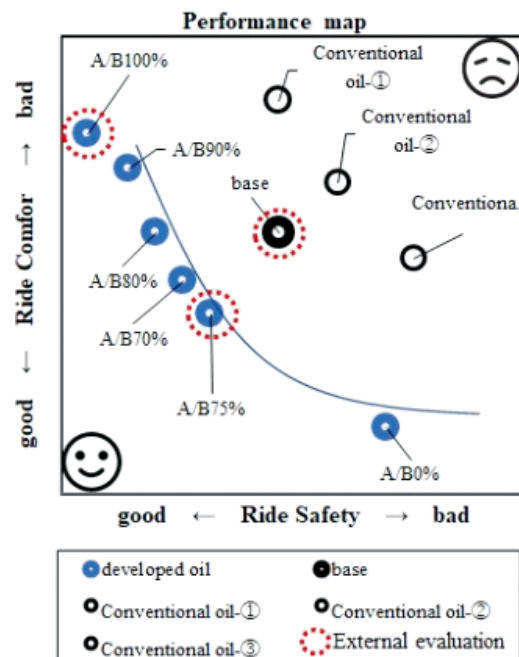


Fig. 20 Response adjustment hydraulic fluid performance

A/B 75% oils compared to the base configuration was also commented by the test driver as if a valve setting such as the bypass or bleed area of the SA were modified. Driving the vehicle with the new oils changes the vehicle dynamics like it has a different positioning e.g. a sport type derivate, or a different manufacturer tuning philosophy.

## 5 Conclusion

1. When driving on good roads, SAs typically operates in a very-low-speed region between zero (where the direction of motion is reversed) and 30mm/s.
2. On good roads, the very-low-speed region of the SA has a greater effect on the friction force than the hydraulic force, which is very important role of the ride comfort and handling.
3. The conventional friction adjustment technique in a very-low-speed region of the SA, which involves varying the magnitude of friction, has drawback in that it negatively impacts the ride comfort.
4. The friction response was confirmed to be an important factor suitable for safety and ride comfort depending on the type of vehicle and customer preferences.
5. The mechanism of our results is considered from improvement in performance produced by compensating for the damping force that is generated by compressibility of the hydraulic oil in the acceleration zone part of the very-low-speed region in which the direction of motion is reversed.
6. Using the KYB developed oils can open a new dimension of creating variations and optimizing the vehicle drive feel. As the result, we developed a technique that adjusts only the friction response and confirmed that it can improve safety without

compromising ride comfort.

## 6 Outlook

In this paper, we proposed a technique for improving the performance using ordinary conventional SAs, but we anticipate that this technique will improve performance even further if applied to a SA with the latest sated-of-the-art valve structure. In the future, in addition to pursuing the practical application of these results, we plan to further study on the relationship between the friction response and vehicle performance, and will continue to develop the potential of this approach as a new performance enhancement technique.

### References

- 1) Ernst, Walter. "Oil hydraulic power and its industrial applications." (1960).
- 2) KAMAKURA, Ryosuke, et al. "Development of Externally-Mounted Shock Absorber with Adjustable Solenoid Damping Force." (2017).
- 3) Klinger, Florian, Johannes Edelmann, and Manfred Plöchl. "Characterization and potential analysis of passive and (semi-) active suspension systems by means of equivalent suspension parameters." 10th International Munich Chassis Symposium 2019. Springer Vieweg, Wiesbaden, (2020).
- 4) Dixon, John C. The shock absorber handbook. John Wiley & Sons, (2008).
- 5) Kato, Shinji, and Shinya Sasaki. "Effects of hydraulic oil and lubricant additives on dynamic friction properties under various reciprocating sliding conditions." Friction (2019).
- 6) Kaldas, Mina MS, et al. "Triple-control-mode for semi-active suspension system." SAE International Journal of Commercial Vehicles 8.2015-01-0621 (2015).

### Author



**Dr. Shinji Kato**

Senior Manager Suspension  
Engineering Headquarters,  
KYB Corporation, 2548, Dota,  
Kani-shi, Gifu 509-0298, Japan,  
E-Mail: katou-shin@kyb.co.jp

# モデルベース開発のためのCAE活用法

満 嶋 弘 二 ・ 永 溝 喜 也

## 1 はじめに

モデルベース開発 (MBD) は、組み込み系システムの開発において、モデルをベースにシミュレーション機能を活用することで、開発期間の短縮とソフトウェアの品質を向上させる開発手法である。最近では、適用対象を機械設計 (強度、振動、運動…) にも広げ、CAEを活用した机上開発という意味で使われることも多い<sup>1)</sup>。本解説では、後者の意味でMBDを捉え、机上開発を効率良く進める方法論を紹介する。製品開発の上流段階で問題を早期に潰しこむフロントローディング手法としてのCAE活用の歴史は古い。文献<sup>2)</sup>によれば、設計とは、「目標品質の商品を作り出すための新着想を得て新要素を作りこれを組み合わせる統合する」ことで完結させずに、「設計の根拠を理論化し多数の代替案と効率良い評価手法を用意し、活気と人間味あふれるDRで最適案を選択すること」と定義されている。

「設計根拠の理論化」の部分に関して、CAEソフトウェア技術の飛躍的な進歩により、使い勝手の良い物理モデリングツールが登場し、広く使われるようになった。「多数の代替案と効率の良い評価手法の用意」の部分では、優れたアイデアを早く選択するために評価の自動化と合理化が必要とされる。評価の自動化はアイデアを考える時間と回数を増やし、評価の合理化は設計者が失敗に事前に気づく心のゆとりを育む<sup>3)</sup>。

開発の上流段階でこれを実践することで、機械設計におけるMBDを効率良く進めることができる。以降では、その方法論の一つとして、パラメータ設計を用いたパラメトリックCAE活用法について、具体的な事例を交えて紹介する。

## 2 パラメータ設計

### 2.1 機能性評価について

初めに「設計根拠の理論化」という観点で、技術の働きについて考える。この働きは機能と言い換えることができ、例えば油圧ポンプの機能は、外部か

ら駆動力を入力し、高圧、高流量の油を吐出することである。機械製品の場合、一般に機能はエネルギー変換として表される。油圧ポンプは、駆動エネルギー (回転数×トルク) を油の流体エネルギー (吐出圧力×流量) に変換する装置である。

製品が出荷された後、市場では様々な条件下で使用される。出荷時には何の問題もなかった製品が、ユーザの使い方、温度や湿度等の環境、時間的な劣化等の様々な条件にさらされ、故障や不具合が引き起こされる。品質とは、市場の様々な条件下における、製品の機能の安定性と定義できる。

製品の品質を見極める信頼性試験には、通常多くの時間が必要である。これを短時間で行える手法として、機能性評価がある。機能性評価では、対象製品の機能を考え、これを市場での様々な使われ方を想定して意地悪条件の下で計測し、その安定性を評価する。この時、安定性を評価する指標として、SN比が用いられる。SN比とは、元々情報工学で用いられる信号 (Signal) と雑音 (Noise) の比のことであり、Signal/Noiseで定義される。信号とは、複数の意地悪条件を負荷した際の平均値、雑音は標準偏差 (ばらつき) を表す。これに常用対数を用いて、 $SN比 = 20 \log (平均値 / 標準偏差) [db]$  と表される。真数部は変動係数の逆数である。

機能性評価の例として、2種類の油圧ポンプAとBに対して、意地悪条件を低温、高温の2水準に設定し、効率試験を行った結果について、表1に示す。両ポンプの平均性能は同一であるが、SN比の大きいポンプAの方が、安定性に優れている。

表1 SN比の計算例

ポンプ	意地悪条件		平均	標準偏差	SN比 [db]
	低温	高温			
A	0.88	0.92	0.90	0.028	30.1
B	0.85	0.95	0.90	0.071	22.1

### 2.2 パラメータ設計とその手順

次に「多数の代替案と効率の良い評価手法」につ

いて考える。パラメータ設計とは、複数の設計パラメータの組み合わせを変更して機能性評価を実施し、安定性の優れた設計条件を求める手法である。表1の例では、2種類のポンプに対して、2水準の意地悪条件を設定したため、計4回の実験が必要となる。これに対して製品開発時には、検討すべき多くの設計パラメータが存在する。また、意地悪条件も、市場での使われ方を考慮して、なるべく多く取り上げることが推奨される。それらすべての組み合わせで実験をする場合、実験数が膨大となる。そこで、実験計画法の考え方を応用し、実験数を大幅に削減する手法として、パラメータ設計が産み出された。パラメータ設計では、直交表を使って実験回数を削減する。例として、L18直交表を図1に示す。

列番号	設計パラメータ							
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	2	2	2	2
3	1	1	3	3	3	3	3	3
4	1	2	1	1	2	2	3	3
5	1	2	2	2	3	3	1	1
6	1	2	3	3	1	1	2	2
7	1	3	1	2	1	3	2	3
8	1	3	2	3	2	1	3	1
9	1	3	3	1	3	2	1	2
10	2	1	1	3	3	2	2	1
11	2	1	2	1	1	3	3	2
12	2	1	3	2	2	1	1	3
13	2	2	1	2	3	1	3	2
14	2	2	2	3	1	2	1	3
15	2	2	3	1	2	3	2	1
16	2	3	1	3	2	3	1	2
17	2	3	2	1	3	1	2	3
18	2	3	3	2	1	2	3	1

図1 L18(2<sup>1</sup>×3<sup>7</sup>) 直交表

この直交表では、最大8種類の設計パラメータを、2水準1因子、3水準7因子で割り付け、18回の実験で分析できる。L18直交表の他にも、取り上げたい設計パラメータの数に応じて、L36、L54等様々な直交表を利用できる。

設計パラメータを直交表に割り付け、意地悪条件の下で実験を行い、表1の例と同様に、直交表の各実験番号におけるSN比を計算する。この結果を統計的に処理し、設計パラメータ毎の要因効果を計算し、図2のようにグラフ化する。平均値についても同様の処理をし、図3のようにグラフ化する。これら2つの図から、より安定性が高く(SN比大)、狙いの平均値を満たす設計パラメータの組み合わせを選択する(最適化)。

ここで、要因効果図から選択された最適値は、直交表による一部の組み合わせの実験結果から、数式的に推定されたものであることに注意されたい。そのため、実際の組み合わせを用いて再実験を行い、推定精度の確認を行う。これを確認実験と呼ぶ。推定結果

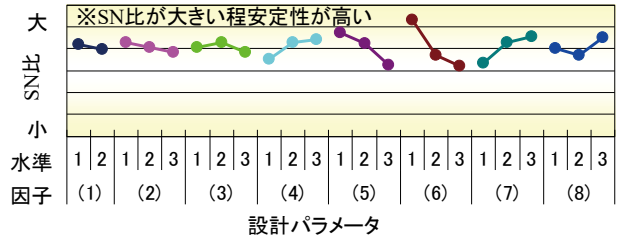


図2 SN比の要因効果図

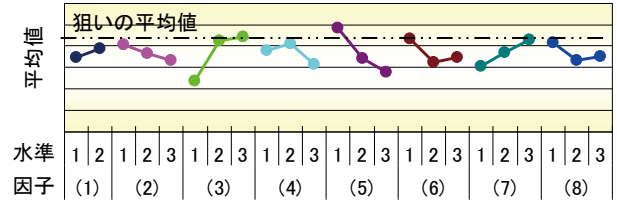


図3 平均値の要因効果図

と確認結果に差がなければ、正しい実験が行えたと判断する。逆に両者に差が生じた場合、機能の安定性を評価するプロセスに問題があると判断する。推定精度を悪化させる原因の多くは、設定した設計パラメータ間に、出力値に対する交互作用が存在する場合である。交互作用が含まれると、特定の組み合わせに出力の大小が影響され、調整が難しくなる。良い設計とは、設計思想を反映した個々の設計パラメータが、出力値に独立して作用するという考えに基づいている。

表2に、パラメータ設計の適用手順を示す。統計処理の計算方法等、より詳しい説明に関しては、参考文献<sup>4)</sup>を参照されたい。

表2 パラメータ設計の8ステップ

- (1)テーマ選択・目的とプロジェクト範囲の明確化
- (2)機能の定義と計測モデル作成
- (3)意地悪条件の戦略を決める
- (4)設計パラメータを設定し、直交表に割り付ける
- (5)実機実験またはCAE計算し、データを収集する
- (6)SN比を使って、データ解析する
- (7)最適化、推定、確認実験をする
- (8)アクションプランを立てる(文書化する)

### 3 適用事例

建設機械の油圧システムに用いられる電磁比例減圧弁には、比例ソレノイドが用いられている。市場ニーズである安価で性能の良い製品を開発するため、設計工数低減と開発手戻り防止が必要とされていた。そこで、比例ソレノイドの吸引力特性の安定化設計に、パラメータ設計とパラメトリックCAEを活用した事例を紹介する。

(1)テーマ選択・目的とプロジェクト範囲の明確化

比例ソレノイドに求められる特性として、

- ①ストローク-吸引力特性が平坦であること
- ②電流-吸引力特性が比例関係にあること

③これら特性が市場で安定して発揮されることが挙げられる。これらを同時に満足させる設計条件を求める。

(2)機能の定義と計測モデル作成

(3)意地悪条件の戦略を決める

比例ソレノイドの機能を、電流に比例した吸引力が発生する装置と定義した(図4)。

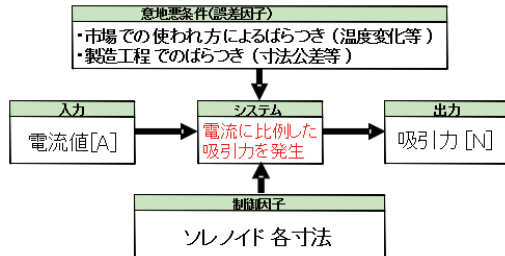
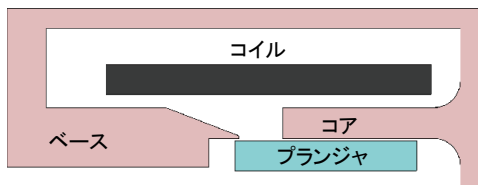


図4 システムチャート

実験には図5に示すCAEモデルにて計算を行う。このモデルは、形状寸法(44種類)をパラメトリックに変更した計算が可能であり<sup>5)</sup>、技術的な検討の結果、21種類を設計パラメータとして採用した。意地悪条件の設定において、CAEモデルでは、市場での使い方として製品の劣化や摩耗等を考慮することが難しく、設計パラメータの公差に倍率をかけて設定した<sup>6)</sup>。安定化の概念を図6に示す。



※44種類の形状寸法を変更した計算が可能

図5 CAE磁場解析モデル

(4)設計パラメータを設定し、直交表に割り付ける

(5)実機実験またはCAE計算し、データを収集する

設計パラメータが21種類であることから、最大26因子を割付可能な、L54直交表を用いた。意地悪条件21種類も同様にL54直交表に割り付けた。計算では、設計パラメータの直交表と意地悪条件の直交表のすべての組み合わせで実施する必要があり、総計算数として、 $54 \times 54 = 2,916$ ケースを計算した。

(6)SN比を使って、データ解析する

(7)最適化、推定、確認実験をする

計算結果を統計処理し、SN比、吸引力の大きさ、吸引力のストロークに対する安定性の3項目に対して、要因効果図を作成する(図7)。横軸の設計パラメータの各水準値を、

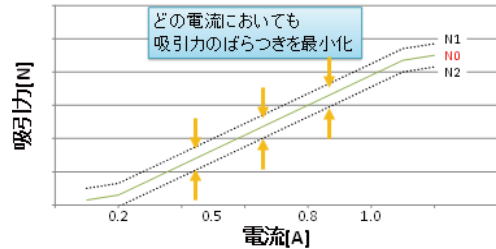
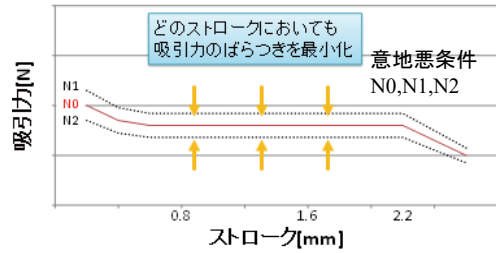


図6 安定化させるべき特性

①吸引力のばらつきが小(SN比が大)

②吸引力の大きさが大

③吸引力のストローク安定性が良

となるように選択し、最適化を実施する。最適条件のSN比の推定値は、49.9[db]であった。比較のために設定した基準条件(初期の設計条件を設定することが多い)の推定値は44.7[db]であり、両者の差は5.2[db]である。SN比は対数で定義され、その差は真数の比を表している。5.2[db]とは、ばらつきを表す変動係数で約40%減に相当する。次に最適条件と基準条件に対して、実際の組み合わせを用いて確認実験(計算)を実施した。結果を表3に示す。

表3 確認実験の結果

条件	SN比 [db]	
	推定値	確認結果
最適条件	49.9	48.4
基準条件	44.7	45.0
差	5.2	3.4

SN比の推定値と確認結果は概ね一致している。確認結果の最適条件と基準条件の差は3.4[db]であり、性能ばらつきで約30[%]の低減に相当する。各印加電流におけるばらつき低減効果を図8に示す。推定値と確認結果で生じた差に関しては、設計パラメータの取り方に改善の余地があることを示唆しており、今後の課題とする。

(8)アクションプランを立てる(文書化する)

①市場を想定した意地悪条件の下で、性能ばらつきを約30[%]低減する形状を考案できた。

②固有ノウハウのため紹介できないが、要因効果図の技術的な分析から、性能ばらつきを低減するための磁路設計方法を確立できた。



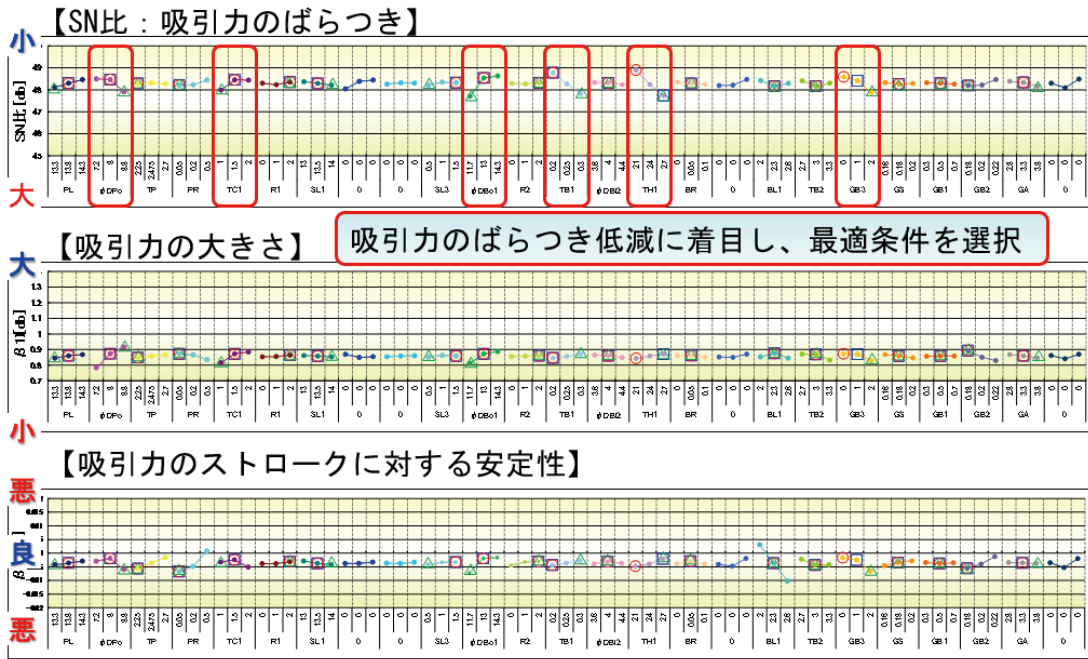


図7 要因効果図

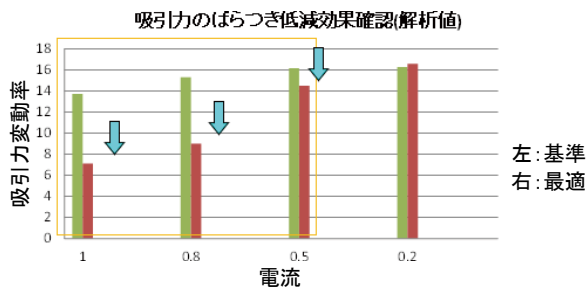


図8 印加電流別のばらつき低減効果

本結果を設計マニュアル化して、日常的な設計業務において活用する。

#### 4 おわりに

パラメータ設計を用いたパラメトリックCAE活用が、MBDの効率化に有効な点として以下が挙げられる。

- ①製品の機能に着目して安定化することで、問題が発生する前の開発上流段階で検討を行える。
- ②多数の設計パラメータを変化させて、抜け漏れ

のない検討が実施できる。

- ③手法が手順化されており、共通の方法で結果を確認できる等、開発プロセスに組み込み易い。
- これに加えて、本手法は、技術の本質を追求し、技術者の想像力を引き出す方法論の一つとして、モノづくり企業の次世代を担う若手、中堅の技術者の育成にも活用できると考えている。

#### 参考文献

- 1) 藤川智士：マツダの目指すモデルベース開発，マツダ技報 No. 31, pp.44-47 (2013)
- 2) 岸本行雄：設計の方法 創造的設計へのアプローチ，日科技連 (1988)
- 3) 馬場：解析主導型設計のCAE推進，KYB技報 第39号 (2009)
- 4) 田口伸：技術情報を想像するためのデータ解析法 タグチメソッド入門，日本規格協会 (2016)
- 5) 満嶋：CAEと品質工学，KYB技報 第41号 (2010)
- 6) 沢田龍作：複雑系のロバスト設計—品質工学とMBD—，品質工学会誌 Vol. 27 No. 6 (2019)

#### 著者



満嶋 弘二

1987年入社。技術本部DX推進部部長。CAE解析業務，社内展開業務を経て，DX推進業務に従事。



永溝 喜也

2012年入社。技術本部CAE推進部。主にCAE解析業務に従事。

製品紹介

# 小型油圧ショベル用コントロールバルブ KVSX-12Cの開発

福 島 亮

## 1 はじめに

2～4トンクラスの小型油圧ショベルは、道路工事での掘削や整地作業、街中の建設現場での作業等、さまざまな場所、用途で使用されており、近年需要が拡大している。小型油圧ショベルの油圧システムとしては、オープンセンタシステムとクローズドセンタシステム（ロードセンシングシステム）に分けられる。オープンセンタシステムとは、ポンプが常に任意の流量を吐出し、ブリードオフ回路よりタンクに逃がす流量を調整しながらアクチュエータを動作させるシステムであり、小型油圧ショベルの製品化当初より用いられてきたシステムである（図1）。

ロードセンシングシステムは、操作量に応じメータイン絞りの前後差圧が一定になるように可変ポンプに圧力をフィードバックし、可変ポンプの斜板を制御することで、必要量だけの油で操作できるシステムである（図2）。必要に応じた流量のみを吐出させるため、オープンセンタシステムに対して、ロスを低減させたシステムとなる。

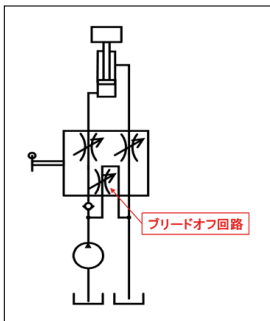


図1 オープンセンタシステム

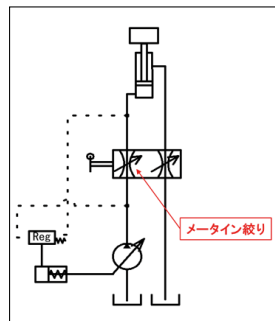


図2 ロードセンシングシステム

KYBでは小型油圧ショベルのロードセンシング用コントロールバルブ（以下バルブ）として、KVSX-12シリーズを生産しており、これまでA～B

モデルまでの製品化を行ってきた。今回、更なる機能・性能向上を目的に、3世代目となるKVSX-12C（以下、開発モデル）の開発、製品化を行ったので、概要を紹介する。図3に開発モデルの外観を示す。

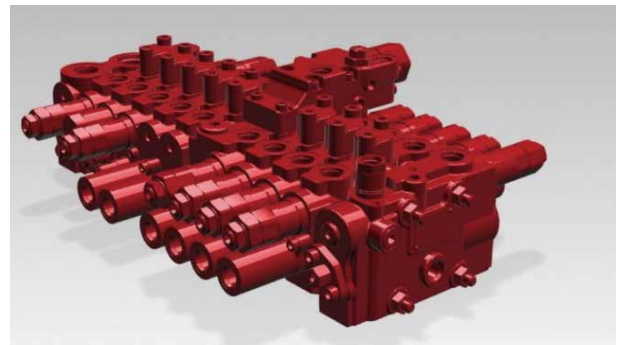


図3 KVSX-12Cバルブ外観

## 2 開発課題

本件の開発にあたり、開発課題として以下の項目を挙げた。

- ①高温時の作業速度低下改善
- ②圧力損失低減による燃費向上
- ③加工コスト低減

①について、KVSX-12B（以下、従来モデル）は油温が上昇した時に作業速度が低下する課題があった。開発モデルでは、構造の見直しを実施することにより改善を図った。

②について、油圧ショベルの環境性能の向上として、実機燃費向上が求められる。バルブの圧力損失低減のため、従来モデルではコンペサースプール（圧力補償弁、以下コンペスプール）の外径がφ12であったものに対し、開発モデルでは外径をφ14に変更することで圧力損失低減を図った。

③について、従来モデルではバルブハウジング加工上のネックとなっていた、コンペスプールに減衰効果を持たせるための絞り加工（斜め加工）を実施

していた。今回、別部品にて構成することで斜め加工を廃止し加工性を向上させ、加工コストの低減を図った。

### 3 開発モデルの概要

#### 3.1 構成

従来モデルと開発モデルの回路図を図4にて比較する。従来モデルに対して性能向上のために(1)(2)の改良を行った。

##### (1)暖気性能向上

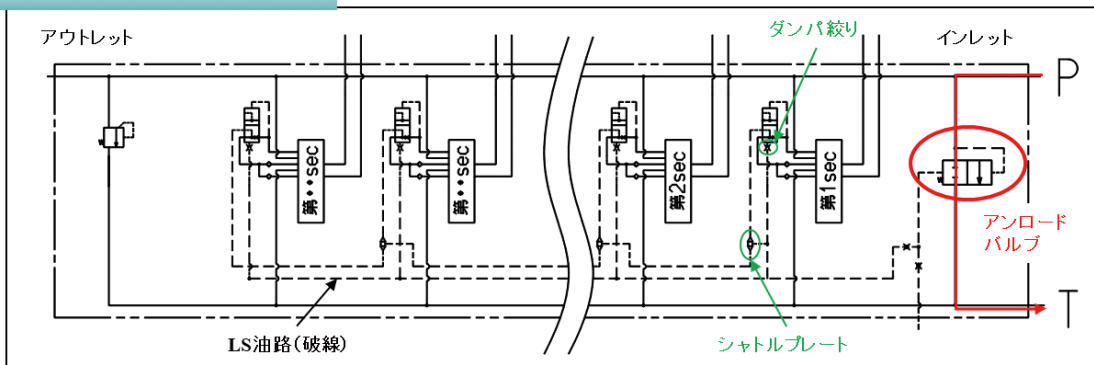
アンロードバルブのレイアウトを変更している。従来モデルでは、アンロードバルブをインレットに配置していたが、アウトレットに配置を変更するこ

とで、スタンバイ時でもポンプ(P)ポートから供給された油は、すべてのセクションを通過し、タンク(T)ポートよりタンクへ戻る回路(ヒート回路)を構成している。これにより、バルブ全体の物温が上昇し易くなることで、暖気性能を向上させた。

##### (2)低温時操作性向上

従来モデルでは、メインプール中立時に図4の回路図に示したLS油路がメインプールを介して、タンクと導通する構成としているため、LSドレン絞りを設定していないが、開発モデルでは、これを追加し、常時LS油路をタンクに接続(捨て絞り構成)とする構成とした。これにより、LS油路の暖気性能が向上し、特に低温時のハンチングが起こりにくい構造とすることで操作性を向上させた。

#### KVSX-12B(従来モデル)



赤矢印: スタンバイ時の作動油の流れ

#### KVSX-12C(開発モデル)

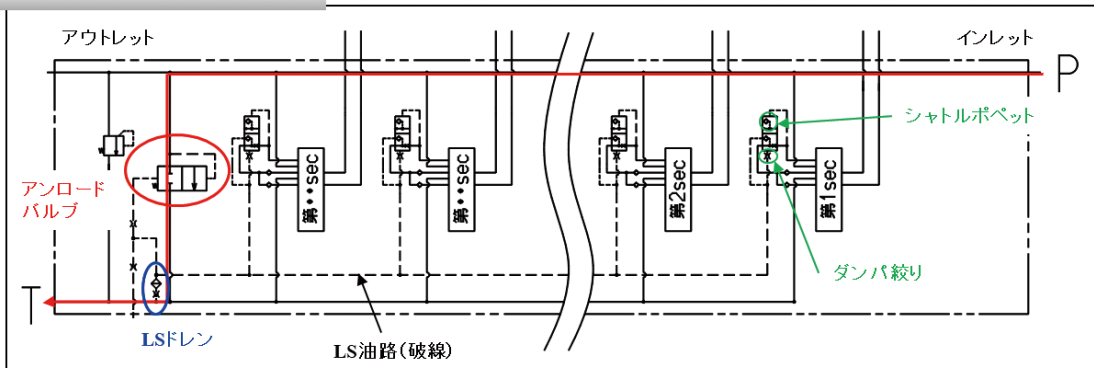


図4 回路比較

#### 3.2 高温時の作業速度低下改善

従来モデルのLS油路の高圧選択機能はバルブハウジングの合わせ面にシャトルプレート構造(メタルシール方式)を採用していた。また、LS油路の合わせ面もメタルシール構造となっている(図5)ため、シャトルプレート及びバルブハウジングのシール部平面度や表面粗度の出来栄によりLS圧力の内部漏れが発生しやすい構造であった。油温が高温となり、油の粘度が下がると、LS圧力の漏れ

が大きくなってしまふ。この漏れによりLS圧力が低下すると、ポンプにフィードバックされる圧力も低下する。このことで、一定差圧に保とうとするロードセンシングシステム上の特徴から、ポンプからの吐出量、つまりアクチュエータへ供給される制御流量が低下してしまい、作業速度が低下する課題があった。

開発モデルでは、高圧選択機能をコンベスプール内のシャトルポペット構造に変更することで、シー

ト性を向上させ、漏れ量を低減させた。またLS油路の合わせ面をOリングシール構造にすることで、平面度や表面粗度の出来栄えによらず、漏れない構造に変更した(図6)。シート性の向上、及び合わせ面のシール構造変更により、LS油路の漏れは低減され、油温上昇に伴う制御流量の低下率は、従来モデル約6.8%に対し、開発モデルでは約1.5%に改善できた。

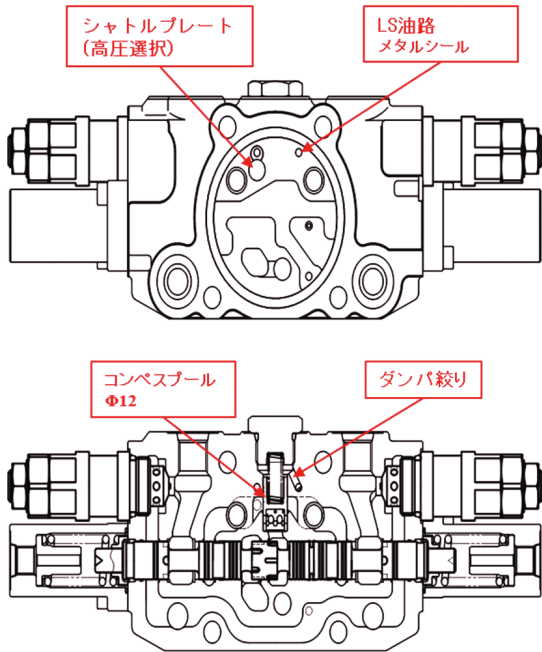


図5 従来モデルセクション構造

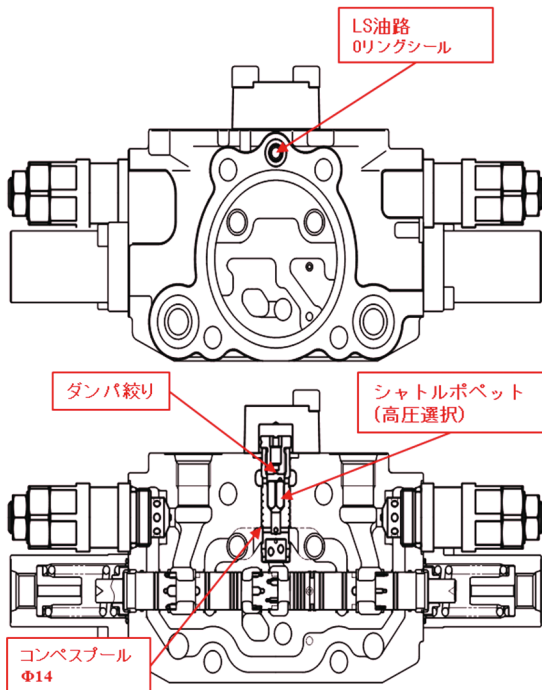


図6 開発モデルセクション構造

### 3.3 圧力損失低減

図5、及び図6に示した通り、従来モデルでは、コンベスプール外径をφ12としていたが、開発モデルではφ14に拡大した。そのことで最大開口面積を拡大し、圧力損失低減を図った。

50L/minの油をアクチュエータへ供給する場合、従来モデルではコンベスプール通過にて約0.27MPaの圧力損失が発生していた。開発モデルでは開口面積の拡大により、発生する圧力損失は約0.16MPaとなり、約0.1MPa低減させることができた。

ロードセンシングシステムでは、LS制御差圧が一定になるようポンプの吐出流量を制御しているため、この圧力損失低減により、従来モデルを使用していた時と同等の制御差圧にて、作業速度UPが可能である。また、圧力損失を低減させた分、LS制御差圧を下げることも可能であり、省エネ性を向上させた。

尚、コンベスプール径拡大に伴い、バルブハウジング幅の拡大が見込まれたが、フロントローディングとして、応力解析による形状の最適化を行うことにより、従来モデルと同サイズのまま品質目標を満足することができた(図7)。これにより、車体搭載性については従来モデルと同等のまま、性能向上を図ることができた。

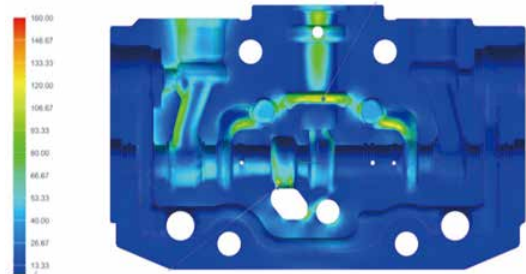


図7 応力解析結果

### 3.4 加工コスト低減

従来モデルでは、コンベスプールに減衰効果を持たせるため、バルブハウジングに斜めのキリ穴加工を実施し、絞りを設けている(図5)。斜め加工の際、加工工程の変更が生じることから、加工コスト増加の要因となっていた。また、絞り量によってキリ穴径を変更する必要があり、絞り量の仕様毎にバルブハウジングを設定する必要があった。

開発モデルでは、この絞りが設けられたプラグをコンベスプールに組付けることで、斜め加工を廃止し加工コスト低減を図った(図6)。また、絞り加工をプラグに配置したことにより、絞り径の仕様毎

にバルブハウジングの設定が不要となり、加工共通化が可能となった。尚、前述のシャトルプレート構造の場合には、バルブハウジングにシャトルプレート挿入部を加工する必要があったが、シャトルポペット構造への変更により、この加工部を削減することができ、加工コストの低減を図ることができた。

#### 4 おわりに

2～4トンクラスの小型油圧ショベル用ロードセンシングシステム向けに開発したコントロールバル

ブの概要について説明した。要求される機能に加え、従来モデルからの課題も改善することができた。

ロードセンシングシステムは自動化に向け電子制御に対応しやすいシステムであり、今後も市場要求が高まることが予測される。市場要求は常に変化しており、今後もこの変化に遅れることなく、市場要求を先取りし、競争力の強い製品開発に尽力していきたい。

最後に、本製品の開発にあたり、ご支援頂きました関係部署の方々に、この場を借りて厚く御礼申し上げます。

#### 著者



福島 亮

2011年入社。KYB-YS設計部HC設計課。ハイドロリックコンポーネンツ事業本部技術統轄部上田油機技術部バルブ設計室を経て現職。コントロールバルブの設計に従事。



## KYBブラジル生産拠点設立20周年

芳 伸 洋 己

### 1 はじめに

KYBは世界24カ所に生産工場を持っている。その中でも最も南に位置し、日本から最も遠い生産拠点がブラジルにあるKYB Manufacturing do Brasil Fabricante de Autopecas S.A. (以下KMB)である。

KMBはショックアブソーバ(以下SA)のカーメーカー向け及びアフターマーケット向け生産を行っており、今後拡大する南米市場の重要な拠点として日々生産活動を行っている。

2020年にKMBが設立20周年を迎え、その歴史を簡単に振り返ると共に、私が現地に駐在した期間の経験、体験を紹介する。

は 韓国MANDO社(以下MANDO)と折半出資の合弁会社(Joint Venture, 以下JV)として、KYB-Mando do Brasil Fabricante de Autopecas S.A.(以下、旧KMB)が2011年に設立された。



図1 KMBのロケーション(Google MAPより)

### 2 KMBの歴史

#### 2.1 設立

KMBの前身は2000年にさかのぼる。当時、ヨーロッパで技術提携していたArvinMeritor(以下アービン社)と共同出資(出資比率:アービン社75%, KYB25%)したArvin-Kayaba do Brasilが設立され2002年から生産を開始した。

場所はブラジル南部のパラナ州、ファゼンダリオグランデという町の工業団地の中である。パラナ州の州都クリティバに隣接する町で、ブラジルの代表都市であるサンパウロやリオデジャネイロから飛行機で約1時間の距離にある(図1)。

当時のお客様であったRenault(以下ルノー)は隣町にあり、車で約30分というロケーションである。

#### 2.2 KYB100%子会社化~韓国MANDO社との合弁

2004年にアービン社が撤退し、KYB100%の子会社となりKAYABA Manufacturing do Brasil(以下KMBR)となる。

その後、ISO14001等を取得、OEMもルノー向けに加えて日系メーカーであるトヨタ向けの生産も開始し、順調に生産を増やしていった。

更なる南米市場の生産拡大を見据えて、KMBR

#### 2.3 合弁解消

旧KMB設立後、日系メーカーのブラジルホンダ(以下HAB)などの客先を増やし生産は増加したが、品質問題も多発し、また生産コストに対する販売価格が低いため、経常的にも厳しい状況だった。

コンペティタでもあるMANDOとの共同操業は、情報共有が難しく、合弁の効果が出しにくい状況であった。

そうした中で2018年6月にMANDOとのJVを解消し再度KYB100%のKMBが誕生した。私もKMBが誕生する瞬間に立ち会う事ができた。当日はホテルの一室で調印式があり、その後KMBの工場に向かった。正面建屋のKYB-MANDOと書かれていた看板がMANDOの部分のみ下ろされていた。そこには「MANDO」の文字が跡としてくっきり残っており(写真1)、合弁会社であった約7年という時間が決して短いものではなかったと思わせられた。新たに生まれ変わり、KYBの拠点として早期に再起を図る、と身が引き締まった事を思い出す。

また、工場入口には「SOMOS TODOS KYB」(私達はKYBの一員です)との看板と共にKMB社員全員の期待と希望が伝わってきた(写真2)。



写真1 MANDOの跡がくっきり残った正面建屋



写真2 工場入口の「SOMOS TODOS KYB」の看板

#### 2.4 20周年イベントから現在

私がKMBに赴任したのは2018年11月からで、特に品質に関する問題点についての解決、改善と現地スタッフへの指導を主業務としていた。当初は様々な問題が山積していたが、KYB岐阜北工場SA部門からの支援や現地スタッフの頑張りもあって、徐々に品質問題が解決されていった。

また、トヨタ向けのカローラの新規受注があり、特にHRS<sup>注1)</sup>がトヨタ向け世界初だったこともあり、細かな問題は抱えながらも、KMBスタッフ全員で一つ一つ問題を解決しながら量産を開始することができた。初回出荷イベントを行い、関係者が全員集まって記念撮影をし、皆で喜びを分かち合った(写真3)。また、2020年6月～8月の期間で、初めて3ヵ月連続ラインクレーム「0」を達成し、KMB全員でお祝いをした時も感慨深いものがあった。

会社存続のための大規模レイオフなどの痛みを伴う改革を進めながら、2020年9月に設立20周年を迎える事が出来た。

注1) Hydraulic Rebound Stop の略



写真3 カローラ初回出荷時の関係者記念写真

この時、ブラジルではコロナ禍の深刻な時期であったため、大規模に全従業員が集まってパーティーをすることはできなかった。従業員全員にケーキやお菓子、記念品を配布し、各家庭で個々にお祝いをする形をとった(写真4、写真5)。

現在、従業員数はKYB100%子会社化となった2018年6月時と比較し約半減している。



写真4 従業員全員に配布したケーキとお菓子



写真5 配布した記念品

しかし、少数精鋭で海外拠点の品質No.1と安定経営を目指し、スタッフ全員一丸となって頑張ってくれることを期待していると共に、必ずできると信じている。

### 3 ブラジル駐在での生活

皆さんはブラジルと聞くとどのようなイメージをお持ちだろうか？ブラジルという国を知らない人はいないと思うが、実際に行った事がある人はかなり少ないと思われる。

日本からサンパウロまで移動時間は、行きは2日掛かり、帰りは日付変更線の関係もあり3日掛かる。飛行機に乗っている時間だけでも約24時間と、移動だけでも相当疲労が溜まる。

ここから、自分が駐在して分かった様々な驚き、習慣などについて記す。

#### 3.1 日常生活

衣食住に関しては、大きく日本と変わらない部分が多い。しかし、基本的に輸入品は異常なほど高価でおいそれと買えるものではなかった。

衣⇒さすがに日本のメーカーが多くある訳ではないが、日本のスポーツメーカーのシャツなどはショッピングセンターに売られている。靴なども馴染みのあるメーカーの物が手に入る。

住⇒海外はほとんど同じであるが、基本土足ですべての部屋を移動する。面白いのは基本的に各部屋あるいは共同スペースにシュラスコ（ブラジル風バーベキュー）ができる設備を設けていることである。とにかくブラジル人はシュラスコ好きで、イベントがあればシュラスコパーティーもセットというのが基本であるらしい。

食⇒クリティバはブラジルでも南部にあるため、ヨーロッパ移民が多くイタリアンレストランやフレンチもあり、ブラジルローカルのフェジョアード（豆と肉などを煮た物）のお店も多く、選ぶのには困らない。

ブラジルは日本人移民文化が根付いており、日本食レストランも多い。ラーメン屋、カレー屋、すし屋などもある。更には居酒屋もあり、私はよく出張者と一緒に週末は居酒屋に行って焼き鳥などの日本食を食べた（写真6）。

私は自炊もしていたが、ウルグアイ米は日本米とほとんど変わらず、お米を炊いて、スーパーで売っている白菜やはんぺんなどを使って煮物を作ったりした。日本食材も高価ではあるが、売っているので困ることはほぼ無かった。

更には、クリティバに日本の大手100円ショップ



写真6 クリティバにある居酒屋の入り口



写真7 ショッピングモール内の大手100円ショップ

がオープンし、日本と比較すると約3～4倍程度高価ではあるが日本製の日用品も容易に手に入り大いに助かった（写真7）。

#### 3.2 ブラジル人との付き合い

私の印象では、ブラジルの人たちはまじめな人が多い。とにかく一度納得すれば真面目に業務も進めるし、分からない事は分かるまで聞いてくる。これは旺盛な好奇心を持っているためであろう。

あいさつは日本以上に大切な行為である。私も入社時には現地スタッフとは必ず挨拶と握手を交わした。このコミュニケーションが仕事を円滑に進める重要なアイテムだったと感じている。

彼らは家族をとにかく大事にしている。子供はもちろんであるが両親、祖父母までもクリスマスなどの



イベントではほぼ全員集まってパーティーと相成る。

人懐っこい性格も特徴であろう。初めて会った同士でも30分も経てば一緒に酒を酌み交わし、楽しく会話をする。

又、彼らは日本並びに日本人のことを尊敬している。先祖からのブラジルへの移民によるブラジル開拓が教育されているのであろう。また、クリティバはサンパウロ、リオデジャネイロに次いでブラジル3番目に日系ブラジル人が多い町であり、自分の住んでいたアパートの近くには「PLAZA do JAPON 日本公園」なる公園もあったくらいである。三重の塔が建ち、日本庭園もある（写真8）。



写真8 PLAZA do JAPON 日本庭園の外観

#### 4 おわりに

2021年1月現在のブラジルの状況は新型コロナウイルスによってアメリカ、インドに次ぐ世界最悪レベルの感染者数であり、今後の経済活動についても不透明感があるのも否めない。

しかし、ブラジル市販拠点であるComercial de Autopecas KYB do Brasil Ltda (KBR) での売り上げも順調に増加していることもあり、今後も有望な市場であると考えられる。

KMBの今後の継続した成長を期待すると共に、必ず成し遂げると信じている。常に前向きで貪欲な彼らだから。

最後に、駐在期間を支えてくれた日本のKYB関係者の方々や現地駐在員の皆様、そしてKMB全スタッフに感謝を申し上げます。

#### 著者



芳仲 洋己

2009年入社。オートモーティブコンポーネンツ事業本部岐阜北工場SA品質保証部所属。2018年11月よりKMB駐在を経て2020年3月より現職。

随筆

## 中国無錫駐在記

北村 康弘

## 1. はじめに

中国江蘇省無錫市に、KYBグループの中国拠点の一つで、主に二輪車用サスペンションを製造しているWuxi KYB Top Absorber Co., Ltd (以下KWT)がある。そのKWTに、2016年4月から3年8ヶ月の間、技術主幹として駐在し、製品開発と拡販に務めた奮闘記を記す。

二輪車向けサスペンションの開発に従事して初めての海外駐在であり、技術者として他に得難い大変に貴重な経験を積ませていただいた。これから世界に打って出る若手技術者の参考になれば幸いである。

## 2. 無錫について

無錫市は上海の北西約130kmに位置し、上海虹橋空港からは車で高速道路を使って1時間半から2時間程度の距離にある。列車で上海から無錫へ行くには、上海駅や上海虹橋駅から出ている高速鉄道が便利であり、片道50分ほどで到着する。駅付近の長距離バスターミナルからは無錫行き的高速バスも運行しており、交通の不便は感じない。日本の空港を朝出発すれば、KWTにはその日の午後には到着できる。駐在員としては大変ありがたい立地であった。

無錫市の面積は4,788km<sup>2</sup>、湖や運河が多い水の都である。市内には隋の時代から作られてきた大運河が今も流れており、船舶がゆったりと行き交っている。

総人口は600万人を超え、規模的には日本の政令指定都市のある県をイメージしていただければよいと思う。工業の街としても有名で、多くの日系企業が開発区を中心に工場を構えており、日本人駐在員も多かったが、最近では減少傾向と聞いている。

市街には高層ビルやマンションが林立し、大都会の景観を呈する。街を歩き交う人々には活気があり、当時中国の経済成長を強く感じたものだ。

言語は中国標準の北京語以外に、地元同士であれば無錫語が使われている。日本人が聞くと、とても荒っぽく聞こえ、赴任当初は喧嘩しているのではな

いかと毎回驚いていたものである。そのうち「またはじまったか」などと気にならなくなってくれば、無錫の生活に馴染んだ証拠かもしれない。

無錫は三国志に登場する呉の発祥の地でもある。紀元前の殷、周の時代から錫の産地として栄えたが、人々が青銅器に使う錫を争って掘り尽くしたことから無錫と呼ばれるようになったという。お土産としては、泥人形と呼ばれる素朴な人形が有名である。農民たちが生き抜いていくために、泥を練って暖炉や日干しで固めて彩色を施し、食べ物と交換したという。中国各地にみられるが、特に無錫は400年の歴史を持つそうであり、帰任する駐在員に記念品として泥人形を渡すのがKWTの慣わしである。



写真1 無錫の泥人形

## 3. 無錫の生活

無錫の食として思い出すのは、豚の骨付き肉を甘く煮込んだ無錫排骨と呼ばれる料理で、いわゆる「豚の角煮」に近い味付けであり、私の大好物であった。ほかにも太湖で採れる銀魚(シラウオの一種)料理も有名であり、総じて甘口の味付けなので、辛い中国料理が苦手な日本人の口にも合う優しい料理である。

中国では、暑い夏に気の合う仲間たちでビールを

飲みながらザリガニを食べるのが定番だ。最初は怯んだものの、一口食べれば手が止まらず、お皿一杯のザリガニを皆で平らげたものだ。上級者は頭やハサミの中の身も上手に食べるが、日本人には少々厳しいかもしれない。

寒い冬には火鍋がお勧めだ。大きな鍋の中にスープを注ぎ、その中に食材を入れて数分煮た後、自分でトッピングして好みに合わせたタレを付けて口に運ぶ。スープには香辛料がたっぷり入り、とても辛い。翌日にお腹の調子を悪くしたものだが、慣れてくるとこれが非常に美味しい。日本でも最近は火鍋料理店が増えていると聞く。機会があれば行ってみたい。



写真2 ザリガニ料理



写真3 火鍋

お酒は白酒（バイチュウ）が有名だ。原料はトウモロコシやジャガイモ、米などの穀物が主の、中国発祥の蒸留酒である。アルコール度数は50度前後の強いお酒であり、独特の香りを持つので日本食にはちょっと合わないかもしれないが、こってりとした中国料理とは相性が良く、当時美味しくいただいたものだ。乾杯の音頭に乗せられて調子に乗ってグイ

グイ飲むと、記憶が無くなり大変なことになるので、初めての方は注意されたし。

食の話は切りがないので、次は住の話をしたい。住まいは無錫市中心から少し離れた郊外の地区にあり、日本人の多くがこの周辺に居住していた。周辺の治安もよく、近くのスーパーで日本からの輸入食材も入手できる環境にあった。また歩いて20分ほどの距離に中国では「広場」とよばれている飲食街があった。仕事終わりに寄って夕食をとりながら一杯やることもでき、海外駐在としては恵まれた環境にあったと思う。ちなみにこの広場は、昭和の雰囲気を感じる大変味わい深い飲食街であり、KWT駐在経験者にはお馴染みの場所である。規模は大きく、もしかしたら中国で最も日本料理店が密集する飲食街だったのかもしれない。仕事がうまくいかず途方に暮れた時に、日本を感じ心癒せる場所でもあった。お世話になった皆様に感謝申し上げたい。



写真4 広場の風景

移動に関し、当時の主な足はタクシーか路線バスであった。路線バスは、乗りこなせば効率よく動くことはできるが、路線図と路線番号がややこしいので上級者向きかもしれない。初めての方にはタクシーの利用をお勧めする。当時初乗り10元（150円程度）で、行く先さえ身振り手振りで伝えることができれば、どこでも連れていってくれる。最近は携帯端末を利用した配車アプリが盛んに用いられ始めており、今後はこれらを使いこなす必要があるようだ。

支払いにはSNSを用いた電子決済が行き渡っている。露店の店先にもQRコードが表示されており、携帯電話さえあれば普段の生活は事足りる。大変便利に利用させていただいたものだが、日本に帰ってきてからは札入れと小銭入れを持つ生活に戻ってしまった。

春の無錫は見事な桜が街を彩る。地元の方たちは、世界3大桜の名所というが、残りの2つが何処なの

か、不思議と教えてくれる方はいない。日本のお花見と異なるのは、夜桜が電飾で見事にライトアップされている点である。いかにも中国らしい演出であり、日本人からすると風情が無いような感を受けるが、実際に夜のライトアップされた桜を見ると、幻想的で素晴らしいものである。機会があれば是非体験いただきたい。



写真5 無錫の夜桜

#### 4. 中国の二輪車事情

中国と聞いて、北京市の見渡す限りの自転車を思い浮かべる方はもう少ないと思う。現在、沿岸地域では、環境規制対応でエンジン付き二輪車の通行が禁止されており、代わりに市民の足として電動スクーターが普及し、道路にあふれかえっている。最高速度は40km/h程度のものから、80km/hを超えるような高性能の車両まで様々なメーカーから販売されており、安いものは2,000元（約3万円）程度で家電のようにスーパーで販売されている。赴任当初は音もなく背後から近づく電動バイクに何度も肝を冷やしたのだが、政府の指導もあり、ヘルメット着用ルール等の整備が進み、利用者の意識は向上している。

一方、起伏の激しい内陸地域では、非力な電動二輪車は役に立たず、今もエンジン付き二輪車が利用されている。大きなものでも排気量は250cc程度までで、大型バイクを見かけることは少なかったが、最近はこちら大型バイクへの需要が高まっており、国内で催されるモータショウでも、大手メーカーから勃興する新興メーカーまで、様々なメーカーが大型バイクやその用品を出展しており、訪れるユーザの視線を釘づけにしていた。

この市場を狙った新興の二輪車メーカーが中国各地で勃興し、非常に活気のある、且つ魅力的な市場が形成され始めていた。当時、これらの国産大型車両

向けのサスペンションは、欧州のサスペンションメーカーから輸入している場合が多く、国内二輪車メーカーからは、これら大型車両向けサスペンションの中国国産化が待望されていた。

KWTがこの市場に挑戦する環境が、まさに整いつつあったのである。



写真6 重慶モータショウ

#### 5. 中国における開発

二輪車用のサスペンション部品の中で、KWTで生産しているのは前輪側に装着されるフロントフォーク（FF）と、後輪側に装着されるリヤクッションユニット（RCU）の2品である。特にFFは、路面からの衝撃を吸収し乗り心地を良くする機能の他に、前輪を把持し、操舵入力の前輪に伝える機能や、衝突時の衝撃を吸収するバンパーの役割も求められ、車体の一部として強度・剛性を担う重要な機能部品である。したがって開発は車体開発と同時に進める必要があり、車両メーカーと相互に深い関わり合いを持ちながら開発は進んでいく。

日本では、車両メーカーと、我々サスペンション部品メーカーの間で、長年の開発により役割が決まっており、双方で実施すべき事は明確に定められている。その中で、操縦安定性や乗り心地の仕上げのためのチューニングは、なかなか机上で決定する事は出来ず、車両メーカーの評価ライダーの実走行による官能評価結果を技術用語に落とし込み、減衰力や摺動性等の特性の作り込みで最適化を図っている。

これらの一連の開発を、大型車両開発経験の少ない中国の車両メーカーとどのように進めていくかがKWT技術部門の大きな課題であった。

まずは強度面について、車体諸元にに基づき適切なサイズや材質の提案が必要であったが、これに関しては双方の経験や基準に基づき、適切な仕様に落と

し込むことは比較的容易であった。

時に問題となるのが表面処理に関する仕様であった。色調や耐候性、耐食性について、すり合わせ不足で失敗する事も当初多かったものの、お客様要求の正確な理解ができさえすれば、KYBグループの経験・ノウハウから適切な仕様を提案する事は、大きな問題なくできたと思う。

苦しんだのは、操縦安定性や乗り心地のチューニングであった。そもそも無錫では電動スクータしか走行できないので、ギヤ付きの大型二輪車に乗ったことが無いKWT技術スタッフによる聞き取りでは、ライダーの感じている不具合を技術用語に落とし込むことができず、その結果、どのような方向に特性を持っていけばよいのか、適切な判断ができない状態に陥っていた。評価ライダーも、2台の車両を乗り合わせて相対評価し、どちらが好みなのかは判断できるが、絶対的な評価基準を持ち合わせていない事が多く、どこまで作り込めばよいのか、判断に苦しむ場面も多く見られた。

そんな時は日本で経験のある駐在員の出番なのであるが、当初はなかなか客先ライダーの求めるところを適切に把握する事ができず、何度もコメントをいただくも、ライダーを納得させる改善仕様を提案できない苦しい状況が続いていた。言葉の壁も多少はあったと思うが、決してそれだけではなく、こういう時にはこうすればよい、という共通の認識を構築できていなかったことが、いたずらにテストサンプルや工数を増やしてしまう原因であったと今は思う。

この問題を打破する為、社内でライダーの感じるフィーリングとサスペンションの相関性について、スタッフと勉強会を行うと同時に、社内の空きスペースで車両の乗り合わせを行い、ライダー操作に対する二輪車の挙動について、簡単なながらも体感する機会を設けた。初歩的なレベルではあったが、基本的な理解の下地は形成できたと思っている。

本来であれば、これらをマニュアルに落とし込み、仕組みを整備すべきであるが、お客様は待つてはくれない。否応なく実戦による経験値向上が始まり、発生する事象に対し、改善の方向性を皆で議論し、提案仕様に織り込んでいった。

これらの効果もあり、ある程度のチューニングは、客先ライダーからのコメントに基づき対応できるレベルに到達したが、まだまだ不十分であり、お客様の大満足を得るには至らなかった。また、実車評価が進むにあたり、お客様でもどこまで作り込めばよいか判断に苦しんでいる場面がみられ、再び壁に突き当たっていた。ここから1段階上にステップアップするためにはどうしたらよいか。先輩に相談し、考え、一つの挑戦を試みる判断に至った。日本から評価

ライダーを招聘し、中国のお客様と一緒に車両を乗り合わせ、課題の抽出と問題解決を図る、いわゆるジョイントテストを中国で決行することを決意した。

## 6. 中国ジョイントテスト

想いは固まったが、実行するには、当然ながら関係する皆様の理解と協力を得る必要がある。

まずは企画書を作成し、ジョイントテストの必要性と、それにより期待される効果（評価レベル向上とアピール、新規受注）を明確にした。これを元に熱い気持ちを込めて提案し、社内トップの了承を得ることができた。

その後、日本のKYBモータサイクルサスペンション株式会社（KMS）に評価ライダーの招聘を申し入れ、業務多忙の中も快く受け入れてくれたKMSの皆様から感謝している。

次に、お客様へのプレゼンテーションを行った。ここはKWT営業部門の力の発揮どころである。担当が一斉にお客様の下に走り、企画を説明、お客様の快諾を得ることができた。お客様には今回の積極的な提案を非常に好意的に受け止めていただき、大変ありがたく思っている。

土俵が整い、早速具体的な準備にとりかかった。中国沿岸の華東地区、及び内陸の重慶地区のお客様を巡る総行程2,000kmのジョイントテストを安全且つ効率的に実施するために、2週間に及ぶ詳細計画を立案した。20人以上のスタッフが関わる計画であり、目的と成果のイメージを共有化するため、何度も打ち合わせを繰り返し、計画を詰めていった。

日本から招聘したKMSの評価ライダーは2名、まずは安全確保が第一である。万が一の転倒時でもライダーの安全を守るよう、日本と同様の安全装具で臨み、十分な休養がとれるよう旅程を調整した。

また、安全のため評価コースとしてサーキットを各地区で貸し切り、専有で評価できる状況を整えた。

現地でのサンプル分解や仕様変更へ備え、中国鎮江地区のKYBグループから減衰力試験機を装備するフルサイズトレーラーを借用し、全行程への同行を計画した。

いよいよ本番、準備万端で臨んだジョイントテストは、結果として大成功に終わった。残念ながら機密事項のため詳細をお伝えすることはできないが、お客様のライダーとKMSライダーが、同じ車両をお乗り合わせ直接交流できたことにより、今までよく理解できていなかった事象が明確になり、それらへの対策効果も検証する事ができた。チューニングにおいて一番大事なコミュニケーションは大幅に向上したと感じている。お客様にも大変好評であり、KYBグループの

底力を感じていただけたのではないかと考えている。

走行後には双方の技術スタッフを交えて様々な議論をすることができ、KWT技術スタッフのモチベーションは大きく向上した。スタッフの目が生き生きとしていたことを帰国した今も鮮明に覚えている。



写真7 チューニング用車両



写真8 走行評価

## 7. おわりに

現在、おかげさまでKWTの中国国内販売は好調である。中国二輪車用部品会社十傑に選ばれたとも聞いており、本活動が貢献しているとすれば大変嬉しく思う。まさに技術者冥利につきる思いである。

写真9は、ジョイントテスト全行程を終了した後の打ち上げで、KWTとKMSの仲間が国を越えてお互いを称えあい、喜びを分かち合っている写真である。筆者の勇気の源になっている写真であり、このような場に立ち会えたことを誇りに思う。

ご協力いただいたお客様をはじめ、海外で学ぶ機会を与えてくれた皆様、挑戦を認めてくれた上司、現地で力を合わせたスタッフにあらためて感謝申し上げます。モータサイクル事業の発展を願って、  
謝謝大家！（皆様ありがとう！）



写真9 国を越えてお互いを称えあう仲間たち

## 著者



北村 康弘

1996年入社、オートモーティブコンポーネンツ事業本部モータサイクル事業部事業企画部部長。KYBモータサイクルサスペンション株式会社で設計業務を担当後、Wuxi KYB Top Absorb-er Co.,Ltd駐在を経て現職。

# 「熱回路網法の伝熱モデル」

「電子回路の熱解析」(p. 25)に記載

基盤技術研究所 電子技術研究室 河野智行  
 基盤技術研究所 電子技術研究室 関根信之  
 基盤技術研究所 電子技術研究室 伊藤賢佑  
 KYB技報編集委員 梶澤亮一

## 1 はじめに

本解説では熱設計手法の1つである熱回路網法の伝熱モデルについて説明します。熱回路網法とは、熱伝導と電気伝導の類似性に着目して、表1に示すように伝熱経路を熱抵抗と熱容量で構成される熱回路に置き換えて、温度や熱流量を算出して熱設計を行う手法です。

表1 伝導物理量の対応関係

熱	単位	電気	単位
温度	K	→ 電圧	V
熱流量	W(=J/s)	→ 電流	A
熱抵抗	K/W	→ 抵抗	$\Omega(=V/A)$
熱容量	J/K	→ 容量	$F(=A \cdot s/V)$

熱の移動形態は三種類あり、固体内の移動を「熱伝導」、電磁波による移動を「熱放射」、固体から流体への移動を「熱伝達(対流)」といいます。熱自体は分子や原子の運動エネルギーであるため、熱の伝わり方のモデルを作るためには、電子部品の材料を知り、原子/電子のスケールで熱の物理的な振る舞いを把握する必要があります。一方で製品設計に必要なのは厳密な物性理論に基づいた正確なモデルではなく、発熱温度を概算するための簡略化したモデルで十分です。材料と形状を考慮した適切な回路モデルを作成すれば、電子回路シミュレータを使って短時間で発熱温度を計算することができます。実際の温度に近い結果を得るために、回路モデルをどう構築するかがノウハウとなります。以下の解説では、可能な限り正確な表現を心掛けていますが、モデルとしての分かり易さをより優先しています。

## 2 温度と原子の運動と熱容量

温度 $T$ の気体の中の1個の原子の運動エネルギー $E$ は質量 $m$ 、平均の速さ $v$ とするとエネルギー等分配の法則により式(1)で表されます。

$$E = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{3}{2}kT \quad (1)$$

$k$ はボルツマン定数と呼ばれる物理定数で値は $1.38 \times 10^{-23} \text{J/K}$ です。室温(26.85°C)のときの原子1個が持つエネルギーは $T=300\text{K}$ として式(2)の値になります。

$$E = \frac{3}{2}kT = 6.21 \times 10^{-21} \quad (2)$$

例えば銅の場合、原子の質量 $m$ は $1.06 \times 10^{-25} \text{kg}$ なので、式(2)のエネルギー値から、原子の平均の速さ $v$ は式(3)に示す342m/sになります。

$$v = \sqrt{\frac{2E}{m}} = 342 \quad (3)$$

次に室温における10円玉を考えます(図1)。構成している銅原子は式(3)で示す平均の速さに相当する運動エネルギーをもっていますが、隣接している銅原子と金属結合で拘束されているため、原子は限られた範囲で振動するようになります。このとき10円玉には温度に比例した運動エネルギーが蓄積されていると考えることができます。これは熱を蓄える容量のような働きをします。各原子の運動エネルギーの合計 $U$ は温度 $T$ に比例し式(4)で表せます。比例係数 $C$ は熱容量で物体の温度を1K上昇させるのに必要な熱量と定義されます。単位は[J/K]です。

$$U = CT \quad (4)$$

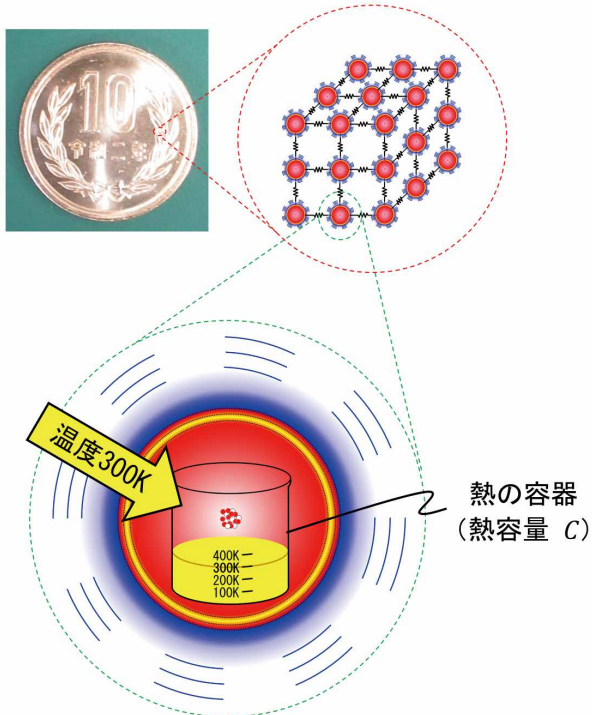


図1 10円玉を構成する銅原子の運動

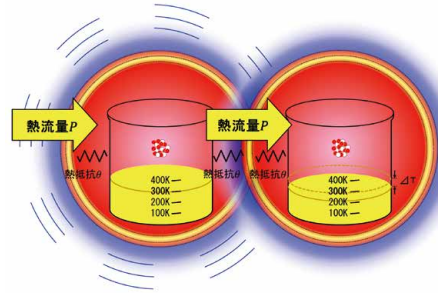


図3 原子の中心からの距離と働く力

引力と斥力でエネルギーを徐々に伝えるために伝搬には時間差が生じます。これは熱の伝導を妨げる働きをします。これを熱抵抗 $\theta$ と置くと、熱流量 $P$ とそれによる温度変化 $\Delta T$ の関係は式(5)で表すことができます。

$$\Delta T = \theta P \quad (5)$$

この関係を電気回路に置き換えると先の静電容量と併せて図4のような多段のフィルタ回路になります。

### 3 原子同士の振動と熱抵抗

次に固体の原子同士をつなぎ合わせる力を考えます(図2)。

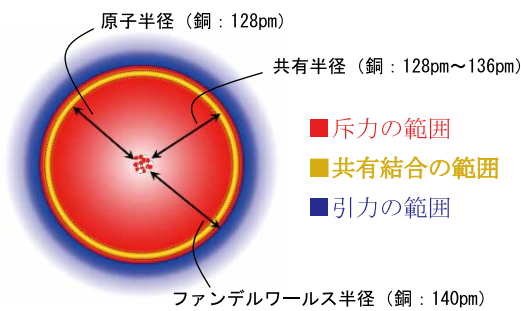


図2 原子の中心からの距離と働く力

原子同士(ここではイオンは除外します)が、ある程度離れていると引力(ファンデルワールス力)が働きます。ここから原子に近づいていくと、引力から斥力に代わる距離(ファンデルワールス距離)があり、更に近づくと、お互いの電子を共有して、原子同士を一定の距離に保つ共有結合距離になります。更に近づけようとするとうる剛体のように強力に反発する原子半径に至ります。この原子間に働く力により隣接する原子同士で振動エネルギーを伝えます(図3)。

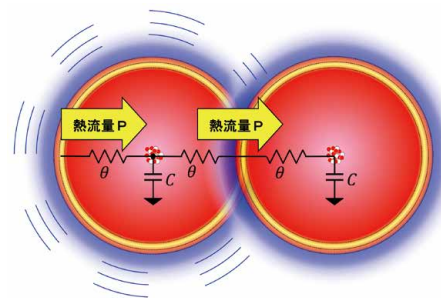


図4 原子の熱伝導モデル

原子2個のモデルから更に原子数を増やしたときに、伝熱量 $P$ が隣接する原子に順々に伝わるイメージを図5に示します。

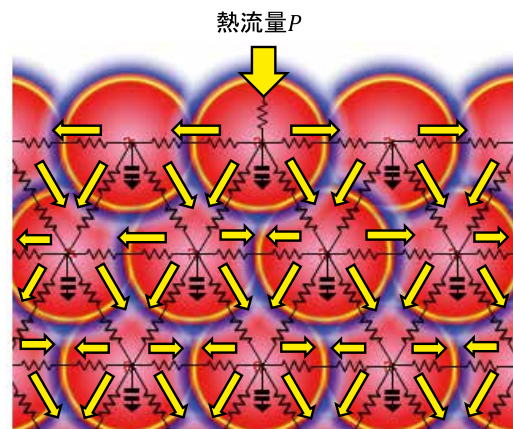


図5 複数の原子の熱伝搬モデル



### 4 固体の熱伝導のモデル化

固体の熱伝導モデルは、原子に相当するモデルをつなぎ合わせればできあがりますが、これでは計算負荷が大きいため、同様な振る舞いをするモデルに変形します。

図6はその一例で、原子は熱流量 $P$ を受け取ると、隣の原子に熱を伝えます。これはバケツリレーのような動作で、原子1個を熱回路に置き換えるとT型ローパスフィルタ(LPF)で置き換えられます。これが複数つなぎ合わさって、熱回路網ができあがります。

熱流量 $P$ を受け取る最初の抵抗は、最初の原子の温度 $T_1$ から計算すると省略することができます。また原子同士をつないでいる2つの抵抗を1つにまとめることができます。

更に $n$ 段ある原子のLPFは、条件が整うと1次のLPFで近似することができます。

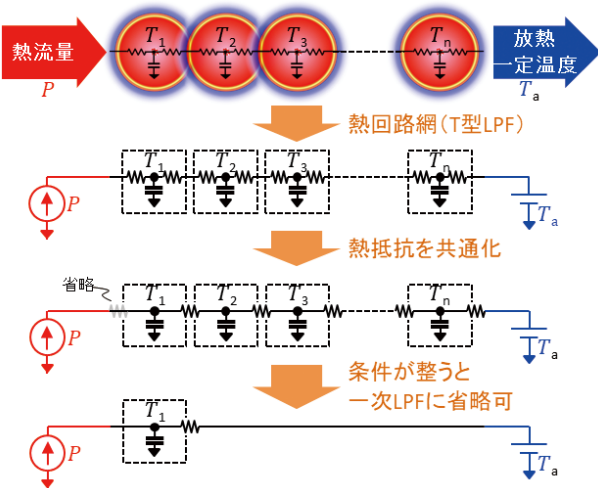


図6 固体の熱伝導モデルの簡略化

入力側の熱流量を $P$ 、温度を $T_1$ 、出力側の温度が $T_a$ のとき、式(6)で示す抵抗 $\theta$ と容量 $C$ で構成される1次LPFが得られます。

$$\frac{T_1 - T_a}{P} = \frac{1}{sC + \frac{1}{sC\theta + 1}} = \frac{\theta}{sC\theta + 1} \quad (6)$$

定常状態 ( $s \rightarrow 0$ ) では熱容量 $C$ の影響は無視でき、式(7)として計算が可能です。

$$T_1 - T_a = \theta P \quad (7)$$

構成要素の材料や形状から適切な次数のLPFに置き換えるところがノウハウとなります。

### 5 自由電子の熱伝導モデル

固体の熱伝導は格子振動による伝搬のほか、金属では自由電子の働きが加わります。金属は放熱板や基板など放熱材としてよく使用されますので、熱伝導モデルとしては欠かせない要素です。

図7に示す、断面積 $S$ 、長さ $l$ 、熱伝導率 $\lambda$ の四角柱の金属の両端の熱抵抗 $\theta$ は式(8)で定義されます。また、温度変化は熱抵抗と熱流量 $P$ から式(9)で表されます。

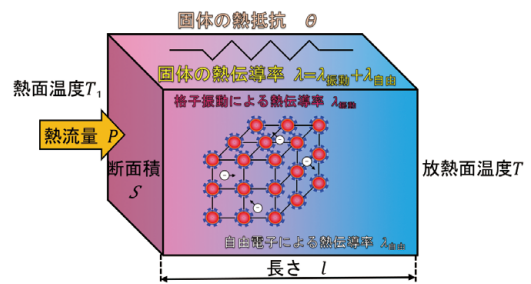


図7 金属の熱伝導モデル

$$\theta = \frac{l}{S\lambda} \quad (8)$$

$$T_1 - T_a = \theta P = \frac{l}{S\lambda} P \quad (9)$$

金属の電気伝導率と熱伝導率は図8に示す通り相関係数99.6%と関係が深く、ウィーデマン・フランツの法則として知られています。これは金属の熱伝導における自由電子の寄与率の高さを示しています。

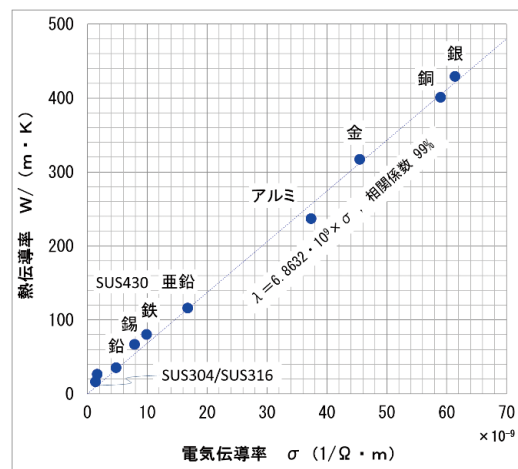


図8 金属の熱伝導率と電気伝導率の関係

**6** 熱放射のモデル化

熱放射は物体から熱エネルギーが電磁波として放出される現象で、シュテファン=ボルツマンの法則により温度の四乗に比例した熱流量が放出されます。固体の表面で発生するため大気と接している面では重要な放熱形態です。

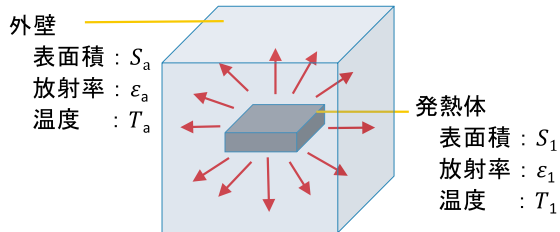


図9 熱放射のイメージ

図9に示すように表面積 $S_1$ 、表面温度 $T_1$ 、放射率 $\epsilon_1$ の部品から表面積 $S_a$ 、温度 $T_a$ 、放射率 $\epsilon_a$ の外壁の周囲大気に放射される熱流量は式(10)になります。放射率 $\epsilon_1$ および $\epsilon_a$ は0から1の範囲の補正係数で、固体表面の材料や表面の粗さ等により決まります。 $\sigma$ はシュテファン=ボルツマン定数で値は $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ です。 $S_a \gg S_1$ の時、すなわち遠方へ熱が伝わっていく場合は式(11)に近似することができ、個体の表面温度は式(12)になります。

この関係を電気回路に置き換えると図10のように定電圧源と抵抗で表せます。

$$P = \frac{\sigma}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{S_1}{S_a} \left( \frac{1}{\epsilon_a} - 1 \right)} S_1 (T_1^4 - T_a^4) \quad (10)$$

$$P = \epsilon_1 \sigma S_1 (T_1^4 - T_a^4) \quad (11)$$

$$T_1 - T_a = \theta P = \frac{1}{\epsilon_1 \sigma S_1 (T_1^2 + T_a^2) (T_1 + T_a)} P \quad (12)$$

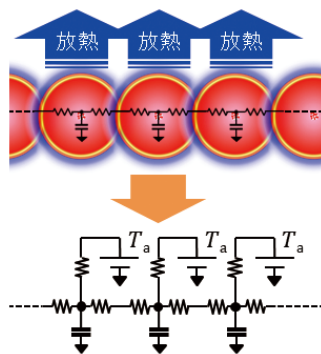


図10 熱放射・熱伝達モデル

**7** 熱伝達（対流）のモデル化

熱伝達は温度の高い部分から低い部分へ熱が移動する現象で、発熱した電子部品の冷却のため大気に熱を逃がす際の放熱形態です。

電子部品は固体が多いため、固体と気体の熱伝達を考えます。発熱した固体表面は原子が熱的振動をしていますので、ここに気体が触れると熱的振動を受け取り気体の温度が上がります。そしてエネルギーを渡した固体表面は熱的振動が減り温度下がります。これを多くの分子で繰り返すことで冷却します(図11)。

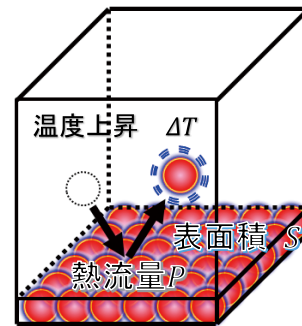


図11 熱伝達のイメージ

個体の表面温度 $T_1$ 、周囲大気温度を $T_a$ 、固体の表面積 $S$ 、熱伝達率を $h$ と置くと、熱流量は式(13)に示すニュートンの冷却測により、式(14)の関係で表されます。

$$P = hS(T_1 - T_a) \quad (13)$$

$$T_1 - T_a = \theta P = \frac{1}{hS} P \quad (14)$$

熱伝達率は固体表面と大気間の温度差が1Kの時に、単位時間、単位面積あたり移動する熱量です。5~10W/(K・m<sup>2</sup>)の実用値が一般的に用いられますが、密閉空間においては、これ以下の値を用いることもあります。

熱伝導モデルは、熱放射と同じ図10に示す定電圧源と抵抗に置き換えられます。

参考文献

- 1) 久保田浪之介:「伝熱学」基礎のきそ, 日刊工業新聞社, (2009年)
- 2) 谷下市松: 大学演習 工業熱力学, 裳華房, (1968年)
- 3) 国峰尚樹: エレクトロニクスのための熱設計完全入門, 日刊工業新聞社, (1997年)

# 「電動リニアアクチュエータ」

「油圧機器との置き換えを目指す電動アクチュエータの試作」(p. 8)に記載

基盤技術研究所 情報技術研究室 佐藤 浩介

## 1 アクチュエータ

JISの定義<sup>1)</sup>によるとアクチュエータは「流体エネルギーを機械的エネルギーに変換する機器。例 モータ、シリンダ」と記載されており、この定義からアクチュエータは一種のエネルギー変換器といえます。JISの定義は流体機器に限定されているため、この定義を拡張化するとアクチュエータとは「流体、電気、熱などのエネルギー形態を回転、直動、振動などの運動エネルギーに変換する機器、ま

たは運動エネルギーを各エネルギー形態に変換する機器」となります。

図1は横軸をエネルギー形態、縦軸を運動エネルギーとして各種のアクチュエータを整理したものです。横軸、縦軸近傍の矢印はエネルギーの流れ方向を表しており、エネルギー形態から運動エネルギーの順方向は力行作動（電気エネルギーの場合）、メータイン作動（流体エネルギーの場合）、逆方向は回生作動（電気）、メータアウト作動（流体）と呼ばれています。厳密には、油圧シリンダ、リニアモータなどは順、逆の両方向可能なエネルギー変換器です。

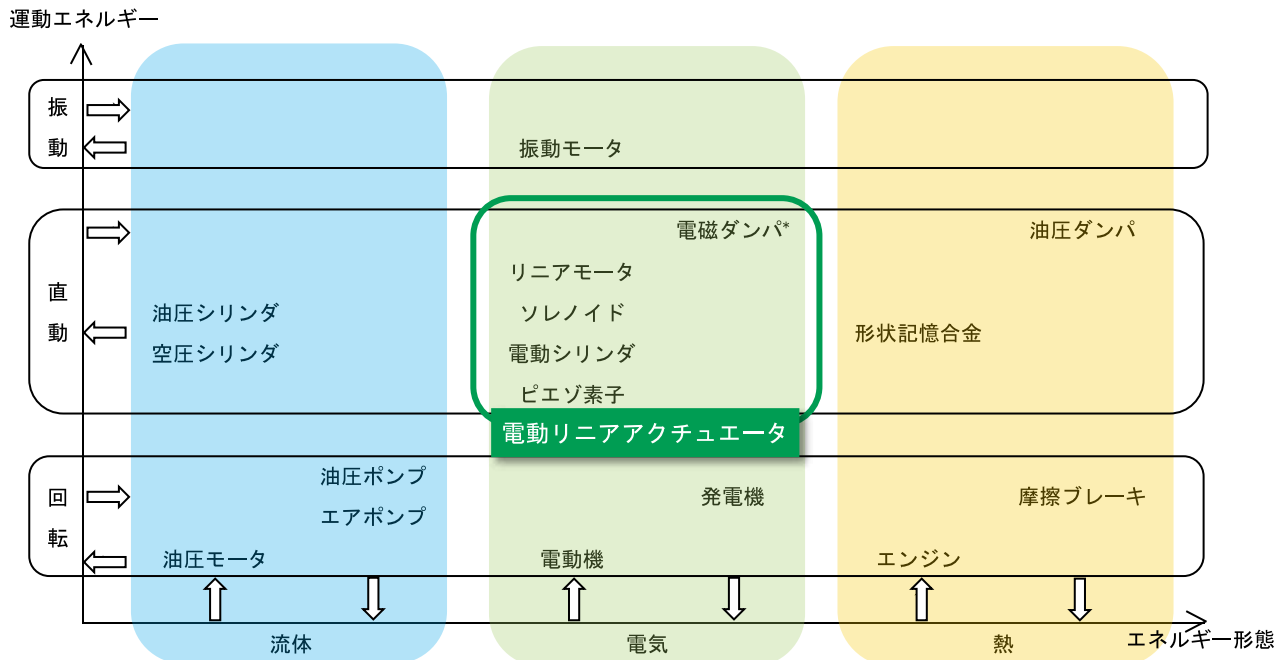


図1 アクチュエータのオーバービュー

## 2 電動リニアアクチュエータ

電動リニアアクチュエータは図1の緑色の枠線で示す範囲で、電動リニアアクチュエータとは「電気エネルギーを直動運動エネルギーに変換する機器、または直動運動エネルギーを電気エネルギーに変換する機器」となります。また、電動リニアアクチュエータと電動アクチュエータは同義語であり、当該記事では「電動アクチュエータ」に統一しています。

電動リニアアクチュエータの構成は「電動機+ボールスクリュウ」と「リニアモータ+摺動機構」の2種類があり、図2は電動リニアアクチュエータの構成をエネルギー変換の視点で表しています。リニアモータの長所はエネルギー変換が1回で済み、潜在的にエネルギー効率が高いことです。一方、リニアモータの短所はあるストロークの瞬間では推力に寄与しない磁気部分が存在することです(図3)。ちなみに回転型である電動機は常時すべての磁気部分がトルクに寄与しています。

電動リニアアクチュエータとリニアモータの関係は図4に示す通りで、電動リニアアクチュエータがリニアモータを包含する関係です。特に、油圧シリンダ、油圧ダンパと置き換えるには図4の摺動機構に相当するストラット機能が重要となります。

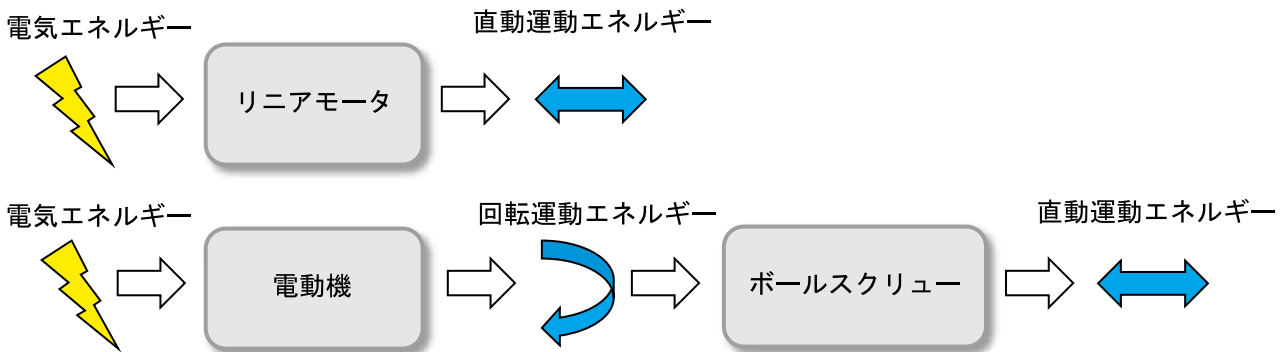


図2 電動リニアアクチュエータの構成

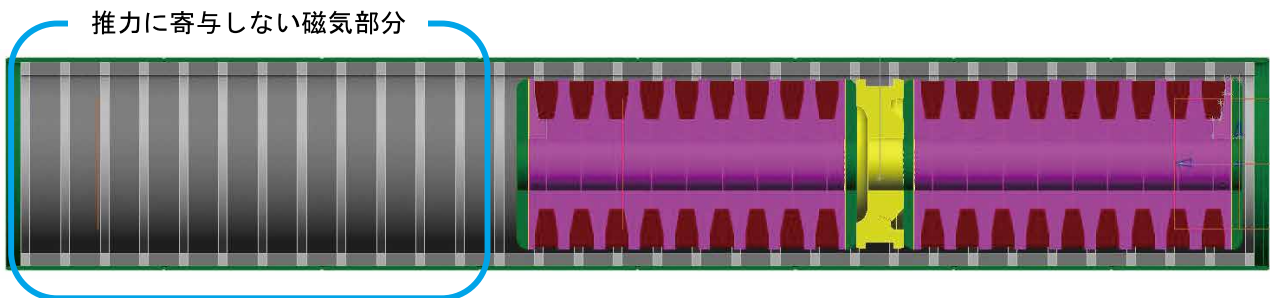


図3 リニアモータ

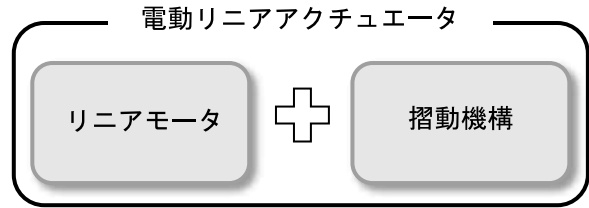


図4 電動リニアアクチュエータとリニアモータ

## 3 アクチュエータとIoT

近年、多くのモノと人をインターネットに接続し、新しい付加価値を生み出すIoT（Internet of Things）が世界的な広がりを見せています。IoTはアプリケーション、クラウド、セキュリティ、ネットワーク、センサ、アクチュエータから構成され<sup>2)</sup>、これらのうちアクチュエータはIoTの手足として役割を担っています。IoTと相性が良い電動リニアアクチュエータは益々重要になってきます。

### 参考文献

- 1) 「油圧・空気圧システム及び機器-用語」JIS B 0142:2011
- 2) 「IoTエンジニア養成読本」片山暁雄 他、技術評論社

# 「オープンセンタシステムとクローズドセンタシステム」

「小型油圧ショベル用コントロールバルブKVSX-12Cの開発」(p. 46) に記載

HC事業本部 上田技術部バルブ設計室 福島 亮

## 1 オープンセンタシステム

### 1.1 オープンセンタシステムとは

オープンセンタシステムは、ブリードオフ回路、メータイン回路、メータアウト回路から構成されるシステムである(図1)。ブリードオフ回路とは、ポンプからタンクへの油の流れを制御する回路、メータイン回路とは、ポンプからアクチュエータへの油の流れを制御する回路、メータアウト回路とは、アクチュエータからタンクへの油の流れを制御する回路である。

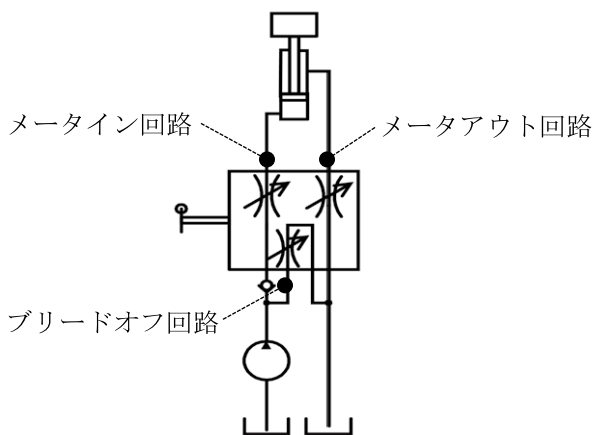


図1 オープンセンタシステム回路

スプール中立位置のとき、ブリードオフ回路が開いており、メータイン回路とメータアウト回路が閉じているため、アクチュエータが作動しない。

操作レバーなどでスプールを切り替えると、ブリードオフ回路が閉じて、メータイン回路とメータアウト回路が開くことで、アクチュエータが作動する。

### 1.2 オープンセンタシステムの特徴

ポンプの吐出流量が一定であるとき、アクチュエータ負荷圧力変動によって、ブリードオフ回路とメータイン回路の分流比率が変化するため、アクチュエータへの供給流量が変化する。つまり、一定の操作レバー位置を保持した状態でも、アクチュエータ負荷圧力変動によって、アクチュエータ作動速度が変化してしまう(図2)。

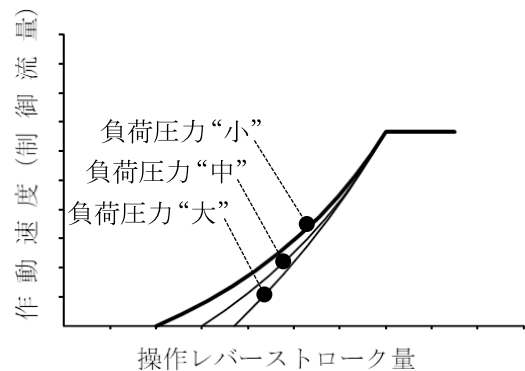


図2 操作レバー量と作動速度の関係

これは、オリフィス絞りの流量式  $Q = CA\sqrt{\Delta P}$  ( $Q$ : 流量,  $C$ : 流量係数,  $A$ : 絞り面積,  $\Delta P$ : 差圧) で示され、 $\Delta P$ はメータイン絞りの前後差圧であり、アクチュエータ負荷圧力変動に追従するため、アクチュエータへの供給流量 $Q$ が変化する。

尚、自動車の運転で例えると、アクセルペダルを一定に保っていても、坂道では速度が低下するといったことが挙げられる。

### 1.3 オープンセンタシステムの種類

ミニショベルでは、常に一定流量を吐出する固定容量ポンプとの組合せが主流であるが、中型ショベルでは、入力信号に応じた任意流量を吐出する可変容量ポンプとの組合せが主流である。可変容量ポン

プとの組合せの場合、ブリードオフ回路下流に絞り  
を設け、下流圧力をポンプにフィードバックし、吐  
出流量を制御するネガティブコントロールと、ス  
プール操作量に応じた信号（圧力や電流値など）を  
ポンプにフィードバックし、吐出流量を制御するポ  
ジティブコントロールがある。

共に、操作量に応じてポンプ吐出流量を必要最小  
限に抑えた省エネシステムである。

## 2 クローズドセンタシステム

### 2.1 クローズドセンタシステムとは

クローズドセンタシステムの代表回路として、  
ロードセンシングシステムがある。

ロードセンシングシステムは、オープンセンタシ  
ステムと違い、ブリードオフ回路が無く、主にメー  
タイン回路とメータアウト回路から構成され、可変  
容量ポンプとの組合せで構成されるシステムである  
(図3)。

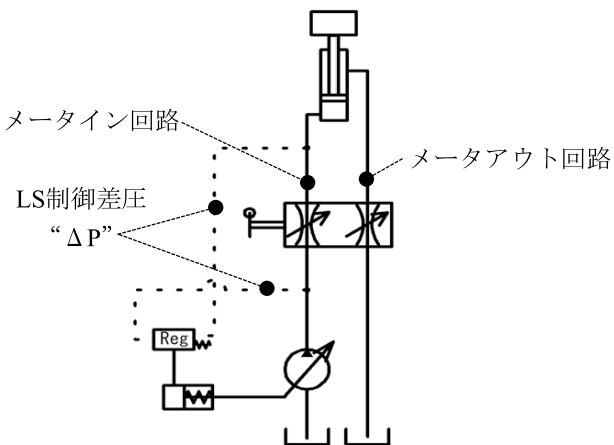


図3 ロードセンシングシステム回路

スプール中立位置のとき、メタイン回路とメー  
タアウト回路が閉じているため、アクチュエータが  
作動しない。その際、ポンプの吐出流量は、スタン  
バイ流量となっており、アンロード弁などを經由し  
てタンクへ流れている。

操作レバーなどでスプールを切り替えると、アン  
ロード弁が閉じて、メタイン回路とメータアウト  
回路が開き、アクチュエータへ作動する。その際、  
メタイン絞りの前後差圧 $\Delta P$ が一定になるように、  
アクチュエータ負荷圧力をポンプにフィードバック  
し、吐出流量を制御する。この $\Delta P$ はLS制御差圧と

して定義される。

### 2.2 ロードセンシングシステムの特徴

アクチュエータ負荷圧力が変動しても、アクチュ  
エータへの供給流量が変化しない。つまり、一定の  
操作レバー位置を保持した状態でも、アクチュエー  
タ負荷圧力変動によって、アクチュエータ速度が変  
化しない(図4)。

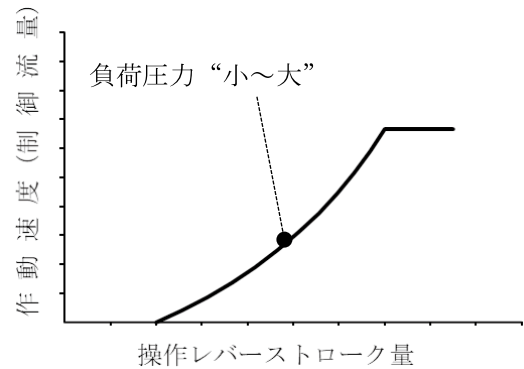


図4 操作レバー量と作動速度の関係

これは、オリフィス絞りの流量式 $Q=CA\sqrt{\Delta P}$ で  
示され、 $\Delta P$ はメタイン絞りの前後差圧であり、  
ロードセンシングシステムでは $\Delta P$ が一定になるた  
め、流量 $Q$ が変化しない。

### 2.3 ロードセンシングシステムの動向

ロードセンシングシステムは、操作量に応じてポ  
ンプ吐出流量を必要最小限に抑えた省エネシステム  
であり、ミニショベルを中心に需要が増えている。

また、アクチュエータ負荷圧力変動に影響せず、  
操作量に応じた流量が安定して得られることから、  
ショベルに関わらず、近年では自動化用油圧システ  
ムとしても需要が増えている。

## 編集後記

私は生産技術開発に携わっている関係上、記事集めも生産技術関連が中心である。しかし生産技術はノウハウの塊のため、記事にしたいけれどもできないことが多く、いつも記事集めには苦勞する。私が編集員になってから今回で5巻目であるが、生産技術関連の記事は1割程度しかなく、本巻でもゼロ件である。技術者であれば自ら開発した技術をアピールしたいものだが、それがなかなか叶わない。生産技術関連のノウハウを隠しつつ、開発技術をアピールする、そこが編集員の腕の見せどころかもしれない。(川添委員)

少し前には想像してなかった、これからCOVID-19とうまく付き合っていく。生活様式や行動意識の変容・変革をネガティブに捉えると、つつい暗い気持ちになりがちだ。あの頃は……と懐古するわけではないが数年前の本誌を見返すと、変える・変わるを恐れず、今に繋がること、これから繋げることを紡いでいくのが使命だと叱咤激励が込められている気がした。

とは言え私のように構えずに、本誌はアーカイブ含めてWebでもご覧いただけるので、ブラウジングで気軽に眺めていただければ幸いである。(太田委員)

KYB技報に目を通すと、実に様々な分野で研究、開発がされていることがよくわかる。編集担当記事は、自分の専門外であることも多く、内容を理解したうえで編集するには苦勞する。私事だが本記を執筆中、昨年受験した、ある資格試験の合格通知が届いた。

今まで私が専門としてきた分野とは異なり、ほぼ素人の状態であったが約3ヶ月の自己学習で見事、一発合格。今回、専門外の分野にチャレンジした事は、今後の編集作業や自身の新たな研究、開発への取り組みでも生かせるのではないだろうか。(岡田委員)

## 編集委員

◎伊藤 隆	技術本部基盤技術研究所	岡田 潔	KYBモーターサイクルサスペンション(株)生産技術部
梶澤 亮一	技術本部基盤技術研究所	中野 智和	HC事業本部岐阜南油機技術部
川添 敏行	技術本部生産技術研究所	松村 亮一	経営企画本部経営企画部
周防 士朗	技術本部知的財産部	岡村 和徳	KYBステージエンジニアリング(株)技術部
星野 公輔	HC事業本部相模油機技術部	宮嶋 勝昭	KYBエンジニアリングアンドサービス(株)技術部
丸山 政一	航空機器事業部技術部	河野 義彦	(株)タカコ技術本部開発部
川島 茂	特捜車両事業部熊谷工場技術部	小林 弘孝	KYB-YS(株)設計部
太田 康洋	AC事業本部製品企画開発部	○宮 能治	技術本部技術企画部
宮谷 修	AC事業本部電子技術部	○大林 義博	技術本部技術企画部
野口 洋一	AC事業本部PS事業部生産技術部	○村山 栄司	技術本部技術企画部

◎編集委員長

○編集事務局

HC事業本部：ハイドロリックコンポーネンツ事業本部

AC事業本部：オートモーティブコンポーネンツ事業本部

### KYB技報 第62号

〔禁無断転載〕 〔非売品〕

発行 2021年4月1日  
編集発行人 KYB技報編集委員会  
発行所 KYB株式会社  
(2015年10月1日よりカヤバ工業株式会社は商号をKYB株式会社に変更いたしました)  
〒105-6111  
東京都港区浜松町二丁目4番1号  
世界貿易センタービル  
電話 03-3435-6451  
FAX 03-3436-6759  
印刷所 勝美印刷株式会社/東京・白山

### ホームページへの掲載のお知らせ

日頃、KYB技報をご愛読いただきありがとうございます。第50号(2015年4月発行)から、より多くの方々にご覧いただくことを目的とし、弊社ホームページへの掲載を行っております。是非ご利用下さい。

なお、冊子の発行は従来通り行ないますので、こちらをあわせてご利用下さい。

〈KYBのホームページアドレス〉

<http://www.kyb.co.jp/>

(トップ画面からKYB技報バナーをクリックして下さい)