

ISSN 1880-7410

# KAYABA TECHNICAL REVIEW

カヤバ技報

OCT. 2022 No. 65

**KYB**  
*Our Precision, Your Advantage*

カ  
ヤ  
バ  
技  
報

KAYABA TECHNICAL REVIEW No. 65 OCT. 2022

カヤバ株式会社

**KYB**

# カヤバ株式会社

(2022年4月1日より、通称名称にカヤバ株式会社を採用いたしました)

2022年8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ディング南館28階 ☎105-5128 ☎(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	静岡県川島郡土田町鹿塩字白砂1185番地	☎509-0206	☎(0574)26-1453
開発センター	静岡県川島郡土田町鹿塩字白砂1185番地	☎509-0307	☎(0574)52-1323
工場	静岡県川島郡土田町鹿塩字白砂1185番地	☎509-0206	☎(0574)26-5310
名古屋支店	神奈川県相模原市南区麻溝台一丁目12番1号	☎252-0328	☎(042)746-5587
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)	☎450-0002	☎(052)587-1760
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)	☎564-0063	☎(06)6387-3221
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)	☎812-0013	☎(092)411-2066
熊谷工場	埼玉県相模原市南区麻溝台一丁目12番1号	☎732-0052	☎(082)567-9166
岐阜北工場	岐阜県深谷市長土家2050番地	☎252-0328	☎(042)746-5511
岐阜東工場	岐阜県可児市土田2548番地	☎369-1193	☎(048)583-2341
三重工場	岐阜県可児市土田505番地	☎509-0298	☎(0574)26-5111
カヤバCS(株)	岐阜県可児市土田60番地	☎509-0297	☎(0574)26-1111
KYBトロンデュール(株)	三重県津市雲出長常町1129番地11	☎509-0206	☎(0574)26-2135
KYBタカコ(株)	三重県津市雲出長常町1129番地11	☎514-0396	☎(059)234-4111
KYB金山(株)	東京都府相模原市南区麻溝台一丁目12番1号	☎514-0396	☎(059)234-4111
KYB-Y.S(株)	東京都府相模原市南区麻溝台一丁目12番1号	☎949-5406	☎(0258)92-6903
KYBモーターサイクルシステム(株)	岐阜県下呂市精華町祝園西一丁目32番地1	☎619-0240	☎(0774)95-3336
KYBロジスティクス(株)	岐阜県下呂市精華町祝園西一丁目32番地1	☎509-1605	☎(0576)35-2201
ジャパン・アナリスト(株)	長野県埴科郡坂城町坂城9165番地	☎389-0688	☎(0268)82-2850
けんしゅう	岐阜県可児市土田509番地	☎509-0297	☎(0574)27-1170
	岐阜県可児市姫ヶ丘二丁目16番地	☎509-0249	☎(0574)26-6427
	神奈川県相模原市南区麻溝台一丁目12番1号	☎252-0328	☎(042)749-7512
	埼玉県戸田市美女木北2丁目8番地4号	☎335-0038	☎(048)499-9336

## KYB Corporation

KYB Corporation adopted the common name of KAYABA Corporation on April 1, 2022.

### Head Office

World Trade Center Building South Tower 28F, 2-4-1 Hamamatsu-cho, Minato-ku, Tokyo 105-5128, 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 Manufacturing do Brasil Fabricante de Autopeças S.A.

Rua Francisco Ferreira da Cruz, 3000, Fazenda Rio Grande-Parana, CEP 83820-293, Brazil  
TEL: (55)41-2102-8200

##### Comercial de AutopeÇas KYB do Brasil Ltda.

Rua Cyro Correia Pereira, 2400 Suíte 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 Advanced Manufacturing Spain, S.A.U.

Poligono Industrial Perguita Calle B, No. 15, 31210 Los Arcos Navarra, Spain  
TEL: (34)948-640336

##### KYB Manufacturing Czech, s.r.o.

U Panasonicu 277, Stare Cívce, 530 06 Pardubice, Czech Republic  
TEL: (420)466-812-233

##### 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 1 10-1 11-1 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 Hsing 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, Mather Village, Sriperumbudur Taluk, Kancheepuram District, India 602105  
TEL: (91)2568-0501

##### 【China】

##### 凱達必(中国)投資有限公司

##### KYB (China) Investment Co., Ltd.

No. 121, Wei 3 Road, Dingmao, Zhenjiang New Zone, Zhenjiang, Jiangsu, 212009, China  
TEL: (86)511-8558-0300

##### 凱達必機械工業(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

##### 無錫凱達必拓普減震器有限公司

##### Wuxi KYB Top Absorber Co., Ltd.

No. 2 Xikun North Road, Singapore Industrial Zone, Xinkun District, Wuxi, Jiangsu, 214028, China  
TEL: (86)510-8528-0118

##### 常州朗銳凱達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

##### 湖北恒隆凱達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

##### 知多彈簧工業(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

カヤバ(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.

---

# カヤバ技報

第65号 2022-10

## 目次

### 巻頭言

サステナブルロボティクスのための油圧再考

玄 相昊 1

### 技術紹介

めっきシミュレーションによる膜厚分布均一化

水野 佑樹 3  
寺戸彩由子

### 技術解説

車載用電動アクチュエータの制御技術

松本 大輔 8  
榎本 大助  
見上 一憲  
福士 翔

### 製品紹介

中型乗用車向けCVT用ベーンポンプの開発

萩原 隆広 26  
大滝 将志  
近藤 弘俊  
進藤 翔太

### 随筆

HKE駐在記

服部 幸司 32

KMEX駐在記

川合 寛 36

### 用語解説

①硬質クロムめっき

望月 嘉隆 41

②制御システムにおける補償器

松本 大輔 42

③ベーンポンプにおけるPV値

萩原 隆広 45

### 編集後記

---

# KAYABA TECHNICAL REVIEW

No. 65 OCT. 2022

## CONTENTS

### Foreword

Rethink of Hydraulics for Sustainable Robotics HYON Sang Ho 1

### Technology Introduction

Making Plating Film Thickness Constant by Simulation MIZUNO Yuuki 3  
TERADO Ayuko

### Technology Explanation

Control Technologies for In-Vehicle Electric Actuators MATSUMOTO Daisuke 8  
ENOMOTO Daisuke  
KENJO Kazunori  
FUKUSHI Natsuru

### Product Introduction

Development of Vane Pump for Medium Passenger Vehicle CVT HAGIWARA Takahiro 26  
OOTAKI Masashi  
KONDO Hirotooshi  
SHINDOU Shota

### Essay

Essay from Expatriate at HKE HATTORI Koji 32  
Essay from Expatriate at KMEX KAWAI Hiroshi 36

### Glossary

(1) Hard Chrome Plating MOCHIZUKI Yoshitaka 41  
(2) Compensators in Control Systems MATSUMOTO Daisuke 42  
(3) PV Values of Vane Pumps HAGIWARA Takahiro 45

### Editors Script



## 巻頭言

## サステナブルロボティクスのための油圧再考

玄 相 昊\*



## 1. プロローグ：コロナ禍での瞑想

新型コロナウイルスが初めて世界を襲った2年前、ロボットの存在価値について考えてみたが、人々を助ける機械ではなく、つまるところ、大量生産のための道具であるという結論に至った。著者は大学で「ロボット運動制御」という授業を担当し、高速で正確な手先軌道追従制御のための教科書的な理論を学生に教えているが、これは大量生産のためのロボットの理論である。しかし世界では今、その大量生産・大量消費にNOが突きつけられている。

コロナによって社会経済活動に大きな歯止めがかかったとき、人々は個々の活動の優先順位がどうあるべきで、また、いわゆる「ブルシットジョブ」がいかに多いかを思い知った。私が自宅のパソコンの画面越しで違和感を覚えながらリモート授業を行っているとき、世界中のエッセンシャルワーカー達は感染のリスクにさらされながら粛々と働き、社会を支え続けてきた。

コロナになんとか慣れてしまった現在、見渡してみれば、道路や水道、電力設備など、社会を支えるインフラの老朽化が労働力不足によって深刻化している。インフラは人が作った人工物・モノである。人の健康をメンテナンスする人が医者や看護師とすれば、人工物の健康を維持管理するのはエンジニアである。

エンジニアの端くれとして社会に対して何ができるだろうか？教育者として若者に対して何ができるだろうか？かつての万博のようにモノを新たに作れば確かに人目を引き、発明者は高揚感や満足感を得ることができる。しかしその陰で、大量のむだな消費がなされ、それが地球を脅かしている。利益を追求する巨大企業の大量生産のニーズに資するロボティクスから、人類が生き延びる術としてのロボティクスへのパラダイムシフトが求められている。

このようなことを悶々と考えた2年間を経て

お、確固とした結論が得られていない著者が今、挑戦しようとしている課題が一つある。モジュールロボットである。

## 2. 「モジュールロボット」プロジェクト

われわれが置かれた社会環境、自然環境の現状を踏まえると、農林水産業、インフラ保守、災害対応など、基本的に人が立ち入れない環境下での土木建設、運搬、メンテナンス作業のニーズが急速に増すだろう。様々な新しいニーズに合わせて、機器単体の性能はもちろん、それを運用する側の負担やコストをトータルに低減できるロボットソリューションが求められる。

有望なコンセプトがモジュールロボットである。独立機能する単機能ロボットが複数組み合わせ、集合体として各種の作業に柔軟に対応する。適材適所の構造選択、配置、機動性と可搬性、製造と保守の容易さなど、運用上の多くの利点を有する。学術界には既に、再構築可能なロボット (reconfigurable robots) や、自律分散ロボット (self-organized robots) という分野が存在する。これらは、不定形的环境に対して形状を適応しながら、何らかの目的を達成するロボットシステムと定義できる。過去の多くの論文で、均質な形状をした物体が無数に集まって、集合体となって何らかの構造を形成する概念やシミュレーション例が示されている。ただ、これらはプランニングアルゴリズムを主としたCGベースの研究がほとんどである。実機ベースでは群移動ロボットの研究が多いが、屋外作業ロボットが想定するようなヘビーデューティタスクを実現しようとする試みはほとんど見られない。

著者らのチャレンジは、モジュールロボットに油圧を組み合わせることである。具体的には、油圧特有の頑丈さとハイパワーに加え、油圧回路と配管による変幻自在な動力集配機能を最大限に生かすことを考えている。このうち、前者については、2020年のKYB技報第61号の技術紹介記事「油圧モジュールロボット」に紹介されている。後者については

\*立命館大学 教授

2022年の国際会議IEEE ICRAにてそのコンセプトが示された。

既存の油圧機械と対比してみる。油圧ショベルは、産業用マニピュレータと同じ腕のような形をした油圧機械である。自律制御するケースは稀であるが、災害対応のときに最も活躍する、力強くて頼りになるロボットと言える。先端に様々なアタッチメントを搭載できるため、先端部分のモジュラー化が進んでいる。アクチュエータとしては、シリンダ、バルブ、ポンプなど、油圧機器メーカーから単品として販売される。しかし、駆動部を全て根元に置く設計のため、モジュール化は困難である。

一方、近年、EHAに代表される、駆動源と一体化された産業用アクチュエータが一般販売されている。これを用いれば、電源の問題は残るが、油圧源を内蔵するロボットモジュールが実現できる。ただ、単純に組み合わせると先端が重たくなってしまい、全体としての性能が落ちてしまう。モジュール化を妨げるのが、まさに重量である。ホビーロボットのように手で簡単に組み立てられるほどにはなれないが、せめて人の手で持ち運んで組み立てて、かつ自重以上の荷物を持ち上げるくらいまでにはならないだろうか。脱着を自動化すれば、人手に頼らずにロボット自ら組み立てることもできる。

この研究プロジェクトにおいて油圧が持つ可能性をいくつかあげると、次のようである：

- A) 小型ポンプを用いれば、速度は落ちるが小型モータで大きい力が出せる
- B) 負荷が軽微なときは外部ポンプによって機敏に動かせる
- C) 衝撃に強く、全天候型で、安価に製造可能である
- D) 圧力による力の監視と制御が可能である
- E) 増圧と合流によって軸間でパワーの融通ができる
- F) 脱着を油圧によって達成できる

このようなアイデアを踏まえて研究課題が設定され、研究計画が立案される。

機械的に合体して組み合わせられてできたロボットは、最適設計された一体型のロボットと比べて、性能面で大幅に劣ると考えられる。しかしそれは常に真なのだろうか？設定すべき問いは、冒頭に述べた運用面のニーズを踏まえて、「既存の一体型のロボットに対して、モジュラー油圧ロボットが有利になる条件は何か？」である。既存のロボットには純電動

も含まれる。具体的にいくつかの仮説検証を達成することが重要である。

### 3. エピローグ

モノからコトへという大スローガンのもとでモノへの関心が薄れる中で、メカニズムはブラックボックスとして覆い隠され、スマホ画面のように、イージーかつ瞬間的に消費される存在に成り下がってしまったかのようなのである。イージーなのは大変結構であるが、この調子でモノ離れが進行したとき、モノの仕組みを理解して扱えるエンジニアは日本にどれだけ残るのだろうか？AIも同様であるが、技術に対する無関心は一種の思考停止とも捉えられる。高度なロボット技術を一部の人間に委ねることは大変危険である。

リノベーションやそれに類する概念（サステナブルデザインなど）は、人々が自然や人工物に向き合う姿勢においてますます存在感を増すだろう。確かに、新しい物質の大発見や、それを活用した大発明といった、派手でステレオタイプの最先端のイメージと違って、地味で泥臭い印象はぬぐえない。しかも、モノや技術のことを深く理解せずして達成できない、極めて困難で忍耐を要する営みである。そういう中で、大量生産・大量消費に違和感を覚え、古いものを愛し、自らのアイデアで手を加えて価値を生み出そうとしている若者が増えているという。これは朗報ではないだろうか。

リノベーションを科学として昇華するためには、新しい知恵や方法論が必要になる。モジュラー油圧ロボットは従来の油圧機械のリノベーションと捉えることもできる。油圧という既に十分に確立されたと思われる技術を、モジュールロボットという新たな観点から温故知新する試みである。従来のロボティクスが、産業界の要求（大量生産）に応えるだけの受動的な役割を担っていたとすれば、新しいロボティクスは、「人新世」の難問に人々が主体的かつ積極果敢に挑戦するための「万人の技術」になるべきと考える。忍耐強く考え、時間の許す限り、仮説と検証を繰り返したい。

最後に、紙面をお借りして、カヤバ株式会社の本学の研究と教育へのご協力に感謝申し上げます。地球温暖化、パンデミック、食糧・資源リスクの尖鋭化により、多くの人々が不安を抱える中、カヤバのエンジニアの皆様が、今後も誇りをもって社会を支え、地球を救うモノづくりにますます邁進されることを祈念いたします。

# めっきシミュレーションによる膜厚分布均一化

水野 佑樹 ・ 寺戸 彩由子

## 1 はじめに

近年、あらゆる分野でAIやIoTなどデジタル技術が推進されており、これまで匠の技として伝承されてきた技術も、デジタル技術によって標準化が可能となりつつある。

カヤバ(株)では、緩衝器用ピストンロッドなどの摺動部品に、硬質クロムめっきを多く用いているが、その特性上マスキングジグ（以下ジグ）<sup>注1)</sup>を必要とする。しかし、従来のジグ設計は作業員によるカンやコツ（いわゆるカンコツ）頼りであり、めっきの析出量（以下、膜厚）分布を均一にすることが困難であった。また、1トライごとにジグ製作、めっき試作が必要であるため、ジグ形状の検討に多くの工数を要していた<sup>注2)</sup>（図1）。そういった背景の中、当社はシミュレーションソフトを活用し、カンコツを必要としないジグ設計手法の開発を行った。本報では、シミュレーションを活用し、産業用油圧機器製品のめっき膜厚分布の均一化に取り組んだ事例について紹介する。

注1) めっきを付けたくない、あるいは膜厚を抑えたいときに用いる遮蔽ジグ

注2) 完成までに3～4トライ：2週間/トライ  
（作業員聞き取りによる）

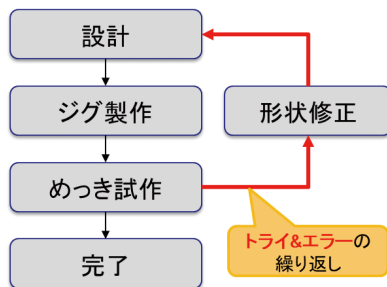


図1 従来のジグ設計フロー略図

## 2 電気めっきの特性

本章では、硬質クロムめっきをはじめとする電気めっきの主な特徴について述べる。電気めっきにおいて、一般的にめっきの膜厚はめっきの電気量（電流×時間）に比例する（ファラデーの第一法則）。

ワークにめっきを施す際、ワーク端部には電流が集中しやすく、膜厚増加の原因となる（図2）。これを防ぐためには、電極を短くすることで対策可能ではあるが、様々な長さの製品にめっきを施す設備の場合、電極長さ変更による対策では限界がある。そこで、ワークの端部にジグを取り付け、端部の電流集中を抑制し、めっき膜厚の増加を抑える。

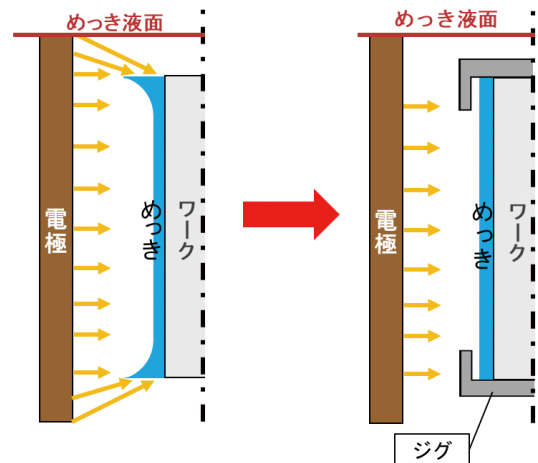


図2 ジグの効果 模式図

## 3 段付き形状ワークによる予備実験

シミュレーションによるジグ検討を行うにあたり、まず、段付き形状のワークを用いて予備実験を行った。予備実験の装置の正面図を図3に示す。めっき槽に垂直にワークと電極が挿入されている。なお、電極はワークの周りに4本設置した。ワークはφ22とφ10の段付き形状で、それぞれ長さが100mmずつである。また、実験条件は表1のとおりである。前

章で述べた通り、角部は電流密度が高くなり、膜厚が増加するが、この現象をシミュレーションで再現可能か確認した。

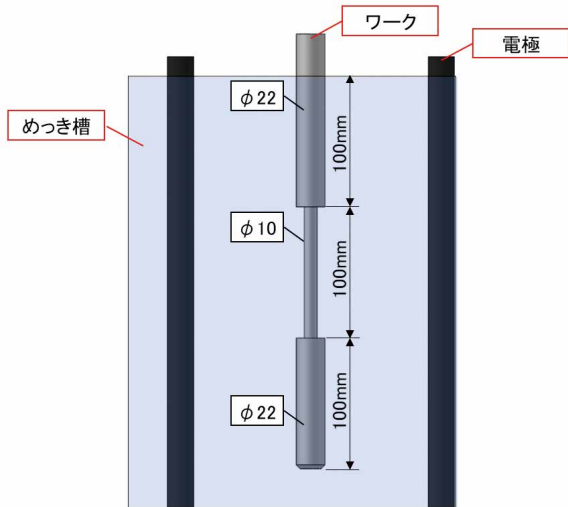


図3 予備実験装置略図

表1 予備実験のめっき条件

項目	設定条件
めっき浴	サージント浴
めっき液温	50℃
めっき面積	1.7dm <sup>2</sup>
電流密度	40A/dm <sup>2</sup>
設定電流値	70A
めっき時間	30min

今回用いたシミュレーションソフトは、電流密度A/dm<sup>2</sup>の解析を行うものであり、解析結果と実測膜厚を直接比較できないため、式(1)を用いて解析結果A/dm<sup>2</sup>を膜厚μmに換算した。

$$\text{膜厚}\mu\text{m} = \frac{\text{析出速度}\mu\text{m}/\text{min} \cdot \text{A} \cdot \text{dm}^{-2} \times \text{電流密度A}/\text{dm}^2 \times \text{めっき時間min} \times \text{電流効率}}{\text{電流密度A}/\text{dm}^2 \times \text{めっき時間min} \times \text{電流効率}} \quad (1)$$

解析結果のコンター図を図4に示す。上部のφ22部をA、中部のφ10部をB、下部のφ22部をCとする。A部、C部の端部およびB部の中央部は電流密度が大きくなり、B部の端部は電流密度が小さくなった。

解析結果と実測の比較を図5～7に示す。なお、本報では、図中の「膜厚」(縦軸)はワークの膜厚平坦部(A部:10～60mm, B部:130～170mm, C部:230～270mm)の平均値で除して無次元化したものを示す。

A部、B部、C部の膜厚分布の傾向は、シミュレーションと実測でほぼ一致した。このことから、今回作成したシミュレーションモデル、および条件での解析で、実現象に近い膜厚分布が得られることが判った。

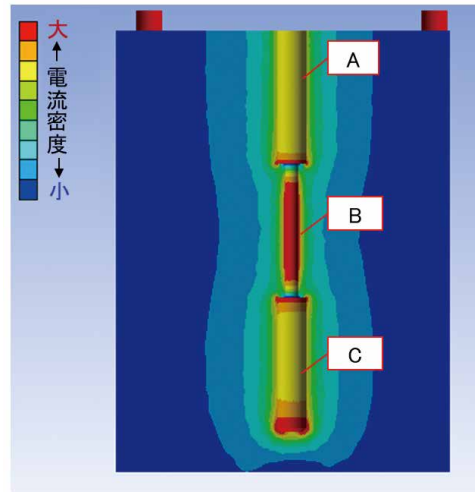


図4 解析結果(電流密度分布)

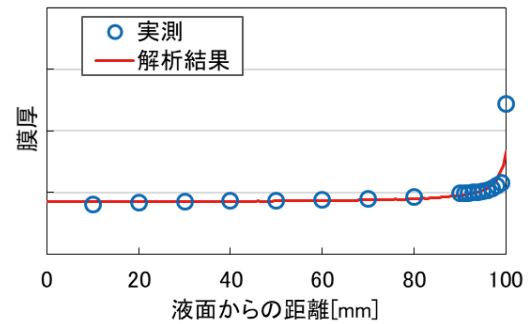


図5 A部の比較

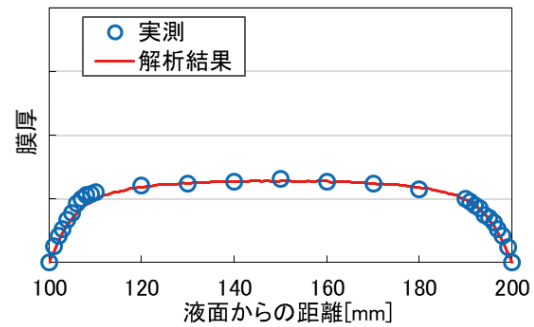


図6 B部の比較

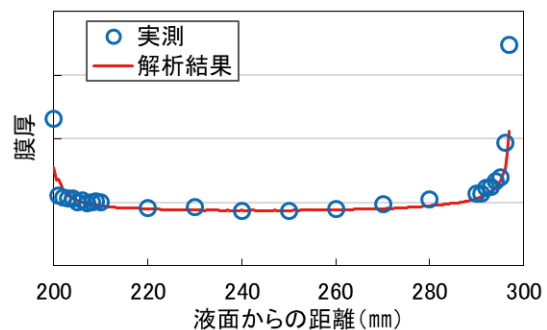


図7 C部の比較



## 4 膜厚分布の均一化

予備実験にて、シミュレーションモデルの妥当性が示されたため、量産設備での活用を試みた。

### 4.1 対象製品

フォークリフトシリンダ用ピストンロッド(図8)を対象とした。

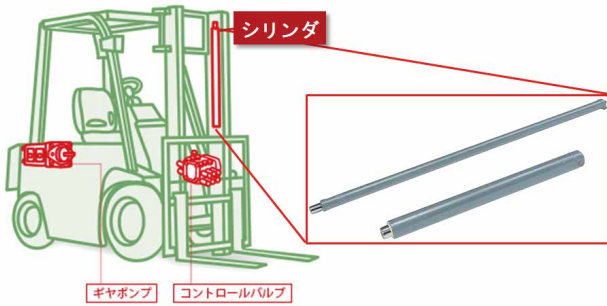


図8 対象製品

### 4.2 従来型のジグ

従来型ジグ(写真1)の膜厚測定結果を図9に示す。膜厚測定は、電磁式膜厚計を用い、ワークの長手方向に一直線上に測定した。図内に、ジグを取り付けたワークの模式図を示している。

ジグがカンコツによる設計のため、膜厚分布が不均一であった。特に、マスキング部の膜厚が大きく下がっており、ここの膜厚を確保するために、全体的にめっきを厚くしている。そのため、めっき時間増加による電気、薬品使用量がむだとなっている。

ロッドの中央部は膜厚が均一であるが、ロッド端部は電流の集中とジグの遮蔽効果により膜厚が不均一となっている。シミュレーション結果と照らし合わせ、膜厚分布の傾向が再現できていることを確認した。

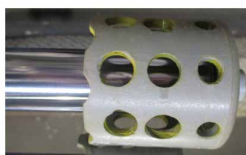


写真1 従来型のジグ

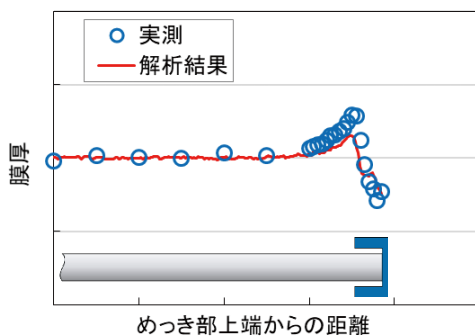


図9 実測とシミュレーション比較(従来型ジグ)

### 4.3 ジグの検討方法

解析結果の電流密度分布がより均一になるように、ジグモデルの縦横比や穴径、穴数を変更しながら繰り返し解析し、形状を検討した(図10)。ジグの形状によって、電流密度分布が大きく変化するため、入念に検討した(図11)。著者はジグ形状の検討は未経験であったが、モデル修正を重ね、約2週間の検討期間を経て、図11中の「最終版」に示す形状となった。

図10のフローに示すように、シミュレーションを活用することで、ジグ製作、めっき確認は1回で可能となった。

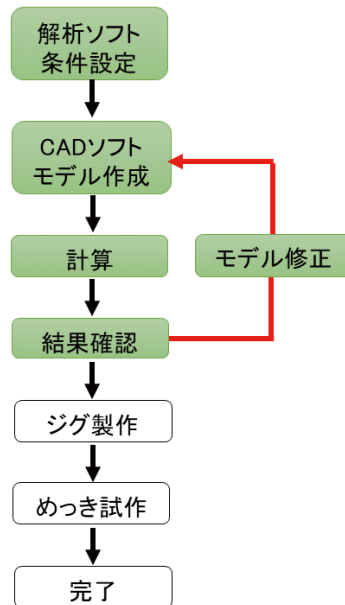


図10 シミュレーションソフトを用いたジグ設計フロー

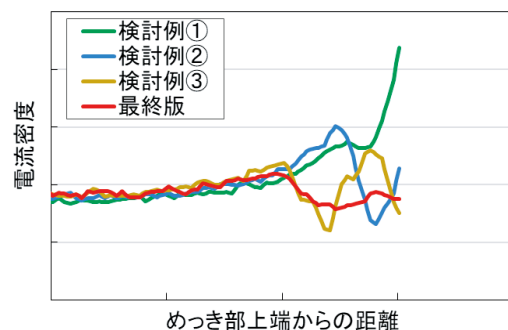
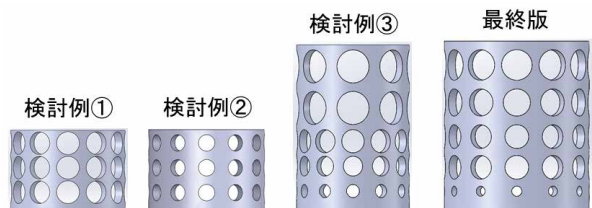


図11 各検討例モデルの解析結果



#### 4.4 効果確認

実際にジグを製作，めっき試作した結果を比較した。ここでは，改良型ジグと呼ぶこととする（写真2）。図12に従来型ジグと改良型ジグそれぞれの膜厚測定結果を示す。従来型ジグの膜厚分布（最大膜厚-最小膜厚）/平均膜厚は，平均膜厚の57%であったが，改良型ジグの膜厚分布は，平均膜厚の11%にまで低減できた。

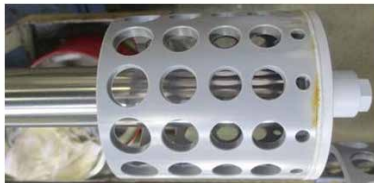


写真2 改良型ジグ

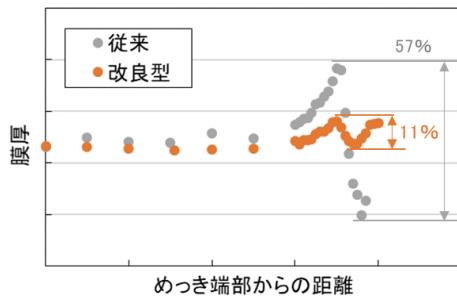


図12 膜厚測定結果の比較

## 5 更なる効率化へ向けて

これまで，ジグ検討には，作業者のカンコツ頼りに改善を実施してきたため，検討期間は約6週間必要だったが，著者がシミュレーションを活用し改善を実施した結果，検討時間を2週間まで短縮できた。しかし，シミュレーションのモデル改善はトライ&エラーの繰り返しのため，カンコツを除くことができず，シミュレーションを用いても改善時間の短縮は大きな課題となった。

そこで，最適化ソフト<sup>注3)</sup>を使用し，モデルの修正および計算を自動で行うことで検討時間の短縮，カンコツの削減を目指した（図13）。

注3) 使用ソフト：Simcenter HEEDS®

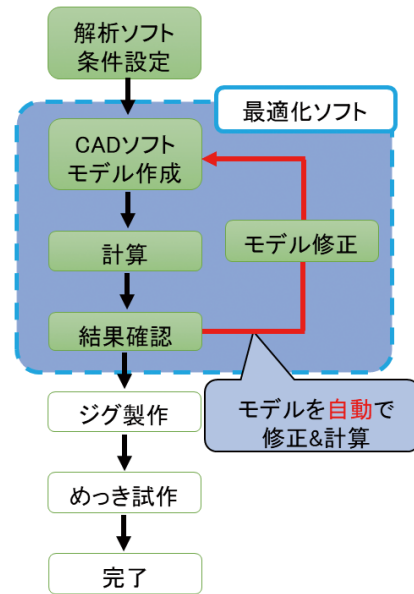


図13 最適化ソフトを用いたジグ設計フロー

#### 5.1 条件設定

今回，設定したパラメータは表2のとおり5つとし，これらを組み合わせて100通りの解析を実施させ，膜厚分布が最も小さくなるジグ形状を最適化ソフトに計算させた。設定箇所を図14に示す。

表2 最適化ソフトのパラメータ設定項目

パラメータ設定	
外径	φ47-85mm
高さ	5-130mm
縦穴径	φ1-30mm
縦穴数	2-10個
円周方向穴数	4-20個

組み合わせて  
100通り  
解析を実施

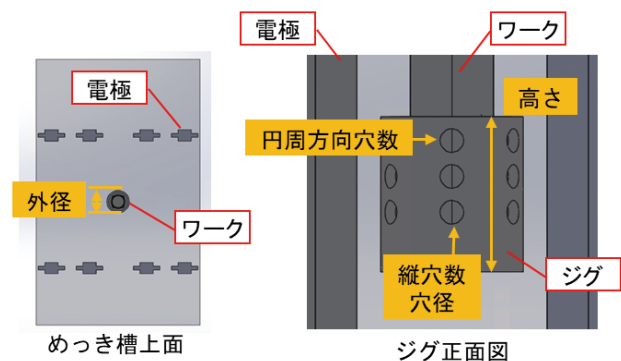


図14 パラメータ設定箇所

## 5.2 膜厚測定結果

最適化ソフトで計算したモデルでジグを製作し(写真3)、めっき試作、膜厚測定を行った。

図15に示すように、膜厚分布は、シミュレーションソフトのみを用いた改良型モデル(11%)より劣るが、従来型ジグの約1/3(19%)まで低減できた。さらに、検討時間は8時間まで短縮でき、改良型ジグ(2週間:実働80時間)の約1/10まで削減できた。今回の結果から、5つのパラメータを入力するだけで、“誰でも”“簡単に”“短時間で”ジグの設計が可能となった。

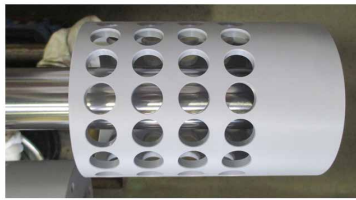


写真3 改良型ジグVer. 2

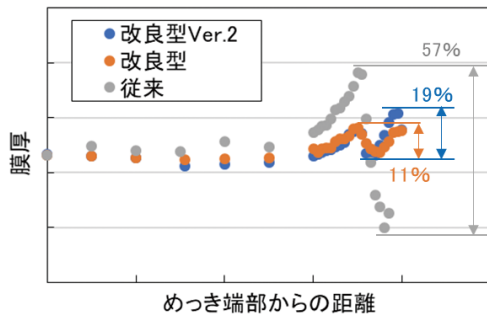


図15 膜厚測定結果の比較2

## 6 今後の展望

さらなる期待効果として、めっき時間短縮により加工費(電気代、薬品代)、CO<sub>2</sub>排出量削減が見込める。

製品のめっき膜厚最小部が必要膜厚を満足するようめっきを施しているが、現状(従来)は、図16に

示すように端部の膜厚が小さく、これに合わせてめっきを施しているため、めっき端部から距離のある平坦部の膜厚は過剰となる。ジグを改善することにより、めっき端部の膜厚を平坦部より大きくすることで、過剰なめっき膜厚の削減が可能となる(図16 塗りつぶし部)。膜厚低減分のめっき時間の短縮が可能になるため、加工費、CO<sub>2</sub>排出量削減につながる。

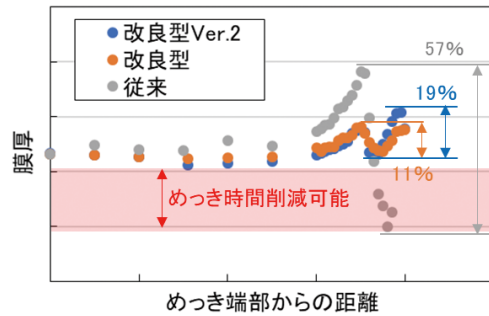


図16 期待効果

## 7 おわりに

膜厚分布の均一化、生産性向上にシミュレーションが非常に有効であることが確認できた。さらに、最適化ソフトの活用により、カンコツに頼らないジグ検討、および検討時間の大幅削減が可能となることが分かった。

今後、膜厚不良の原因調査や、新規めっきラインの仕様検討(処理本数など)の際にもめっきシミュレーションの活用が期待できる。また、当社の加工工程はめっきだけでなく、熱処理や切削など多岐にわたる。めっきシミュレーション以外にも様々な加工シミュレーションの活用を拡大していきたい。

最後に、本開発においてご協力をいただいた社内外の関係者各位に、この場を借りて厚く御礼申し上げます。

## 著者



水野 佑樹

2019年入社。技術本部生産技術研究所第一研究室所属。表面処理技術の開発に従事。



寺戸 彩由子

2012年入社。技術本部生産技術研究所第一研究室所属。表面処理技術の開発に従事。

## 車載用電動アクチュエータの制御技術

## Control Technologies for In-Vehicle Electric Actuators

松本大輔・榎本大助・見上一憲・福士翔  
MATSUMOTO Daisuke・ENOMOTO Daisuke・KENJO Kazunori・FUKUSHI Natsuru

## 要 旨

カヤバは電動パワーステアリング (Electric Power Steering以下, EPS) をはじめ, 各種車載用アクチュエータの開発, 生産を行っている<sup>1),2)</sup>. アクチュエータの制御仕様 (制御の目的や手法など) は, その機能によって異なるが, システムが安定に動作し, 求められる機能・性能を満足することは共通の課題である. また, アクチュエータの制御では, 制御システムの安定性は制御補償器 (以下, 補償器) の特性に依存しており, 補償器の設計次第で制御システムが不安定となる (出力が発振あるいは発散する) 場合がある. このため, 制御対象であるアクチュエータの特性をとらえた上で補償器を設計する必要がある.

本報では, パワースポーツ車両向けEPS<sup>1)</sup>の操舵アシスト制御と, 将来の自動操舵への応用を見据えた舵角制御の補償器設計手法とその実装方法について解説する. また, 今後の展望についても述べる.

## Abstract

KYB develops and manufactures various in-vehicle actuators including electric power steering (EPS). The control specifications of the actuator differ depending on the function, but it is a common issue to achieve a system that operates stably and satisfies the required functions and performance. In addition, when controlling the actuator, the control system may become unstable depending on the design of the control compensator, so it is necessary to design the compensator after grasping the characteristics of the actuator to be controlled.

In this report, we explain the compensator design method for the steering assist control of EPS for all terrain vehicles and utility task vehicles and for steering angle control with an eye toward future application in automatic steering, as well as the implementation method of this design method. This report also describes the future outlook.

## 1 緒言

乗用車向けEPSと比較してパワースポーツ車両, 特にオフロード車向けEPSでは, より高応答な操舵アシスト性能とキックバック抑制性能が求められる. これらの要求性能を満足するためには, EPSを構成するハードウェア (後述のモータとその駆動回路, ギヤASSYなど) が適切に設計されていることが前提となる. また, ソフトウェア (適切な制御手法) によってハードウェアの能力を最大限に引き出す必要がある. 具体的には操舵アシスト性能, キックバック抑制性能が求められる周波数領域において, 制御

システムの開ループゲイン (一巡伝達関数のゲイン) をできるだけ大きく設定しなければならない. しかし, 単に開ループゲインを大きくするだけでは, ゲイン余裕, 位相余裕 (以下, 安定余裕) が低下し, 場合によっては制御システムが不安定になってしまうため, 注意が必要である. 開ループゲインを大きくしながら安定余裕を確保 (以下, 安定化) する手法として, 位相補償器<sup>注1)</sup>が利用されてきた. この手法による安定化は制御システムの一巡伝達関数の周波数特性のゲインと位相の情報 (ノンパラメトリックモデルと呼ばれる) に着目して位相補償器を設計するものである. 位相補償器の実装は比較的容

易である一方、設計者が周波数特性を確認しながら試行錯誤して設計パラメータを調整する必要がある。そのため、設計にはある程度の経験やコツが必要である。後述のように開発の各段階において、補償器の再設計を行うことが想定されるため、開発効率向上の観点から補償器の設計から実装までの処理をある程度自動的に行えることが望ましい。しかし、従来の手法では、設計ツールの自動化に難点があると考えられる。

注1) 制御システムにおける補償器とは、制御システム  
の特性を望ましいものにするための制御入力を生成  
する演算器である。位相補償器は制御システムの一  
巡伝達関数のゲインと位相に着目して設計される。

一方、 $H_\infty$ 制御理論に代表されるロバスト制御理論は、制御対象の伝達関数や状態方程式（パラメトリックモデルと呼ばれる）を利用し、制御システムの望ましい特性（目標値応答性、外乱抑制性）から逆算的に補償器を設計する手法である。これらの手法では、制御対象、制御システム、外乱などをパラメトリックモデルで表して各種方程式を解くことによって補償器が算出される。このため、設計ツールの自動化が比較的容易であり、より効率的に補償器を設計できるという利点がある。パワースポーツ車両市場特有の開発スピードに対応していくためにはこのような設計手法が有効であると考えられる。

一般にロバスト制御理論による補償器設計では、位相補償器に比べて補償器が複雑になる（次数が増加する）傾向がある。しかし、近年、FPU（Floating Point Unit：浮動小数点演算処理装置）を搭載した車載用マイコンが採用され、比較的高次の補償器の実装が可能になってきている。

本報では、ロバスト制御の基礎理論の一つである「安定化補償器のパラメータ表示<sup>3)</sup>」に基づいて、EPSの操舵アシスト制御補償器、舵角制御補償器を設計する方法について解説する。

## 2 EPSシステム

### 2.1 EPSシステムの構成

パワースポーツ車両向けEPSの構成を図1に示す。

図中の「機電一体型ブラシレスモータ」（以下、パワーパック）はその名の通りコントローラを一体化させたブラシレスモータ（以下、モータ）であり、操舵アシスト制御を含むすべての制御演算が本コンポーネントで行われる。

「TAS (Torque Angle Sensor)」は運転者がハンドルを操舵したときのトルクやハンドル側の角度を検出するコンポーネントである。後述のように操舵

アシスト制御ではTASで検出したトルクを利用する。また、舵角制御ではTASで検出した角度によりモータ回転角から算出する舵角の原点設定を行う。

「ギヤASSY」はモータが発生したトルクをウォーム減速機によって増幅し、ラック&ピニオンによって回転運動を直線運動に変換する機構を有する。運転者の操舵トルクとモータが発生する操舵アシストトルクを、車両が曲がるための力として車両のタイヤに伝達するコンポーネントである。

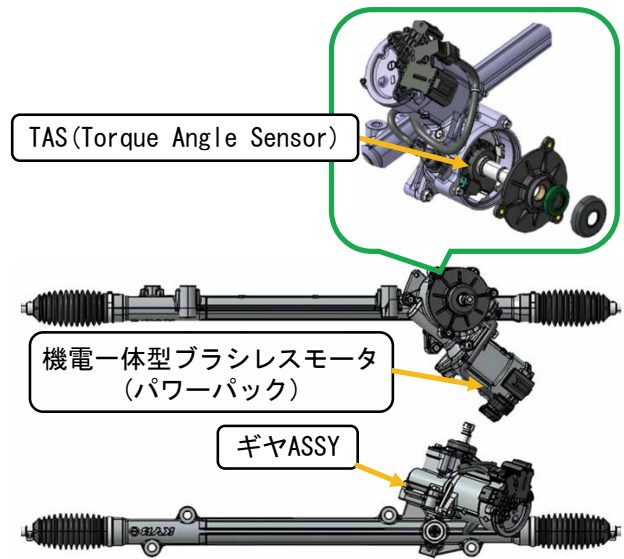


図1 パワースポーツ車両向けEPSの構成

### 2.2 EPSシステムのブロック図

EPSシステムのブロック図を図2に示す。

コントローラは、主な機能として、①CPUや駆動回路、各種センサなどの異常を監視してフェールセーフ処理を行うコントローラ管理機能、②車両や他のサブシステムと通信を行うCAN通信機能、③モータのベクトル制御や操舵アシスト制御、舵角制御を行う各種制御機能を有する。

次章では操舵アシスト制御、舵角制御に焦点を当ててこれらの補償器を設計する方法について述べる。

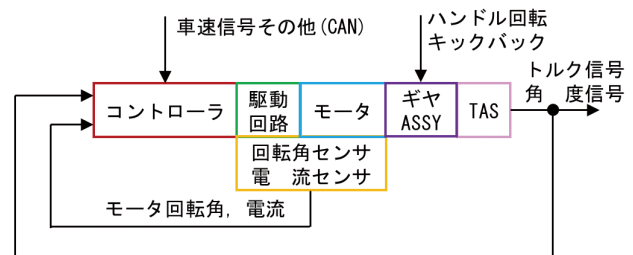


図2 EPSシステムのブロック図



### 3 補償器設計の概要

#### 3.1 制御システムの構成

操舵アシスト制御あるいは舵角制御に焦点を当てた場合の制御システム（制御対象+補償器）の概略を図3に示す。

本制御システムの制御入力にはモータ電流指令、制御出力はTASのトルクまたは舵角（舵角はモータ回転角から算出される）である。また、負荷トルクはギヤASSYを介してモータに伝達する運転者の操舵やキックバック、ギヤASSYの摩擦トルクに起因するトルクである。

図中の赤破線で囲った部分が制御対象である。制御対象は、モータや駆動回路、コントローラ、ギヤASSYなどのハードウェアと、モータのベクトル制御や舵角演算などのソフトウェアが混在したシステムである。

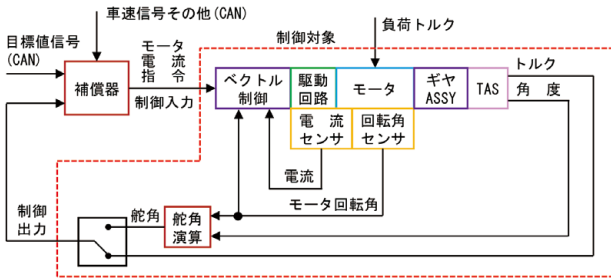


図3 制御システムの概略

#### 3.2 補償器設計の方針

前節の図3の制御対象における駆動回路、モータ、ギヤASSYなどのハードウェアの挙動は、実時間における電氣的あるいは機械的物理現象であるため連続時間システムである。一方、ベクトル制御、舵角演算などはデジタルコンピュータで行われるため離散時間システム<sup>注2)</sup>である。以上より、実際の制御対象は連続時間システムと離散時間システムが混在したシステムとなる。制御対象の入出力に着目すると、制御入力、制御出力はそれぞれ制御周期毎に更新あるいはサンプリングされる。このため、制御入力から制御出力までの制御対象は離散時間モデル<sup>注3)</sup>で表すことができる。また、補償器の演算もデジタルコンピュータで行われるため、補償器も離散時間モデルで表すことができる。

注2) 離散的な時間（以下、サンプル時刻）においてその挙動が定義されるシステムをいう。

注3) 離散時間モデルとは、デジタルコンピュータで制御される制御対象のサンプル時刻における挙動や、離散時間システムの挙動を差分方程式や伝達関数で表したものである。

従来、制御対象と補償器を連続時間システムとみなして連続時間にて補償器を設計し、双一次変換などの離散化方法によって補償器を離散化して実装する手法が一般的に利用されてきた。この手法には設計上の安定性が実システムでは保証されないという問題がある。その主な要因として、双一次変換などの方法で離散化した補償器が必ずしも離散時間システムの安定化補償器となっていない（離散時間システム上の安定余裕が確保されていない）ことが挙げられる（課題①）。また、制御対象のモデル化誤差（モデルと実システムとの乖離）により、設計した補償器が、そもそも実システムの安定化補償器となっていない場合もシステムは安定とならない（課題②）。課題①に対しては制御対象を離散時間モデルで表し、離散時間システムで補償器を設計する方法が有効である。課題②に対しては、周波数応答法やM系列信号を利用したシステム同定法<sup>4)</sup>によって補償器設計のためのモデル（以下、補償器設計用モデル）を同定する方法が有効である。そこで、制御対象を離散時間モデルで表し、離散時間システムにて補償器を設計する方法を採用する。また、ハードウェアが製作された段階で制御対象のシステム同定を実施し、同定した補償器設計用モデルを利用して補償器の設計を行う。制御対象と補償器のモデルを表す離散時間演算子として $\delta$ （デルタ）演算子<sup>5)</sup>を利用する。 $\delta$ 演算子は $z$ 演算子と制御周期 $T_c$ を用いて $\delta = (z-1)/T_c$ と表される。 $\delta$ 演算子を利用する主な利点は、少ないビット数での補償器演算でも比較的高い精度が得られることである。詳細は文献<sup>4), 5)</sup>を参照されたい。

#### 3.3 制御システムのブロック図

図3の制御システムにおける制御対象のブロック図は、近似的に図4のように表すことができる。

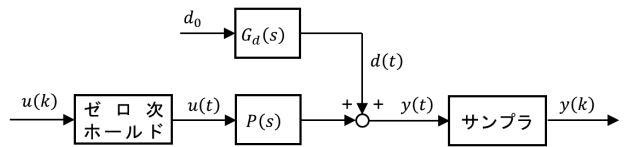


図4 制御対象のブロック図（連続時間システム）

図4中の $P(s)$ は制御対象の連続時間モデル（伝達関数）である。 $k$ はサンプル時刻 $t_s(k) = kT_c (k = 0, 1, \dots)$ を表す0以上の整数であり、 $u(k)$ は補償器の出力すなわち制御入力（モータ電流指令）、 $u(t)$ は $u(k)$ を時刻 $t_s(k)$ 毎にホールドしたもの、 $y(k)$ は $y(t)$ を時刻 $t_s(k)$ 毎にサンプリングした制御出力である。制御出力 $y(k)$ は、操舵アシスト制御の場合はTASのトルク信号、舵角制御の場合は舵角となる。また、 $d(t)$ は、図3中の負荷トルクと、運転者の操舵に



よるハンドル側の回転に起因する外乱であり、 $d_0$ は定数、 $G_d(s)$ は外乱発生器を表す伝達関数である。 $u(t)$ と $u(k)$ 、 $y(t)$ は $y(k)$ はそれぞれ異なる信号であるが、簡単のために記号を区別しない。

図4のブロック図は図5のように離散時間システムで表すことができる。図5中の $P(\delta)$ 、 $G_d(\delta)$ はそれぞれ $P(s)$ 、 $G_d(s)$ をゼロ次ホールド、サンプリングで離散化した伝達関数(離散時間モデル)である。 $P(s)$ と $P(\delta)$ 、 $G_d(s)$ は $G_d(\delta)$ はそれぞれ異なる伝達関数であるが、簡単のためにこれらの記号も区別しない。

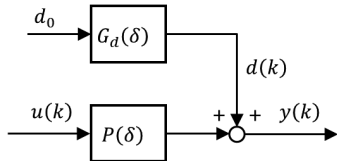


図5 制御対象のブロック図(離散時間システム)

以上より、図3の制御システムは、制御対象の伝達関数モデル $P(\delta)$ 、補償器の伝達関数モデル $C(\delta)$ を用いて図6のように表すことができる。図6中の $r(k)$ は目標舵角信号、 $r_0$ は定数、 $G_r(\delta)$ は目標値信号発生器を表す伝達関数である。以降、図6の制御システムに対して補償器 $C(\delta)$ を設計する。なお、 $C(\delta)$ は次の2自由度制御器とする。

$$C(\delta) = [C_r(\delta) \quad C_y(\delta)] \quad (1-1)$$

$$u(k) = C_r(\delta)r(k) - C_y(\delta)y(k) \quad (1-2)$$

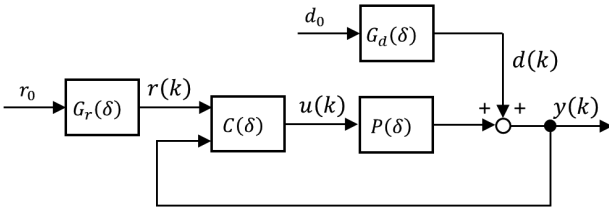


図6 制御システムのブロック図

### 3.4 補償器設計の流れ

次に補償器設計のV字プロセスを図7に示す。本節では、設計プロセス(図7中の左側)における実

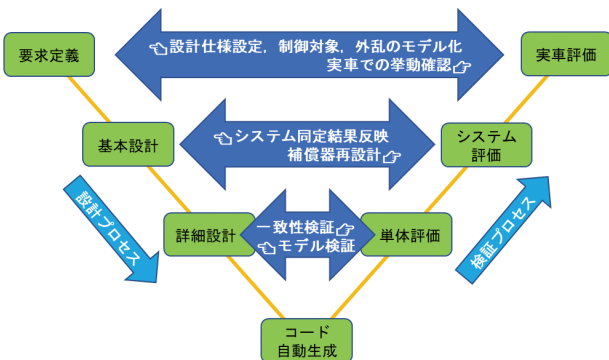


図7 補償器設計のV字プロセス

施内容について述べる。

#### 3.4.1 要求定義

「要求定義」における実施項目を以下に示す。

##### (1)設計仕様設定

操舵アシスト制御では、TASのトルク信号に応じたモータ電流指令をマップ化したアシストマップによりアシストトルクが設定される。アシストトルクを大きくすることは開ループゲインを大きくすることに相当する。安定して(有害な振動などが発生せず)要求されるアシストトルクを発生できること、すなわち、「想定される最大の開ループゲインにおいても制御システムが安定であること」が主な設計仕様となる。

舵角制御では、図6中の目標舵角信号 $r(k)$ に対する舵角の追従性が要求される。例えば、ステップ状あるいはランプ状に変化する $r(k)$ に対しての遅れ時間、立ち上がり時間、整定時間、行き過ぎ量、定常偏差などが主な設計仕様となる。

##### (2)制御対象、外乱のモデル化

制御対象モデルは大別して実システムの挙動を比較的詳細に予測しうる高精度シミュレーションモデル<sup>6)</sup>(以下、シミュレーションモデル)と、補償器設計のための簡略化したモデル(前述の補償器設計用モデル)がある。補償器設計用モデルは制御対象を線形化、簡略化した微分方程式から導出することができる。また、シミュレーションモデルや実機を利用したシステム同定によって導出することも可能である。実機を利用したシステム同定については後述する。なお、シミュレーションモデルの作成と実行には、主にMATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup>やSimulationX<sup>®</sup>などのツールを利用する。

外乱として①運転者の操舵によるハンドルの回転(操舵アシスト制御時)、②キックバックによる負荷トルク、③ギヤASSYの摩擦トルクが作用する。操舵アシスト制御では、これらの外乱は操舵の周波数を想定して後述のように伝達関数モデルで表すことができる。一方、舵角制御では、運転者がハンドルから手を放した状態を想定し、外乱②、③存在下において舵角指令に舵角が定常偏差なく追従できることを前提として、外乱モデルはステップ関数あるいはランプ関数モデルとする。

#### 3.4.2 基本設計

基本設計では補償器設計用モデルと想定する外乱モデルを利用して補償器を設計する。ここでは補償器は伝達関数モデル $C(\delta)$ で表される。この段階でシミュレーションモデルと補償器を使用してシミュレーションにて補償器の妥当性を検討する。補償器設計の詳細については4章で述べる。

### 3.4.3 詳細設計

詳細設計では、基本設計で設計した補償器をソフトウェアとしてコントローラに実装するための実装モデルに展開する。ここでは基本設計で導出した補償器 $C(\delta)$ と実装モデルが等価であること(同一の入力に対して出力が一致すること)を確認する。

### 3.4.4 コード自動生成

Embedded Coder<sup>®</sup>を利用して実装モデルからコードを自動生成する。

## 4 補償器の設計

本章では、操舵アシスト制御補償器と舵角制御補償器の基本設計の詳細について述べる。なお、操舵アシスト制御と舵角制御の補償器設計で異なる点は制御出力、設計仕様、外乱であり、設計の手法は同じである。

### 4.1 操舵アシスト制御補償器の基本設計

#### 4.1.1 補償器設計用モデルの導出

EPSのモデルを図8に示す。

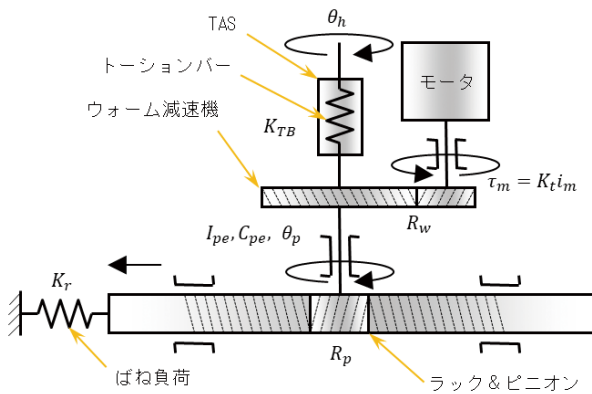


図8 EPSのモデル

図8は1ピニオンEPSを示しているが、2ピニオン、コラムEPSにも適用可能である。図中の記号の内容を以下に示す。

- $\theta_h$  : ハンドル回転角 [rad]
- $\theta_p$  : ピニオン回転角 [rad]
- $i_m$  : モータ電流 [A],  $\tau_m$  : モータトルク [N・m]
- $K_t$  : モータトルク定数 [N・m/A]
- $K_{TB}$  : トーションバーばね定数 [N・m/rad]
- $R_w$  : ウォーム減速機の減速比
- $I_{pe}$  : ピニオン軸の等価慣性モーメント [kg・m<sup>2</sup>]
- $C_{pe}$  : ピニオン軸の等価粘性抵抗係数 [N・m/(rad/s)]
- $R_p$  : ラック&ピニオンの比ストローク [m/rad]
- $K_r$  : ラック負荷のばね定数 [N・m/rad]

TASのトルク信号は次の式で表される。

$$\tau_s = K_{TB}(\theta_h - \theta_p) \quad (2-1)$$

$i_m$ は $u$ に一致する(実電流がモータ電流指令に完全に追従している)ものとし、トーションバー以外の部分はすべて剛体であると仮定すれば、ピニオンの回転運動は次の微分方程式で表される。

$$I_{pe}\ddot{\theta}_p + C_{pe}\dot{\theta}_p = R_w K_t i_m + K_{TB}(\theta_h - \theta_p) - K_r R_p^2 \theta_p \quad (2-2)$$

ただし、

$$i_m = u$$

(2-1), (2-2) 式より、次の状態方程式、出力方程式を得る。

$$\dot{x} = A_p x + B_p u + E_p \theta_h \quad (2-3)$$

$$y = C_p x + F_p \theta_h \quad (2-4)$$

ただし、

$$x = [\theta_p \quad \dot{\theta}_p]^T : \text{状態量}, y = -\tau_s : \text{制御出力}$$

$$u : \text{制御入力 (モータ電流指令)}$$

$$A_p = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -K_{pe}/I_{pe} & -C_{pe}/I_{pe} \end{bmatrix}, K_{pe} = K_{TB} + K_r R_p^2$$

$$B_p = \begin{bmatrix} 0 \\ R_w K_t / I_{pe} \end{bmatrix}, C_p = [K_{TB} \quad 0]$$

$$E_p = \begin{bmatrix} 0 \\ K_{TB} / I_{pe} \end{bmatrix}, F_p = -K_{TB}$$

(2-3), (2-4) 式において $\theta_h$ を0とした場合の離散時間モデルの状態方程式、出力方程式は次の式で表される。

$$\delta x(k) = A_{p\delta} x(k) + B_{p\delta} u(k) \quad (3-1)$$

$$y(k) = C_{p\delta} x(k) \quad (3-2)$$

ただし、

$$A_{p\delta} = (A_{pz} - I_2) / T_c, I_2 : 2 \times 2 \text{ 単位行列}$$

$$B_{p\delta} = B_{pz} / T_c, C_{p\delta} = C_{pz} = C_p$$

$$A_{pz} = e^{A_p T_c}, B_{pz} = \int_0^{T_c} e^{A_p t} dt B_p$$

なお、 $A_{pz}$ ,  $B_{pz}$ ,  $C_{pz}$ はそれぞれ(2-3), (2-4)式を $z$ 演算子で離散化したときのシステム行列、制御行列である。これらはMATLAB<sup>®</sup>の関数“c2dm”を用いて離散化手法“zoh”で算出できる。(3-1), (3-2)式は(2-3), (2-4)式のステップ不変モデル(step invariant model)<sup>5)</sup>と呼ばれる。(3-1), (3-2)式を補償器設計用モデルに選べば、図5, 6の伝達関数 $P(\delta)$ は次の式で表される。

$$P(\delta) = C_{p\delta}(\delta I_2 - A_{p\delta})^{-1} B_{p\delta} = \frac{n_p(\delta)}{d_p(\delta)}$$

$$= \frac{n_{p1}\delta + n_{p0}}{\delta^2 + d_{p1}\delta + d_{p0}} \quad (3-3)$$

ハードウェアの詳細設計が完了していない開発の初期段階では(3-1) ~ (3-3)を補償器設計用モデルにして補償器の設計を行う。しかし、ハードウェアの仕様が明確になった段階あるいはハードウェアの製作が完了した段階で補償器設計用モデルの見直

しが必要となる場合を考慮して、これ以降は補償器設計用モデルの次数（分母多項式 $d_p(\delta)$ の次数）を $n$ とおいて伝達関数 $P(\delta)$ を次の式で表す。

$$P(\delta) = \frac{n_p(\delta)}{d_p(\delta)} = \frac{n_{pn-1}\delta^{n-1} + \dots + n_{p1}\delta + n_{p0}}{\delta^n + d_{pn-1}\delta^{n-1} + \dots + d_{p1}\delta + d_{p0}} \quad (4-3)$$

#### 4.1.2 外乱モデルの設定

ここでは次の式で表される次数 $l$ の外乱モデルを考える。

$$d = G_d(s)d_0 \quad (4-1)$$

$$G_d(s) = \frac{n_d(s)}{d_d(s)} = \frac{n_{dl-1}s^{l-1} + \dots + n_{d1}s + n_{d0}}{s^l + d_{dl-1}s^{l-1} + \dots + d_{d1}s + d_{d0}} \quad (4-2)$$

(4-1) 式の状態方程式，出力方程式を次の式で表す。

$$\dot{x} = A_d x + B_d d_0 \quad (4-3)$$

$$d = C_d x \quad (4-4)$$

ただし，

$$A_d = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \\ -d_{d0} & -d_{d1} & -d_{d2} & \dots & -d_{dl-1} \end{bmatrix}$$

$$B_d = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad C_d = [n_{d0} \quad n_{d1} \quad n_{d2} \quad \dots \quad n_{dl-1}]$$

外乱の離散時間モデルの状態方程式，出力方程式は次の式で表される。

$$\delta x(k) = A_{d\delta} x(k) + B_{d\delta} d_0 \quad (4-5)$$

$$d(k) = C_{d\delta} x(k) \quad (4-6)$$

ただし，

$$A_{d\delta} = (A_d - I_l) / T_c, \quad I_l: l \times l \text{ 単位行列}$$

$$B_{d\delta} = B_d / T_c, \quad C_{d\delta} = C_d$$

$$A_{dz} = e^{A_d T_c}, \quad B_{dz} = \int_0^{T_c} e^{A_d t} dt B_d$$

なお， $A_{dz}$ ， $B_{dz}$ ， $C_{dz}$ はそれぞれ(4-3)式を $z$ 演算子で離散化したときのシステム行列，制御行列である。これらはMATLAB<sup>®</sup>の関数“c2dm”を用いて離散化手法“zoh”または“matched”（極零対応モデル：matched pole-zero model<sup>5)</sup>）で算出できる。なお，ステップ不変モデルの極と極零対応モデルの極は同じである。

(4-5)，(4-6)式より，外乱の離散時間モデルの伝達関数 $G_d(\delta)$ は次の式で表される。

$$G_d(\delta) = C_{d\delta} (\delta I_l - A_{d\delta})^{-1} B_{d\delta} = \frac{n_d(\delta)}{d_d(\delta)}$$

$$= \frac{n_{dl-1}\delta^{l-1} + \dots + n_{d1}\delta + n_{d0}}{\delta^l + d_{dl-1}\delta^{l-1} + \dots + d_{d1}\delta + d_{d0}} \quad (4-7)$$

なお，外乱モデルの分子多項式 $n_d(\delta)$ は補償器設計に使用しない

#### 4.1.3 補償器設計用モデルの既約分解形

安定化補償器のパラメータ表示に基づく補償器設計の準備として，(3-4)式の補償器設計用モデルを次の既約分解形で表す。なお，制御対象が多入出力システムの場合は左右既約分解形で表す必要があるが，本制御対象は単入出力システムであるため，左右既約分解形は同一となる。よって本報では単に既約分解形と表記する。

$$P(\delta) = N_p(\delta) / D_p(\delta) \quad (5-1)$$

$$N_p(\delta) = \frac{n_p(\delta)}{f(\delta)} = \frac{n_{pn-1}\delta^{n-1} + \dots + n_{p1}\delta + n_{p0}}{\delta^n + f_{n-1}\delta^{n-1} + \dots + f_1\delta + f_0} \quad (5-2)$$

$$D_p(\delta) = \frac{d_p(\delta)}{f(\delta)} = \frac{\delta^n + d_{pn-1}\delta^{n-1} + \dots + d_{p1}\delta + d_{p0}}{\delta^n + f_{n-1}\delta^{n-1} + \dots + f_1\delta + f_0} \quad (5-3)$$

ただし， $f(\delta)$ は安定多項式であり，設計者が設定する任意のパラメータである。なお， $f(\delta)$ が安定であるとは，その根が複素平面上の中心 $-1/T_c$ ，半径 $1/T_c$ の円の内部に存在することである（図9参照）。 $f(\delta)$ の設定方法については後述する。

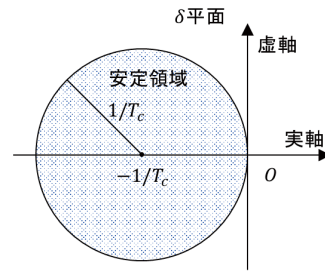


図9  $\delta$ 演算子の安定領域

#### 4.1.4 補償器の導出方法

操舵アシスト制御では，(1-1)，(1-2)式の補償器 $C_r(\delta)$ は $C_r(\delta) = 0$ とする。このとき制御システムは図10のように表すことができる。

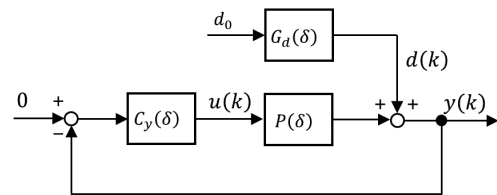


図10 操舵アシスト制御システムのブロック図

安定化補償器のパラメータ表示に基づく補償器 $C_y(\delta)$ は次の式で表される。

$$C_y(\delta) = N_c(\delta) / D_c(\delta) \quad (6-1)$$

$$N_c(\delta) = X_p(\delta) + R(\delta) D_p(\delta) \quad (6-2)$$

$$D_c(\delta) = Y_p(\delta) - R(\delta) N_p(\delta) \quad (6-3)$$

$$X_p(\delta) = \frac{n_x(\delta)}{g(\delta)} = \frac{n_{xn-1}\delta^{n-1} + \dots + n_{x1}\delta + n_{x0}}{\delta^{n-1} + g_{n-2}\delta^{n-2} + \dots + g_1\delta + g_0} \quad (6-4)$$

$$Y_p(\delta) = \frac{n_Y(\delta)}{g(\delta)} = \frac{n_{Y_{n-1}}\delta^{n-1} + \dots + n_{Y_1}\delta + n_{Y_0}}{\delta^{n-1} + g_{n-2}\delta^{n-2} + \dots + g_1\delta + g_0} \quad (6-5)$$

ただし、 $g(\delta)$  は安定多項式であり、設計者が設定する任意のパラメータである。また、 $R(\delta)$  は安定プロパ（分子多項式の次数 ≤ 分母多項式の次数）な伝達関数であり、これも設計者が選定する自由パラメータである。これらの設定方法については後述する。

$X_p(\delta)$ 、 $Y_p(\delta)$  は次のBezout（ベズー）方程式の解である。

$$X_p(\delta)N_p(\delta) + Y_p(\delta)D_p(\delta) = 1 \quad (6-6)$$

はじめに $X_p(\delta)$ 、 $Y_p(\delta)$  を導出する。(6-6) 式の両辺に $h(\delta) = f(\delta)g(\delta)$  をかけると次の恒等式を得る。

$$n_X(\delta)n_p(\delta) + n_Y(\delta)d_p(\delta) = h(\delta) \quad (6-7)$$

ただし、

$$h(\delta) = \delta^{2n-1} + h_{2n-2}\delta^{2n-2} + \dots + h_1\delta + h_0$$

$n_p(\delta)$ 、 $d_p(\delta)$  が互いに共通因子をもたないとき、

(6-7) 式を満たす $n_X(\delta)$ 、 $n_Y(\delta)$  が一意に決まり、それらの係数は次の式で算出できる<sup>5)</sup>。

$$\Theta^T = \Psi^T E^{-1} \quad (6-8)$$

ただし、

$$\Theta^T = [n_{Y_0} \ \dots \ n_{Y_{n-1}} \ n_{X_0} \ \dots \ n_{X_{n-1}}]$$

$$\Psi^T = [h_0 \ h_1 \ \dots \ h_{2n-2} \ 1]$$

$$E = \begin{bmatrix} d_{p0} & d_{p1} & \dots & d_{p_{n-1}} & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & d_{p0} & \dots & d_{p_{n-2}} & d_{p_{n-1}} & 1 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & d_{p0} & d_{p1} & d_{p2} & \dots & d_{p_{n-1}} & 1 \\ n_{p0} & n_{p1} & \dots & n_{p_{n-1}} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & n_{p0} & \dots & n_{p_{n-2}} & n_{p_{n-1}} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & n_{p0} & n_{p1} & n_{p2} & \dots & n_{p_{n-1}} & 0 \end{bmatrix}$$

次に $R(\delta)$  の導出方法について述べる。図10において、外乱 $d(k)$  に対する制御出力 $y(k)$  の応答は次の式で表される。

$$y(k) = S(\delta)d(k) = D_C(\delta)D_P(\delta)G_d(\delta)d_0 \quad (7-1)$$

$G_d(\delta)$  が不安定な極をもつ場合、あるいは安定であっても $d(k)$  の減衰が遅くなるような極をもつ場合、その影響による $y(k)$  の変動をできるだけ速く収束させるためには $D_C(\delta)$  の零点（分子多項式の根）に $G_d(\delta)$  の極が含まれていなければならない。したがって、 $D_C(\delta)$  の分子多項式が $G_d(\delta)$  の分母多項式 $d_d(\delta)$  を含むように $R(\delta)$  を選定する必要がある。

(4-7) 式の外乱モデルの次数が $l$ であることから、 $R(\delta)$  の次数を $l-1$ とし、次の式で表す。

$$R(\delta) = \frac{n_R(\delta)}{d_R(\delta)} = \frac{n_{Rl-1}\delta^{l-1} + n_{Rl-2}\delta^{l-2} + \dots + n_{R1}\delta + n_{R0}}{\delta^{l-1} + d_{Rl-2}\delta^{l-2} + \dots + d_{R1}\delta + d_{R0}} \quad (7-2)$$

ただし、 $d_R(\delta)$  は安定多項式である。その設定方法

については後述する。

$D_C(\delta)$  を展開すると次の関係を得る。

$$\begin{aligned} D_C(\delta) &= Y_p(\delta) - R(\delta)N_p(\delta) = \frac{n_Y(\delta)}{g(\delta)} - \frac{n_R(\delta)}{d_R(\delta)} \frac{n_p(\delta)}{f(\delta)} \\ &= \frac{d_R(\delta)f(\delta)n_Y(\delta) - g(\delta)n_p(\delta)n_R(\delta)}{d_R(\delta)f(\delta)g(\delta)} \end{aligned} \quad (7-3)$$

(7-3) 式の分子多項式が $d_d(\delta)$  を含むように次の恒等式を設定する。

$$\begin{aligned} d_R(\delta)f(\delta)n_Y(\delta) - g(\delta)n_p(\delta)n_R(\delta) \\ = d_d(\delta)q(\delta) \end{aligned} \quad (7-4)$$

(7-4) 式を変形すると次の式を得る。

$$d_d(\delta)q(\delta) + w(\delta)n_R(\delta) = \gamma(\delta) \quad (7-5)$$

ただし、

$$\begin{aligned} w(\delta) &= g(\delta)n_p(\delta) \\ &= \delta^{2n-2} + w_{2n-3}\delta^{2n-3} + \dots + w_1\delta + w_0 \\ \gamma(\delta) &= d_R(\delta)f(\delta)n_Y(\delta) \\ &= \delta^{2n+l-2} + \gamma_{2n+l-3}\delta^{2n+l-3} + \dots + \gamma_1\delta + \gamma_0 \end{aligned}$$

$$q(\delta) = q_{2n-2}\delta^{2n-2} + q_{2n-3}\delta^{2n-3} + \dots + q_1\delta + q_0$$

$n_R(\delta)$  の係数は次の式で算出できる。

$$\Theta^T = \Psi^T E^{-1} \quad (7-6)$$

ただし、

$$\Theta^T = [q_0 \ q_1 \ \dots \ q_{2n-2} \ n_{R0} \ n_{R1} \ \dots \ n_{Rl-1}]$$

$$\Psi^T = [\gamma_0 \ \gamma_1 \ \dots \ \gamma_{2n+l-3} \ 1]$$

$$E = \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{bmatrix}$$

$$E_1 = \begin{bmatrix} d_{d0} & d_{d1} & \dots & d_{d_{l-1}} & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & d_{d0} & \dots & d_{d_{l-2}} & d_{d_{l-1}} & 1 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & d_{d0} & d_{d1} & d_{d2} & \dots & d_{d_{l-1}} & 1 \end{bmatrix}$$

:  $(2n-1) \times (2n+l-1)$  行列

$$E_2 = \begin{bmatrix} w_0 & w_1 & \dots & w_{2n-2} & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ 0 & w_0 & \dots & w_{2n-3} & w_{2n-2} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & w_0 & w_2 & \dots & w_{2n-2} & \dots & 0 \end{bmatrix}$$

:  $l \times (2n+l-1)$  行列

#### 4.1.5 補償器の基本設計例

(1) 補償器設計用モデルの算出

(2-3)、(2-4) 式の $A_p$ 、 $B_p$ 、 $C_p$ 、 $E_p$ 、 $F_p$  に各種物理パラメータを入力して離散化すると、(3-3) 式の伝達関数は次のようになる。

$$\begin{aligned} P(\bar{\delta}) &= \frac{n_p(\bar{\delta})}{d_p(\bar{\delta})} = \frac{n_{p1}\bar{\delta} + n_{p0}}{\bar{\delta}^2 + d_{p1}\bar{\delta} + d_{p0}} \\ &= \frac{7.807 \times 10^{-3}(\bar{\delta} + 1.980)}{\bar{\delta}^2 + 7.964 \times 10^{-2}\bar{\delta} + 2.163 \times 10^{-2}} \end{aligned} \quad (8-1)$$

ただし、(8-1) 式の $\bar{\delta}$ 演算子、分子、分母の係数は制御周期の逆数 $1/T_c$ （以下、制御周波数）で無次元化してある。すなわち、式中の $\bar{\delta}$ は $\bar{\delta} = T_c\delta$ である。以降、数値例はすべて無次元化した伝達関数を表す。

(8-1) 式の極と零点はいずれも安定領域内にあり、安定な制御対象となっている。なお、(8-1) 式の零点は離散化により付加されたものである。

次に (8-1) 式の既約分解形  $P(\bar{\delta}) = N_p(\bar{\delta})/D_p(\bar{\delta})$  を次のように設定する。

$$N_p(\bar{\delta}) = \frac{n_p(\bar{\delta})}{f(\bar{\delta})} = \frac{7.807 \times 10^{-3}(\bar{\delta} + 1.980)}{(\bar{\delta} + 0.2583)^2} \quad (8-2)$$

$$D_p(\bar{\delta}) = \frac{d_p(\bar{\delta})}{f(\bar{\delta})} = \frac{\bar{\delta}^2 + 7.964 \times 10^{-2}\bar{\delta} + 2.163 \times 10^{-2}}{(\bar{\delta} + 0.2583)^2} \quad (8-3)$$

ただし、(8-2)、(8-3) 式の  $1/f(\bar{\delta})$  は次の安定な伝達関数  $1/f(s)$  の極零対応モデルを制御周波数  $1/T_c$  で無次元化したものである。

$$1/f(s) = 1/(s^2 + 2\zeta_f \omega_f s + \omega_f^2) \quad (8-4)$$

ただし、 $0 < \omega_f$ ,  $0 < \zeta_f$

$1/f(s)$  が安定であればその極零対応モデルである  $1/f(\bar{\delta})$  も安定となる。制御システムの応答性を高くするためには  $\omega_f$  をできるだけ大きく設定することが望ましい。また、 $\zeta_f$  は制御システムの極の減衰率であり、1 以上に設定することが望ましい。ここでは、 $\zeta_f = 1$ ,  $\omega_f = 2\sqrt{K_{pe}/I_{pe}}$  (ピニオン軸の等価剛性と等価慣性モーメントで決まる固有角周波数の2倍) とした。

Bezout方程式の解  $X_p(\bar{\delta})$ ,  $Y_p(\bar{\delta})$  は次の式で表される。

$$X_p(\bar{\delta}) = \frac{n_x(\bar{\delta})}{g(\bar{\delta})} = \frac{8.179\bar{\delta} + 0.2314}{\bar{\delta} + 0.2583} \quad (8-5)$$

$$Y_p(\bar{\delta}) = \frac{n_y(\bar{\delta})}{g(\bar{\delta})} = \frac{\bar{\delta} + 0.6314}{\bar{\delta} + 0.2583} \quad (8-6)$$

ただし、(8-5)、(8-6) 式の  $1/g(\bar{\delta})$  は次の安定な伝達関数  $1/g(s)$  の極零対応モデルを制御周波数  $1/T_c$  で無次元化したものである。

$$1/g(s) = 1/(s + \omega_g) \quad (8-7)$$

ここでは  $\omega_g = 2\sqrt{K_{TB}/I_{pe}}$  とした。

## (2) 外乱モデルの設定

連続時間システムの外乱モデルを次のように設定する。なお、外乱モデルの分子多項式  $n_d(s)$  は補償器設計に使用しないため、これ以降記載しない。

$$G_d(s) = \frac{n_d(s)}{d_d(s)} = \frac{n_d(s)}{s^2 + 2\zeta_d \omega_d s + \omega_d^2} \quad (9-1)$$

ここでは、 $\zeta_d = 1$  とし、操舵アシストトルクの大きさに応じて次のように設定する。

$$\omega_d = 0.5\sqrt{K_{pe}/I_{pe}} : \text{操舵アシストトルク大}$$

$$\omega_d = 0.9\sqrt{K_{pe}/I_{pe}} : \text{操舵アシストトルク中}$$

$$\omega_d = 1.5\sqrt{K_{pe}/I_{pe}} : \text{操舵アシストトルク小}$$

このとき、(9-1) 式の伝達関数のステップ不変モデルまたは極零対応モデルを制御周波数  $1/T_c$  で無次元化したものは次の式で表される。

$$G_d(\bar{\delta}) = \frac{n_d(\bar{\delta})}{d_d(\bar{\delta})} = \frac{n_d(\bar{\delta})}{\bar{\delta}^2 + 2\zeta_d \bar{\omega}_d \bar{\delta} + \omega_d^2} = \frac{n_d(\bar{\delta})}{(\bar{\delta} + \bar{\omega}_d)^2} \quad (9-2)$$

ただし、 $\zeta_d = 1$ , また、 $\bar{\omega}_d$  は次の通り。

$$\bar{\omega}_d = 0.07198 : \text{操舵アシストトルク大}$$

$$\bar{\omega}_d = 0.1258 : \text{操舵アシストトルク中}$$

$$\bar{\omega}_d = 0.2008 : \text{操舵アシストトルク小}$$

## (3) 自由パラメータ $R(\bar{\delta})$ の導出

自由パラメータの極  $d_r(\bar{\delta})$  は (8-5)、(8-6) 式の  $g(\bar{\delta})$  と同じとする。(7-6)式に(8-2)、(8-6)、(9-2)式と  $d_r(\bar{\delta}) = g(\bar{\delta}) = \bar{\delta} + 0.2583$  を代入すると、自由パラメータ  $R(\bar{\delta})$  は次のようになる。

$$R(\bar{\delta}) = \frac{n_r(\bar{\delta})}{d_r(\bar{\delta})} = \frac{\bar{n}_{r1}\bar{\delta} + \bar{n}_{r0}}{\bar{\delta} + 0.2583} \quad (9-3)$$

ただし、

$$\left. \begin{array}{l} \bar{n}_{r1} = 15.640 \\ \bar{n}_{r0} = 2.429 \end{array} \right\} : \text{操舵アシストトルク大}$$

$$\left. \begin{array}{l} \bar{n}_{r1} = 10.135 \\ \bar{n}_{r0} = 1.888 \end{array} \right\} : \text{操舵アシストトルク中}$$

$$\left. \begin{array}{l} \bar{n}_{r1} = 3.747 \\ \bar{n}_{r0} = 0.8549 \end{array} \right\} : \text{操舵アシストトルク小}$$

## (4) 制御システムの周波数特性

以上より、(6-1) ~ (6-3) 式に (8-2)、(8-3)、(8-5)、(8-6)、(9-3) 式を代入すると、 $C_y(\bar{\delta})$  は次のようになる。

$$C_y(\bar{\delta}) = \frac{23.819(\bar{\delta} + 0.121)(\bar{\delta}^2 + 0.2204\bar{\delta} + 2.358 \times 10^{-2})}{(\bar{\delta} + 0.8819)(\bar{\delta} + 0.07198)^2} : \text{操舵アシストトルク大} \quad (10-1)$$

$$C_y(\bar{\delta}) = \frac{18.314(\bar{\delta} + 0.1513)(\bar{\delta}^2 + 0.2392\bar{\delta} + 2.031 \times 10^{-2})}{(\bar{\delta} + 0.8172)(\bar{\delta} + 0.1258)^2} : \text{操舵アシストトルク中} \quad (10-2)$$

$$C_y(\bar{\delta}) = \frac{11.926(\bar{\delta} + 0.205)(\bar{\delta} + 0.1938)(\bar{\delta} + 0.07162)}{(\bar{\delta} + 0.7172)(\bar{\delta} + 0.2008)^2} : \text{操舵アシストトルク小} \quad (10-3)$$

いずれの場合も  $C_y(\bar{\delta})$  の極に (9-2) 式の外乱モデルの極  $d_d(\bar{\delta})$  が含まれていることがわかる。複素平面上にプロットした (10-1) ~ (10-3) 式の補償器の極と零点を図11に示す。すべての極と零点が安定領域内にあることがわかる。なお、縦軸、横軸ともに制御周波数  $1/T_c$  で無次元化してある。

次に  $C_y(\bar{\delta})$ ,  $C_y(\bar{\delta})P(\bar{\delta})$  (一巡伝達関数),  $S(\bar{\delta})$  の周波数特性を図12に示す。図12のボード線図のプロットでは、 $C_y(\bar{\delta})$ ,  $C_y(\bar{\delta})P(\bar{\delta})$ ,  $S(\bar{\delta})$  をz演算子形式に変換し、MATLAB<sup>®</sup>の関数“dode”を利用した。なお、横軸は制御周波数  $1/T_c$  で無次元化してある。操舵アシストトルクの大きさに応じて補償器、一巡伝達関数のゲインが変化していることがわかる。本設計手法は一巡伝達関数、安定余裕に着目して



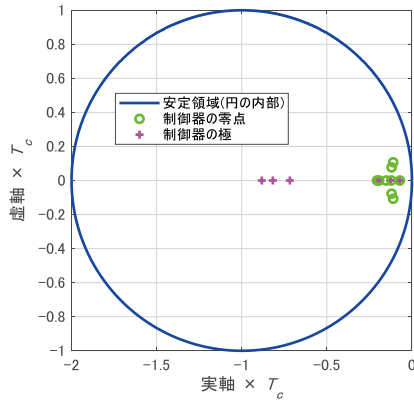


図11 補償器の極と零点 (基本設計時)

補償器を設計するものではないが、結果としていずれの場合もゲイン余裕が10dB以上、位相余裕が40deg以上となっていることを記載しておく。

$S(\delta)$  は感度関数と呼ばれ、そのゲインが小さいほど制御対象のパラメータの変化や外乱の影響を受けにくくなる。また、そのゲインが小さいことはハンドル回転に対して制御出力が小さくなることすなわち、より操舵アシストトルクが大きいことを表している。なお、 $S(\delta)$  の極は図10の制御システムの閉ループ伝達関数の極  $d_{cl}(\delta)$  であり、次の式で表される。

$$d_{cl}(\delta) = \{f(\delta)\}^2 g(\delta) d_r(\delta) = (\delta + 0.2583)^6 \quad (10-4)$$

すなわち、設計時に設定した  $f(\delta)$ 、 $g(\delta)$ 、 $d_r(\delta)$  が閉ループ伝達関数の極となる。本設計手法は閉ループ伝達関数の極 (制御システムの極) を設定して補償器を設計する方法であることがわかる。

## 4.2 舵角制御補償器の基本設計

### 4.2.1 補償器設計用モデルの導出

ハンドルを含むEPSのモデルを図13に示す。舵角制御では、ハンドル回転の振動を抑制しながらモータ回転角から算出される舵角を目標舵角信号に追従させる必要があるため、ハンドル軸の等価慣性モーメントの回転運動を含むシステムを制御対象とする。図中の記号の内容を以下に示す。記載していないその他の記号は図8と同じである。

$\theta_m$  : モータ回転角 [rad] ( $\theta_m = R_p \theta_p$ )

$I_h$  : ハンドル軸の等価慣性モーメント [kg・m<sup>2</sup>]

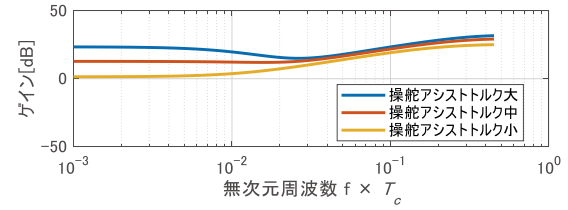
$C_h$  : ハンドル軸の等価粘性抵抗係数 [N・m/(rad/s)]

$\tau_h$  : ハンドル入力トルク [N・m] (運転者がハンドルから手を離れた状態を想定し、 $\tau_h = 0$ とする)

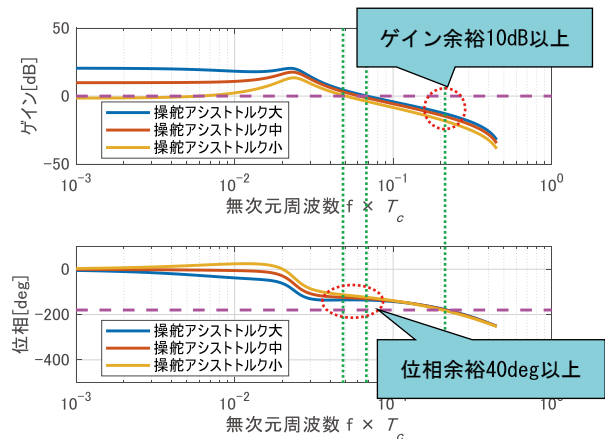
制御出力すなわち舵角信号  $\hat{\theta}_p$  は次の式で算出する。

$$\hat{\theta}_p = \theta_m / R_w \quad (11-1)$$

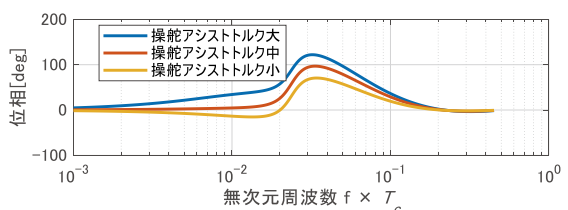
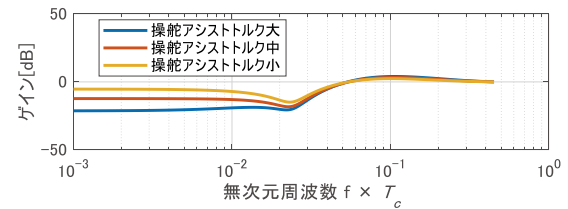
ここでも  $i_m$  は  $u$  に一致する (実モータ電流がモータ電流指令に完全に追従している) のとし、トーショ



(a)補償器  $C_y(\delta)$  の周波数特性



(b)一巡伝達関数  $C_y(\delta)P(\delta)$  の周波数特性



(c)伝達関数  $S(\delta)$  の周波数特性

図12 操舵アシスト制御システムの周波数特性

ンバー以外の部分はすべて剛体であると仮定する。このとき、ピニオンの回転運動は次の微分方程式で表される。

$$I_{pe} \ddot{\theta}_p + C_{pe} \dot{\theta}_p = R_w K_{i_m} + K_{TB} (\theta_h - \theta_p) - K_r R_p^2 \theta_p \quad (11-2)$$

ただし、

$$i_m = u$$

また、ハンドルの回転運動は次の式で表される。

$$I_h \ddot{\theta}_h + C_h \dot{\theta}_h = -K_{TB} (\theta_h - \theta_p) \quad (11-3)$$

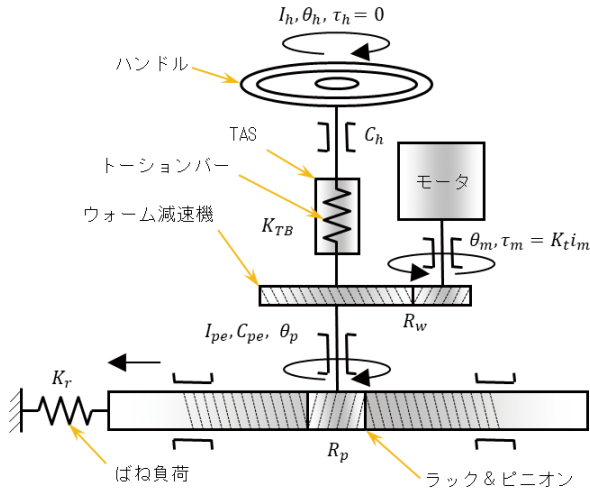


図13 ハンドルを含むEPSのモデル

(11-1) ~ (11-3) 式より, 次の状態方程式, 出力方程式を得る.

$$\dot{x} = A_p x + B_p u \quad (11-4)$$

$$y = C_p x \quad (11-5)$$

ただし,

$$x = [\theta_p \quad \theta_h \quad \dot{\theta}_p \quad \dot{\theta}_h]^T : \text{状態量}$$

$$y = \hat{\theta}_p = \theta_m / R_w = \theta_p : \text{制御出力}$$

$$A_p = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -K_{pe}/I_{pe} & K_{TB}/I_{pe} & -C_{pe}/I_{pe} & 0 \\ K_{TB}/I_h & -K_{TB}/I_h & 0 & -C_h/I_h \end{bmatrix}$$

$$B_p = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ R_w K_t / I_{pe} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C_p = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0]$$

(11-4), (11-5) 式の離散時間モデルの状態方程式, 出力方程式は次の式で表される.

$$\delta x(k) = A_{P\delta} x(k) + B_{P\delta} u(k) \quad (11-6)$$

$$y(k) = C_{P\delta} x(k) \quad (11-7)$$

ただし,

$$A_{P\delta} = (A_p z - I_4) / T_c, \quad I_4 : 4 \times 4 \text{単位行列}$$

$$B_{P\delta} = B_p / T_c, \quad C_{P\delta} = C_p z = C_p$$

$$A_{Pz} = e^{A_p T_c}, \quad B_{Pz} = \int_0^{T_c} e^{A_p t} dt B_p$$

(11-6), (11-7) 式を補償器設計用モデルに選べば, 図5, 6の伝達関数  $P(\delta)$  は次の式で表される.

$$P(\delta) = C_{P\delta} (\delta I_4 - A_{P\delta})^{-1} B_{P\delta} = \frac{n_p(\delta)}{d_p(\delta)} = \frac{n_{p3}\delta^3 + n_{p2}\delta^2 n_{p1}\delta + n_{p0}}{\delta^4 + d_{p3}\delta^3 + d_{p2}\delta^2 + d_{p1}\delta + d_{p0}} \quad (11-8)$$

外乱モデルの設定, 補償器設計用モデルの既約分解形は4.1.2~4.1.3節と同じ内容であるため割愛する. 次に補償器の導出方法について説明する.

#### 4.2.2 目標値信号モデルの設定

ここでは次の式で表される次数  $l$  の目標値信号モデルを考える.

$$G_r(\delta) = \frac{n_r(\delta)}{d_r(\delta)} = \frac{n_{d_{l-1}}\delta^{l-1} + \dots + n_{d_1}\delta + n_{d_0}}{\delta^l + d_{d_{l-1}}\delta^{l-1} + \dots + d_{d_1}\delta + d_{d_0}} \quad (12)$$

なお, 目標値信号モデルの分子多項式  $n_r(\delta)$  は補償器設計に使用しない.

#### 4.2.3 補償器の導出方法

舵角制御では2自由度制御システムの安定化補償器のパラメータ表示<sup>3)</sup>に基づき, (1-1), (1-2) 式の補償器  $C_r(\delta)$  を  $C_r(\delta) = F_c(\delta) / D_c(\delta)$  とする. ただし,  $F_c(\delta)$  は安定プロパな伝達関数 (以下, 前置補償器) である. このとき制御システムは図14のように表すことができる.

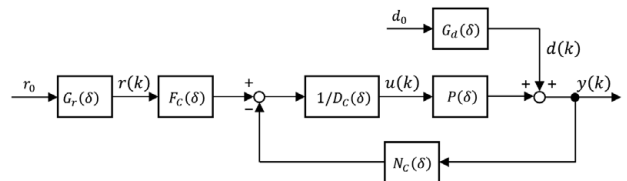


図14 舵角制御システムのブロック図

図14の制御システムにおいて, 目標舵角信号  $r(k)$  から制御出力  $y$  までの伝達関数  $G_{ry}(\delta)$  (以下, 目標値応答特性) は次の式で表される.

$$G_{ry}(\delta) = F_c(\delta) N_p(\delta) \quad (13-1)$$

そこで,  $G_{ry}(\delta)$  を次のように設定する.

$$G_{ry}(\delta) = \frac{n_M(\delta)}{d_M(\delta)} = \frac{n_{Mm-1}\delta^{m-1} + n_{Mm-2}\delta^{m-2} + \dots + n_{M1}\delta + n_{M0}}{\delta^m + d_{Mm-1}\delta^{m-1} + \dots + d_{M1}\delta + d_{M0}} \quad (13-2)$$

ただし,  $d_M(\delta)$  は安定多項式である.

次に  $r(k)$  と,  $G_{ry}(\delta)$  の出力  $y_r(k)$  の偏差  $e_r(k)$  は次の式で表される.

$$e_r(k) = r(k) - y_r(k) = r(k) - G_{ry}(\delta) r(k) = \{1 - G_{ry}(\delta)\} r(k) = \frac{d_M(\delta) - n_M(\delta)}{d_M(\delta)} r(k) = \frac{d_M(\delta) - n_M(\delta)}{d_M(\delta)} G_r(\delta) r_0 \quad (13-3)$$

$d_M(\delta)$  の次数  $m$  は任意であるが, 次の観点から設定する必要がある.

- ① 補償器設計用モデルが不安定零点をもつ場合, すなわち  $n_p(\delta)$ ,  $d_r(\delta)$  に不安定な根がある場合は,  $n_M(\delta)$  にその根を含ませる必要がある.
- ② 偏差  $e_r(k)$  が漸近的に0に収束するためには (13-3) 式の  $\{d_M(\delta) - n_M(\delta)\}$  が  $G_r(\delta)$  の不安定極を根にもつ必要がある.

そこで,  $n_p(\delta)$  に不安定な根があるものと仮定して

(13-3) 式の  $\{d_M(\delta) - n_M(\delta)\}$  が (12) 式の極  $d_r(\delta)$  を因子にもつように次の恒等式を設定する。

$$d_M(\delta) - n_P(\delta)\beta_M(\delta) = d_r(\delta)a_M(\delta) \quad (13-4)$$

ただし、

$$n_M(\delta) = n_P(\delta)\beta_M(\delta) \quad (13-5)$$

$a_M(\delta)$ ,  $\beta_M(\delta)$  はそれぞれ  $n-1$  次,  $l-1$  次の多項式である。また,  $d_M(\delta)$  の次数は  $m=n+l-1$  となる。

(13-4) 式を変形すると次の式を得る。

$$n_P(\delta)\beta_M(\delta) + d_r(\delta)a_M(\delta) = d_M(\delta) \quad (13-6)$$

$\beta_M(\delta)$  の係数は次の式で算出できる。

$$\Theta^T = \Psi^T E^{-1} \quad (13-7)$$

ただし、

$$\Theta^T = [a_{M0} \ \cdots \ a_{Mn-1} \ \beta_{M0} \ \cdots \ \beta_{Ml-1}]$$

$$\Psi^T = [d_{M0} \ d_{M1} \ \cdots \ d_{Mn+l-2} \ 1]$$

$$E = \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{bmatrix}$$

$$E_1 = \begin{bmatrix} d_{r0} & d_{r1} & \cdots & d_{rl-1} & 1 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & d_{r0} & \cdots & d_{rl-2} & d_{rl-1} & 1 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & d_{r0} & d_{r1} & d_{r2} & \cdots & d_{rl-1} & 1 \end{bmatrix}$$

:  $n \times (n+l)$  行列

$$E_2 = \begin{bmatrix} n_{p0} & n_{p1} & \cdots & n_{pn-1} & 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & n_{p0} & \cdots & n_{pn-2} & n_{pn-1} & \cdots & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & n_{p0} & n_{p2} & \cdots & n_{pn-1} & \cdots & 0 \end{bmatrix}$$

:  $l \times (n+l)$  行列

$d_M(\delta)$  の設定方法については後述する。

(13-1) 式に (13-2) 式を代入して変形すると次の式を得る。

$$F_C(\delta) = \frac{f(\delta)n_M(\delta)}{n_P(\delta)d_M(\delta)} \quad (13-8)$$

また, (13-8) 式に (13-5) 式の関係代入すると次の式を得る。

$$F_C(\delta) = \frac{f(\delta)\beta_M(\delta)}{d_M(\delta)} \quad (13-9)$$

(13-9) 式により前置補償器  $F_C(\delta)$  を算出する。

補償器  $C_y(\delta)$  の導出方法は操舵アシスト制御と同じであるため割愛する。次に補償器の基本設計例について説明する。

#### 4.2.4 補償器の基本設計例

(1) 補償器設計用モデルの算出

(11-4), (11-5) 式の  $A_p$ ,  $B_p$ ,  $C_p$ ,  $E_p$ ,  $F_p$  に各種物理パラメータを入力して離散化し, 制御周波数  $1/T_c$  で無次元化すると, (11-8) 式の伝達関数は次のようになる。

$$P(\bar{\delta}) = \frac{n_p(\bar{\delta})}{d_p(\bar{\delta})} \quad (14-1)$$

ただし、

$$n_p(\bar{\delta}) = 3.406 \times 10^{-5}(\bar{\delta} + 1.980) \\ \times (\bar{\delta}^2 + 8.741 \times 10^{-3}\bar{\delta} + 5.718 \times 10^{-5}) \\ d_p(\bar{\delta}) = \bar{\delta}(\bar{\delta} + 1.233 \times 10^{-2}) \\ \times (\bar{\delta}^2 + 7.599 \times 10^{-2}\bar{\delta} + 2.685 \times 10^{-2})$$

複素平面上にプロットした (14-1) 式の  $P(\bar{\delta})$  の極と零点を図15に示す。(14-1) 式の分子に着目すると, 3つの零点をもつことがわかる。このうち, 一つの実根は離散化によって付加された零点である。また, 複素根はもとの連続時間システムに対応するものである。この複素根は, ハンドル軸の等価慣性モーメントとトーションバーの剛性によって決まる共振点(一般にこの共振点の減衰率は小さい)が反共振点として  $P(\delta)$  の零点に現れたものである。補償器  $C_r(\delta)$ ,  $C_y(\delta)$  いずれかの極にこの零点を因子としてもたせることによって, 目標舵角信号  $r(k)$  から制御出力  $y(k)$  までの伝達特性の零点に反共振点が現れないようにすることは可能である。しかし, この場合, 反共振点が  $r(k)$  からハンドル回転角までの伝達特性の極として現れて共振点となってしまう。このため, 目標舵角信号が急に変化する場合はハンドルの回転に振動が発生することがある。そこで, 補償器の極の因子に補償器設計用モデルの零点をもたせないように設計を行う。これは, (13-9) 式で補償器  $F_C(\delta)$  を算出し, (5-2), (5-3) 式の分母多項式  $f(\delta)$ , (6-4), (6-5) 式の分母多項式  $g(\delta)$ , (7-2) 式の分母多項式  $d_R(\delta)$  に補償器設計用モデルの零点を因子としてもたせないように設定すれば実現可能である。

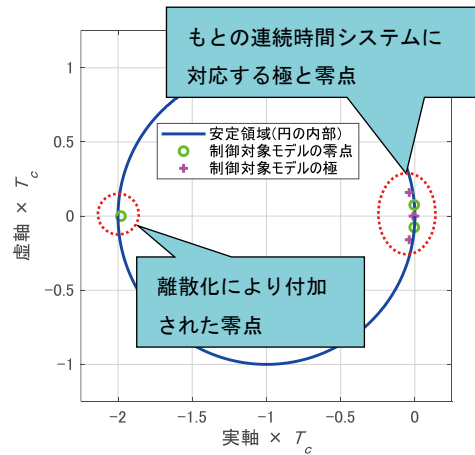


図15 補償器設計用モデルの極と零点

次に (14-1) 式の既約分解形  $P(\bar{\delta}) = N_p(\bar{\delta})/D_p(\bar{\delta})$  を次のように設定する。

$$N_p(\bar{\delta}) = \frac{n_p(\bar{\delta})}{f(\bar{\delta})} \quad (14-2)$$

$$D_p(\bar{\delta}) = \frac{d_p(\bar{\delta})}{f(\bar{\delta})} \quad (14-3)$$

ただし, (14-2), (14-3) 式の $1/f(\bar{\delta})$  は次の安定な伝達関数 $1/f(s)$  の極零対応モデルを制御周波数 $1/T_c$  で無次元化したものである.

$$1/f(s) = 1/\{f_1(s)f_2(s)\} \quad (14-4)$$

ただし,

$$f_1(s) = s^2 + 2\zeta_{f1}\omega_{f1}s + \omega_{f1}^2$$

$$f_2(s) = s^2 + 2\zeta_{f2}\omega_{f2}s + \omega_{f2}^2$$

$$0 < \omega_{f1}, 0 < \omega_{f2}, 0 < \zeta_{f1}, 0 < \zeta_{f2}$$

ここでは,  $\zeta_{f1} = \zeta_{f2} = 2.3$ ,  $\omega_{f1} = \omega_{f2} = 0.7\sqrt{K_{pe}/I_{pe}}$  とした.  $\zeta_{f1}$ ,  $\zeta_{f2}$  を小さく, また,  $\omega_{f1}$ ,  $\omega_{f2}$  を大きくすると制御器が不安定極をもつ傾向があるため, 操舵アシスト制御より小さく設定している.

Bezout方程式の解 $X_p(\bar{\delta})$ ,  $Y_p(\bar{\delta})$  は次の式で表される.

$$X_p(\bar{\delta}) = \frac{n_x(\bar{\delta})}{g(\bar{\delta})} \quad (14-5)$$

$$Y_p(\bar{\delta}) = \frac{n_y(\bar{\delta})}{g(\bar{\delta})} \quad (14-6)$$

ただし,

$$n_x(\bar{\delta}) = 1910.8(\bar{\delta} + 0.4936) \times (\bar{\delta}^2 + 2.550 \times 10^{-2}\bar{\delta} + 1.781 \times 10^{-4})$$

$$n_y(\bar{\delta}) = (\bar{\delta} + 0.5236)(\bar{\delta} + 0.5953) \times (\bar{\delta} + 1.284 \times 10^{-3})$$

$$g(\bar{\delta}) = (\bar{\delta} + 2.364 \times 10^{-2})(\bar{\delta} + 9.930 \times 10^{-2}) \times (\bar{\delta} + 0.3669)$$

また,  $1/g(\bar{\delta})$  は次の安定な伝達関数 $1/g(s)$  の極零対応モデルを制御周波数 $1/T_c$  で無次元化したものである.

$$1/g(s) = 1/\{g_1(s)g_2(s)\} \quad (14-7)$$

ただし,

$$g_1(s) = s + \omega_{g1}$$

$$g_2(s) = s^2 + 2\zeta_{g2}\omega_{g2}s + \omega_{g2}^2$$

ここでは $\zeta_{g2} = 2.3$ ,  $\omega_{g1} = \omega_{g2} = 0.7\sqrt{K_{TB}/I_{pe}}$  とした.

### (2) 目標値信号モデルの設定

ランプ状に変化する目標舵角信号に対する制御出力の応答を漸近的に0に収束させるために目標値信号モデルを次のように設定する.

$$G_r(\bar{\delta}) = \frac{n_r(\bar{\delta})}{d_r(\bar{\delta})} = \frac{1}{\bar{\delta}^2} \quad (15)$$

### (3) 外乱モデルの設定

ランプ状に変化する外乱に対する制御出力の応答を漸近的に0に収束させるために連続時間システムの外乱モデルを次のように設定する.

$$G_d(s) = \frac{n_d(s)}{d_d(s)} = \frac{1}{s^2} \quad (16-1)$$

このとき, (16-1) 式の伝達関数のステップ不変モデルまたは極零対応モデルを制御周波数 $1/T_c$  で無次元化した伝達関数は次の式で表される.

$$G_d(\bar{\delta}) = \frac{n_d(\bar{\delta})}{d_d(\bar{\delta})} = \frac{1}{\bar{\delta}^2} \quad (16-2)$$

### (4) 自由パラメータ $R(\bar{\delta})$ の導出

自由パラメータの極 $d_r(\bar{\delta})$  は (14-5), (14-6) 式の $g(\bar{\delta})$  の因子の一つと同じく $d_r(\bar{\delta}) = \bar{\delta} + 9.930 \times 10^{-2}$  とする. (7-6) 式に (14-2), (14-6), (15-2) 式と $d_r(\bar{\delta})$  を代入すると, 自由パラメータ $R(\bar{\delta})$  は次のようになる.

$$R(\bar{\delta}) = \frac{n_R(\bar{\delta})}{d_R(\bar{\delta})} = \frac{6590\bar{\delta} - 9.002}{\bar{\delta} + 9.930 \times 10^{-2}} \quad (16-3)$$

### (5) 補償器 $F_c(\bar{\delta})$ の導出

目標値応答特性を次のように設定する.

$$G_{ry}(\bar{\delta}) = \frac{n_M(\bar{\delta})}{d_M(\bar{\delta})} = \frac{n_p(\bar{\delta})\beta_M(\bar{\delta})}{d_M(\bar{\delta})} \quad (16-4)$$

ただし,

$$n_M(\bar{\delta}) = 1.601 \times 10^{-3}(\bar{\delta} + 8.925 \times 10^{-3}) \times (\bar{\delta} + 1.980)(\bar{\delta}^2 + 8.741\bar{\delta} + 5718)$$

$$d_M(\bar{\delta}) = (\bar{\delta} + 4.383 \times 10^{-2})^5$$

また, (16-4) 式の $1/d_M(\bar{\delta})$  は次の安定な伝達関数 $1/d_M(s)$  の極零対応モデルを制御周波数 $1/T_c$  で無次元化したものである.

$$1/d_M(s) = 1/\{d_{M1}(s)d_{M2}(s)d_{M3}(s)\} \quad (16-5)$$

ただし,

$$d_{M1}(s) = s + \omega_{M1}$$

$$d_{M2}(s) = s^2 + 2\zeta_{M2}\omega_{M2}s + \omega_{M2}^2$$

$$d_{M3}(s) = s^2 + 2\zeta_{M3}\omega_{M3}s + \omega_{M3}^2$$

$$0 < \omega_{M1}, 0 < \omega_{M2}, 0 < \omega_{M3}, 0 < \zeta_{M2}, 0 < \zeta_{M3}$$

ここでは,  $\zeta_{M2} = \zeta_{M3} = 1$ ,  $\omega_{M1} = \omega_{M2} = \omega_{M3} = 0.3 \times \sqrt{K_{pe}/I_{pe}}$  とした. また, (16-4) 式の $\beta_M(\bar{\delta})$  は (13-7) 式に (14-1) 式の $n_p(\bar{\delta})$ , (15) 式の $d_r(\bar{\delta})$ , (17-2) 式の $d_M(\bar{\delta})$  を代入して算出した.

(13-9) 式に (14-2), (14-3) 式の $f(\bar{\delta})$ , (16-4) 式の $\beta_M(\bar{\delta})$ ,  $d_M(\bar{\delta})$  を代入すると補償器 $F_c(\bar{\delta})$  は次の式で表される.

$$F_c(\bar{\delta}) = \frac{n_F(\bar{\delta})}{d_F(\bar{\delta})} \quad (16-6)$$

ただし,

$$n_F(\bar{\delta}) = 46.993(\bar{\delta} + 8.925 \times 10^{-3}) \times (\bar{\delta} + 2.364 \times 10^{-2})^2(\bar{\delta} + 0.3669)^2$$

$$d_F(\bar{\delta}) = (\bar{\delta} + 4.383 \times 10^{-2})^5$$

### (6) 制御システムの周波数特性

以上より, (6-1) ~ (6-3) 式に (14-2), (14-3), (14-5), (14-6), (16-3) 式を代入すると,  $C_y(\bar{\delta})$  は次のようになる.

$$C_y(\bar{\delta}) = N_C(\bar{\delta})/D_C(\bar{\delta}) \quad (17-1)$$

ただし,

$$N_C(\bar{\delta}) = \frac{n_{NC}(\bar{\delta})}{d_C(\bar{\delta})} \quad (17-2)$$

$$D_C(\bar{\delta}) = \frac{n_{DC}(\bar{\delta})}{d_C(\bar{\delta})} \quad (17-3)$$

$$n_{NC}(\bar{\delta}) = 8500.8(\bar{\delta} + 1.381 \times 10^{-2}) \times (\bar{\delta}^2 + 0.2211 \times 10^{-2}\bar{\delta} + 1.974 \times 10^{-4}) \times (\bar{\delta}^2 + 0.2360\bar{\delta} + 6.286 \times 10^{-2})$$

$$n_{DC}(\bar{\delta}) = \bar{\delta}^2(\bar{\delta} + 1.107) \times (\bar{\delta}^2 + 0.1766\bar{\delta} + 0.1137)$$

$$d_C(\bar{\delta}) = (\bar{\delta} + 0.2364 \times 10^{-2})^2 \times (\bar{\delta} + 0.9930 \times 10^{-2})(\bar{\delta} + 0.3369)^2$$

次に $C_y(\bar{\delta})$ ,  $C_y(\bar{\delta})P(\bar{\delta})$  (一巡伝達関数),  $S(\bar{\delta})$ ,  $G_{yr}(\bar{\delta})$  の周波数特性を図16に示す。

設計結果として, 同図(a)の青実線の $C_y(\bar{\delta})P(\bar{\delta})$  のゲイン余裕は10dB以上, 位相余裕は40deg以上となっている。一般にサーボ系ではゲイン余裕は10dB以上, 位相余裕は40deg以上が望ましいと言われている。また, 同図(b)の緑実線の $G_{yr}(\bar{\delta})$  のゲインが約-3 dBとなる無次元周波数(バンド幅)以下の帯域では青実線で示した $S(\bar{\delta})$  のゲインは60dB/decadeの低域遮断特性を有しており, 低周波

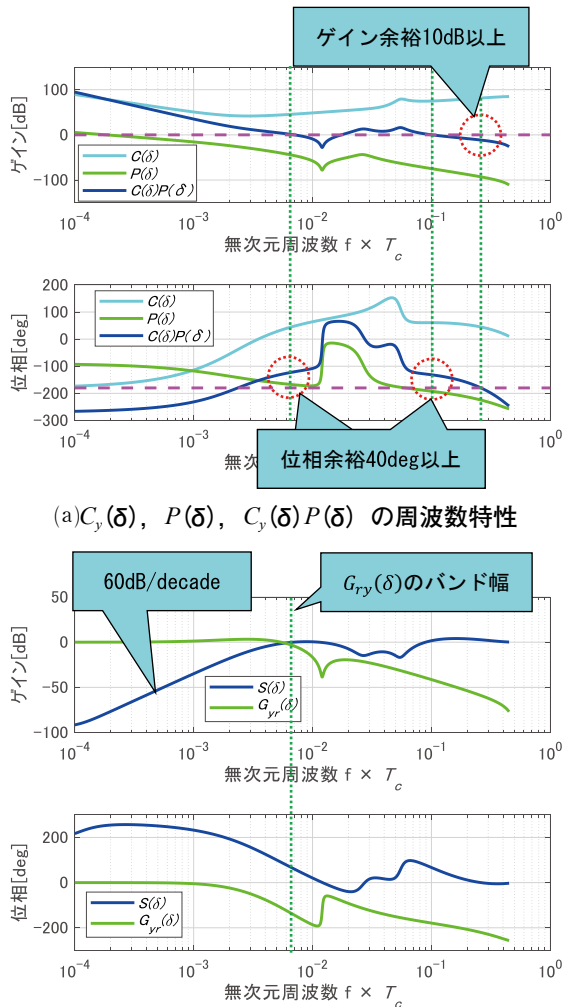


図16 舵角制御システムの周波数特性

領域での制御対象の変動や外乱に対するロバスト性が期待できる。

### (7)基本設計結果の確認

図14の舵角制御システムをMATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup>上でモデル化し, (14-1)式の $P(\bar{\delta})$ , (16-6)式の $F_C(\bar{\delta})$ , (14-2), (14-3)式の $N_C(\bar{\delta})$ ,  $D_C(\bar{\delta})$ , (15)式の $G_r(\bar{\delta})$ と, 外乱発生器 $G_d(\bar{\delta})$ のパラメータを設定してシミュレーションを行った。なお, 伝達関数モデルはライブラリ“Continuous”の“Transfer Fcn”を使用した。ソルバを固定ステップode1 (Euler)に, 固定ステップサイズを1に設定することによって $\delta$ 演算子を使用した無次元の離散時間システムの演算を行うことができる。シミュレーションの主な設定パラメータを表1に示す。

次にシミュレーション結果を図17に示す。図17より $k=500$ 時点までランプ状に変化する目標舵角 $r(k)$ に対して制御出力 $y(k)$ が漸近的に追従していることがわかる。また,  $k=1000$ 時点でランプ状の外乱 $d(k)$ が印加されても制御出力 $y(k)$ はほとんど変化せず, その後も目標舵角 $r(k)$ に追従している。ハンドル角 $\theta_h(k)$ にも振動は見られない。

表1 シミュレーションの主な設定パラメータ

設定パラメータ	設定値または内容
目標舵角信号源 $r_0$	1/500 (ただし, $k=500$ で0)
外乱信号源 $d_0$	1/500 ( $k=1000$ で印加)
外乱発生器	$G_d(\bar{\delta}) = P(\bar{\delta})/\bar{\delta}^2$
ソルバ	固定ステップode1 (Euler)
固定ステップサイズ	1 (無次元時間)

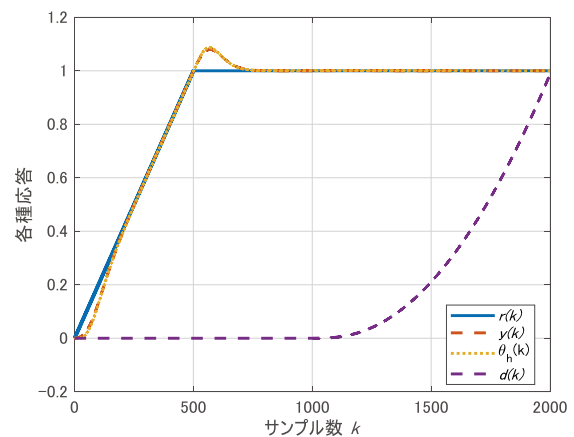


図17 舵角制御システムのシミュレーション結果

## 4.3 補償器の詳細設計と実装

### 4.3.1 補償器の詳細設計

補償器の詳細設計について説明する。補償器の実装モデルのブロック図を図18に示す。ここでは, 図18中の6つの伝達関数を先述の“Transfer Fcn”





## 5 設計結果の検証

次に操舵アシスト制御の補償器設計における検証プロセスでの検証結果の例について述べる。

### 5.1 補償器の単体評価

設計した補償器を統合したソフトウェアを実装したパワーバックに、モータ電流指令として正弦波を印加し、補償器の入出力信号から補償器 $C_y(\delta)$ の周波数特性を計測した。結果を図19に示す。

計測結果と機能モデルはよく一致しており、設計通りに補償器が実装されていることが確認できた。なお、図19の結果は「4.1.5 補償器の基本設計例」で示した基本設計例とは異なる設計のものである。

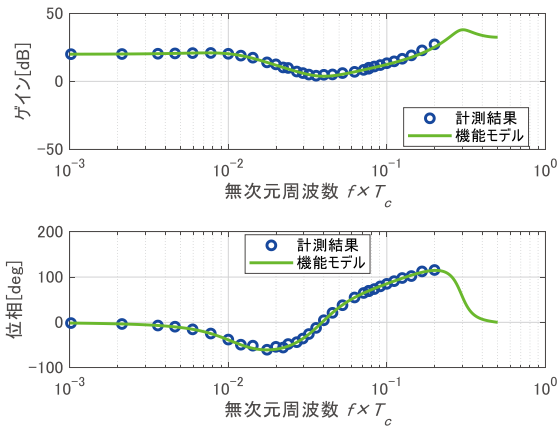


図19 補償器 $C_y(\delta)$ の単体評価の結果の例

### 5.2 システム評価と補償器の再設計

次に図8のシステムにおいて、モータ電流指令として正弦波を印加し、制御対象の周波数特性を計測した。制御対象の周波数特性を図20に示す。同図には、(8-1)式の補償器設計用モデル（以下、基本設計モデル）、計測結果、計測結果から同定した同定モデルの周波数特性をプロットしている。

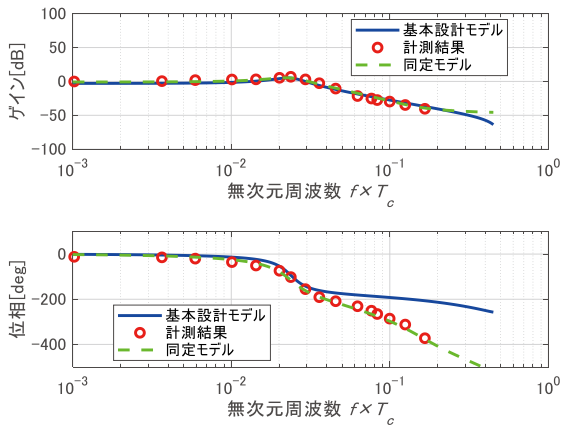


図20 制御対象の周波数特性

同定モデルは、MATLAB<sup>®</sup>の関数“fit”を利用して計測データから周波数応答ベクトルを算出し、同じくMATLAB<sup>®</sup>の関数“invfreqz”により算出した。なお、“invfreqz”で算出される伝達関数パラメータは $z$ 演算子形式のものであるため、 $\delta$ 演算子形式に変換した。図20の同定モデルは次の式で表される。

$$P(\bar{\delta}) = \frac{n_p(\bar{\delta})}{d_p(\bar{\delta})} = \frac{n_{p3}\bar{\delta}^3 + n_{p2}\bar{\delta}^2 + n_{p1}\bar{\delta} + n_{p0}}{\bar{\delta}^4 + d_{p3}\bar{\delta}^3 + d_{p2}\bar{\delta}^2 + d_{p1}\bar{\delta} + d_{p0}} \quad (19-1)$$

ただし、

$$\begin{aligned} n_p(\bar{\delta}) &= 5.317 \times 10^{-3}(\bar{\delta} + 0.1864) \\ &\quad \times (\bar{\delta}^2 - 0.2701\bar{\delta} + 1.600) \\ d_p(\bar{\delta}) &= (\bar{\delta}^2 + 0.5513\bar{\delta} + 8.201 \times 10^{-2}) \\ &\quad \times (\bar{\delta}^2 + 9.755 \times 10^{-2}\bar{\delta} + 2.135 \times 10^{-2}) \end{aligned}$$

基本設計モデル、計測結果、同定モデルのゲインはいずれも無次元周波数0.02を超えたあたりからほぼ $-40\text{dB/decade}$ で低下しており、比較的良好一致している。しかし、計測結果の位相は無次元周波数0.03を超えたあたりから基本設計モデルよりも遅れが大きい。要因として(8-1)式では考慮していないモータ電流指令に対する実電流の応答遅れやソフトウェアの制御演算時間、機械系の摩擦トルク、微小なガタ、剛体と仮定した要素のたわみなどの影響が考えられる。

計測結果と同定モデルのゲイン、位相はよく一致しており、制御対象は近似的に(19-1)式のように4次の伝達関数で表すことができる。

実際の制御対象における周波数特性の位相遅れが基本設計モデルより大きいことから、基本設計モデルをもとにして設計した補償器では制御システムの安定性を確保できない恐れがある。そこで、(19-1)式の同定モデルを利用して補償器の再設計を行った。再設計した補償器は次の式で表される。

$$C_y(\bar{\delta}) = \frac{n_{NC}(\bar{\delta})}{n_{DC}(\bar{\delta})} \quad (19-2)$$

ただし、

#### ① 操舵アシストトルク大

$$\begin{aligned} n_{NC}(\bar{\delta}) &= 22.847(\bar{\delta} + 8.494 \times 10^{-2}) \\ &\quad \times (\bar{\delta}^2 + 0.5513\bar{\delta} + 8.201 \times 10^{-2}) \\ &\quad \times (\bar{\delta}^2 + 0.1579\bar{\delta} + 1.889 \times 10^{-2}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} n_{DC}(\bar{\delta}) &= (\bar{\delta} + 0.1864)(\bar{\delta} + 3.666 \times 10^{-2})^2 \\ &\quad \times (\bar{\delta}^2 + 1.295\bar{\delta} + 0.7986) \end{aligned}$$

#### ② 操舵アシストトルク中

$$\begin{aligned} n_{NC}(\bar{\delta}) &= 18.246(\bar{\delta} + 0.1022) \\ &\quad \times (\bar{\delta}^2 + 0.5513\bar{\delta} + 8.201 \times 10^{-2}) \\ &\quad \times (\bar{\delta}^2 + 0.1646\bar{\delta} + 1.701 \times 10^{-2}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} n_{DC}(\bar{\delta}) &= (\bar{\delta} + 0.1864)(\bar{\delta} + 6.502 \times 10^{-2})^2 \\ &\quad \times (\bar{\delta}^2 + 1.262\bar{\delta} + 0.7211) \end{aligned}$$

③操舵アシストトルク小

$$n_{NC}(\bar{\delta}) = 12.111(\bar{\delta} + 0.1336) \times (\bar{\delta}^2 + 0.1745\bar{\delta} + 1.250 \times 10^{-2}) \times (\bar{\delta}^2 + 0.5513\bar{\delta} + 8.201 \times 10^{-2})$$

$$n_{DC}(\bar{\delta}) = (\bar{\delta} + 0.1864)(\bar{\delta} + 0.1127)^2 \times (\bar{\delta}^2 + 1.200\bar{\delta} + 0.6005)$$

なお、(5-2)、(5-3) 式の $1/f(\bar{\delta})$  は次の安定な伝達関数 $1/f(s)$  の極零対応モデルを制御周波数 $1/T_c$ で無次元化したものである。

$$1/f(s) = 1/\{f_1(s)f_2(s)\} \tag{19-3}$$

ただし、

$$f_1(s) = s^2 + 2\zeta_{f1}\omega_{f1}s + \omega_{f1}^2$$

$$f_2(s) = s^2 + 2\zeta_{f2}\omega_{f2}s + \omega_{f2}^2$$

$$0 < \omega_{f1}, 0 < \omega_{f2}, 0 < \zeta_{f1}, 0 < \zeta_{f2}$$

ここでは、 $\zeta_{f1} = \zeta_{f2} = 1$ 、 $\omega_{f1} = \omega_{f2} = 2\sqrt{K_{pe}/I_{pe}}$  とした。また、(6-4)、(6-5) 式の $1/g(\bar{\delta})$  は次の安定な伝達関数 $1/g(s)$  の極零対応モデルを制御周波数 $1/T_c$ で無次元化したものである。

$$1/g(s) = 1/\{g_1(s)g_2(s)\} \tag{19-4}$$

ただし、

$$g_1(s) = s + \omega_{g1}, g_2(s) = s^2 + 2\zeta_{g2}\omega_{g2}s + \omega_{g2}^2$$

ここでは $\zeta_{g2} = 1$ 、 $\omega_{g1} = \omega_{g2} = 2\sqrt{K_{TB}/I_{pe}}$  とした。

次に(9-1)式の外乱モデルの極 $1/d_d(\bar{\delta})$ のパラメータは次のように設定した。

$$\omega_d = 0.5\sqrt{K_{pe}/I_{pe}} : \text{操舵アシストトルク大}$$

$$\omega_d = 0.9\sqrt{K_{pe}/I_{pe}} : \text{操舵アシストトルク中}$$

$$\omega_d = 1.5\sqrt{K_{pe}/I_{pe}} : \text{操舵アシストトルク小}$$

いずれの場合も $\zeta_d = 1$

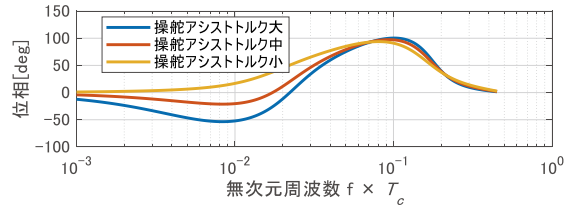
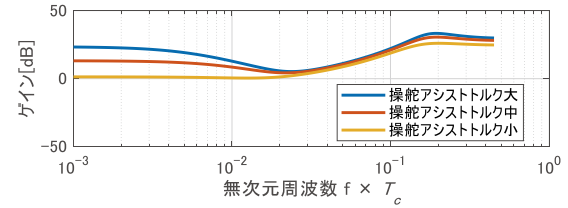
また、(9-3) 式の自由パラメータ $R(\bar{\delta})$  の極は上記の $1/g_1(s)$  の極零対応モデルとした。

再設計した $C_y(\delta)$ 、 $C_y(\delta)P(\delta)$  (一巡伝達関数)、 $S(\delta)$  の周波数特性を図21に示す。結果としていずれの場合もゲイン余裕が5 dB以上、位相余裕が30deg以上となっている。また、詳細は省略するが、再設計した補償器により安定な制御システムが得られたことをシステム評価、実車評価において確認した。

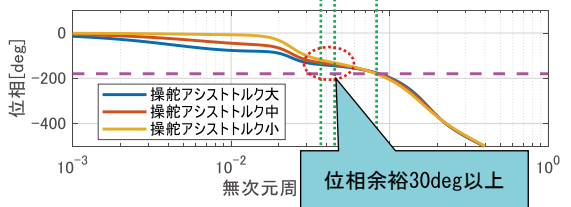
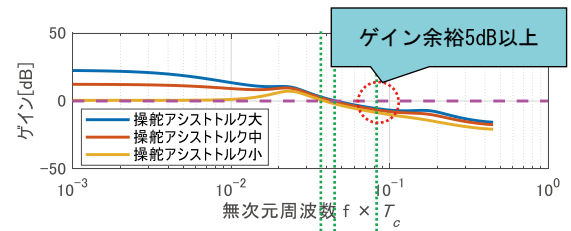
5.3 実車評価

社内実車評価では、既存モデルの車両を使用して、主に据え切り操舵（停車状態での操舵）を行う。ハンドル切り始め、切り返し時の操舵アシストの効果や、ハンドルを介して運転者が感じる振動がないことを確認する。チューニングパラメータは(19-3)、(19-4) 式のパラメータ、(9-1) 式の外乱モデルの極のパラメータ、(9-3) 式の極のパラメータである。社内実車評価では、顧客における実車評価に向けて、上記チューニングパラメータを変えて設計した補償器の候補を数パターン準備しておく。

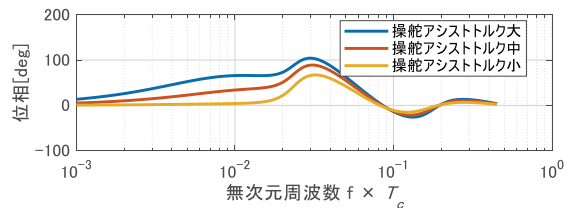
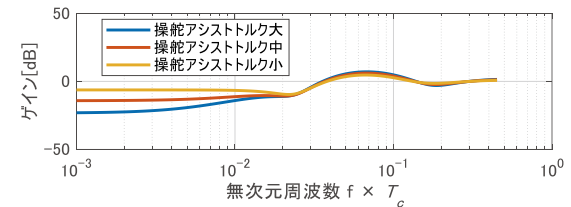
顧客における実車評価では、据え切り操舵の評価



(a)補償器 $C_y(\delta)$ の周波数特性



(b)一巡伝達関数 $C_y(\delta)P(\delta)$ の周波数特性



(c)伝達関数 $S(\delta)$ の周波数特性

図21 再設計後の操舵アシスト制御システムの周波数特性

に加え、専用のオフロードテストコースでの走行評価が行われる。走行評価では主に旋回時の切り始めのフィーリング、直進または旋回中のキックバックに対するフィーリングを確認する。

## 6 今後の展望

本報で解説した手法は、既存のEPSに対して従来とは少し異なるアプローチで補償器を設計する方法にすぎない。今後さらに加速する電動化、自動運転化に伴い電子制御の車載機器の重要性は高まってくると考えられる。車載機器メーカーとして様々な付加価値を含んだ製品を開発していく必要がある。その中で電気、機械要素の技術者だけでなく、制御技術者も担うべき役割として次の2点を挙げたい。

- ①品企画段階におけるアイデアの具体化と取捨選択による製品の作りこみ。
- ②製品ライフサイクルにおける不確かさに対するロバスト設計

上記①に対しては、例えばセンサを例に挙げると、製品に要求される機能、制御性能に対し最低限必要なセンサは何か（コスト低減）、あるいはどの物理量を検出して制御すれば要求を満足できるか（付加価値向上）といった課題が考えられる。このような課題を解決するための一つの手段として、制御技術におけるシステムの可制御性と可観測性の確認やオブザーバ理論の活用が有効である。また、上記②に対しては製品品質（生産上のばらつき）、経年品質などを考慮したモデルのシミュレーションや実機試験により、不確かさを含むパラメトリックモデルを同定することができる。補償器の設計では、このようなパラメトリックモデルを利用して設計を行うことで制御システムのロバスト安定性が確保できる。

今後は上記を踏まえて設計力、提案力を強化していきたい。

## 7 結言

本報ではパワースポーツ車両向けEPSを対象に取り上げ、カヤバにおける車載用電動アクチュエータの制御技術について、数値例を挙げて解説した。本技術の基礎となっているのは安定化補償器のパラメータ表示に基づく設計手法であり、この手法を $\delta$ 演算子形式の離散時間システムに展開したものである。なお、補償器の算出のための各種数式は、mファ

イル<sup>注7)</sup>でプログラム化した。このため、5.3節で述べたチューニングパラメータを設定するだけで補償器の機能モデル、実装モデルのパラメータが自動で算出できる。

注7) MATLAB<sup>®</sup>上で実行するプログラムを記述したテキストファイル。

本報で解説した制御技術は、電動アクチュエータに限らず、電動ポンプや油圧アクチュエータなど、電子制御を行う各種コンポーネントへの応用が可能である。

車載用ソフトウェア全体における補償器が占める割合は小さいが、安心・安全・快適さに直結する重要な技術である。今後もシステムの解析・評価技術、制御技術、ソフトウェア技術を通じてカヤバ製品の品質と付加価値の向上に貢献していきたい。

最後に本制御技術の実装、評価にあたり、ご指導、ご協力をいただいた関係者の方々にこの場をお借りして厚くお礼申し上げます。

- ・MATLAB<sup>®</sup>, Simulink<sup>®</sup>, Embedded Coder<sup>®</sup>, MathWorks<sup>®</sup>はMath Works社の登録商標です。
- ・SimulationX<sup>®</sup>はESI ITI社の登録商標です。
- ・MISRA-C<sup>®</sup>はMIRA社の登録商標です。

## 参考文献

- 1) 三宅, 富田: 非乗用車向けEPSの開発, KYB技報, No. 60, pp 60-63, (2020).
- 2) 稲満, 堀: KYBのアクティブサスペンションの開発, KYB技報, No. 63, pp 9-14, (2021).
- 3) 前田, 杉江: アドバンスド制御のためのシステム制御理論, 朝倉書店, (1990).
- 4) 足立: ユーザのためのシステム同定理論, (社)計測自動制御学会, (1993).
- 5) 金井, 堀: デジタル制御システム入門—デルタオペレータの適用—, 横書店, (1992).
- 6) 北村: EPSシステム解析技術の開発, KYB技報, No. 59, pp 17-24, (2019).
- 7) 小林: EPS用ECU試作開発におけるMBDの適用, KYB技報, No. 52, pp 49-53, (2016).



著者



松本 大輔

1995年入社。オートモーティブコンポーネンツ事業本部 技術統轄部電子技術部第二開発室 兼 技術本部基盤技術研究所 専門課長。車載用アクチュエータの解析，制御開発に従事



榎本 大助

2018年入社。オートモーティブコンポーネンツ事業本部 技術統轄部電子技術部第二開発室。車載用アクチュエータの解析，制御開発に従事。



見上 一憲

2015年入社。技術本部 基盤技術研究所電子技術研究室 主任研究員。車載用アクチュエータの制御ソフトウェア研究開発に従事



福士 翔

2017年入社。技術本部 基盤技術研究所電子技術研究室 主任研究員。車載用アクチュエータの制御ソフトウェア研究開発に従事。

製品紹介

## 中型乗用車向けCVT用ベーンポンプの開発

萩原 隆広 ・ 大滝 将志 ・ 近藤 弘俊 ・ 進藤 翔太

### 1 はじめに

今回紹介する中型乗用車向けCVT<sup>注1)</sup>用ベーンポンプは、既に量産化され、グローバル展開されている既存CVTユニットの後継機種としてジャトコ(株)殿が開発した中型乗用車向けのトランスミッション変速機構の油圧源として搭載されるものである。

本製品は、KYB金山にて2020年10月より生産を開始している。

注1) Continuously Variable Transmission (無段階変速機) のこと。

### 2 開発されたCVTユニットについて

今回ジャトコ(株)殿が開発したCVTユニットは既存のCVTユニットに対し、以下の特長がある。

- ①低フリクションによる低燃費化
- ②優れたフィーリング
- ③NVH<sup>注2)</sup>低減

主に環境へ配慮したダウンサイジングターボエンジンとの組み合わせを想定に開発された。

また、生産拠点を日本、中国、メキシコにおき、グローバルでの供給体制を構築している。

注2) Noise, Vibration, Harshness (騒音・振動・ハーシュネス) のこと



写真1 ユニット外観  
(ジャトコ(株)殿HPより抜粋)

### 3 開発したベーンポンプについて

開発したベーンポンプは既存CVTの後継機種用ということもあり、既存のベーンポンプ同様に日本、中国、メキシコとグローバル展開されることから、開発時の設計品質の玉成が必須であった。

既存のベーンポンプをベースとし、吐出性能と耐久性は同等以上、低フリクションに特化して開発を進めた。同等の吐出性能にて低フリクション化を行うとその背反として耐久性が悪化するが、要求された仕様を満足するように最適設計を行った。

また環境に考慮し、軽量化やエンドユーザ要求でもある低コスト化についても注力した。

開発したベーンポンプの外観を写真2、仕様詳細を表1、主な改善アイテムを表2に示す。



写真2 開発ベーンポンプ外観

表1 開発ベーンポンプ仕様

形式	平衡型ベーンポンプ
基本吐出量	11.3cm <sup>3</sup> /rev
使用回転数	~7300rpm
使用圧力	~6 MPa
使用温度	-40~140℃
生産拠点	日本, 中国, メキシコ

表2 性能改善アイテム

改善 アイテム	<ul style="list-style-type: none"> <li>・カムリング切り欠き</li> <li>・鉄カバーのアルミ化</li> <li>・ポート形状最適化</li> </ul>
------------	---

## 4 性能改善アイテムの紹介

### 4.1 カムリング切り欠きの最適設計

CVTユニットとして低フリクション化による低燃費を達成するには、ベーンポンプに対して駆動トルクの低減が要求事項となる。

ベーンポンプの駆動トルク理論式は（基本吐出量×圧力）/2πで表される。開発品は使用圧力の変更は無い為、駆動トルクを低減する為に“基本吐出量”を減らした。しかし、要求される性能仕様は既存品と同等という前提条件があった。

今回開発したベーンポンプは流量制御弁（スプール）を内蔵したタイプであり、回転数に応じて要求される吐出流量特性以上はベーンポンプ内部で循環させている。

流量制御弁内蔵タイプは余剰流量が内部循環する流れの力を使い、吸込み性を向上させている（図1）。

基本吐出量を減らす事で内部循環量が約10%減る為、吸込み性が悪化し、キャビテーションが発生しやすい仕様となった（図2）。

キャビテーションとは作動油中に溶解している空気が気泡として析出する現象で、その気泡の析出、消滅を繰り返すことで、構成部品に摩耗、損傷の影響を及ぼす。これにより既存品と同仕様で単純に基本吐出量を減らしただけでは、耐久試験において要求仕様を満足できない見込みであった。

対策として、いくつかの対策案が考えられるが、費用対効果から吸入油路であるカムリングの吸入部に“切り欠き”を採用し、吸入油路を拡大することで圧力損失を低下させ、吸込み性を向上させた（図3）。

ただし、切り欠きを採用した背反としては摺動するベーンから受ける面圧が上がり、PV値<sup>注3)</sup>が高くなり、カムリングの異常摩耗を発生させてしまう等、耐久性が不利になる。

開発品は切り欠き深さとPV値、すなわち性能と耐久性の両立するポイントを見極める為、限界確認耐久試験を行い、最適な切り欠き量を設定した（図4）。

以上の開発より耐久性も要求仕様を満足し、目的であった駆動トルクの低減化を達成した。

注3) PV値=P：面圧×V：速度 耐摩耗性の指標の一つ

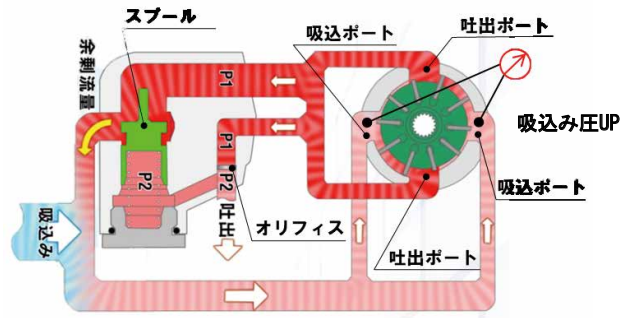


図1 ベーンポンプ内部の循環油路

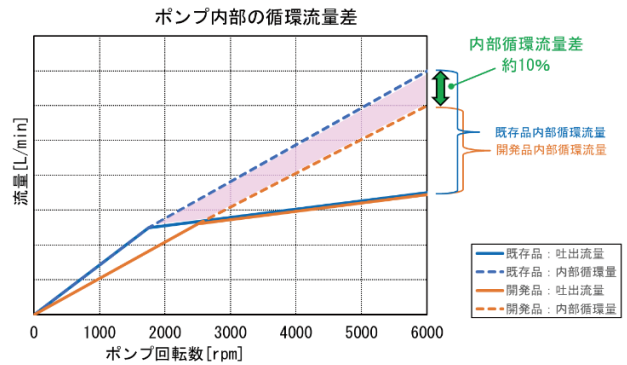


図2 ポンプ内部循環量差

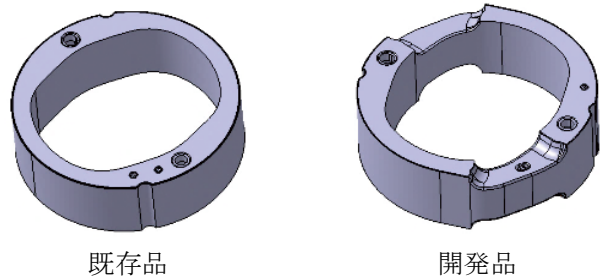


図3 カムリングの仕様比較

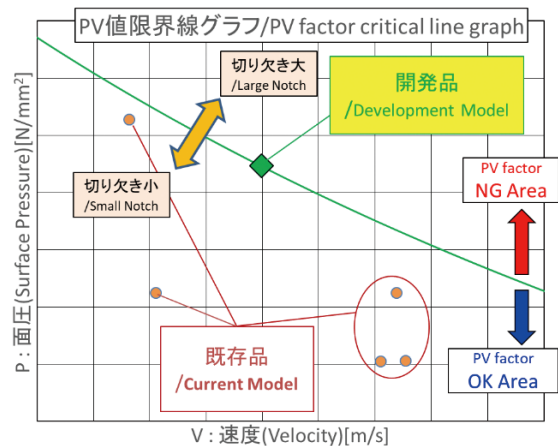


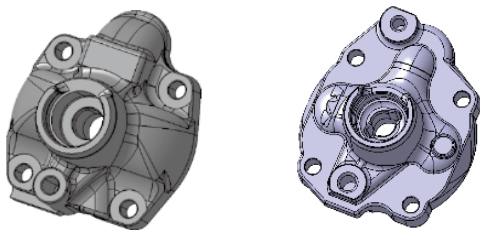
図4 PV値限界線グラフ

#### 4.2 鉄カバーのアルミ化（軽量・低コスト化）

既存の中型乗用車向けCVT用ベーンポンプは鋳鉄製の中子油路カバーであった（図5, 6）。開発品はアルミダイカストカバーにすることで、カバー単体約-350g、ベーンポンプ比約-30%をおこない、大幅な軽量化すなわち低燃費化に貢献することができた。

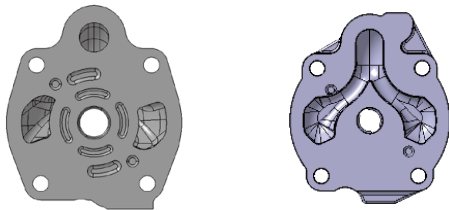
また鋳鉄からアルミダイカストへ製造工法を変更することで生産性が向上し、原価低減にも貢献した。

しかし、アルミダイカストカバーを採用した背反としてカバー内の油路形状が油流れにとって不利な形状に変わり、ポンプNVHが悪化することが分かっていた（図7, 8）。



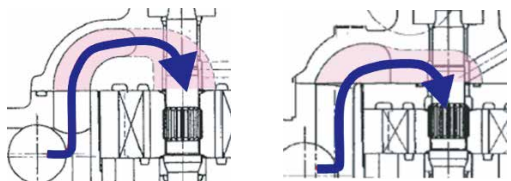
既存品（鋳鉄製） 開発品（アルミダイカスト製）

図5 カバー外観比較



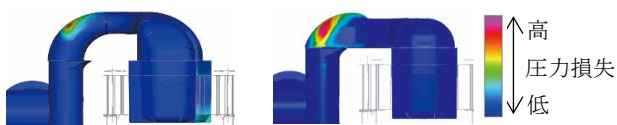
既存品（中子油路） 開発品（ダイカスト油路）

図6 カバー油路比較



既存品（中子油路） 開発品（ダイカスト油路）

図7 カバー油路流れ方比較



既存品（中子油路） 開発品（ダイカスト油路）

図8 カバー油路流れ圧力損失可視比較

#### 4.3 ポート形状最適化

“ポンプNVHは既存品同等以上”の要求に対し、NVH改善が必須であったが、NVH悪化要因であるカバー油路の改善は製作工法上、同様の油路形状を設計することが出来ない。

そのため、アルミカバー用にサイドプレートのポート形状を最適化し、吐出脈動を低減することで振動抑制してNVH要求を満足した（図9, 10, 11）。

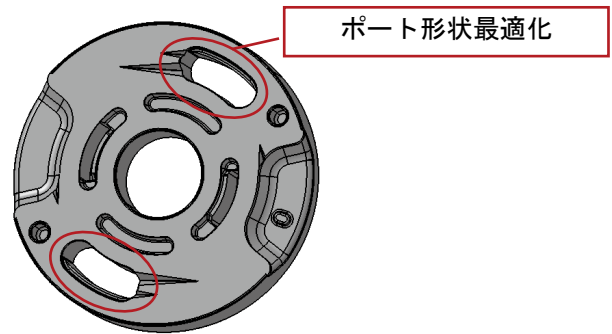


図9 サイドプレート ポート

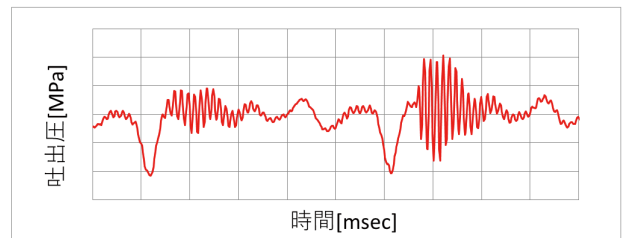
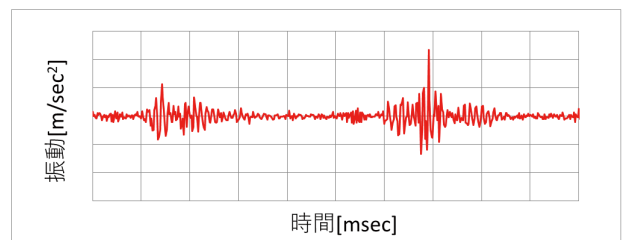


図10 改善前 ポンプ吐出圧と振動

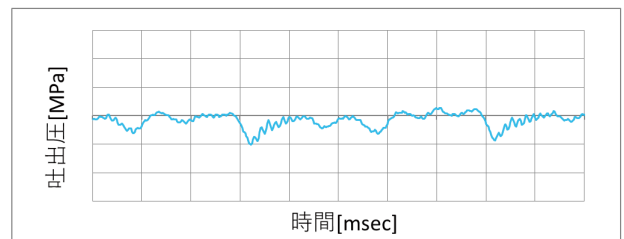
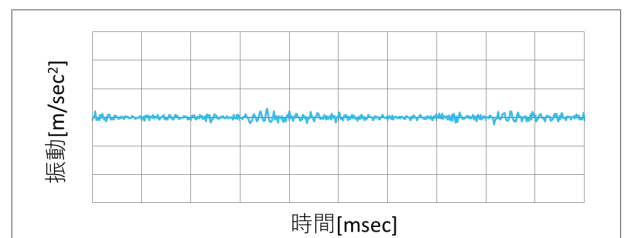


図11 改善後 ポンプ吐出圧と振動



## 5 評価

今回の開発を通じて、ジヤトコ(株)殿から高い評価を頂き、2020年度QCDSベストパフォーマンス賞を受賞した。

この賞は開発・品質・コスト・納期においてグローバル総合No.1の評価を得た企業が1社のみ受賞することができるものである。開発のみならず、他部門の協力があってこそこの受賞であり、この場をお借りして深く感謝を申し上げる。

品質に特化した賞としてはリージョナル品質賞を同時に受賞した。

また、KYB金山立上後、2021年3月に生産を開始したKIMZ (KYB Industrial Machinery (Zhenjiang)) にてにおいてもQCDS Aランク賞を受賞し、国内だけではなく海外でも高評価を頂いた。



写真3 右 QCDSベストパフォーマンス賞  
左 リージョナル品質賞



写真4 QCDS Aランク賞 (中国)

## 6 まとめ

本開発品は既存品に対し、下記を実現した。

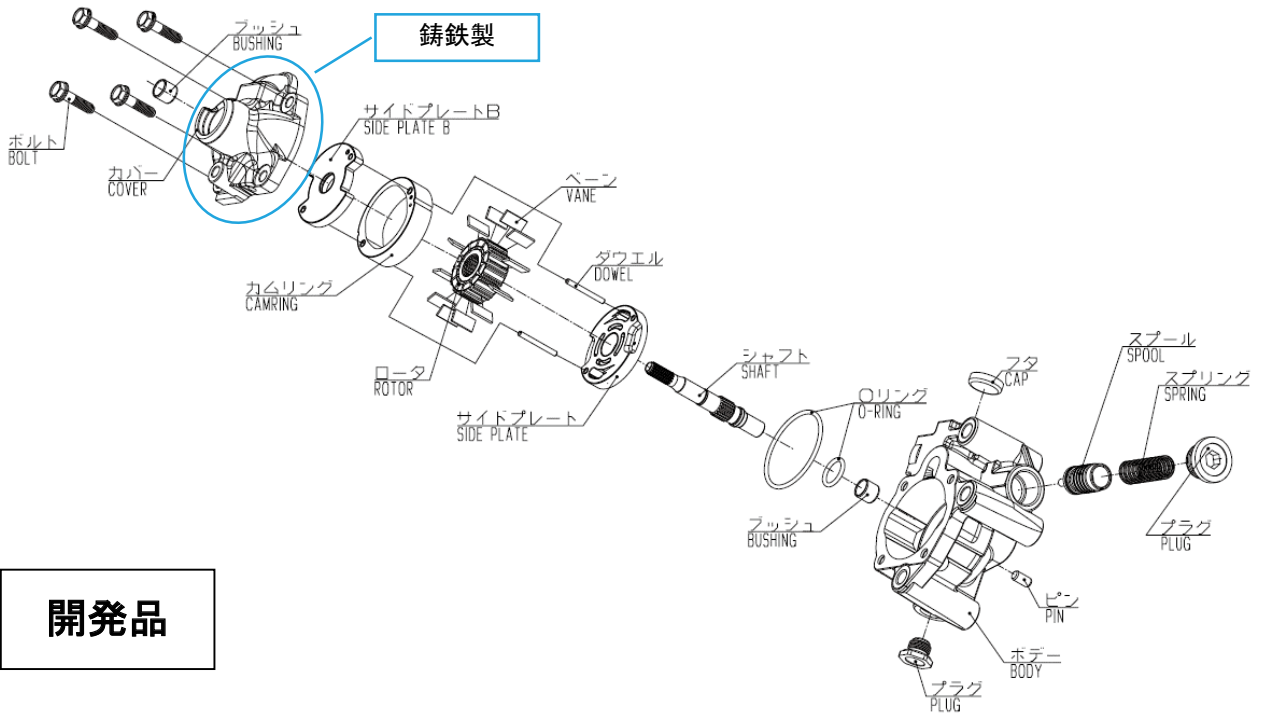
- ①ポンプ駆動トルクを約-10%低減
- ②ポンプ重量を約-30%低減
- ③耐久性と低駆動トルク化の両立
- ④低騒音化
- ⑤コスト低減

また、既存品と開発品の傾斜展開図 (図12) に今回の開発で検討を行った内容を示す。

## 7 おわりに

本開発にあたって協力頂いたジヤトコ(株)殿のプログラム関係者をはじめ、関連協力業者、社内関係部門の皆様には深く感謝を申し上げます。

**既存品**



**開発品**

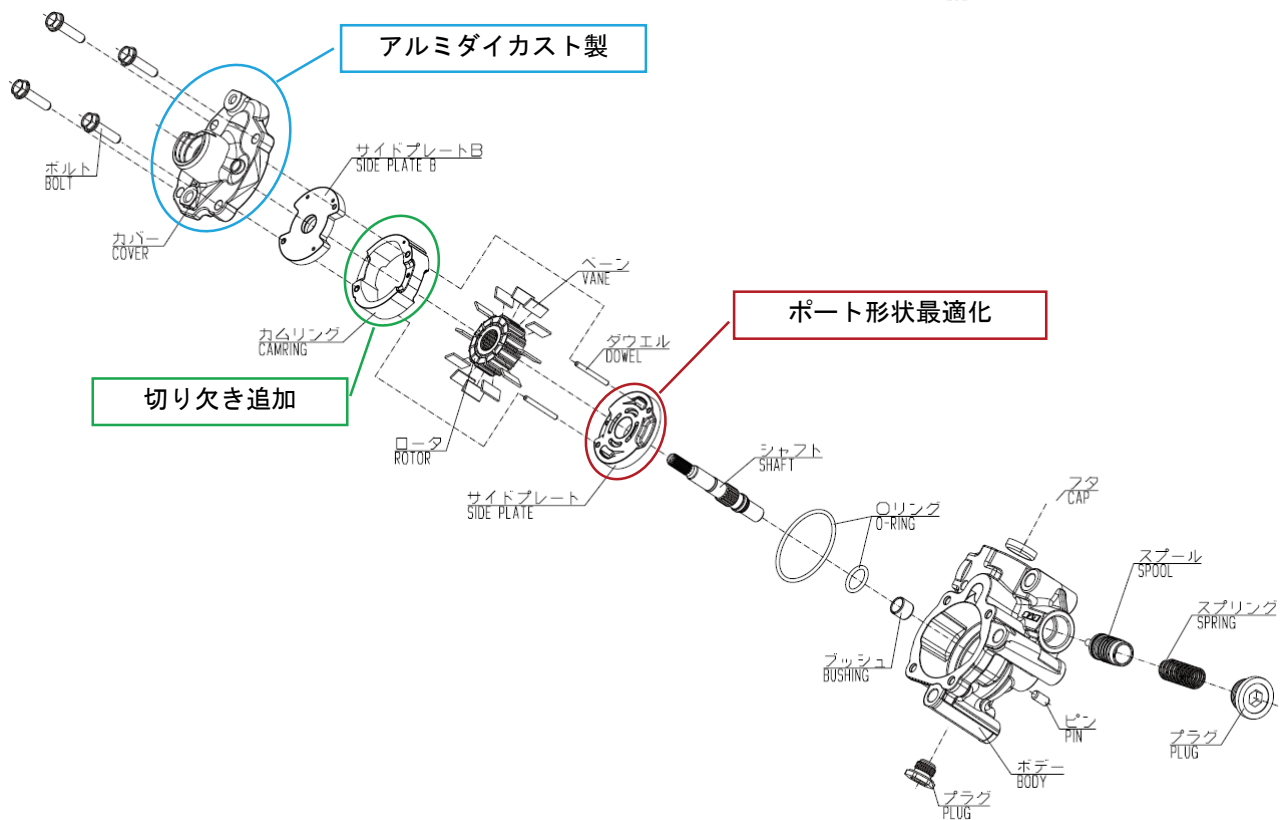


図12 既存品と開発品の傾斜展開図

著者



**萩原 隆広**

2010年入社. オートモーティブコンポーネンツ事業本部ステアリング事業部ポンプ技術部.  
ベーンポンプの設計に従事.



**大滝 将志**

2012年入社. オートモーティブコンポーネンツ事業本部ステアリング事業部ポンプ技術部.  
ベーンポンプの設計に従事.



**近藤 弘俊**

2013年入社. 技術本部基盤技術研究所岐阜分室.  
ベーンポンプの設計に従事.



**進藤 翔太**

2014年入社. オートモーティブコンポーネンツ事業本部ステアリング事業部ポンプ技術部.  
ベーンポンプの設計に従事.

随筆

## HKE駐在記

服部 幸司

## 1. はじめに

2017年8月、カヤバの乗用車向けEPS事業の軸足を中国に移すという方針に基づき中国の恒隆集団との合弁プロジェクトがスタートした。

それ以前よりEPS部品の原価低減活動として中国部品サプライヤ調査を進めていて恒隆集団とのコンタクトはあったものの、合弁先としての関係と取引先としての関係という意味では規模も関連性も大きく変わるため非常に大きな変化点として受け止めた記憶がある。

当時を含めて私の担当業務は原価企画であり、合弁プロジェクトに於ける私の関わり方はコスト面での事業成立性の検討を行った。正式な企業間の合弁契約が成されるまではお互いの原価情報は非常にセンシティブであるために得られる情報は限定的であり、大変もどかしい思いをしたものである。

2018年4月に合弁契約書が締結され、湖北恒隆凯迹必汽车电动转向系统有限公司, Hubei Henglong & KYB Automobile Electric Steering System Co., Ltd. (以下HKE) が正式にスタートした。そして私は恒隆集団としては初めての原価企画組織を立ち上げるため2005年のアメリカに続いて2度目となる海外赴任を拝命し、2018年11月末より5人の同僚たちと共に中国に赴いた。



写真1 HKE外観

## 2. 湖北省荆州市

HKEの所在は中国湖北省荆州市というところになる。現在も世界に大きな影響を与え続けるCOVID-19の発祥地とされる湖北省武漢市から西に約200km入った内陸部に位置する。日本の緯度でいえば種子島よりも南に位置し非常に暑い印象であるが、実際には北工場がある岐阜県可児市と非常に似た気候で、夏には35度以上の湿度が高い日が続き、冬には時折雪の舞う日もある。

2018年11月に赴任した翌月の年末には数cmの積雪があった。最近の積雪は珍しいらしく、居住するマンションの中庭では小さい子供たちがはしゃいでいて、初めて迎える中国での年末に日本と同様の光景を見ることができた。



写真2 2018年末の積雪の様子

荆州市の面積は14,067平方km。蛇行する長江に沿って、市域一帯は細かな分流や水路、湖沼に覆われており水が豊かな地域である。長江沿いには砂浜や公園も多く、休日には家族連れやカップルで賑わっている。このような地の利によって荆州は長江中流の水運による交通と物流の拠点であり、歴史上では戦略上の要地として三国志の舞台にもなっている。それを象徴するかのごとく三国志で荆州を預



かった豪傑武将である関羽の巨大な立像（全高58メートル！）が存在したのだが、残念ながら私の帰任直前に違法建築ということが発覚し、現在は既に取り壊されている（他の地へ移設との話であったが、現時点で未だ移設工事は行われていないようだ）。



写真3 今は無き世界最大の関羽像

### 3. HKEでの仕事

今回の赴任における私の任務は前述の通り恒隆集団として初の原価企画業務を立ち上げ、コストの見える化および標準化を定着させることによって製品原価を適正化し、EPS事業を採算に乗せることであった。しかしながら、とにかく初めての業務なので理解を得ることが非常に難しかった。原価企画のマニュアルや仕事内容をパワーポイントで作成し、中国語化した上で配布と説明会を実施した状況下で、最初に来た私への依頼業務は「事務所にカーテンを購入したいが、そのコスト査定をして欲しい」だった。

このような色々な理解しがたい事態も楽しみながら、中国人の同僚と毎月の部内食事会や誕生日のお祝い会などを通じて親睦を深めていくうちに仕事も軌道に乗り、日本で実施してきたのと同様な原価低減活動や関連部門との協力体制を築くことができてきた。そして2019年の年末も近づいてきた頃に不穏なニュースが飛び交うようになる。



写真4 休日に家族連れで賑わう長江沿い

### 4. 激震

どうやら荊州にほど近い武漢市の海鮮市場で新型の肺炎が発生しているらしいというものである。冒頭にも記述した後の呼称COVID-19、いわゆる新型コロナウイルスである。

この海鮮市場というのは海鮮だけではなくあらゆる食材を扱っている。中国人は四つ足のものはテーブル、空を飛ぶものは飛行機以外なんでも食べると言われるが、野生の動物も普通に食材として扱うために日本人の目には厳しいものも多い。そうした野生動物から感染したと言われているCOVID-19だけに当初は周囲の中国人も楽観的で、私が訪問先のサプライヤで聞いたときも「海鮮市場は閉鎖されたので大丈夫」「人から人への感染はしない」などと話しており、テレビ等の報道でもそのような内容が流れていた。当時の私は「そんな軽いものかなあ」などと思いつつも、今のような惨状になろうとは思っても寄らなかつた。

自身に与える影響として現れたのはその年の春節休暇である。旧暦によって決まる中国の旧正月である春節は、2020年は例年より早い1月23日より始まった。この休暇に合わせて日本への一時帰国をしたのだが事態は急激に変化しており、同日朝には武漢空港に着陸する航空便は全て欠航するとの情報が流れた。航空券手配の関係で同じ日本人駐在員の残り半数は翌日の便で帰国を予定しており、果たして予定通り飛ぶのかどうか非常に心配された。結果的には翌日便を最終にクローズされたのでHKE駐在員は全員無事に帰国できた。しかしながら、他の日系会社駐在員は武漢に取り残された人も多く、政府のチャーター便で帰国することになったニュースはまだ記憶に新しい。

何とか無事に帰国できたものの、その後は中国の大規模な都市単位のロックダウンの影響で春節休暇が終わっても中国に戻るができなかつた。そのため、中国とのリモートワークを都合8ヶ月続けることになった。1時間とはいえ時差があり、更に言葉の課題もある中での顔が見えないリモートワークはせっかく築いてきた人間関係にも影響を与えることになってしまったことは非常に残念な思い出である。

8ヶ月の日本滞在の後、ようやく中国へ戻る許可が下りたが、現在も続く中国の入国規制は非常に厳しかった。まず到着した空港でPCR検査の陰性を確認して入国、空港近くのホテルの1室に2週間隔離。隔離途中に2回のPCR検査、その後は荊州に戻ってまたPCR検査を受診。自宅マンションに戻って自室で更に2週間の隔離。隔離完了時に再度PCR検査。

ちなみに日本を出国する前にもPCR検査を受けているので中国入国のために1ヶ月間に6回もPCR検査を受けていることになる。海外から来た外国人ということで厳重に警戒されているわけだが、1回もPCR検査を受けたことが無い人たちが街中を普通に闊歩しており、いったいどっちが危険なのだろう？と思わざるを得なかった。



写真5 2020年9月 武漢空港到着時の様子

## 5. 中国での生活

話が全体的に暗い気がするので、この辺で後進のためにも楽しい話題を少し。中国と言えば、やはり歴史文化と食事であろう。ちなみに日本人はよく中国4千年の歴史と言うが、中国人に言わせると中国は5千年の歴史があるそうだ。中国人に歴史の話をするときに4千年というと怪訝な顔をされるので注意すべし。

COVID-19の影響で駐在期間中に旅行を楽しむ機会は残念ながら少なかったが、コロナ禍以前には中国の歴史的建造物といえば日本人の誰もが思い浮かべる（であろう）万里の長城へ行く機会を得た。世界中のこうした建造物や大自然はアミューズメント化しているところが多いが、万里の長城も多分に漏れず観光地化されている。そうは言っても大陸の巨大な建造物には圧倒される迫力があり、実際に目にするると感動的であり、素晴らしい経験をさせていだいた。さすがに世界的に有名な建造物だけに、訪れた日は繁忙期を外した日程であったが、それでも多くの人で賑わい頂上付近では人しか見えないような状況であった。



写真6 多くの人で賑わう万里の長城

食に関して、荊州は四川や重慶に近い土地柄ということもあって辛い料理が多く、辛いものが好きな人は美味しい料理がたくさん楽しめる。私の場合は肥腸（フェイチャンと発音）、いわゆるホルモンであるが、この食材にはまった。鍋にしたりラーメンの具材として入れたり様々食べ方があるが、唐辛子たっぷりの炒め物の辛さと食感が、中国の少しアルコールが薄いビールと共に私の口にとっても合った。美味しい店を紹介してもらってからは一人でも通っていた。他の客が家族連れで訪れている中、中国語もろくに話せない日本人が一人で地域の特色料理を食べに来るのだからさぞ奇異に見えたことだろう。肥腸は少し癖があるので中国人でも好き嫌いが分かれるらしく、好きな人には仲間意識が芽生えて一緒に食べに行こうと誘われたりした。日本以上に食を大切にする中国の文化を感じたものである。



写真7 肥腸の炒め物

## 6. お別れ

HKE赴任時より私の後任は現地の中国人に任せることを念頭において人選と教育を行ってきて、今



は当時の部下が私の意思を継いでくれている。HKE時代に仲良くなった仲間たちは今も公私に渡って連絡を継続してくれており、そういった関係が築けたことは私にとって一生の財産だと思っている。

色々な喜びや苦労を経験したが、HKE合弁契約の第一期の区切りを迎えて2022年1月に帰任が決定した。まだやり切れていないことも多くあり心残りではあるが、帰任の区切りとなる2021年度は、HKE発足後初の年度黒字を達成することができ、共に戦ってきた仲間たちと喜びの中でお別れすることができたのはとても感慨深かった。



写真8 お世話になったHKE財務、原価企画の仲間

## 7. おわりに

2018年に共に赴任した仲間のうち数人は終わりの見えない中国のゼロコロナ政策の中、未だ日本への一時帰国もできず彼の地で頑張っている。マイノリティ拠点であり、日本人がほとんど足を踏み入れないような内陸の地ゆえ、仕事も生活も環境が違う中でストレスを感じながらEPS事業を軌道に乗せて儲かる製品づくりのために取り組んでいる彼らが、近いうちに凱旋帰国できることを願い応援しながら筆を置きたいと思う。

末筆ながら駐在中にご支援、ご協力いただいた方々に感謝申し上げますと共に、今後のHKEとEPSビジネスの発展を切に願う。

## 著者



### 服部 幸司

1989年入社。Asia Pacific Corp. Ltd.駐在。

ステアリング設計部、アメリカ(デトロイト)駐在、商品企画部、PS原価企画部、中国(HKE)駐在を経て現職

随筆

## KMEX駐在記

川 合 寛

## 1. はじめに

私は2015年5月から2022年4月までKYB Mexico S.A de CV (以下KMEXDF) に駐在した。KMEXDFはメキシコ市場及び中南米全域（ブラジルを除く）を対象とした市販SAの販売拠点となっている。

個人的にもメキシコとの関わりは長く、学生時代のバックパッカーとその後のメキシコ駐在の経験が今回のKMEXDF駐在にリンクし、今につながっているという人生どこで縁や転機があるか分からないものである。

今回の7年間の駐在を経て身も心もすっかりメキシコ色に染まってしまったが、公私ともに大変貴重な経験をしたのでここに一部を紹介する。

## 2. メキシコ生活

まずメキシコ（メキシコ合衆国）は、人口1億3千万人（日本と同等）、総面積は196万平方キロメートル（日本の5倍）の北米と中南米の中間に位置する広大な合衆国である。そして駐在していたメキシコシティは国土のほぼ中心に位置し、人口約2158万人（東京の1.5倍）、逆に面積は1479平方キロメートル（東京の7割弱）と、その数字を見ただけで人口が密集し、商業の要所ということが容易に想像できると思う。

また、メキシコシティは標高約2,300メートルの高地にあり、メキシコ＝暑いイメージとは裏腹に年間を通じて平均気温25度、低湿度ということもあり日本の春、秋のような過ごしやすい快適な気候となっている。

北米と南米をつなぐメキシコの地理的優位性や平均年齢が29歳と若さ溢れる労働力にも恵まれていることから日系含む外資系企業の進出も多く、それに伴い世界各国の料理や文化を体験できることも魅力の1つである。

国民性も皆大らかで優しく陽気、アミーゴ精神から外国人も暖かく迎え入れてくれる非常に友好的な

人々である。

衣食住ここまで良いことばかりを書いたが、一方で苦勞した点としては交通渋滞と治安の問題が挙げられる。

一番頭が痛い問題は交通渋滞であった（写真1）。メキシコは公共交通機関もあるがスリや強盗といった事件も多く、基本的に車生活となっていた。自宅から事務所は歩いて15分の距離だが、朝夕においては車で1時間近く掛かることも度々あった。



写真1 通勤中の渋滞風景

以前の駐在者も触れていたが、メキシコの運転免許は試験がなく取得が容易なため、常に交通量が道路のキャパオーバーとなっており、道も複雑で一方通行が多いこともあり、町のどこかで渋滞があると市内全体が渋滞する。

車の車検もあるが維持メンテナンスはあくまで自己責任であり、道路では映画さながら故障しボンネットを開けて立ち往生する車が必ずおり、これも渋滞の主な要因となっている。

また、道路もこれだけの交通量に耐え切れず、所どころ穴が開いていたり、舗装も劣化したりとショックアブソーバーの交換需要が高いのも納得、肌で感じながら営業活動をした。

治安面も周知の通りで、ある程度事情に詳しくなるまでは安全な場所、時間などを良く調査した上で立ち振る舞う必要があり、駐在当初は苦勞した。



### 3. メキシコでの業務

駐在開始後3年間は購買業務を担当した。KMEXではメキシコ市場向けに在庫販売、その他中南米市場向けにはドロップシップメント（商品は工場から直送しKMEXから請求する3国間輸送）の商流を取っている。

一言に購買業務と言っても業務内容は多岐に渡り、市販SAの発注業務に始まり仕入先納期フォロー、適正在庫管理とオーダー充足率向上施策、および新規開発業務などに従事したが、未経験の業務ということもあり当初は非常に苦戦を強いられた。

需要を予測し在庫レベルと充足率のバランスを取りつつ発注数量を決定するという業務は、客先や営業情報から市場をモニターし、更に工場や他部署の情報、協業が不可欠である。

需要予測外れや、カヤバに起因する内的要因など以外にも国際情勢、港湾その他団体のデモや盗難、強盗など国特有の外的要因による納期遅延なども多々発生、在庫切れを起こしお客様から購買担当として呼び出されお叱り頂くこともしばしばあった。

しかしそのようなクレームやアドバイスを頂く中で、市場の生の声を聴き、お客様の要望に真摯に応えることで多くのことを学ぶと同時に信頼関係を築けたことは大きな収穫となった。

それ以外にも今回の駐在中に影響を受けたニュースやトピックとして2016年の米国新大統領就任に始まる対メキシコ移民政策、貿易政策やメキシコペソの暴落、更にコロナウイルス問題もあったが、メキシコは主要産業を止めることなく耐え凌ぎ、カヤバも着実に拡販を進めた。

また、今回の駐在中にKMEXDFから400キロ北西に位置するKMEXシラオ工場（写真2）でのSA生産立上プロジェクトにも参画し、倉庫の手配から物流検討、初期在庫完備など貴重な経験をしたことが、後に担当する中南米営業業務におけるモチベーションとなったのは言うまでもない。



写真2 KMEXシラオ工場

その後2018年から2022年は中南米営業マネージャーも兼任し中南米大陸15か国を縦横断し、各国の市場へ売り込みを行った。中南米ではブラジルを除いて南はアルゼンチンまで全ての国でスペイン語圏（一部英語圏のカリブ諸国除く）であり、スペイン、アフリカ、ローカルなど様々なルーツを持つ人々がそれぞれ異なった商習慣や国民性を持ち、交渉には苦労もあったがスペイン語を学びつつ客先と商談でき、多くの経験値を積むことができた。

その中で市販重点方策として、急速に勢力を拡大している中国製安価製品からカヤバシェアの維持拡大をするという命題があり、上位方針に則り各種施策を講じた。

現状は中南米大半の市場で安価製品が氾濫、市場価格を押し下げており、ここ数年拡販が頭打ちの状態が続いていた。これらに対抗するため、地産地消を推進する=Made in Mexicoの製品を競争力ある価格で市場投入すること、K'lassicブランド（低年式車向け廉価版製品）の拡販に注力した。

苦労した点としては、価格差の程度にもよるが中南米では未だに日本製を好む市場が大多数であり、海外製の製品には偏見、アレルギーがあり、メキシコ製拡販の障害となっていた。

これに対してはインセンティブとして10か国14社の得意先をKMEX工場へ工場見学に招待（写真3）、製造工程から材料、品質保証まで一貫して日本製と同一品質であることの説得や、販促キャンペーンなど続けてきたが当初は中々実を結ばず、歯がゆい思いをした。



写真3 KMEXシラオ工場見学ツアー（ペルー顧客）

その他、メキシコのF1用サーキットを貸し切り、全13か国のお客様を招待しての乗り比イベントKYB SAFETY DAYなども開催し、カヤバ品質を実際に体感、理解して頂けるよう粘り強く説得を続けた（写真4）。

しかし奇しくも2021年度はコロナ後の反動で需要急増による各メーカー在庫枯渇、物流混乱が発生し、

原産地問わずある分だけ購入したいという流れになり、結果的にメキシコ製の販売も軌道に乗せることができた。

廉価版製品K'lassicについても、2015年より販売を開始し、当初は合理化仕様や見た目イメージから客先も導入を躊躇していたが、価格の厳しいモデルを中心に品揃えを拡充し、販促活動を通じて販売エリアも徐々に広げ、2021年度ではKMEXの全テリトリーでの販売まで漕ぎ着けることができた。



写真4 KYB SAFETY DAY

#### 4. メキシコ料理とお酒

前述の通りメキシコシティでは価格は高いものの各国の料理が充実し食事で困ることは少なく、メキシコ料理もユネスコの無形文化遺産に登録されるなど種類も豊富で日本人の口に合う非常に美味しいものであった。

主食は基本的にタコス（写真6）に代表されるトルティーヤというトウモロコシもしくは小麦粉の皮に肉、魚、野菜、サルサソースを乗せて食すが、その土地それぞれのご当地タコスの楽しみがある。日本で飲んだ後にラーメンで締めることと同じく飲んだ後のタコスはお決まりである。



写真5 タコス屋



写真6 タコス

お酒も多種多様であり、ビールは日本ではコロナビールが有名だが、それ以外にもさっぱりしたものからコクのあるクラフトビールまで様々な美味しいビールが楽しめる。

そしてメキシコと言えばテキーラであるが、こちらも色々な銘柄から様々な種類が販売されており、熟成期間に応じてブランコ（白）からレポサド、アネホと日本酒の純米、吟醸、大吟醸のようにグレードがありこれも飲み比べすると面白い。

テキーラの起源を辿ると16世紀にスペインからの入植者が酒を賄うために現地でアガベという植物を材料としたことが始まりであり、メキシコのハリスコ州にテキーラ村という場所があり、この周辺を原産とした物だけがテキーラと呼ぶことができる。



写真7 テキーラとメスカル

もう少しマニアックになると、同じ材料を使用するが工程と材料の種類を増やしたメスカルという酒があるが、こちらはアガベ（写真8）の球茎を土に埋め、長時間蒸し焼きにすることでスモーキーな風味を与えたもので、ピート強めのスコッチウイスキーに似た風味が特徴である。

数百年にわたって伝統の製法を受け継いだテキーラにメスカル、蒸留所ごとに紡がれた歴史、伝統に思いを馳せる時間も乙なものである。





写真8 テキーラ・メスカルの原料アガベ



写真10 カンクン

## 5. 世界遺産とメキシコ観光

海外駐在に於ける楽しみの一つは現地と周辺国への旅行である。メキシコに於ける観光産業はメキシコで3番目に大きな外資獲得源であり、メキシコ経済を牽引していると言っても過言ではない。

そのため、2020年のコロナ禍でも国境は入国制限なく常に観光客を受け入れていた。

また、メキシコは中南米への玄関口としてのポジションでもあり、年間を通じて観光客で溢れている。メキシコでは古代マヤ、アステカ文明の繁栄を残すピラミッドに始まり(写真9)、世界的なビーチリゾートとしてカリブ湾にはターコイズブルーの海が美しいカンクン(写真10)、太平洋にはアカプルコ、ロスカボスなどがあり、いずれもメキシコ観光の際は見逃せないスポットの一つである。



写真9 太陽のピラミッド上から見た月のピラミッド

メキシコシティは内陸に位置するため、これらの観光地に行くにはフライトとなるが、どこに行くにも国内線2時間余りとアクセスも良く、私もカンクンへは度々旅行し、釣りやマリンスポーツを満喫した。

更に、メキシコの人気観光スポットとしてワイナリーツアー(写真11)がある。メキシコでは14州でワインの醸造が行われているが、一番大きいバハカリフォルニア半島に位置するグアダルーペワイナリーでは国内全生産量の60%、年間約1700万本のワインを生産している。

アメリカ大陸のワインと言えばチリ、アルゼンチンが有名だが、アメリカ大陸で最古の歴史を持つのはメキシコであり16世紀にスペインからワイン醸造が伝わってから400年の歴史がある。

温暖で乾燥し昼夜の気温差のあるメキシコの気候、風土はワイン造りには最適で、カベルネソーヴィニヨン、メルロー、シラーなど種類も豊富で味も美味しくコストパフォーマンスの良いワインが沢山ある。



写真11 ワイナリー

ここグアダルーペワイナリーはワイン街道という街道沿いにいくつものワイナリーが立ち並び、各ワイナリーでは醸造工程の見学、試飲ができる。

地元産のチーズや地域の特産物などを使った料理

を振舞うレストランも沢山あり、ツアーで3か所くらい周ればご機嫌な休日を過ごすことができる。

また、ここバハカリフォルニア半島はアメリカのカリフォルニア州の南部に位置し、ここはカンクンに並び人気が高い観光地である。

左右を太平洋とカリフォルニア湾に挟まれた細長い半島で、マグロの養殖なども盛んに行われており、大トロ、生ウニ、アワビなどの極上の海産物を堪能することができる。

## 6. おわりに

7年間のメキシコ駐在を問題なくやり遂げることができたのはお世話になった上司先輩、駐在員、ローカ

ルスタッフ、家族の暖かいサポートがあつての結果であり、本誌を通じて感謝とお礼を申し上げたい。同時に今回培った経験と人脈は今後の業務に於いて大きな糧と自信になると確信している。このような貴重なチャンスを頂き有難う御座いました。

Compañeros, gracias a sus amables apoyos que me han brindados durante 7 años, pude cumplir el reto que tenia en Mexico exitosamente.

Era mi gran orgullo por haber trabajado con ustedes y esta experiencia sera mi gran confianza para seguir trabajar en KYB ahora en adelante.

Muchas gracias!

Saludos,

## 著者



川合 寛

2013年入社 営業本部グローバル  
営業推進部市販第一営業部  
市販統轄部製品企画課、市販営業  
部、KYB Mexico DF支店駐在を  
経て現職



## 「硬質クロムめっき」

「めっきシミュレーションによる膜厚分布均一化」(p. 3)に記載

技術本部 生産技術研究所 第一研究室 望月 嘉隆

### 1 めっきとは

「めっき」とは、素材自身が持っていない表面特性を付与する技術です。主に以下の3つの特性のうち1つ又は複数を付与するため実施します。

#### ①耐食性めっき

素材の腐食を防ぐために施されるめっき

(例) 亜鉛めっき：とたん屋根

#### ②意匠性めっき

外観を向上させるために施されるめっき

(例) 装飾クロムめっき：自動車のエンブレム

#### ③機能性めっき

耐摩耗性、電気的特性、耐熱性等を付与するために施されるめっき

(例) 硬質クロムめっき：摺動部品

### 2 硬質クロムめっきとは

硬質クロムめっきは、三酸化クロム ( $\text{CrO}_3$ ) を主成分とし、触媒として微量の硫酸を添加した浴を使用します。めっき浴では、図1に示すように、被めっき品(ワーク)を陰極、鉛合金の電極を陽極として、電気を流すことで、ワークにクロム金属を析出させます。

この方法で得られためっき皮膜(クロム金属)は、以下の特徴を持っており、世の中では機械の摺動部品、成形用の金型、製紙用のロールなどに施されています。

- ・ 通常的环境下では錆びず、金属光沢を保つ
- ・ 皮膜が硬い(800~1,000HV、鉄の約3倍)
- ・ 動摩擦係数が低い

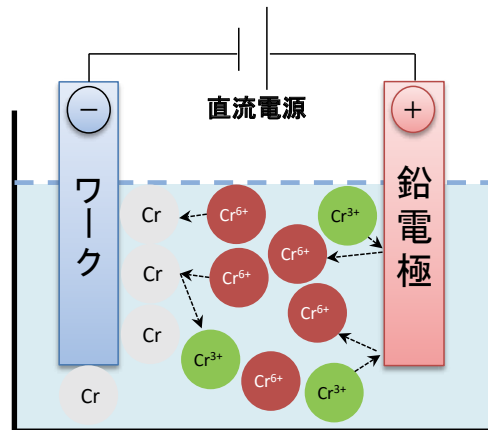


図1 クロムめっきの仕組み

### 3 カヤバでの硬質クロムめっき適用事例

カヤバで行なっている硬質クロムめっきは、四輪緩衝器(写真1)や油圧シリンダ用のピストンロッドなどに施しており、主に耐食性、耐摩耗性、摺動特性を向上させる目的で実施しています。



写真1 硬質クロムめっきを施している製品

# 「制御システムにおける補償器」

「車載用電動アクチュエータの制御技術」(p. 8) に掲載

オートモーティブコンポーネンツ事業本部 技術統轄部 電子技術部 第二開発室 松本 大輔

## 1 補償器とは

### 1.1 補償器の役割

制御システムの応答(制御出力)を望ましいものにするための操作量(制御入力)を生成する要素を補償器<sup>注1)</sup>と呼びます。

注1)「制御器」とも呼ばれることがありますが、本報では「補償器」と呼びます。

例として、自動車に推進力 $u$ (制御入力)を加えて、その速度 $v$ (制御出力)が一定の目標速度 $v_r$ (目標値)となるように制御することを考えます(図1)。自動車には、空力や路面の摩擦力、坂道での重力による力などの外乱 $d$ が作用します。ここでは、外乱 $d$ はほぼ一定と仮定します。

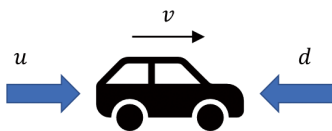


図1 自動車の速度制御

そこで、図2の制御システムを構成します。

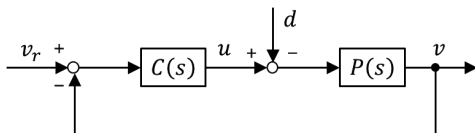


図2 自動車の速度制御システム(その1)

ただし、

$P(s)$ : 制御対象の伝達関数(自動車に作用する力 $u-d$ から速度 $v$ までの伝達関数)

$C(s)$ : 補償器の伝達関数

$s$ : ラプラス演算子(または微分演算子)

図1の制御システムでは、自動車の速度 $v$ は次の式で表されます。

$$v = \frac{C(s)P(s)}{1+C(s)P(s)} v_r - \frac{P(s)}{1+C(s)P(s)} d \quad (1)$$

時間が経過すると( $s \rightarrow 0$ )、自動車の速度 $v$ は次の式で表されます。

$$\begin{aligned} v &= \frac{C(0)P(0)}{1+C(0)P(0)} v_r - \frac{P(0)}{1+C(0)P(0)} d \\ &= \frac{1}{\frac{1}{C(0)P(0)} + 1} v_r - \frac{\frac{1}{C(0)}}{\frac{1}{C(0)P(0)} + 1} d \end{aligned} \quad (2)$$

$C(0)$ が十分に大きくなるように補償器 $C(s)$ を設計すれば、(2)式中の $1/C(0)$ はほぼ0となり、自動車の速度 $v$ はほぼ $v=v_r$ となります。このように補償器 $C(s)$ を設計することにより、「速度を目標速度にする」という制御目的の一つを実現することができます。制御目的の背景には、経済性、安全性、快適性など広範囲の要求があります。これらの要求を満足するための補償器の役割については第3章で説明します。

### 1.2 補償器の種類と制御システムの特性の例

代表的な補償器には、比例、微分、積分、位相進み、位相遅れなどがあります。これらの詳細については割愛します。

前節の「速度を目標速度にする」という制御目的の一つを実現するためには、比例+積分の補償器であれば十分です。ただし、制御対象の伝達関数が次の式で表されるものとします。

$$P(s) = \frac{1}{Ms} \quad (3)$$

$M$ は自動車の質量[kg]を表します。(4)式は、制御入力 $u$ が遅れることなく自動車に作用するという理想的な自動車であることを表しています。比例+積

分の補償器の伝達関数は次の式で表されます。

$$C(s) = K_p + \frac{K_I}{s} = \frac{K_p s + K_I}{s} \quad (4)$$

ただし、 $K_p$ 、 $K_I$ はそれぞれ比例ゲイン、積分ゲインを表します。(1)式に(3)、(4)式を代入すると、自動車の速度 $v$ は次の式で表されます。

$$\begin{aligned} v &= \frac{C(s)P(s)}{1+C(s)P(s)} v_r - \frac{P(s)}{1+C(s)P(s)} d \\ &= \frac{\frac{K_p}{M} s + \frac{K_I}{M}}{s^2 + \frac{K_p}{M} s + \frac{K_I}{M}} v_r - \frac{\frac{1}{M} s}{s^2 + \frac{K_p}{M} s + \frac{K_I}{M}} d \\ &= \frac{2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} v_r - \frac{\frac{1}{M} s}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} d \end{aligned} \quad (5)$$

ただし、

$$\omega_n = \sqrt{K_I/M}, \zeta = K_p \sqrt{1/(K_I M)}/2$$

$0 < \omega_n$ 、 $0 < \zeta$ となるように $K_p$ 、 $K_I$ を設定すれば制御システムは安定となります。また、時間が経過すると( $s \rightarrow 0$ )、 $v = v_r$ が成立することがわかります。

### 1.3 補償器の構成方法

補償器の構成方法には、アナログ式とデジタル式があります。アナログ式では、抵抗やコンデンサ、オペアンプなどの要素を使用して補償器が構成されます。前節の例では、アナログ式の補償器による制御を仮定しています。アナログ式の補償器の伝達関数は、ラプラス演算子 $s$ (または微分演算子)を用いて表されます。一方、デジタル式では、論理回路やデジタルコンピュータを使用して構成されます。デジタル式では、複雑な補償器をソフトウェアで構成でき、パラメータの変更が容易であるという利点があります。マイコンの性能が向上した現在では、車載用アクチュエータなどの制御にはデジタル式の補償器が多く採用されております。デジタル式の補償器の伝達関数は、 $z$ 演算子や $\delta$ 演算子などを用いて表されます。

## 2 安定化補償器のパラメータ表示

安定化補償器のパラメータ表示は、1970年代にユーラ (Youla) らによって提案<sup>1)</sup>されたので、ユーラパラメトリゼーション (Youla parametrization) とも呼ばれております。1990年代にかけてロバスト制御理論の研究が盛んになり、ユーラパラメトリゼーションを実際の制御に応用できるように解説した成書<sup>2)</sup>が数多く発表されました。安定化補償器の

パラメータ表示に基づく補償器の設計は、1.2節で取り上げた比例、積分などの補償器のように、“補償器の形ありき”で補償器を設計するのではなく、制御対象のモデルと制御システムの望ましい特性から“補償器のあるべき形”を表します。このため、制御対象が複雑である場合でも望ましい制御システムの特性を満足する補償器を見つけることが可能です。ただし、ある程度正確な制御対象のモデル(伝達関数などの数学モデル)が必要となります。また、制御対象の特性によっては実現できる制御システムの特性が制約される場合があります。なお、1.2節の比例+積分の補償器も安定化補償器のパラメータ表示から導くことができます。

## 3 2自由度制御システム

第1章の制御システムでは、「速度を目標速度にする」という制御目的以外に、例えば、「①加速時の燃料(電気自動車の場合は電力)消費を小さくしたい(経済性)」、「②搭乗者が感じる加速、減速時の衝撃を小さくしたい(快適性)」、また、「③坂道での速度の変化を小さくしたい(安全性)」という要求からくる制御目的も考えられます。①、②は主に目標値応答性に関連する要求、③は外乱抑制性に関連する要求です。1.1節の(1)式に注目すると、補償器 $C(s)$ によって目標値応答性(右辺の第1項)と外乱抑制性(右辺の第2項)の両方が決定づけられることがわかります。このため、上記の①、②の要求と③の要求を同時に満足することが難しい場合があります。そこで、図3の制御システムを考えます。

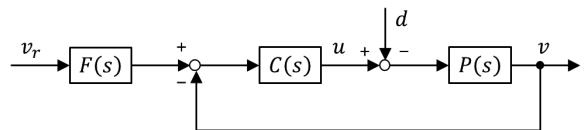


図3 自動車の速度制御システム(その2)

図3の制御システムでは、自動車の速度 $v$ は次の式で表されます。

$$v = \frac{F(s)C(s)P(s)}{1+C(s)P(s)} v_r - \frac{P(s)}{1+C(s)P(s)} d \quad (6)$$

補償器 $F(s)$ を追加することにより、目標値応答性(右辺の第1項)と外乱抑制性(右辺の第2項)を個別に設定することができます。つまり設計の自由度が2となりました。このことから図3の制御システムは2自由度制御システムと呼ばれます。

参 考 文 献

- 1) DC. Youla, Hamid A. Jabr and J.J. Bongiorno Jr: Modern Wiener-Hopf Design of Optimal Controllers - Part II: The Multivariable Case, IEE Trans. Auto Control, AC-21, No. 3, pp. 319-338, (1976).
- 2) 前田, 杉江: アドバンスド制御のためのシステム制御理論, 朝倉書店, (1990).



# 「ベーンポンプにおけるPV値」

「中型乗用車向けCVT用ベーンポンプの開発」(p. 26) に掲載

オートモーティブコンポーネント事業本部 ステアリング事業部 ポンプ技術部 萩原 隆 広

## 1 PV値とは

PV値とは摺動する部品間で接触する面に掛かる圧力 (P : Pressure) と摺動速度 (V : Velocity) から計算される摺動における摩耗性の指標の一つである。

また面圧 P は押し付け力 N を接触面積 A で割ったものである。

## 2 ベーンポンプにおけるPV値

### 2.1 ベーンポンプの作動原理

まず油を吸入し吐出するポンピングについて説明する。

- ①エンジンからの駆動力がシャフトを介してロータを回転させる。
  - ②ロータが回転すると溝に挿入されているベーンが遠心力とベーン背面に導かれたポンプ内圧によって放射線状に飛び出す。
  - ③飛び出したベーンがカムリング内面のカムカーブ (楕円形状) に沿って摺動する。
  - ④カムリング/ロータ/ベーンで形成された油室体積の増減で油を吸入し、吐出する。
- これら部品及び動作を図1に示す。

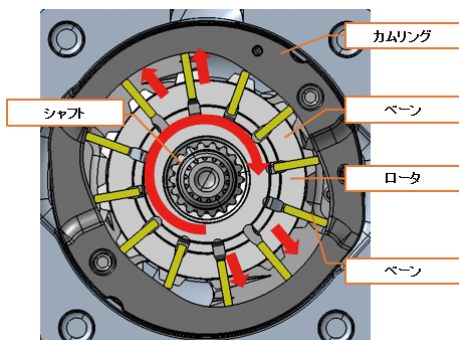


図1 ベーンポンプ断面

### 2.2 ベーンポンプにおけるPV値

ロータが回転し飛び出したベーンが遠心力とベーン背面に導かれたポンプ内圧によってカムリングへ押し付けられることで接触面に面圧 P が発生し、ロータが回転することによりベーンが摺動し接触面に摺動速度 V が発生する。

耐摩耗性においてPV値が低ければ有利、高ければ不利となり、摩耗してしまうPV値を限界PV値と呼ぶ。限界PV値を超えた状態で耐久試験を実施し、摩耗してしまったカムリングを写真1に、限界PV値以下で耐久試験を実施したものを写真2に示す。

ベーンポンプにおいて、耐摩耗性を向上させるにはPV値を下げておきたい。そのためには面圧 P を下げる為に接触面積 A を大きくするか、押し付け力 N を下げる。または摺動速度 V を下げる必要がある。

また耐摩耗性はPV値だけではなく、接触する部品の材質、粗度や硬度、作動油の潤滑状態なども影響する為、これらのバランスを考慮し、設計することが必要である。

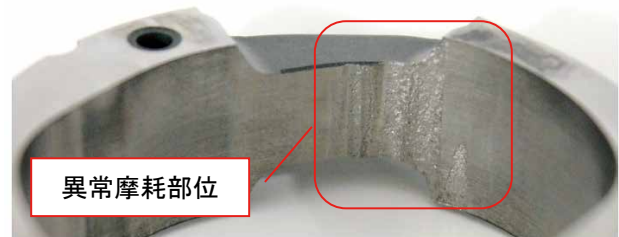


写真1 限界PV値を越えて異常摩耗したカムリング



写真2 限界PV値以下での耐久終了品

## 編集後記

長い間、研究開発に携わっている私にとってのカヤバ技報は技術開発・製品開発の成果を世の中に発信するアピールの場であり、その技術を後世に記録として残すことができることから、本誌に記事を執筆することは技術者として名誉なことと思っている。一方、開発中の製品や生産技術関連のノウハウに関する記事は公表することが難しく、十分な量の記事を掲載できていないのが現状である。今後、記事集約のため読者にとって有益な情報とは何かを十分に検討したうえで、社内では当たり前技術・製品であっても、読者にとっては新鮮な情報となる場合があるので、そのような技術・製品を紹介していきたい。(齋藤委員)

他人に知らない内容を説明するのは難しいとつくづく思う。仲間内では当たり前と思って使っている言葉が他では全く理解されないことはよくある事だ。他人は説明する側の立場になって聞いてはくれない。技報に掲載されている紹介文はいつも解りやすい。忙しい時間の中、原稿の催促に行っても嫌な顔をせず対応してくれる執筆担当の方々には本当に頭が下がる。おかげで今回も編集委員として出版の一端を担うことができた。本来ならお疲れ様と声をかけ、ビール一杯でも奢って差し上げたいが、こんなご時世ではちょっと厳しい。早く色んな規制が無くなることを切に望む。(佐々木委員)

編集委員交代により今回初めて技報編集に携わらせていただいた。技報に寄稿した経験はあったが、編集経験は無く、これまでは何気なく読んでいた技報の裏で編集員の皆さんの努力を知ることができた。私が担当している三重地区では、まだ新規開発・研究がなく、寄稿という意味では役に立てる機会はまだまだ少ないが、他拠点で着実に進められている研究・開発の発表の一つであるこの技報に対して、今後は編集委員として微力であるが、少しでも寄稿者、編集員の助けとなるよう努力していく所存である。(米川委員)

## 編集委員

◎伊藤 隆	技術本部基盤技術研究所	梅田 禎典	HC事業本部技術統轄部
梶澤 亮一	技術本部基盤技術研究所	米川 典秀	HC事業本部三重技術部
早瀬 知己	技術本部生産技術研究所	山形 英城	航空機器事業部技術部
周防 士朗	技術本部知的財産部	川島 茂	特装車両事業部熊谷工場技術部
天野 玄規	経営企画本部経営企画部	奥村 一千	KYBモーターサイクルサスペンション(株)第三設計室
太田 康洋	AC事業本部技術統轄部	河野 義彦	(株)タカコ技術本部開発部
宮谷 修	AC事業本部技術統轄部	小林 弘孝	KYB-YS(株)設計部
佐々木和弘	AC事業本部技術統轄部	○小畑 宏	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	○大林 義博	技術本部技術企画部
齋藤 啓司	HC事業本部相模油機技術部		

◎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

### カヤバ技報 第65号

〔禁無断転載〕 〔非売品〕

発行 2022年10月1日  
編集発行人 カヤバ技報編集委員会  
発行所 カヤバ株式会社  
(2022年4月1日より、通称名称に  
カヤバ株式会社を採用いたしました)  
〒105-5128  
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ディング南館28階  
電話 03-3435-3511  
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、カヤバ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、こちらあわせてご利用下さい。

〈カヤバのホームページアドレス〉

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

(トップ画面からカヤバ技報バナーをクリックして下さい)