

日本フルードパワーシステム学会誌

JOURNAL OF THE JAPAN

FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

フルードパワー システム

July.2012 Vol.43 No.4

日本フルードパワーシステム学会論文集

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

特集「未来に向けた省エネルギー技術」

——目 次——

特集「未来に向けた省エネルギー技術」

【挨拶】

会長就任にあたって

香川 利春 199

【巻頭言】

「未来に向けた省エネルギー技術」発行にあたって

内堀 晃彦 200

【解説】

油圧システムの省エネルギー化技術の動向と展望

田中 豊 201

空気圧の省エネルギー技術と評価

香川 利春, 蔡 茂林 206

水圧技術の省エネルギー化

伊藤 和寿 209

油圧作動油の省エネルギー効果の評価方法—配管圧力損失の逐次計算法—

小曾戸 博, 大塚 正和 212

管路損失の低減法

築地 徹浩 218

スクリーコンプレッサシステムの最新制御

河合 仁 221

アキュムレータを用いたアイドルリングストップ式油圧源の省エネルギー

鈴木 勝正, 大田 真平, 杉村 健 224

再生可能エネルギーの普及と需要家の参画

—東京工業大学先進エネルギー国際研究センターの取り組みを事例に—

小田 拓也 227

【解説】

電気油圧サーボ式ダウンコイル

桑野 博明 230

【教室】

おもしろ油圧機構 第7回 電気—油圧サーボ弁

大橋 彰 234

おもしろ空気圧「空気圧システムの結露」

張 護平 237

【トピックス】

産業オートメーション技術における国際標準化

—STEPアプリケーションプロトコル (AP) とその利用方法—

五嶋 裕之 241

TCP/IPを用いたネットワーク通信のプログラミング

内堀 晃彦 244

チェコ駐在員日記

右高 雄太 247

【研究室紹介】

沼津工業高等専門学校大島研究室

大島 茂 250

【企画行事】

平成23年度ウインターセミナー開催報告「圧縮空気エネルギーの有効利用技術」

只野耕太郎 253

第2回フルードパワーに関する日中共同ワークショップ

鈴木 健児 255

【コーヒーブレイク】

特許の常識と考えること

木原 和幸 240

【会告】

第31期 通常総会終了

190

平成24年度 特別教育講座「油圧システムにおけるモデリングのエッセンスをつかむ

—モデリングの基礎から位置決めシステムのモデリング—

191

平成24年度 オータムセミナーのお知らせ「フルードパワー技術を活かす油圧作動油の最新動向」

193

一般社団法人日本フルードパワーシステム学会 (JFPS) フェロー認定者推薦のお願い

194

共催・協賛行事のお知らせ

196

「フルードパワーバーチャルミュージアム」開設のお知らせ

203

その他

189, 195, 198, 205, 258

■表紙デザイン: 山本 博勝 (株)豊島

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22 機械振興会別館102

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

E-Mail: info@jfps.jp

JOURNAL OF
THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

FLUID POWER SYSTEM

Vol. 43, No. 4

July 2012

—Contents—

Special Issue “Energy-saving Technologies for the Future”

【Greeting Message】

A Letter of Greetings as an Inaugural Address from the President Toshiharu KAGAWA 199

【Preface】

At the Special Issue of “Energy-saving Technologies for the Future” Akihiko UCHIBORI 200

【Explanation】

Review for Energy Saving of Hydraulic Systems Yutaka TANAKA 201

Energy Evaluation and Saving Technology in Pneumatics Toshiharu KAGAWA, Maolin CAI 206

Energy Saving in Water Hydraulics Kazuhisa ITO 209

Evaluating Method of Energy-saving Effect for Hydraulic Fluid —Sequential Calculation Method
for Pressure Loss of Pipings — Hiroshi KOSODO, Masakazu OTSUKA 212

Reduction Method of Pipe Flow Loss Tetsuhiro TSUKIJI 218

The Innovative Control System of Screw Compressors Hitoshi KAWAI 221

Energy Saving of Oil Hydraulic Pump Unit by Idling Stop Method with Accumulator
Katsumasa SUZUKI, Shinpei OTA, Ken SUGIMURA 224

Renewable Energy Spread and Consumer Participation
—Researches on the AES Center in Tokyo Institute of Technology — Takuya ODA 227

【Explanation】

Electro-Hydraulic Servo Downcoiler Hiroaki KUWANO 230

【Lecture】

No. 7 Electro-hydraulic Servo Valve Ohashi AKIRA 234

Condensation in Pneumatic System Huping ZHANG 237

【Topics】

International Standardization of Factory Automation
—STEP Application Protocol and Industrial Applications — Hiroyuki GOTO 241

Network Programming with TCP/IP Akihiko UCHIBORI 244

Czech expatriates Diary Yuta MIGITAKA 247

【Laboratory Tour】

Oshima Laboratory of Numazu National College of Technology Shigeru OSHIMA 250

【JFPS Activities】

Report of Winter Seminar 2011 Kotaro TADANO 253

The 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power 2012 in Tokyo Kenji SUZUKI 255

【Coffee Break】

Kazuyuki KIHARA 240

【JFPS NEWS】

189, 190, 191, 193, 194, 195, 196, 198, 203, 205, 258

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

会 告

〈理事会・委員会日程〉

6月25日	委員長会議
7月19日	理事会
7月26日	企画委員会
8月3日	編集委員会
8月6日	基盤強化委員会
9月20日	情報システム委員会

＜第1回 理事会＞

- 5月25日 12:00～13:30 機械振興会館B3—9
(出席者25名)
- 1) 一般法人移行準備状況について
 - 2) フェロー候補者の選考結果について
 - 3) 学会賞受賞者への連絡方法について
 - 4) 名誉員の推薦について
 - 5) 2012第2回日中国際共同ワークショップ企画について
 - 6) 会員の推移と入退会者について
 - 7) 3月30日評議員会・理事会資料について
(評議員会と共通議題)
 - 8) その他

〈委員会報告〉

第1回委員長会議

- 4月20日 14:00～15:30 機械振興会館5S—2
(出席者8名)
- 1) 第31期通常総会について
 - 2) 評議員会関する内規について
 - 3) 2012第2回日中国際共同ワークショップ企画について
 - 4) 中国フルードパワー学会事務局長からフルードパワー学会へのお願い
 - 5) その他

第6回企画委員会

- 5月11日 15:00～17:00
田町キャンパスイノベーションセンター
(出席者18名)
- 1) 平成23年度立案企画の定期事業に関する報告・審議
 - 2) 平成24年度立案企画の定期事業に関する報告・審議
 - 3) 会誌7月号の掲載予定会告記事について
 - 4) その他

第1回情報システム委員会

- 6月1日 15:00～17:00 東京電機大学 北千住キャンパス
(出席者5名)
- 1) FPIC会議報告の執筆者の推薦
 - 2) イベントシステムに関して
 - 3) 総会出欠確認システムについて
 - 4) 新規会誌・講演会論文集の電子化について
 - 5) 購入した旧会誌データと活用方法について
 - 6) 会員専用HPのコンテンツの充実について
 - 7) その他
- 【継続議題】
- 1) 旧会誌、講演論文集の電子化について
 - 2) 会告等のHP掲載手順について
 - 3) HPの更新について
 - 4) その他

第1回基盤強化委員会

- 6月5日 15:00～17:00 機械振興会館6—60
(出席者10名)
- 1) 会員サービスについて
 - 2) 若手フルードパワー育成道場について
 - 3) フルードパワー・バーチャルミュージアムについて
 - 4) 『油空圧技術』開催について
 - 5) その他

第1回編集委員会

- 6月8日 14:00～17:00
田町キャンパスイノベーションセンター
(出席者13名)
- 1) 会誌特集号の現状と企画について
 - 2) トピックスについて
 - 3) 春季講演会併設合同セミナー実施報告について
 - 4) FPIC会議報告記事について
 - 5) 編集委員会のWGについて
 - 6) その他

会 告

第31期 通常総会終了

1. 日 時 平成24年5月25日 15時00分～16時40分
2. 場 所 東京都港区芝公園3丁目5番地8号 機械振興会館 研修1号室
3. 議事の経過および結果

15:00開会、事務局より出席者の数および書面による議案承認者の数を報告し、ついで横田眞一 会長が定款の定めに基づいて議長となり、議事録署名人として、神奈川大学 鈴木健児 会員、芝浦工業大学 伊藤和寿 会員を指名したのち議事に入る。

(議案)

第1号議案 平成23年度(第30期)事業報告書、収支決算書、正味財産増減計算書、貸借対照表、財産目録承認の件

第2号議案 平成24年度(第31期)事業計画書、収支予算書承認の件

第3号議案 役員交代承認の件

第1号～第3号議案に対し築地 理事、小山理事、柳田監事から説明および報告があり、全員一致で可決承認された。

(表彰)

日本フルードパワーシステム学会賞などの授賞式の前に名誉員およびフェローの称号の授与式が行われた。

名誉員 上智大学 池尾 茂 殿、東京電機大学 中田 毅 殿

フェロー (株)タカコ 石崎義公 殿、東京計器(株) 饗庭健一 殿、KYB(株) 里中雅一 殿、KYB(株) 永田精一 殿、ボッシュ・レックスロス(株) 浦井隆宏 殿、コガネイ(株) 河野一俊 殿

名誉員およびフェローの称号の授与に引き続いて、日本フルードパワーシステム学会賞などの授賞式および学術論文賞・技術開発賞受賞者の受賞記念講演が行われた。

受賞者

学術論文賞

・上智大学 築地 徹浩 殿、高瀬拓也 殿、KYB(株) 野口恵伸 殿

技術開発賞

・(株)ジェイテクト 井上昌弘 殿、河野晶彦 殿、香川弘毅 殿、宇田健吾 殿、阪田隆敏 殿

技術功労賞

・油研工業(株) 大橋 彰 殿、(株)タカコ 石崎義公 殿

学術貢献賞

・横浜国立大学 田中裕久 殿

SMC賞

・福岡工業大学 加藤友規 殿

財団法人 油空圧機器技術振興財団顕彰

・横浜国立大学 小澤 明 殿、眞田一志 殿

最優秀講演賞

講演会で特に優秀な講演をされた方に最優秀講演賞を授与している。今年度は、昨年5月に開催された春季講演会での講演を対象に受賞者を選考し、総会後の技術懇談会で表彰された。

社会人部門 KYB株式会社 辻井喜勝 殿「ミニショベル向けピストンポンプの開発」

学生部門 東京工業大学 増田弘樹 殿「ECFジェット駆動マイクロシリンダの開発」

法政大学 近藤 瞳 殿「平面運動形三脚パラレルメカニズムを用いたフライト・シミュレータの試作」

(学会賞受賞記念講演)

学術論文賞受賞者の築地 徹浩 殿および技術開発賞受賞者の井上 昌弘 殿の受賞記念講演が行われた。

第31期通常総会は多数の出席者を得て盛会裡に終り、17時00分より例年のどおり技術懇談会が開かれ、なごやかな雰囲気の中にすべて行事が終了した。

会 告

平成24年度 特別教育講座

油圧システムにおけるモデリングのエッセンスをつかむ ーモデリングの基礎から位置決めシステムのモデリングー

油圧駆動は、電気駆動と空気圧駆動に対して出力パワー／質量が極めて大きいという特長を生かして各種科学・産業用装置の大出力駆動系として広く利用されてきましたが、近年の電動モータ技術の著しい進歩により電気駆動系の高出力化、高性能化が進んでおり、油圧駆動にとって代わる応用分野も見受けられます。一方では、電動モータのインバータ制御による省エネ形油圧ユニットの実用化に見られるように、油圧駆動の新技術開発にともなう新規応用分野の創出も期待されております。本特別教育講座では、油圧システムの動特性を解析する上で不可欠な油圧要素・システムのモデル化をどのように行うのか、応用例を提示しつつその基本的な考え方を平易に解説します。また、その理解を基にして基本的な位置決めシステムを対象としたシステムモデルの実際を演習形式で学び、油圧システムのモデル化の応用力を高めます。最近、油圧システムの動特性をコンピュータシミュレーションにより解析することが広く行われるようになってきましたが、本講座内容はその入門講座としても位置付けられます。油圧駆動技術にこれから従事しようとするメーカー・ユーザーの方々、これまでに習得した油圧駆動技術に更に磨きをかけたい方々を対象としておりますので、多くの方々のご参加を期待します。

1. 開催日：2012年8月28日(火) 9時～17時
2. 会 場：東京電機大学 東京千住キャンパス（〒120-8551 足立区千住旭町5番）アネックス113教室（1階）
東京千住キャンパスアクセスマップをご参照ください。

http://atom.dendai.ac.jp/info/access/senju_map.html

【最寄り駅】

- *北千住駅東口（電大口）から徒歩1分
 - ・JR常磐線、東京メトロ日比谷線、東京メトロ千代田線、東武スカイツリーライン、つくばエクスプレス
- *京成関屋駅から徒歩7分
 - ・京成本線

3. プログラム：

	9～12時	12～13時	13～17時
平成24年 8月28日 (火)	<u>モデリングの基礎（田中）</u> ・油圧回路の基本構成 ・作動油の粘性、流体抵抗 ・油圧管路の動特性（容積効果、作動油の慣性） ・油圧シリンダの摩擦	昼食	<u>位置決めシステムのモデリング（演習）</u> （田中、桜井、中田） ・油圧シリンダと絞り弁 ・油圧シリンダの負荷が複雑になった場合 ・油圧位置決め回路

4. 講師：

中田 毅	東京電機大学 情報環境学部	特任教授
田中 和博	九州工業大学 情報工学部	教授
桜井 康雄	足利工業大学 工学部	教授

5. 受講料（テキスト代を含む）：

JFPS正会員	2万円/1名
JFPS学生会員	1万円/1名
日本フルードパワー工業会会員企業社員	3万円/1名
一般	4万円/1名

6. 定員：20名

7. 申し込み方法：

「油圧システムにおけるモデリングのエッセンスをつかむ」参加申込書には、(1)氏名、(2)会員資格、(3)勤務先の名称・

所属・郵便番号・所在地住所、(4)連絡先および電話番号、(5)参加費の支払方法、(6)受講希望日、を明記し、E-Mail あるいはFAXにて下記の申し込み先へご送付ください。参加申し込みと同時に下記の口座にお振り込み願います。

銀行振込口座（口座名義はいずれも社団法人日本フルードパワーシステム学会）

- ・三井住友銀行日比谷支店 （普）7611417
- ・郵便振替 00110-3-133690

8. 申込先：

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園 3-5-22 機械振興会館別館内

TEL：03-3433-8441, FAX：03-3433-8442, E-Mail：info@jfps.jp

申込日：平成24年 月 日

平成24年度 特別教育講座

油圧システムにおけるモデリングのエッセンスをつかむ ーモデリングの基礎から位置決めシステムのモデリングー

参 加 申 込 書

氏 名（ふりがな）：_____（_____）

会員資格：該当する資格番号の前に○印を付してください。

1. JFPS正会員
2. JFPS学生会員
3. 日本フルードパワー工業会会員企業社員
4. 一般

所 属 先：_____

所 在 地：（〒 _____ - _____）_____

電 話：_____

E-mail：_____

連 絡 先：（上記と異なる場合、ご記入ください）：_____

電 話：_____

E-mail：_____

送 金 額：_____ 円

送金方法：下記のいずれかにお振り込みいただき、該当するお支払金融機関の前に○印を付してください。

銀行振込 三井住友銀行 日比谷支店（普）7611417

郵便振替 00110-3-133690

申 込 先：一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会 FAX：03-3433-8442, E-Mail：info@jfps.jp

会 告

平成24年度 オータムセミナーのお知らせ 「フルードパワー技術を活かす油圧作動油の最新動向」

開催主旨：

油圧装置では、使用条件や使用環境に応じて、多種多様な油圧作動油が使用されています。最近では、省エネルギー型油圧作動油に代表されるように、地球環境をキーワードとした作動油の開発が増えてきており、この流れは、鉱油系作動油、含水系作動油、合成系作動油に広がっています。

油圧機器メーカーや油圧装置メーカーが、これらの作動油の特性を活かしながら地球環境に配慮したフルードパワー技術の開発を進めていく中で、ユーザー側でも、母機を最適な状態に維持し日々の生産性を向上していくために、各種作動油の性質や特徴を把握することは、非常に重要です。

本セミナーでは、鉱油系作動油、含水系作動油、合成系作動油といった作動油の最新動向をご紹介します。正しい知識を得て、今後の企業活動に活かしていただくためにも、メーカー、ユーザーを問わず、本分野に携わっている皆様の積極的なご参加をお待ちしております。

なお、会場は、JX日鉱日石エネルギー株式会社 中央技術研究所を予定しており、関連施設の見学会も予定しています。詳細なテーマ・講師・講演時間等につきましては、決定次第お知らせします。

開催日：2012年11月9日

会場：JX日鉱日石エネルギー株式会社 中央技術研究所

横浜市中区千鳥町8番地

TEL：045-625-7111

<http://www.noe.jx-group.co.jp/index.html>

問合せ先：一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園 3-5-22 機械振興会館 別館102

TEL：03-3433-8441 FAX：03-3433-8442

E-mail：info@jfps.jp

会 告

一般社団法人日本フルードパワーシステム学会（JFPS）
フェロー認定者推薦のお願い

本学会は下記によりJFPSフェローの認定を行います。

1. JFPSフェローの趣旨と要件

JFPSフェローはフルードパワー技術の進展に貢献した正会員、本学会の諸活動に貢献した正会員に贈られる名誉ある称号です。認定された本人には本学会より認定証を交付します。認定要件は上記に適合する人物で、かつ15年以上継続して本学会の正会員であることです。

2. JFPSフェロー推薦の方法

下記要項が記載された推薦書によりJFPSフェローの推薦を受け付けます。

- 1) 3名の推薦者の名前。その内1名が推薦代表者となり、代表者には代表者であることの記載、連絡先住所、電話番号、E-mailアドレスを記してください。すべての推薦者が同じ機関（企業・大学）の所属であることはできません。推薦者は正会員であることが望まれますが、必ずしもすべての者が正会員でなくてもかまいません。
- 2) 推薦される者（被推薦者）の名前とふりがな、英字による名前、連絡先住所、電話番号、E-mailアドレス。被推薦者は前記JFPSフェローの要件を満たさなければなりません。ただし、企業からの被推薦者の正会員継続年数については15年を満たさない場合でも、推薦を受けてフェローを選考する段階で学会長が特別に認めることがあります。
- 3) 推薦理由。JFPSフェローの趣旨に合致する必要があります。選考の重要な資料となります。可能な限り具体的にお伝えください。

推薦代表者は任意のA4用紙に上記1)から3)を記入して、本学会・学会長宛てにお送りください。手元にコピーを残すようお願いします。

平成24年度フェローの推薦受付締め切りは平成24年9月末日（消印有効）とします。

3. 推薦書送付先

一般社団法人日本フルードパワーシステム学会 会長 香川利春
〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22 機械振興会館 別館102

4. 選考結果の伝達

フェロー選考結果は会告と学会ホームページにて公知します。選考の途中経過や、選考の内容についての問い合わせについては、一切回答しませんので了承ください。

会 告

「Professor Dr. Jean Thoma ご逝去のお知らせ」

(1927-2012)



トーマ先生 (Prof. Dr. Jean Thoma) がスイスのご自宅で逝去されました。

先生は流体機械から熱力学システムまで広範な工学分野で世界な活躍をされ、歴任されたthe University of Waterloo (Canada) 教授, MIT (USA) 客員教授, the University of Maryland (USA) 客員教授, 大阪大学客員教授等を通じて、多くの国々の若手技術者の育成にも大きな力を注がれました。

特に、MIT (USA) 客員教授 (1965年～) 時代にシステムの図的表現の一つであるボンドグラフと出会い、その素晴らしさに魅了され、ボンドグラフの優れた研究開発活動、世界的な啓蒙活動により、ボンドグラフの先駆者、第一人者の地位を築かれました。1989年に東京

で開催された第1回JHPS (現、JFPS) フルードパワー国際シンポジウムでは、特別講演においてボンドグラフは現代の設計者に強力なパワーを与える“magic” design toolであると強調されたのをはじめとして、日本各地で多くのボンドグラフ関連講演を行う一方、故 須田信英大阪大学名誉教授との共著で、“ボンドグラフによるシミュレーション”を日本語でも出版されている。また、静油圧ポンプ、静油圧変速機の発明など油空圧技術全般でのご功績も周知の通りであり、日本の油空圧企業、関係者との関わりも深く、多くのJFPS学会員、JFPS賛助会員企業との親交を重ねて来られました。

トーマ先生のご冥福を心よりお祈り申し上げます。

東京電機大学 中田 毅

トーマ先生は油圧変速機の研究開発中に、ブロック線図に疑問点を持ったが、ボンドグラフ創始者と出会ってその問題が解決した。以後ボンドグラファーとなるボンドグラフ創始者の1人である。ボンドグラフを世界に広めるために日本に何度か来られ油空圧学会他で講演、講義をされた。高齢にも拘らずお一人で来日され、時々日程調整などのお手伝いをした。(大阪大学名誉教授) 故須田信英先生との共著は日本で初のボンドグラフの本で1996年に出版され大いに喜ばれた。熱工学の日本語訳もある先生により完成したが、未出版であり残念に思っておられた。日本語に興味を持たれ「これは何ですか?」と尋ねられ、「これは〇〇です」と言って楽しんでおられた。スイスの自宅は湖畔の高台にあり、アルプスの眺めが素晴らしい、居間には訪問者ノートがあり、油空圧関係者のお名前も見られた。ベランダには木製の鰐があり、弔慰の電話に奥様は「クロコダイルが待っているよ」と言われた。

トーマスタイル：2つのバッグをたすき掛けにしてハンチング帽。奥様と多く船旅をされ、今自宅に戻ったとメールをよくいただいた。
中京大学・学部・リエゾンオフィス 鈴木 勝也

1965年に日本製鋼所は、トーマ博士と親しかった東大の故石原先生の仲介もあって、『斜軸式のトーマフレックスポンプ・モータ』を技術提携し、自社のO & K油圧ショベルに搭載を目指しました。67年に私が横浜製作所に入った頃は、一応量産化の目途がつき、博士も自信に満ち溢れていました。そんな時期に来社された際、入社して間もない私を、上司だった杉岡さんは、横須賀の寿司屋に同席させてくれました。斜軸式の祖と言われるハンス・トーマの長兄であり、チューリッヒ工科大学物理学博士の称号を持つ、雲の上の人と思っていた著名な博士が、“気さく”に説く、ポンプ設計の原理原則の考え方に深く魅せられたのです。そして、その根幹となっている油圧バランスが、私の人生を決定付ける事になりました。73年に欧州油圧研修使節団に加わり、団長だった東工大の辻先生と一緒に、論文の報告も兼ね、ツーク湖畔の障子を嵌めた家を訪れ、ローズマリー奥さんに会いました。その後も、技術交流や相互訪問はあったのですが、私が大阪の会社に移った頃は、博士の研究対象はボンドグラフになっていました。しかし、付き合いは続き、我が家で焼き物を食べたり、奥さんを同伴して京都見物をしたりしました。その後もプライベートに社内講演会を依頼したり、新橋で飲んだり、日光を旅するなど、より親しさを増し、そして、遂に博士は、私の妻の名前を、自分の車の愛称にしてしまったほどです。ライフワークとして突き詰めるところは、互いに少し違ってきてしまいましたが、私の仕事に変わらぬ理解を示し、『ピストンポンプは精緻な芸術である』、『斜板・斜軸の一体型HSTは、世界最強である』などと励ましてくれました。前者はポンプの真髄を突くものとして“油圧ポケットブック (赤本)”にも記載しており、暫くは残そうと思ってい

ます。鈴木様から連絡を受けて、恩師の一人を失った悲しみを、「Deeply sad」と電話したら、「Thoma is in heaven, but come here again, please」と、40年前の笑顔を彷彿させるように明るく言われたことは、私にとって、せめても慰めであり、奥さんの元気な内に、その思いを叶えたいとの励ましともなっています。

(株)タカコ 小曾戸 博

会 告

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

第43回トライボロジー入門講座 — トライボロジーの基本知識と考え方 — 開催日：2012年7月19日(木)～20日(金) 会場：機械振興会館 B 3 階 研修室 2 申込・問合せ先：一般社団法人日本トライボロジー学会 事務局 〒105 東京都港区芝公園3-5-8 機械振興会館 407-2号室 TEL 03-3434-1926 FAX 03-3434-3556 http://www.tribology.jp
第40回可視化情報シンポジウム 開催日：2012年7月24日(火)～25日(水) 開催場所：工学院大学 新宿校舎 東京都新宿区西新宿1-24-2 Tel. 03-3342-1211 連絡先：実行委員会 幹事：東京理科大学 工学部機械工学科 元祐昌廣 E-mail: mot@rs.tus.ac.jp 〒102-0013 東京都千代田区九段北1-14-6 Tel: 03-5228-8361 Fax: 03-5213-0977
一般社団法人日本機械学会関西支部 第320回講習会 実務者のための振動基礎と制振・制御技術 開催日：2012年7月30日(月)～31日(火), 9:10～16:40 会場：大阪科学技術センター (大阪市西区靱本町1-8-4 / 電話 (06) 6443-5324) 申込先：一般社団法人日本機械学会関西支部 〒550-0004 大阪市西区靱本町1-8-4 大阪科学技術センタービル内 TEL: 06-6443-2073 FAX: 06-6443-6049 E-mail: info@kansaijsme.or.jp
日本混相流学会年会講演会2012 主催：日本混相流学会 開催：2012年8月9日(木), 10日(金), 11日(土) 会場：東京大学柏キャンパス (千葉県柏市柏の森) ホームページ：http://www.jsmf.gr.jp/nenkai2012/index.html
第12回 可視化フロンティア「PIV講習会2012」 主催：可視化情報学会 開催：2012年9月4日(火) 9:30～17:00 場所：LMJ東京研修センター (http://www.lmj-japan.co.jp/kaigishitu/) 3階大会議室 連絡先：講習会実行委員長 産業技術総合研究所 染矢 聡 Tel: 029-861-7247 E-mail: s.someya@aist.gp.jp
トライボロジー会議2012秋 北海道室蘭 開催日：2012年9月16日(日)～18日(火) 会場：室蘭工業大学 (〒050-8585 北海道室蘭市水元町27-1) 申込・問合せ先：一般社団法人 日本トライボロジー学会 事務局 〒105 3-5-8 機械振興会館407-2号室 TEL 03-3434-1926 FAX 03-3434-3556 http://www.tribology.jp
Dynamics and Design Conference 2012 総合テーマ：「システムを考える。境界を越えて。」 主催：一般社団法人 日本機械学会 開催：2012年9月18日(火)～21日(金) 会場：慶應義塾大学日吉キャンパス (横浜市港北区日吉4丁目1-1) 申込方法：http://www.jsme.or.jp/conference/dmconf12/

The Twelfth International Symposium on Advanced Fluid Information and Transdisciplinary Fluid Integration (AFI/TFI-2012)

主 催：東北大学流体科学研究所
 開 催：2012年9月19日～21日
 会 場：(会場名) ホテルメトロポリタン仙台 (住 所) 仙台市青葉区中央1丁目1番1号
 問合せ先：(団体名) 東北大学流体科学研究所 AFI/TFI-2012 実行委員会
 (担当者名等) 流体科学研究所研究支援室 増田
 TEL：022-217-5883 FAX：022-217-5311 E-mail：shien-staff@fmail.ifs.tohoku.ac.jp

第30回記念日本ロボット学会学術講演会

主 催：一般社団法人 日本ロボット学会
 会 期：2012年9月17日(月・祝)，18日(火)，19日(水)，20日(木)
 場 所：札幌コンベンションセンター
 U R L：http://www.rsj.or.jp/rsj2012

可視化情報全国講演会

主 催：一般社団法人 可視化情報学会
 開 催 日：2012年10月4日(木)～5日(金)
 場 所：姫路商工会議所(兵庫県姫路市下寺町43)
 問合せ先：本田逸郎(実行委員長) 兵庫県立大学 工学部 機械システム工学科
 TEL：079-266-1661(内線243) FAX：097-267-4830 E-mail：kashika@eng.u-hyogo.ac.jp

2012年度 計測自動制御学会 産業応用部門大会

主 催：公益社団法人 計測自動制御学会 産業応用部門
 会 期：平成24年11月6日(火)
 会 場：東京工業大学 大岡山キャンパス 百年記念会館，西9号館デジタル多目的ホール
 (〒105-0011 東京都目黒区大岡山2-12-1)

キャビテーションに関するシンポジウム(第16回)

主 催：日本学術会議 第3部(予定) 第16回キャビテーションに関するシンポジウム実行委員会
 (委員長：東京大学大学院教授・松本洋一郎)
 開 催：平成24年11月23日(金・祝)，24日(土)
 会 場：金沢工業大学(〒921-8501 石川県『野々市市扇が丘7-1』)
 連 絡 先：金沢工業大学工学部機械工学科 佐藤恵一教授 TEL：076-248-9214 FAX：076-294-6734
 E-mail：cav16@mlist.kanazawa-it.ac.jp

会 員 移 動

会員の種類	正 会 員	海 外 会 員	学 生 会 員	賛 助 会 員
会 員 数 (6月10日現在)	896 (注1)	14	155	103
差 引 増 減	+7	0	+17	+2

(注1) 正会員の内訳 名誉15名・シニア19名・ジュニア174名

賛助会員

キャタピラージャパン(株)

千住金属工業(株)

正会員

三宅 徹 (株)未来機械

渥美 竜文 (シャープ(株))

越智 知文 (ヤンマー(株))

柴野 顕裕 (メタウオーター(株))

廣岡 大佑 (関西大学)

内蘭 豊仁 (大阪大学)

川島 正人 (東北特殊鋼(株))

若澤 靖記 (株)日立製作所)

小澤 明 (東芝三菱電機産業システム(株))

中村 哲司 (豊田工業高等専門学校)

山本 直樹 (ヤンマー(株))

学生会員

水 野 孝 泰 (東京工業大学)

アクペクアリ (東京工業大学)

岩 佐 壽 紘 (東京工業大学)

カディナジム (東京工業大学)

斉 藤 泉 (東京工業大学)

大久保 晃 佑 (東京工業大学)

チャーレマラットティチャカセム (東京工業大学)

劉 海 博 (東京工業大学)

桑 原 宏 介 (東京工業大学)

岩 崎 孝 弘 (東京工業大学)

碓 洋 平 (東京工業大学)

宮 下 修 人 (東京工業大学)

輪 湖 謙 太 (東京工業大学)

佐 藤 光 (東京工業大学)

浜 田 貴 弘 (東京工業大学)

村 山 栄 治 (芝浦工業大学)

前 川 琢 磨 (芝浦工業大学)

小 林 祐 介 (芝浦工業大学)

坂 倉 伸 明 (芝浦工業大学)

星 野 貴 俊 (芝浦工業大学)

鈴木 智 哉 (芝浦工業大学)

興五澤 良 行 (芝浦工業大学)

森 田 竜 生 (岡山大学)

石 戸 陽 平 (岡山大学)

瀧 翔 太 (岡山大学)

田 中 大 滋 (岡山大学)

岩 崎 修 也 (岡山大)

本 田 圭 二 (横浜国立大学)

兼 清 暁 大 (横浜国立大学)

菊 池 一 志 (横浜国立大学)

高 橋 良 輔 (横国立大学)

梶 澤 尚 行 (横浜国立大学)

鈴木 大 地 (横浜国立大学)

梅 原 俊 作 (横浜国立大学)

阿 部 利 章 (横浜国立大学)

安 部 陽 子 (慶応義塾大学)

篠 原 竜 也 (豊橋技術科学大学)

高 木 翔 太 (豊橋技術科学大学)

廣 田 恭 一 (豊橋技術科学大学)

吉 本 健 介 (豊橋技術科学大学)

五十嵐 大 貴 (上智大学)

渡 辺 智 博 (上智大学)

宮 原 宏 平 (上智大学)

張 蛭 (岡山理科大学)

李 慧 (岡山理科大学)

東 嶋 元 気 (福岡工業大学)

益 田 大 海 (福岡工業大学)

篠 原 佑 太 (芝浦工業大学)

岡 本 高 (芝浦工業大学)

仲 田 晃 輔 (芝浦工業大学)

八ツ橋 雅 浩 (芝浦工業大学)

庄 司 樹 冬 (芝浦工業大学)

石 川 優 (足利工業大学)

長 屋 貴 洋 (足利工業大学)

渡 邊 悠望洋 (足利工業大学)

丸 田 浩 司 (東京都市大学)

糟 谷 修 史 (東京都市大学)

佐 野 利 晃 (神奈川大学)

挨拶



会長就任にあたって*

香川 利春**

平成24、25年度の日本フルードパワーシステム学会の会長に計らずも推薦された東京工業大学の香川であります。この挨拶文を機会にいかにかに諸先輩が日本油空圧学会の設立を行い、また42年の間に日本フルードパワーシステム学会を取り巻く環境がいかにかに变化したかを考察し、このような状況下において学会は何をすべきか、どう変化すべきかを考えたいと思います。

日本油空圧学会設立当時はフルードパワーの黎明期であり、油圧では建設機械や油圧ユニットが一般的に利用が始まった時であり、空気圧分野では、半導体産業の勃興の前の段階で、工場におけるFAの省力化に始まったと認識されます。フルードパワーシステムは油圧空気圧水圧の3つに分類され、その応用分野もそれぞれに特徴を持っています。油圧はまさにパワーを要求される分野に重宝に使用され、建設機械に代表されます。一方空気圧はさまざまな応用面を持っています。当初の空気圧の利用分野は工場の自動化などで、シーケンス動作により多くの工業製品などを単純に移動させる機器として用いられてきました。しかしながら、使用する流体が空気であるための性質を上手に用いた応用分野が現在では発生してきています。

2002年に日本油空圧学会は日本フルードパワーシステム学会と名称を変えて、水圧分野を取り込み、さらなる発展を期待しました。水圧システムは作動流体が水であるため、物性的に油圧作動油に比較して多くの特徴を有しています。圧縮性、粘度や対環境性に大きな特徴があります。水圧弁の制御性にはなかなか難しい部分もあるようですが、今後の開発が期待されます。

第三の産業革命、半導体に裏づけられるインターネット産業が勃興し、アナログ機器からその多くは

アナログ処理を有するデジタル機器に変化し、空気圧に要求される性質も非接触や非磁性などの環境的な要素も多く求められています。

これらの歴史的背景を考えますと、日本フルードパワーシステム学会はそれぞれの対応分野の変化に応じて対応を要求されていると考えます。

組織形態では平成24年に一般社団法人となり、法人改革を行います。また会員情報管理として会員証の発行とさまざまなサービスの認証を行うことが可能となりました。

会員数についてはリーマンショック以来の会員数の減少が下げ止まっているものの、高齢者会員の増加が顕著になっています。日本フルードパワーシステム学会では若手員として40歳以下の入会希望者に5年間の半額割引で入会を促進しています。

今後学会ではさらに若手の会員にも魅力のある学会での関係、絆づくりを考えて、フルードパワーを上手に使う社会への導きとなるような活動を目指して行きたいと考えます。

[著者紹介]

香川 利春 君

1974年東京工業大学制御工学科卒業。同年北辰電機製作所入社、1976年東京工業工学部制御システム工学科助手、同講師、同助教授を経て現在、精密工学研究所及びメカノマイクロ工学専攻教授として自動制御・流体計測制御・生体計測の研究に従事。また(社)日本シミュレーション学会評議員(元会長)、(社)日本フルードパワーシステム学会、(公社)計測自動制御学会フェロー、(社)日本機械学会国際標準化委員会、同フェロー。

*平成24年4月7日 原稿受付

**東京工業大学 精密工学研究所

(所在地 〒226-8503 横浜市緑区長津田町4259-R2-45)

巻頭言

「未来に向けた省エネルギー技術」発行にあたって*

内堀 晃彦**

震災以降、エネルギー問題が、社会や産業界に大きな影響を与えている。いっそうの省エネルギー化が求められているが、これを経済の衰退や産業の空洞化の原因としてはならない。そこで、この省エネルギー化の要請を、未来に向けた新しい技術の発展の機会ととらえ、その萌芽となる技術を本号において特集することとした。

東日本震災とそれに伴う原子力発電所の事故は、社会と、科学技術に大きな傷跡を残した。科学者や技術者である私たちは、その運用システムまでを含めた現在の科学技術の限界というものに、大きく直面している。この限界を乗り越えることは、私たちの義務であると考えます。

科学技術が社会にもたらす恩恵とそれに伴う弊害との葛藤は、産業革命の時代から現代まで、長く私たちの課題であった。それでも科学技術は発展し、負の側面はさらなる技術発展とその運用システムにより克服されてきた。今、直面しているこの壁も、この歴史の流れの中で同様に乗り越えられるものであると、私たちはそう信じて努力を続けるべきである。技術を巻き戻して安定を図るという方法を論じることが他者に任せ、それは科学者や技術者の驕りであるとの批判を受けても、私たちは、技術を発展させることで今の問題を解決しなければならない。

原子力発電の是非とその代替エネルギーの可否については、ここで論じるべき話題ではないが、温暖化の問題と合わせ、社会全体としての長期間にわたる省エネルギー化は、避けては通れない課題である。とりわけ、産業界が担う役割は非常に大きいといえる。しかし、停電などにより必要なエネルギーの消費を無理に抑えることは、生産量の大幅な低減などの深刻な問題を引き起こし、これが、経済活動の衰退やそれに伴う産業の空洞化の原因となる可能性がある。そのため、省エネルギー化によってエネルギー消費を押さえながら、これまでと同等かそれ以上の生産性を確保する必要がある。

これまで、とりわけ日本の産業界は省エネルギー

化に熱心に取り組んできた。そのため、さらなる省エネルギー化といっても、そう簡単ではないともいわれている。しかし、アジア諸国などの技術的追い上げが激しく、技術的優位の確保が難しくなりつつある現在の状況において、この省エネルギー技術をそのアドバンテージとすることは、今後の世界的な需要を鑑みても、それほど悪くない選択だと思われる。実際に、フルードパワーの業界においても、多くの研究や開発がなされている。これらの中から、そのすべてではないが、今後の発展の萌芽となり得る技術について、解説いただくこととした。

本特集では、最初に油圧、空気圧、水圧省エネルギー化についてそれぞれに解説いただいた。その後、トライボロジーと管路損失の観点からの省エネルギー化について、また、エネルギー消費の大きいコンプレッサーの省エネルギー化や、アイドリングストップ方式による省エネルギー化という技術についても執筆いただいた。さらに、フルードパワーとは直接の関係はないものの、エネルギーの生産と消費を効率的に行うための新しい技術としての、スマートエネルギーネットワーク／スマートグリッドについても解説いただいている。これらの記事が、読者の今後の研究・開発などの一助となれば幸いである。

最後に、ご多忙にもかかわらず、本特集号の各記事をご執筆いただきました著者の皆様に、誌面を借りて深く感謝申し上げます。

[著者紹介]

うち ぼり あき ひこ
内 堀 晃 彦 君

1998年信州大学大学院工学系研究科博士課程単位取得退学。山口大学助手、宇部工業高等専門学校講師、同校准教授、沼津工業高等専門学校准教授を経て、現在、宇部工業高等専門学校准教授。ロボット工学、空気圧システムの開発に従事。日本フルードパワーシステム学会、電気学会等の会員。博士（工学）。

E-mail: uchibori@ube-k.ac.jp

*平成24年4月5日 原稿受付

**宇部工業高等専門学校 機械工学科

(所在地 〒755-8555 山口県宇部市常盤台2-14-1)

解 説

油圧システムの省エネルギー化技術の動向と展望*

田 中 豊**

1. はじめに

化石エネルギーコストの増大や環境問題、特に温暖化抑制のためのCO₂排出の削減規制により、油圧システムの省エネルギー化への取り組みは研究者・技術者にとって重要なテーマの一つである。また市場はより一層の省エネルギーを油圧システムに求めている。

一言で油圧システムの省エネルギー化といっても、その技術的な取り組みは、要素機器、システム、動力伝達媒体ごとに、それぞれ以下のような方向性に分類できる。

- (1) 要素機器（ポンプ／モータなど）
 - (1-1) 個々の要素機器の効率の向上
 - (1-2) 要素機器の長寿寿命化
 - (1-3) 革新的な要素機器・エネルギー変換技術の開発
- (2) システム
 - (2-1) システム全体の効率の向上
 - (2-2) パワー源も含めたシステム動作サイクルの最適化
 - (2-3) 分散化技術
 - (2-4) 油圧エネルギーの蓄積・回生技術
 - (2-5) ハイブリッド化技術
- (3) 動力伝達媒体（作動油）
 - (3-1) 作動油の長寿寿命化
 - (3-2) 動力伝達効率の向上
 - (3-3) 革新的な動力伝達媒体の開発

これらの技術的な方向性は、それぞれお互いに重要であり、最終的には油圧システム全体での省エネルギー化へつなげなければならない。本稿では、油圧システムの省エネルギー化技術に関する方向性を整理して述べるとともに、最近の研究開発事例を紹介しながら省エネルギー化技術の動向と展望について解説する。

2. エネルギーの蓄積と回生素素

省エネルギーの観点からエネルギーの蓄積と回生は重要なカギとなる。油圧システムにおけるエネルギーの回収蓄積の方式は、その蓄積エネルギーの形態と要素機器の構成から、油圧エネルギー方式（アキュムレータ方式）、電気エネルギー方式（蓄電池方式）、運動エネルギー方式（フライホイール方式）に分類できる。

図1にエネルギーの蓄積方法の違いによる三者の比較を示す。図1(a)は油圧アキュムレータに油圧エネルギーを蓄積し、油圧ポンプ／モータをエネルギー回収時にはポンプ、エネルギー再利用時にはモータとして機能させエネルギーの回生を行うものである。この場合、油圧アキュムレータの圧力レベルにより油圧ポンプまたはモータとして動作する可変容量形油圧ポンプ／モータが必要となる。また図1(b)は油圧ポンプ／モータをモータとして利用し、油圧モータで発電機EGを駆動して電気エネルギーとして蓄電池に回収し、必要に応じて蓄積した電気エネルギーを再利用する方法である。この図1(b)は図1(a)の可変容量油圧ポンプ／モータを発電機に、油圧アキュムレータを蓄電池に置き換える形で両者が対応していることがわかる。一方、図1(c)に示すように回転慣性体の運動エネルギー（ $=J\omega^2$ ）としてフライホイールに蓄積し、再利用する方法もある。この場合には油圧モータの回転運動エネルギーを直接、フライホイールに蓄えることができる。

発電機や電気モータの運動エネルギーと電気エネルギーとの間の変換効率、回転数に依存し低速域では効率は低下するが、電力変換素子の制御により高効率を維持することができる。一方、可変容量油

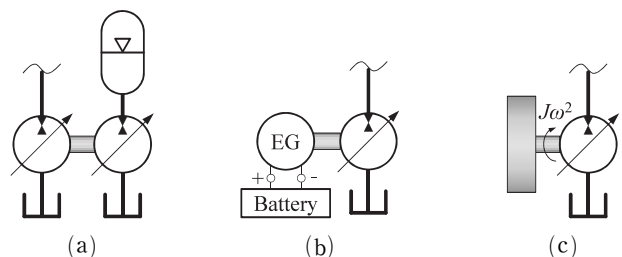


図1 エネルギー蓄積方式の比較

*平成24年5月1日 原稿受付

**法政大学デザイン工学部システムデザイン学科
(所在地 〒102-8160 東京都千代田区富士見2-17-1)

圧ポンプ／モータによる運動エネルギーと油圧エネルギーとの間の変換効率を向上させるには、低速域あるいは低容量域でも効率の落ちない、広範囲で高効率な油圧ポンプ／モータの開発が必要となる。

また蓄電池による電気エネルギーの回収と利用のエネルギー変換効率は、アキュムレータによる油圧エネルギーの効率より低く、価格的には大容量の蓄電池は高価である。現状では、電気自動車に使用されるリチウムイオン蓄電池の効率は80%程度といわれ、油圧アキュムレータの効率は94%以上あることが指摘されている¹⁾。しかし今後は、リチウムイオン蓄電池や電気二重層キャパシタなどの大容量化と低価格化、電極素材などの開発による高性能化が進み、パワー密度やエネルギー密度、効率の改善と低価格化が進むものと考えられる²⁾。同様に、油圧エネルギー蓄積素子であるアキュムレータの高圧・軽量・低価格化と高性能化が今後の油圧技術におけるエネルギー回生のキーテクノロジーとなる。フライホイールと油圧アキュムレータの原理を組み合わせ、従来のアキュムレータに比べ約10倍のエネルギー密度が得られる革新的なエネルギー蓄積素子の報告³⁾もある。

以上のように油圧システムにおける省エネルギー化技術では、エネルギーの蓄積と回生の観点から、油圧ポンプ／モータと油圧アキュムレータの高圧・高効率・高性能化と長寿命化のための要素機器技術の開発が重要となる。

3. システムの省エネルギー

3.1 システムの効率向上

油圧システムの場合、原動機で油圧ポンプを駆動して油圧エネルギーを発生させる油圧源が必要であり、多くの場合、この原動機の役割を電気モータや内燃機関のエンジンなどに頼らなければならない。システム全体の効率には、システムを構成する各要素機器の効率向上も重要であるが、原動機のエネルギー効率も考慮する必要がある。特に建設機械などの移動体システムの場合、屋外での利用が一般的であることから、電気エネルギーの入手はエンジンに接続された発電機やあらかじめ充電された蓄電池等に頼らざるを得ず、エンジンに接続された油圧ポンプで油圧エネルギーを入手するのと、原理的には同じとなる。この場合には前節で示した、どのような形態でエネルギーを蓄積・回生するかが大切である。

一方、内燃機関のピストンシリンダと容積式油圧シリンダを対向させて組み合わせた油圧フリーピストンエンジンの開発が進められている⁴⁾。図2に米国F社のフリーピストンエンジンの試作機を示す。

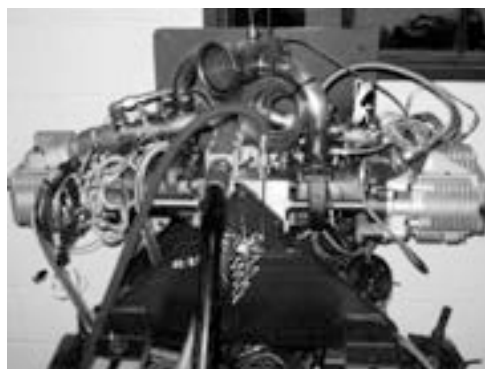


図2 油圧式フリーピストンエンジン⁴⁾

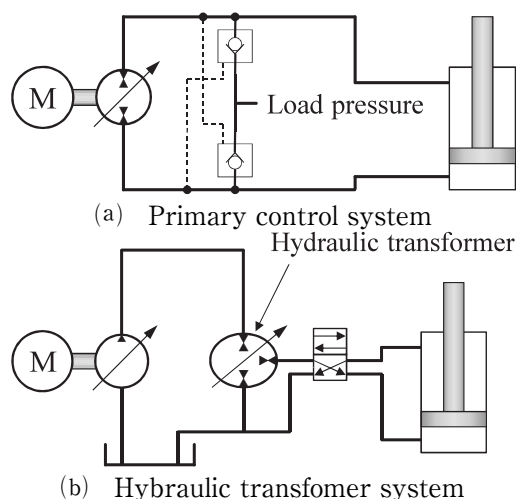


図3 新しい容量制御方式の事例

これは内燃機関の往復運動エネルギーを直接、油圧エネルギーに変換する革新的なエネルギー変換器である。

さらに原動機の運転状態を油圧ポンプや負荷側の駆動状態に合わせて最適なポイントで運転する頻度を増やすようなエネルギーマネジメント⁵⁾の考え方も重要である。

多くの油圧システムでは、シリンダなどの油圧アクチュエータの駆動制御に、集中化した油圧ポンプと弁制御方式を採用している。これに対して最近、弁制御を分散化した容量制御で置き換える試みが報告されている。絞り弁によるエネルギー損失を大幅に減らす省エネルギーへの取り組みである。図3に二つの新しい容量制御方式の概念図を示す。図3(a)は可変容量ポンプ／モータで油圧シリンダを閉回路で駆動制御する方式の構成例、図3(b)は3つの吸い込みと吐き出しポートを持つ油圧トランスフォーマと呼ばれる新しい油圧要素⁶⁾と方向切換弁を用いて油圧シリンダを駆動制御する方式の構成例である。いずれも大幅な省エネルギーを実現できる可能性があり、今後の実用化が期待される。

3.2 ハイブリッド技術

従来の油圧システムの省エネルギー化技術では、負荷側の消費エネルギーや駆動状態に合わせて油圧源の可変容量形油圧ポンプを駆動するロードセンシング型システムが一般的であった。しかし最近では、油圧ポンプを駆動する電動機の回転数とトルクを制御するハイブリッド技術^{7),8)}が主流となっている。これは電気駆動と油圧駆動の利点を融合させ高性能化と省エネルギー化の両立を目指し、発表当時は革新的な技術提案²²⁾が、最近の電気モータ制御技術の進歩により、実際の製品として確立されたハイブリッド油圧システムの事例である。

また国土交通省では、CO₂排出低減効果の高い低炭素型建設機械の普及を促進し、建設施工時に排出されるCO₂の低減を図ることを目的として、2010年4月より低炭素型建設機械の認定を開始している。2011年8月現在で5社13機種が認定を受けている⁹⁾。認定を受けた機種はすべて、建設機械の旋回や走行など一部の機能を電気駆動で置き換えたハイブリッド建機である¹⁰⁻¹²⁾。

一方、日本では環境対応自動車に代表されるハイブリッド車とは、エンジンとそのエンジンをアシストする電動機とバッテリーを並列に組合せ、エネルギーの回生を行うシステムのことを指す¹³⁾。しかし、大型バスの油圧式エネルギー回生システム¹⁴⁾の事例や、海外では油圧式ハイブリッド自動車の研究開発事例^{4),15)}やそのシステムに使う要素機器の事例¹⁶⁾が報告されている。次節では動力分割方式による油圧ハイブリッド自動車について紹介する。

3.3 油圧ハイブリッド自動車

動力分割方式（パワースプリット方式）の考え方は2007年にハイブリッド自動車として世界で初めて市販された日本のT社の電動ハイブリッド車に採用された方式である。ハイブリッド自動車にはこの他に、シリーズハイブリッド方式やパラレルハイブリッド方式がある¹⁷⁾。

図4に油圧式動力分割ハイブリッド自動車の構成概念図と通常動力分割モードのパワーの流れを示す。エンジンに直結された遊星歯車の腕Cに対して、太陽歯車Sの軸に減速機Gを介して油圧ポンプ／モータPM1が、リング歯車Rの軸に油圧ポンプ／モータPM2と駆動輪の軸とが接続され、エンジンの動力が分割されている。

太陽歯車Sに接続された油圧ポンプ／モータPM1の回転方向がリング歯車Rに接続された油圧ポンプ／モータPM2に対して正転か逆転かで動力の分割モードが異なる。図5に逆動力分割モードのパワーの流れを示す。

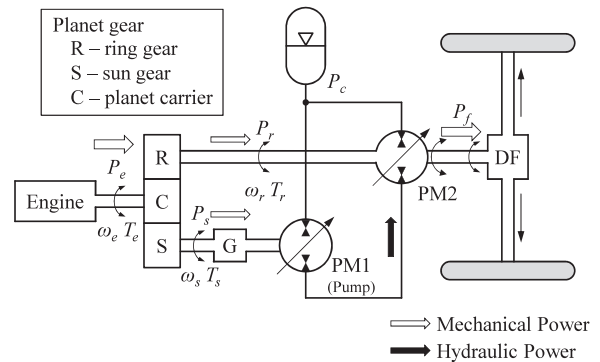


図4 油圧式ハイブリッド車の構成と通常動力分割モード

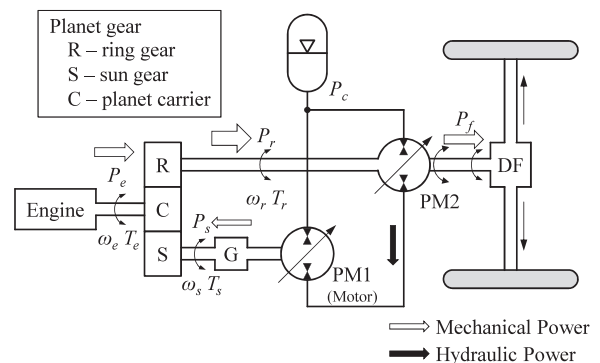


図5 油圧式ハイブリッド車の逆動力分割モード

図4に示す通常動力分割モードの場合、車速が低速走行時にあたり、リング歯車Rは相対的に低速で回転し、太陽歯車Sはリング歯車と同方向に正回転する。したがってPM1はポンプとして機能し、PM2はモータとして機能する。エンジンで生じた軸トルク T_e は遊星歯車で分割され、最終的にPM2を介して軸トルク T_r と油圧パワーが駆動輪の軸で統合される。一方、図5に示す逆動力分割モードの場合、車速が高速走行時にあたり、リング歯車Rは相対的に高速で回転し、太陽歯車Sは負方向（逆回転）に回転する。この時PM1はモータとして機能し、遊星歯車を介してリング歯車の駆動トルク T_r を増大させる。この増大したトルクは駆動輪の軸トルクとPM2がポンプとして機能するための駆動トルクに分割される。最初に遊星歯車でトルクが統合され、最終的にはPM2で駆動輪の軸トルクと油圧パワーに分割される。なお車が減速するときやアクムレータにパワーを回収するとき、あるいは十分に駆動するパワーがアクムレータに蓄えられているとき、エンジンは停止している。これらの運転モードの切替は複雑で、システムのモデル化と詳細なシミュレーションが必要となる。

CCEFP²¹⁾の研究グループの報告では、油圧ポンプ／モータの効率が向上すれば、油圧式パワースプリットハイブリッド方式は電気式パワースプリット

ハイブリッド方式と遜色ない省エネルギー性を実現できるとのことである¹⁸⁾。また油圧式の方が電気式に比べパワー密度が大きいことから、始動時の加速性にも優れている。

以上のように、省エネルギーの観点から油圧システムのハイブリッド化は一層進むことが予想され、要素機器の効率の向上や新しい原理による高効率で革新的な油圧要素の開発が今後の大きなキーテクノロジーとなろう。

4. 省エネルギーのための作動油

油圧システムの動力の伝達媒体として用いられる作動油に対しても、省エネルギー化への取り組みが行われている。作動油に要求される性能は、動力の伝達、潤滑、環境適合性、省エネルギー性、安定性、難燃性などである。そのうち省エネルギーに関わる望ましい作動油の特性はつぎのとおりである。

- (1) 流動抵抗の低減（配管部圧力損失の低減）
- (2) ポンプ容積効率の低減（内部漏れの低減）
- (3) 圧縮エネルギー損失の低減

この中で今後、高圧化が進むと三番目の圧縮エネルギーによる損失の占める割合が相対的に大きくなる。

最近、この課題を解決する一つの方法として、高剛性作動油の開発事例¹⁹⁾が報告されている。この高剛性油は標準の鉱物油（体積弾性係数：1.4 GPa）に比べ4割以上高い2.0GPaの体積弾性係数を有しており、圧縮エネルギーによる損失を30%以上改善するとの試算がある。また圧力応答や位置決め応答も速く、温度上昇やガス溶解性が低く、ポンプ容積効率が高くなることも特長である。

一方、油圧作動油中には大気圧下で数%～10%程度の空気が溶解し、高圧動作時にはキャビテーションにより、この溶解空気が析出する頻度が高くなる。作動油から停留する気泡や溶解ガスを分離除去することにより、油の動力伝達特性を向上させる高性能な装置とシステムの研究開発事例²⁰⁾が報告されている。

以上のように、要素機器やシステムの技術開発と並行して、動力伝達媒体の高性能化や革新的な技術開発についても積極的に進める必要がある。

5. おわりに

油圧システムの省エネルギー化技術の動向と展望について最新技術開発の事例などを含め紹介した。油圧の特長を最大限活かした、小形で高出力かつ高効率、省エネルギーな要素機器、システム、作動油の開発は、今後とも絶え間なく進めていかなければ

ならない。未来へ向けた油圧システムの省エネルギー化へのさらなる技術革新と発展を期待したい。最後に、図表作成や文献整理にあたり法政大学大学院生の坂間清子さんの助力を得た。ここに記して謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) K. Rydberg, Hydraulic hybrids-the new generation of energy efficient drives, Proc. ISFP in Hangzhou China 2009, pp. 899-905 (2009).
- 2) NEDO技術開発機構 燃料電池・水素技術開発部編：次世代自動車用蓄電池技術開発ロードマップ 2008, 平成21年6月, p.9 (2008)
- 3) J. D. Van de Ven, J. A. McInnis, Design and Experimental Results of a Bench Top Flywheel-Accumulator for Compact Energy Storage, Proc. 52nd National Conference on Fluid Power, pp. 237-242 (2011).
- 4) K. Li, Z. Sun, Modeling and Control of a Hydraulic Free Piston Engine with HCCI Combustion, Proc. 52nd National Conference on Fluid Power, pp. 567-576 (2011).
- 5) G. Lafayette, S. Gruetter, M. Gandrud, B. Laudenbach, D. Koenemann, Integration of Engine and Hydraulic Controls for Best Operation, Proc. 52nd National Conference on Fluid Power, pp. 591-597 (2011).
- 6) 楊, 張, 馬, 落合：油圧トランスフォーマー, 油空圧技術, Vol. 45, No. 11, pp. 14-20 (2006).
- 7) K. Takaku, H. Hirade, K. Oba, Application of the ASR SERIES AC Servo Motor Driven Hydraulic Pump to Injection Molding Machines, Proc. 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, TOYAMA, pp. 127-130 (2008).
- 8) 下尾, 用途特化形インバータモータによる流体の省エネ制御, フルードパワーシステム 37巻, 3号, pp. 155-159 (2006).
- 9) <http://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/kensetsusekou/kankyau/mic/uy-CO2-H220401.pdf>
- 10) 稲富：ハイブリッド油圧シヨベルPC200-8E0の紹介, 油空圧技術, Vol. 48, No. 3, pp. 1-5 (2009)
- 11) M. Ochiai, S. Ryu, Hybrid in Construction Machinery, Proc. 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, TOYAMA, pp. 41-44 (2008).
- 12) 鹿児島, 小見山, 南條, 筒井, ハイブリッドシヨベルの開発, 神戸製鋼技報, Vol. 57, No. 1, pp. 66-69, (2007).
- 13) 岩井：地球に優しいハイブリッド車, Motor Ring,

- Vol.8, 1999年3月号, pp. 20-21 (1999).
- 14) 田中：大型バスにおける油圧式エネルギー回生システム, 油圧と空気圧, Vol. 24, No. 6, pp. 664-669 (1993).
- 15) P. Achten, G. Vael, M. I. Sokar and T. Kohmascher, Design and Fuel Economy of a Series Hydraulic Hybrid Vehicle, Proc. 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, TOYAMA, pp. 47-52 (2008)
- 16) M. Cross, M. Ivantysynova, Practical Considerations for Pump/Motor Selection in Hybrid Hydraulic Vehicles, Proc. 52nd National Conference on Fluid Power, pp. 41-47 (2011).
- 17) 田中豊, 油圧ハイブリッドの技術動向, フルードパワーシステム, 41巻, 第4号, pp. 183-187 (2010).
- 18) F. Wang, M. I. Ramdan, K. Stelson, Comparison between Hydraulic Hybrid and Electric Hybrid Passenger Vehicles using ADVISOR 2004, Proc. 52nd National Conference on Fluid Power, pp. 31-40 (2011).
- 19) T. Tsubouchi, H. Kamimura, J. Shinoda, Development of Oily High Bulk Modulus Fluid, Proc. 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, TOYAMA, pp. 329-334 (2008).
- 20) 田中豊, 坂間, 他, 戦略的基盤技術高度化支援事業・油圧動力伝達システムに使用する油中気泡除去技術の開発, 油空圧技術, 50巻, 10号, pp. 42-45 (2011).
- 21) 田中豊, 米国フルードパワー教育・研究の現状とERCについて, フルードパワー, 21巻, 1号, pp. 17-22, (2007).
- 22) 田中豊, 中野：油圧ポンプの可変速運転による省エネルギー, 油圧と空気圧, Vol. 20, No. 2, pp. 123-127 (1989).

|||||

[著 者 紹 介]

た な か ゆ た か
田 中 豊 君



1985年東京工業大学大学院修士課程修了, その後東工大精密工学研究所助手を経て, 1991年法政大学講師, 1992年同助教授, 2002年同教授, 現在, 法政大学デザイン工学部システムデザイン学科教授. この間, 2000年5月から2001年3月まで米国ユタ大学客員助教授. 工学博士 (1991年東京工業大学)

|||||

会 告

「フルードパワー バーチャルミュージアム」開設のお知らせ

学会のホームページに標記ミュージアムを開設しました. 学会のトップページから「フルードパワー バーチャルミュージアム」のボタンで行けます. まだ, 展示物は少ないのですが, 今後充実させて参ります. 皆様がここに展示するにふさわしいフルードパワーに関する資料や情報をお持ちなら, ぜひ学会事務局にご連絡ください. まずはご覧いただくようお願いいたします.

お詫びと訂正

本学会誌第43巻, 第3号 (2012年5月) 編集室の次号予告におきまして, 以下のような記載ミスがありました.

【誤】—特集「国際シンポジウム2001」

【正】—特集「未来に向けた省エネルギー技術」

関係各位に大変ご迷惑をおかけしたことを深くお詫び申し上げます, ここに訂正させていただきます.

〈編集委員会〉

解 説

空気圧の省エネルギー技術と評価*

香 川 利 春**, 蔡 茂 林***

1. ま え が き

空気圧システムは簡便で環境に優しいとしてFAのみならず多くの計測制御システムに用いられてきている。しかしながら圧縮機のエネルギー消費が大きく、省エネルギーでないとの指摘がなされている。本解説では空気圧の省エネルギーを目標にその評価方法を分かりやすく解説する。

周知のように、空気が圧縮される前の大気状態では何の仕事もできず、パワーをもっていない。空気に仕事能力を与えるのは圧縮機である。圧縮空気のパワーの源は圧縮機の消費電力である。そのため、圧縮空気のパワーを評価する際に、圧縮機の消費電力に基づいて行わなければならない。

本文では、まずは従来の評価方法を紹介した上、間違えた評価方法の問題点を例を挙げて検討する。つぎに、圧縮空気のパワーを正しく評価できる方法を紹介する。最後、空気圧の省エネルギーにおいて、新しいエネルギー消費評価の視点から省エネルギーの策略や方向性を示唆し、評価技術の有用性を示す。

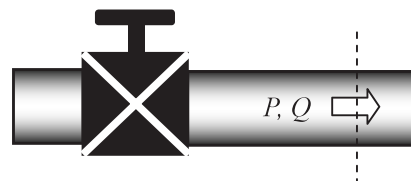
2. 空気のパワーとは

油圧では、油動力は pQ と表示される¹⁾。 p は大気圧を基準に取った油のゲージ圧力である。この油のパワー pQ は電圧と電流の積と表された電力パワー UI と同様なものであり、単位がWattである。

空気圧技術には油圧を継承したものが多く、空気のパワーを評価しようとするとき、油動力をそのまま援用することはきわめて自然な流れとなる。また、 pQ の表示式から、 p と Q が大きければ大きいほどパワーが大きい特性は空気のパワーについての直感的な理解とも一致する。そのため、この表示式が多く省エネ現場に使われるようになり、特にシンプルな形で現場の方々に利用されることに至った。

しかしながら、油動力と同じ表示式が適用できれば、空気圧のもっとも大きな特徴である圧縮性がパワーと関係ないといえる。これは真実なのか？ここに油動力の概念を復習したい。

油は圧縮性が無視できるため、油動力は実に上流側（ポンプ）から伝わってきた伝達エネルギーであり、油自身が持つエネルギーではない。



油動力 = 伝達エネルギー

空気のパワー

= 伝達エネルギー + 膨張エネルギー

図1 油と空気のパワー

図1に示すように、配管に流れる油が破線の断面を通過すると同時に、 PQ の押し込みパワーも上流側から下流側へ伝わる。ここに大文字 P で絶対圧力を表す。大気圧に対する仕事は有用なものではなく、それを引けば破線の断面を通過する押しのけパワーは $(P-P_0)Q=pQ$ となる。ポンプでは何の損失もない理想な状態で圧力 p 、流量 Q の油を送り出すとすると、 pQ の軸動力が必要である。したがって、油動力は実にポンプ側の理想消費電力を表すものである。これにより、油動力は油のエネルギー消費の評価に適切であることがわかる。

一方、空気の場合にはどうなるか？空気が圧縮されたままに破線の断面を通過するときに、油と同様に pQ の押しのけパワーが上流側から下流側へ伝わる。また、空気が圧縮性を持つため、圧縮空気自身が持つ膨張エネルギーも同時に伝わる。図1に示すように、仕切り弁で上流側の供給を遮断すると、油圧の場合には下流側の油がモータを駆動する仕事能力がなくなるが、空気圧の場合には下流側の空気が自身の膨張で仕事を続けることが可能である。いい換えると、圧縮空気は pQ 以外に、膨張性を生かしたパワーを持つことがわかる。つぎに、上流側の圧

*平成24年4月13日 原稿受付

**東京工業大学 精密工学研究所

(所在地 〒226-8503 横浜市緑区長津田町4259-R2-45)

***北京航空航天大学

(所在地 〒100-083 中国北京市海淀区学院路37号)

縮機の状況を検討する。圧縮機では油と異なり、空気を送り出す前に圧縮しなければならない。この圧縮には電動機の軸でより多くの動力がかかる。そのため、単なる pQ では理想な状態でも圧縮機の消費電力を評価できない。

これらを踏まえ、空気のパワーは pQ では評価できず、膨張エネルギーを加える必要があることが分かる。さらに以下に例を挙げて、膨張エネルギーの存在を説明する。

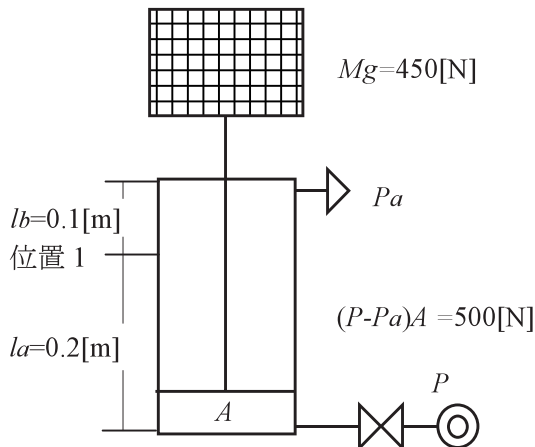


図2 膨張エネルギーによる仕事

図2に示すように、鉛直に取り付けた空気圧シリンダで負荷を持ち上げる。摩擦力が $50[N]$ 以下であると仮定する。シリンダの理論推力 $(P-P_a)A$ は $500[N]$ 、負荷の重量 Mg は $450[N]$ とする。空気圧シリンダの排気側を大気に開放する。

供給側の仕切り弁を開くと、圧縮空気がシリンダのヘッド側がゆっくり充填され、負荷がゆっくり持ち上げられる。ピストンが位置1に着くと、仕切り弁を閉める。この時、ピストンが位置1に中間停止する。その後、荷重を半分にすると、下側のチャンバで密封される圧縮空気が膨張で負荷をエンドまで持ち上げる。このような過程では空気がなす仕事は

$$W_{out} = Mgl_a + \frac{1}{2} Mgl_b = 112.5 [J] \quad (1)$$

となる。一方、 pQ で空気のパワーを表す場合に、シリンダに供給したエネルギーは

$$W_{in} = \int (P-P_a) Q dt = (P-P_a) Al_a = 100 [J] \quad (2)$$

である。したがって、シリンダの仕事効率は

$$\eta = \frac{W_{out}}{W_{in}} \times 100\% = 112.5\% [J] \quad (3)$$

となり、100%を超えることになってしまった。その原因を検討してみると、上記したエネルギー入力のパワーには膨張エネルギーが考慮されていない

ためである。

3. エアパワーの提案

著者らは空気の圧縮性によって生み出した膨張エネルギーを下記の式で適切に評価することを提案した²⁾。

$$L_e = PQ \ln \frac{P}{P_a} - (P-P_a) Q \quad (4)$$

この膨張エネルギーは、圧縮空気が大気環境において外部に対してなせる仕事で評価するものである。

前述の PQ を伝達エネルギーとすると、

$$L_t = PQ = (P-P_a) Q \quad (5)$$

空気のパワーは両者の和となり、以下の式で表すことができる。

$$L = L_t + L_e = PQ \ln \frac{P}{P_a} = P_a Q_a \ln \frac{P}{P_a} \quad (6)$$

$PQ \ln \frac{P}{P_a}$ は著者らが提案したエアパワーである。

ただし、 P と Q は空気の絶対圧力と加圧状態下での体積流量、 P_a と Q_a は大気圧力と大気状態に換算した体積流量であり、 $\ln$ は自然対数を意味する。

ここに注意を要するのは上記表示式の中の P が絶対圧力のことである。大気環境との相対関係は自然対数の項に現れる。大気状態の空気は自然対数の項がゼロとなるため、エアパワーを持たない。

伝達エネルギーと膨張エネルギーの割合を示すために、体積流量 $1000[dm^3/min(ANR)]$ の圧縮空気の両エネルギーを計算した。その結果を図3に表示する。グレーで塗りつぶした部分は伝達エネルギー、網掛けをしたのは膨張エネルギーである。圧力が上昇するにつれて両エネルギーが増える。大気圧に近いところでは膨張エネルギーが小さく、動力伝達エネルギーが支配的であるが、 $0.52[MPa]$ になると膨張エネルギーが伝達エネルギーと等しくなる。圧力がこれ以上上昇すると、膨張エネルギーの割合が

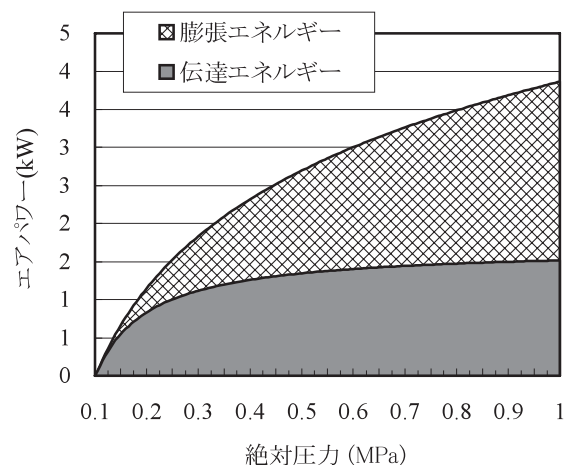


図3 エアパワーの構成

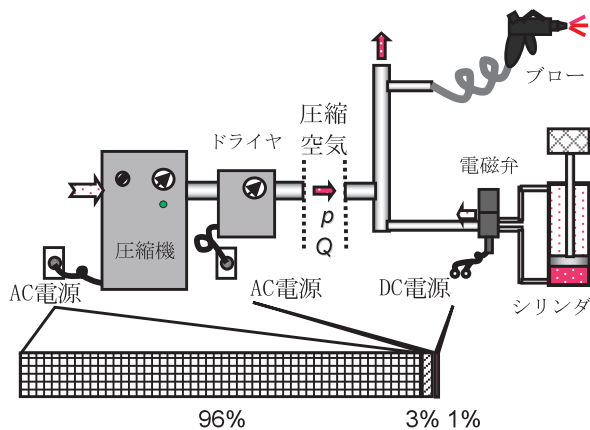


図4 空気圧システム全体の消費電力

50%よりさらに増えていく。

これをふまえ、膨張エネルギーはエアパワーの中に大きな割合を占めており、圧縮空気のエネルギー的な特性として膨張エネルギーを適切に評価することが重要である。

上記した式(6)は運動エネルギーが無視できる大気温度下での圧縮空気のパワーであるが、流速が速い時や大気温度以外の時のエアパワーの計算式は文献3)を参考されたい。

4. LCAと省エネルギー

ライフサイクルアセスメントとは製品の効果を考える際には単なる一面の効率を考えるのではなく、ライフサイクルとして、つまりその製品を使用するためのエネルギーやコストまたそれを廃棄するためのコストを適切に評価すべきとの評価方法である。これは現在問題となっている原子力発電のコストも評価されている。単なる発電のコストだけでなく最終処理も考慮すべきとの方法である。空気圧システムに関してみれば、構造がおおむね単純であるためライフサイクルアセスメントを行った場合非常に有利なシステムであるとの評価ができる。

5. あとがき

エアパワーによる圧縮空気のエネルギー消費評価手法が確立したことにより、空気圧システムや機器間のエネルギー流れが定量化できるようになり、そのエネルギー収支が見えてくる。エアパワーは今後の省エネルギー活動を推進する上で非常に重要な概念である。

参考文献

- 1) 新版油空圧便覧, (社)日本油空圧学会 (現日本フルードパワーシステム学会) (1989)
- 2) 蔡・藤田・香川: 空気圧駆動システムにおけるエネルギー消費とその評価, 日本油空圧学会論文集, Vol. 32, No. 5, pp. 118-123 (2001)
- 3) 香川・蔡: 知っておきたいやさしい空気圧技術⑩ 空気圧のエネルギー消費, 油空圧技術, Vol. 45, No. 6, pp. 58-62 (2006)
- 4) 香川・蔡: 環境に配慮したコンプレッサの最新動向, 油空圧技術, Vol. 45, No. 4, pp. 1-5 (2006)

[著者紹介]

か がわ とし はる
香 川 利 春 君



1974年東京工業大学制御工学科卒業。同年北辰電機製作所入社, 1976年東京工業大学制御システム工学科助手, 同講師, 同助教授を経て現在, 精密工学研究所及びメカノマイクロ工学専攻教授として自動制御・流体計測制御・生体計測の研究に従事。また(社)日本シミュレーション学会評議員(元会長), (一社)日本フルードパワーシステム学会長, (一社)計測自動制御学会フェロー, (一社)日本機械学会フェロー

[著者紹介]

さい も りん
蔡 茂 林 君



所属: 北京航空航天大学。1996年北京理工大学修士課程修了, 2002年東京工業大学博士。

2002年東京工業大学精密工学研究所助手, 2006年東京工業大学助教授を経て, 北京航空航天大学教授。自動制御, 流体計測制御, 空気圧工学, 特に省エネの研究に従事。2003年日本フルードパワーシステム学会論文賞受賞。

現在の役職, 中国国家省エネセンター委員会メンバー, 中国エネルギー学会常務理事など

解 説

水 圧 技 術 の 省 エ ネ ル ギ ー 化*

伊 藤 和 寿**

1. はじめに

環境性能という点では他の三つの駆動源（電気、空気圧、油圧）に比して群を抜いている水圧システム技術であるが、省エネルギー化技術においてはさまざまな課題が残っている。省エネルギー化を行うには、まず不要なエネルギーをシステムに供給しないこと、かつシステム内のエネルギー損失を小さくすること、の二つがポイントとなるが、前者については現時点では水圧技術において可変容量ポンプ/モータが開発されていないため、同じ液圧の代表である油圧の場合と同様な方策を採ることができない状況にある。これについては開発が待たれるところであるが、可変容量型の機器が開発されたとしても、広圧力範囲で高効率を維持することはやはり難しいため、システム最適化手法および制御との組み合わせが必要となると考えられる。また、ACサーボモータを用いたポンプの回転速度制御がもう一つの方法として考えられるが、これに関する研究論文は見当たらない。

一方後者においては、比例弁/サーボ弁およびリリーフ弁での絞り損失に代表されるようにシステム効率の低いことが原因である。これに対しては、損失の大きい比例弁あるいはサーボ弁をOn-Off弁に置き換える方法、従来廃棄していた負荷の有していた機械エネルギーを回収・回生する方法を組み合わせることでシステム全体の効率を向上させる試みが進められ、効果が報告されている。本報告ではその代表例として期待されている水圧Fluid Switching Transmission（以下、水圧FST）の効果と限界を中心に、水圧システムの省エネルギー技術について述べる。

2. 水圧FST技術

弁部での絞り損失の小さいOn-Off弁のみを採用し、それらのスイッチングを行いながら動力を多段階に

分けて負荷に輸送することで比例弁/サーボ弁と同様な動力伝達の実現を目的とするシステム^{1)~3)}が、90年後半から今世紀初頭にかけて油圧システムにおいて提案・研究されている。この方法は電気回路におけるスイッチングレギュレータのアナロジーとして発想され、現在では液圧スイッチング動力伝達システムと呼ばれている。このシステムの大きな特長は、(1)負荷に対して比較的小さな動力源が利用でき、かつその動力源の最適効率点での運転が可能なこと、(2)負荷減速時、従来は破棄していた回転負荷の有する運動エネルギーが回生ラインを通して回収・再利用が可能な機能と組み合わせることが可能なこと、である。具体的には、図1において、まずVS₁の切換えにより動力源の最適効率点近傍において供給されたエネルギーによりポンプを駆動し、アキュムレータ（ACC）に蓄圧を行う。ACC内に負荷の駆動に適したエネルギーが蓄えられたら、今度はVS₂の切換えにより負荷フライホイール（FW）を駆動、というロジックで動力を‘輸送’してゆくものである。以上が加速時における弁切換えロジックである。

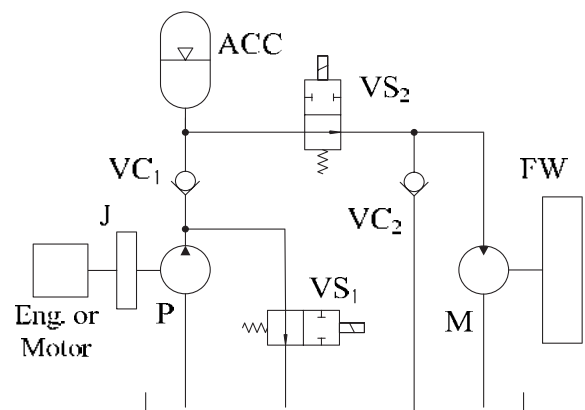


図1 FST基本回路

一方FWの減速時には、図1に少し変更を加えた図2の実験用回路においてVS₂およびVS₃を閉じ、PM吐出側圧力を上昇させる操作を行う（VS₁はACC₂の蓄圧を目的として切換えを行う）。このときPMはポンプ作用となるため、エネルギー回収ラインを通してPM上流にあるACC₂に圧力エネルギー

*平成24年4月5日 原稿受付

**芝浦工業大学システム理工学部

(所在地 〒337-8570 さいたま市見沼区深作307)

を蓄えることで、従来比例弁/サーボ弁などで破棄していた負荷FWの運動エネルギーを回収でき、これがそれ以降の負荷の加速に利用可能となるためにポンプからの供給エネルギーを低減することができる。なお、文献^{1)~4)}では、ACC₂と負荷FWの間に負荷FWに近い慣性負荷を有するエネルギー蓄積用FWが置かれ、両FW間で適切にエネルギーの授受を繰り返している。

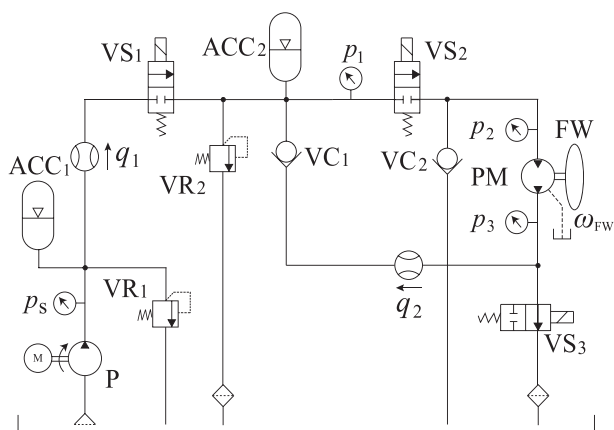


図2 水圧FST試験回路

以上により、弁部の絞り損失が小さなOn-Off弁のみで構成され、同時にエネルギー回生が可能な動力伝達システムが実現される。油圧系では既に鉄道軌道車両用に試作も行われ、その効果は文献^{4),5)}でも報告されているが、環境融和性がきわめて高い水圧システムでどの程度のエネルギー回収効率が実現されるか、あるいは回転負荷の速度制御性はどの程度可能であるかについてはほとんど知見が得られていなかった。

文献⁶⁾では、この点に関して実験的側面から検証が行われている。まず加速、一定速（600-1,000min⁻¹で30s間）、減速からなるシンプルな駆動パターンに対してフライホイールの速度制御を行ったところ、目標値周りの±5%以内の誤差率で制御が可能となったことが明らかとなった。図3は目標回転速度が800min⁻¹のときの実験結果の一例であり、エネルギー回収を行わない場合の速度制御結果と重ね書きしたものである。一定速度区間ではOn-Off弁を頻繁に切換えて制御を行っていることがわかる。比例弁/サーボ弁による速度制御では誤差率±1%程度のレギュレーションは容易に達成されるが、現状のOn-Off弁での約100msの切換え遅れなどを考慮するとこの結果は良い精度といえ、このレベルの精度が要求される応用においては実用的と考えられる。この結果は、弁切換えを行う条件にも依存するが、特に影響が大きいのは速度センサの時定数である。同

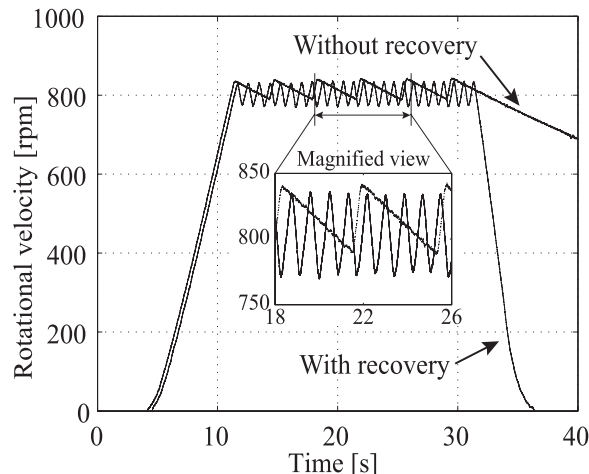


図3 FSTによるフライホイールの速度制御実験結果（目標速度800min⁻¹、エネルギー回収の有無による比較）

図の結果では63ms程度のものを用いているが、これが小さいと当然速度制御精度は向上する一方、On-Off弁の切換え回数が増加するために弁寿命が短くなる。具体的には同図では34回であるが、仮に変換が瞬時に行われるものとする、これは67回に倍増することがシミュレーションから予測される⁷⁾。したがって、求められる速度制御精度と弁寿命の最適化を図ることが必要となる。さらに、性能評価指標として以下の二つを導入する。

$$\eta_1 = \frac{E_{\text{Recovery}}}{E_{\text{FW}}}, \quad \eta_2 = \frac{E_{\text{Recovery}}}{E_{\text{sup_ACC}}}$$

ここで、 E_{FW} 、 E_{Recovery} 、 $E_{\text{sup_ACC}}$ は、それぞれ一定速度制御区間においてフライホイールが保持していたエネルギー、減速区間においてACC₂に供給されたエネルギー、加速区間において水圧FSTに供給されたエネルギー、である。物理的意味合いとしては、 η_1 は負荷（フライホイール）の持っていたエネルギーに対する回収効率を、また η_2 は動力伝達装置

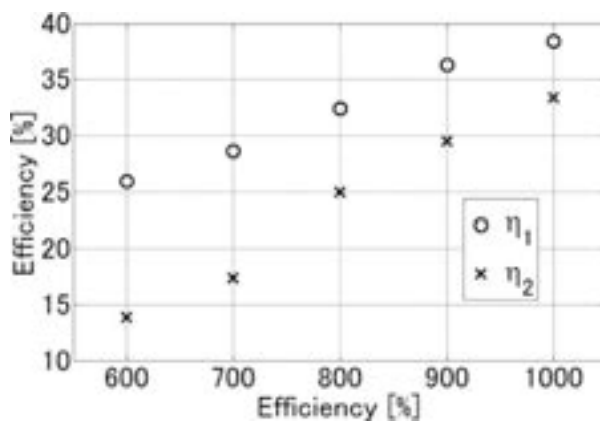


図4 目標回転速度の変化に対するエネルギー回収効率 η_1 および動力伝達効率 η_2 の変化

としての性能を示しており、ともに高い方が望ましい。実験結果を基に、目標回転速度ごとにこれらをまとめたものを図4に示す。同図より、負荷のエネルギーは25-40%程度が回収されることがわかり、これはFSTに供給された動力の15-35%に対応する。これらの効率、システム負荷を駆動し、またエネルギーを回収する際のキーコンポーネントである水圧ポンプ/モータの効率に強く依存するため、目標回転速度の低下に伴って大幅に低下する。特に現行の水圧ポンプ/モータの最高効率は85%程度であるが、回転速度の低下により50%以下にまで低下するため、この方式の効果の改善には、より高効率な機器の開発が待たれる。

3. 水圧ユニットにおける方策

文献⁸⁾では、油圧系における高効率化の一手法として行われているポンプ制御サーボ系の応答性を改善するために、負荷に応じて複数の供給圧力を多段階に制御する方法を提案している。この方法は、アンロード弁つきのポンプと複数のアキュムレータから構成されるが、不要な流量が生じないためにリリース弁が不要となり、また必要なアキュムレータに圧力が充てられた後はポンプがアンロード状態となるために省エネルギー化が図られる。この手法は冒頭で述べたように可変容量ポンプ/モータが開発されていない水圧システムでは有力な省エネルギー化手法と考えられる。特に、これを長管路のシステムに応用した場合には、水本来の配管損失が小さいことと合わせ、システム全体の高効率化が実現される可能性が高い。

4. おわりに

本来、水圧技術がもっとも適しているさまざまな市場を眼前にしながら、90年代における水圧システムの捉え方は、「油圧に追い付き、追い越せ」に代表される油圧の代替システムというイメージを払拭できずにいた感がある。しかし近年では、よりグローバルな水利用の観点からは生活・工業・農業用水、高压洗浄、造水、余剰蒸気利用は水圧システムで構築、解決するのが自然であるという考え方が浸透しつつある。環境負荷が小さい水圧技術をさらに有効活用するためにも、省エネルギーおよび高効率化を担う我々フルードパワーシステムの研究者の責任は重い。

参 考 文 献

- 1) 伊東ほか：油圧制御における新理論の展開，平成

14年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集，p. 34-36，(2002)

- 2) 伊東ほか：次世代型油圧スイッチング変速機搭載の鉄道車両の運転と性能評価，春季フルードパワーシステム講演会講演論文集，p. 91-93，(2004)
- 3) 伊東ほか：油圧スイッチングの制振と伝達効率，春季フルードパワーシステム講演会講演論文集，p. 172-174，(2006)
- 4) Sanada, K., A Study on HILS of Fluid Switching Transmission, Proc. of International Joint Conference SICE-ICASE, p. 4668-4671, (2006)
- 5) Ichiryu, K., Experimental investigation of hybrid vehicle, Proc. of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, TSUKUBA, p. 232-238, (2005)
- 6) 小林ほか：水圧スイッチング動力伝達システムのエネルギー効率に関する研究（第1報 エネルギー回生効率に関する実験的考察），日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 42, No. 2, p. 19-24, (2011)
- 7) 小林ほか：水圧スイッチング動力伝達システムのエネルギー効率に関する研究（第2報 シミュレータの構築および性能改善に向けた検討），日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 43, No. 1, p. 1-7, (2012)
- 8) 芦ほか：N圧ハイブリッド油圧源とそれを用いた高応答高効率油圧サーボシステムに関する研究（第1報 N圧ハイブリッド油圧源の提案と効率向上の検証実験），日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 42, No. 3, p. 46-52, (2011)

〔著 者 紹 介〕

伊 藤 和 寿 君



1995年上智大学大学院博士前期課程修了。株式会社小松製作所，上智大学助手，鳥取大学准教授を経て，2011年芝浦工業大学システム理工学部機械制御システム学科教授。環境融和型水道水圧システムの実用化および液圧制御系のロバスト制御，省エネルギーに関する研究に従事。日本フルードパワーシステム学会，日本生物環境工学会，計測自動制御学会，電気学会，日本機械学会等の会員。博士（工学）。

E-mail : kazu-ito@shibaura-it.ac.jp

解 説

油圧作動油の省エネルギー効果の評価方法*

—配管圧力損失の逐次計算法—

小曾戸 博**, 大塚 正和***

1. はじめに

油圧作動油は、フルードパワーを支える基本技術であるとの認識から、その必要特性と最新の動向を解説している記事として、三本の報告¹⁾がある。そして、いくつかの実験結果を示しながら、油圧機器およびシステムの省エネルギー効果を進める方策の一つとして、省エネルギー作動油を使用するのが望ましいとしている。

その後、他の潤滑油メーカーからも同様な作動油が市販されるようになったが、評価方法は各社各様であり、必ずしも統一化されていない。一方では、このことが、省エネ作動油の普及を遅らせている一因ともいわれている。

そこで、(社)潤滑油協会では、大塚²⁾が報告するように、潤滑油環境対策委員会の下に潤滑油省エネ・基油再生分科会を組織し、その活動の一環として『省エネルギー型油圧作動油の普及促進』を掲げて、評価方法の確立をおもな目的として、5年間の活動を行ってきた。筆者らは、その分科会の副主査や主担当を務めるなどして、検討を進めてきた。

本報では、これらの活動の中で得られた評価方法に関する成果と、それら構成する配管の圧力損失に関する実用的な計算式が得られたので、あわせて発表する。なお、委員会全体の詳細は、最新の報告書³⁾を参照されたい。この中では、従来から広く使用されている耐摩耗性作動油を従来型作動油といい、省エネルギー作動油といわれるものを省エネ型作動油としているので、本報でもこの呼称を踏襲する。

2. 省エネルギー効果の評価方法

2.1 油圧作動油

試験に用いた油圧作動油の性状を表1に示す。従

来型作動油も、省エネ型作動油も市販されていて、両者とも、粘度はVG46相当だが、省エネ型作動油の方が、粘度指数が高く、密度が低い。

2.2 装 置

実際の油圧システムは、さまざまな油圧ポンプ、バルブやシリンダ、油圧モータなどが複雑に組み合

表1 油圧作動油の性状

		従来型 作動油	省エネ型 作動油
VG		46	46
密 度 g/cm ³	15℃	0.878	0.853
	40℃	0.865	0.846
動粘度 mm ² /s	40℃	44.8	44.0
	50℃	29.4	29.6
	100℃	6.84	7.22
粘度指数		108	126
引火点 ℃		238	258
S	mass%	0.45	0.05
P	mass%	0.04	0.02
Zn	mass%	0.05	0.00

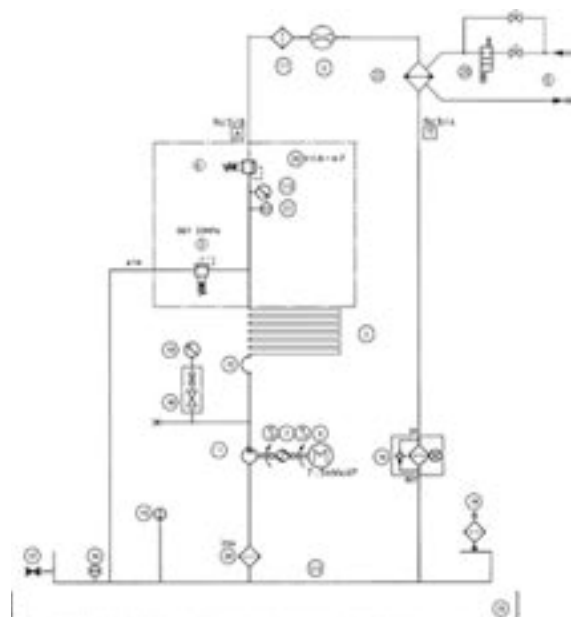


図1 評価試験用油圧回路

*平成24年4月5日 原稿受付

**(社)タカコ技術本部開発部

(所在地 〒619-0240 京都府相楽郡精華町祝園西1-32-1)

*** (社)潤滑油協会

(所在地 〒273-0015 千葉県船橋市日の出2-16-1)

わされ、多様な負荷に対応できるようになっている。しかし、評価試験機としては、これらを統合的にまとめることは困難なので、図1に示すような油圧回路で、負荷機能を、配管の長さで代替して、評価することにした。

1) 油圧ポンプ

ピストンポンプとベーンポンプの単体だけを用いて、従来型作動油と省エネ型作動油の比較試験をしたところ、ベーンポンプの方が、省エネルギー効果が高いことが報告されている⁴⁾。これは、ベーンとカムリング間に極圧のなしゅう動部分があり、省エネ型作動油の特性を発揮できたのに対して、ピストンポンプはそのような箇所が少ないためであると思われる。そこで、本試験では、Y社製単段ベーンポンプ (9.5cm³/rev) を使用し、1500min⁻¹で運転することにした。

2) 試作評価装置

試作した省エネルギー効果評価試験装置の油圧源部を図2に示す。ポンプの出口における圧力計や温度計、および負荷条件をコントロールするリリーフ弁とその圧力計と温度計なども示す。



図2 評価試験装置の油圧源部

3) 油圧ポンプ—リリーフ弁間配管

前述のように、配管の長さなどを変えて、負荷機能を代替することにしたが、その配管長さや付帯条件を表2に示す。主要配管部は、1/4インチ鋼管とし、油圧ポンプまでの往復には、3/8インチ高压ゴムホースを用いた。また、試験実施時期による装置周辺温度の変動を避けるために、保温カバーを取り付けるなどの工夫もした。それらの配管の写真を図3、図4、図5に示す。図5の下半分だけを用いて、40m配管としての試験をした。

これらの装置において、フラッシング運転、なじみ運転などを十分におこなったのちに、本運転を行った。これらの詳細は省略するが、8～60時間の連続運転を行い、試験終了前60分間のデータを平



図3 10m配管部



図4 70m 配管部
(保温カバー無)



図5 70m配管部
(保温カバー有)
および40m配管
(下半分)

均し、計測値とした。

2.3 省エネルギー効果の指標

図1の油圧回路におけるエネルギーの流れを示すと、図6のようになる。

商用電源や電動機の出力は、変動する可能性があるから、トルク計を挿入し、この値を使って評価することにした。

すなわち、油圧作動油の省エネルギー効果評価の指標としては、ポンプ軸入力・ $L_{Pump-in}$ と、リリーフ弁入口における油動力・ $L_{Relief\ valve-in}$ の比から算出したリリーフ弁入口における全効率、 $\eta_{Relief\ valve-in}$ を用いた。

$$\eta_{Relief\ valve-in} = \frac{L_{Relief\ valve-in}}{L_{Pump-in}} (\%) \quad (1)$$

式(1)によって求めた省エネ型作動油と従来型作動油の全効率 (リリーフ弁入口) から次式により試作装置の省エネルギー効果の識別性を算出した。

$$\frac{(\text{省エネ型作動油の}\eta_{Relief\ valve-in} - \text{従来型作動油の}\eta_{Relief\ valve-in})}{(\text{従来型作動油の}\eta_{Relief\ valve-in})} (\%) \quad (2)$$

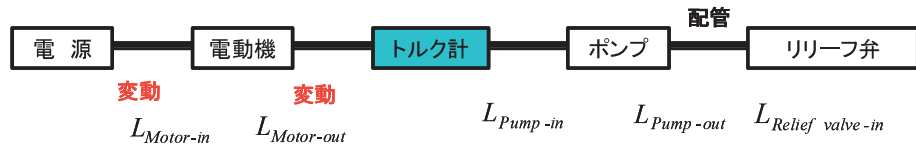


図6 エネルギーの流れと評価部位の関係

表2 油圧ポンプーリリーフ弁間に用いた試作配管

実験区分	配管呼称	全長, m	3/8インチ 高压ゴムホース 合計長, m	1/4インチ鋼 管合計長, m	リリーフ弁 入口圧力MPa	保温 カバー	温度計測位置
A	10m	10.985	1.900	9.085	16	無	・ポンプ入口 ・リリーフ弁入口
B	70m	71.170	16.500	54.670	10	無	・ポンプ入口 ・リリーフ弁入口
C	70m	71.170	16.500	54.670	10	有	・ポンプ入口 ・ポンプ出口 ・リリーフ弁入口
D	40m	42.335	15.000	27.335	14	有	・ポンプ入口 ・ポンプ出口 ・リリーフ弁入口

3. 結果および考察

3.1 試作評価装置の省エネルギー効果識別性

表2に示すような4種類の配管により、従来型作動油と省エネ型作動油のリリーフ弁入口における全効率を比較した結果を図7、図8、図9および図10に示す。

これらの図から、省エネ型作動油の省エネルギー効果は識別できると考えられ、これらの試験条件の中では、図9に示すように、70m配管（保温）で入口温度37℃の時、両者の差が3.1%となり、もっとも高い省エネルギー効果を示している。また、これらの結果からは、保温カバー有無の影響は明らかでない。

省エネ型作動油は表1に示すように、粘度指数が高いために実際の機械では暖機運転時の動力が少な

くてすみ、かつ高温時には漏れが少ない。また密度が低いために急激な加速に対する油柱の慣性に要する動力も小さくなる。これらが相まって、省エネルギー効果はさらに大きくなると期待される。

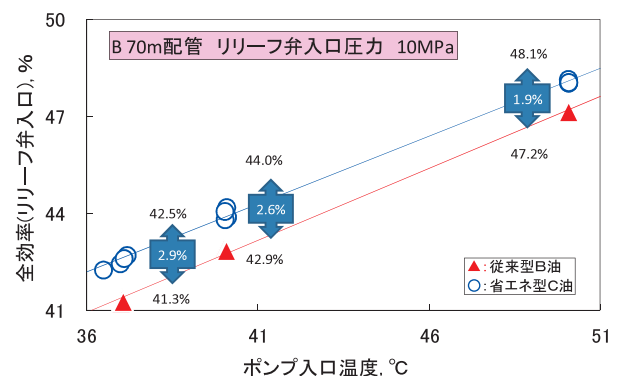


図8 B・70m配管（カバー無） 省エネ効果識別性

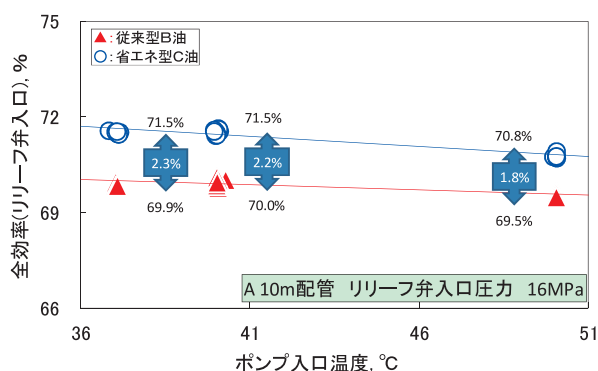


図7 A・10m配管（カバー無） 省エネ効果識別性

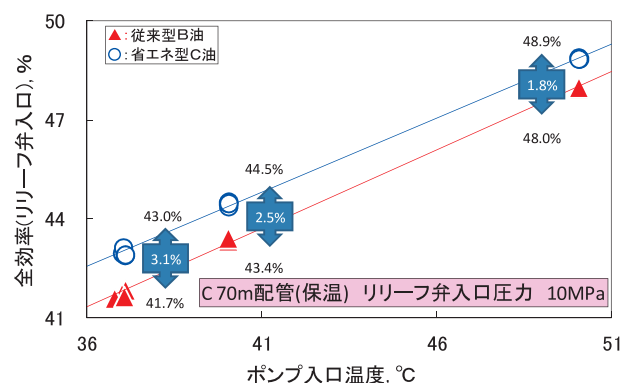


図9 C・70m配管（カバー有） 省エネ効果識別性

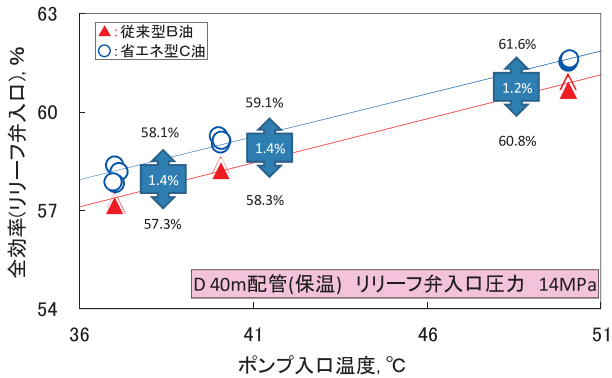


図10 D・40m 配管（カバー有） 省エネ効果識別性

3.2 試作配管における圧力損失の実測値と計算値の比較

各配管部品および継手における試験中の圧力損失を計算で求めることができれば、油圧作動油の省エネルギー効果のある程度予測することが可能となる。そこで、各試作配管の省エネ型作動油と従来型作動油の平均データをもとに、実際の試験温度および圧力を考慮した油圧作動油の密度および動粘度を算出し、これらを用いて配管および継手による圧力損失を計算し、実測値と比較した。

1) 試作配管における圧力損失の計算

- ・各継手部の損失係数
- ・各配管部品内の温度、圧力を考慮した作動油の密度（Dowson-Higginson の式）
- ・各配管部品内の温度、圧力を考慮した作動油の動粘度（ASTM-Walter の式、Barusの式等）

など、考えられる多くの物理定数を、配管1本ごと、継手1個ごとに計算し、かつ変化した値を、次々と受け渡していく計算方法（『逐次計算法』と呼称する）を導入し、上記の圧力損失の実測値と比較した。

2) 各試験温度圧力における油圧作動油の密度の計算⁵⁾

試作配管内の油温は各配管の積算長に比例して変化すると仮定して、ポンプ出口、リリーフ弁入口などの実際に計測した温度から、配管1本ごとの温度を求めた。このようにして求めた配管1本ごとの温度における油圧作動油の大気圧下の密度を15℃および40℃の密度から比例計算により算出した。それらの密度および各配管部品の入口圧力（GPa）から、式(3)のDowson-Higginsonの密度-圧力関係式により、試験の温度と圧力における油圧作動油の密度を算出した。

$$\rho = \rho_0 \times (1 + 0.6p / (1 + 1.7p)) \quad (3)$$

ここで、

ρ ：圧力 p における密度

ρ_0 ：大気圧における密度

p ：各配管部品の入口圧力（GPa）

3) 試験温度と圧力における油圧作動油の動粘度の計算⁵⁾

ASTM-Waltherの式から動粘度—温度係数 m を算出し、Wu-Klausの式より粘度圧力係数 α （Pa⁻¹）を算出した。

$$\alpha = (0.1657 + 0.2332 \log v) \times m \times 10^{-8} \quad (4)$$

つぎに配管1本ごとに圧力下の絶対粘度をBarusの式で算出した。

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha p) \quad (5)$$

ここで、

η ：試験圧力 p における絶対粘度（Pa・s）

η_0 ：大気圧における絶対粘度（Pa・s）

α ：粘度—圧力係数（GPa⁻¹）

p ：各配管部品の入口圧力（GPa）

さらに η を ρ で除し試験温度、圧力における動粘度 v を算出した。

4) 継手による圧力損失の計算⁶⁾

継手における圧力損失の損失係数は90度の円形継手の滑らかな管の損失係数 ζ_s と粗い管の損失係数 ζ_r の平均値、 $\zeta = 1.197$ を用いて式(6)で計算した。

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho V^2}{2} \quad (6)$$

ここで、

ζ ：管摩擦係数（=1.197）

ρ ：試験温度圧力における油圧作動油の密度

V ：管内流速

5) 助走距離を考慮した圧力損失の計算⁶⁾

いくつかの配管部品は比較的短いため、油圧作動油の流れが十分に発達していない可能性がある。そこで、各配管部品における助走距離を算出し、各配管部品の長さが助走距離より短い場合には、助走距離を考慮した圧力損失の計算方法を適用した。

助走距離 Le は式(7)によって求めた。

$$Le/D = 0.59 + 0.056 Re \quad (7)$$

ここで、

D ：管内径

Re ：レイノルズ数で、次式で定義される。

レイノルズ数 Re は

$$Re = \frac{VD}{v} \quad (8)$$

v ：試験の温度圧力における油圧作動油の動粘度

さらに、各配管部品の出口における圧力損失を式(9)によって求めた。

$$\Delta p = \lambda_{app} \cdot Re \cdot x^+ \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (9)$$

ここで、

$$x^+ = \frac{L}{DRe} \quad (10)$$

λ_{app} : みかけの管摩擦係数

L : 各配管部品の長さ

円管の場合は

$$\lambda_{app} Re = \frac{13.76}{(x^+)^{1/2}} + \frac{1.25/x^+ + 64 - 13.76/(x^+)^{1/2}}{1 + 0.00021(x^+)^{-2}} \quad (11)$$

である。

6) 助走距離より長い各配管部品における圧力損失の計算⁷⁾

各配管部品の長さが助走距離より長い場合には、各配管部品における圧力損失は、Darcy-Weisbachの式(12)により求めた。

$$\Delta p = \lambda \cdot \rho \cdot L \cdot V^2 / (2 \cdot D) \quad (12)$$

管摩擦係数 λ はレイノルズ数 Re の範囲によって変わるが、今回の試験装置の配管では、 $Re < 1000$ であり、式(13)を適用した。

$$\lambda = 64/Re \quad (13)$$

7) 試作配管における圧力損失の実測値と計算値の比較

本報告の方法による圧力損失の計算の結果と実測値を比較し、図11、図12、図13および図14、さらに表3にまとめて示す。誤差率は、ほぼ3～15%で、実用的に使用できる範囲である。

これらの図や表から、油圧作動油の実際の温度と圧力を考慮することによって、配管での圧力損失について、実測値と計算値をほぼ一致させることができた。すなわち、そのような計算方法『逐次計算法』も確立できたといえる。

4. ま と め

Zn系添加剤の効果により、耐摩耗性を特長とする従来型作動油と、基油の精製度の向上他の対策により、非Zn系の添加剤で長寿命化を図る省エネルギー作動油について、その省エネルギー効果の試作評価装置を作成し、検証した。配管の長さを変えて、種々の評価したところ、実用的範囲の運転条件では、省エネルギー作動油の効果が明らかになり、評価方法もほぼ確立できた。

また、長く複雑な配管では、Hagen-Poiseuilleの式だけを単純に適用するだけでは、圧力損失の値を計算できない。断面積の他に、温度、密度、動粘度などの物理定数が途中で変化し、かつ助走区間の発

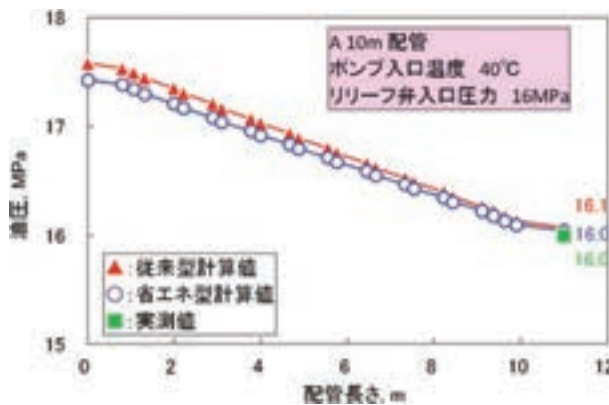


図11 A・10m 配管（カバー無） 圧力降下計算値

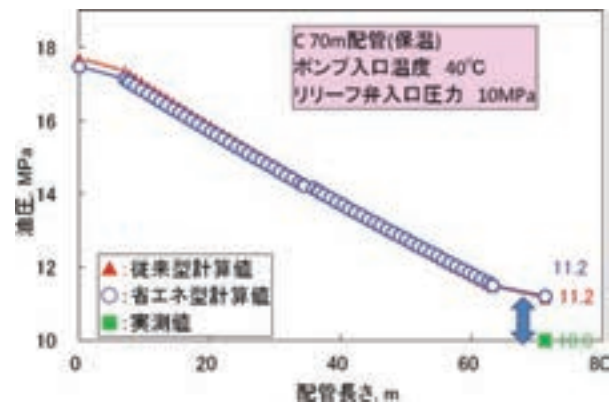


図13 C・70m 配管（カバー有） 圧力降下計算値

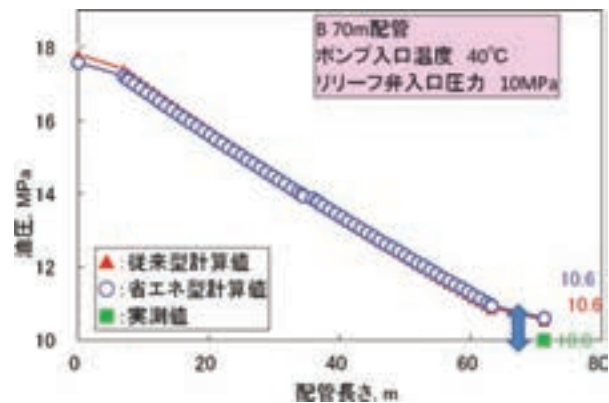


図12 B・70m 配管（カバー無） 圧力降下計算値

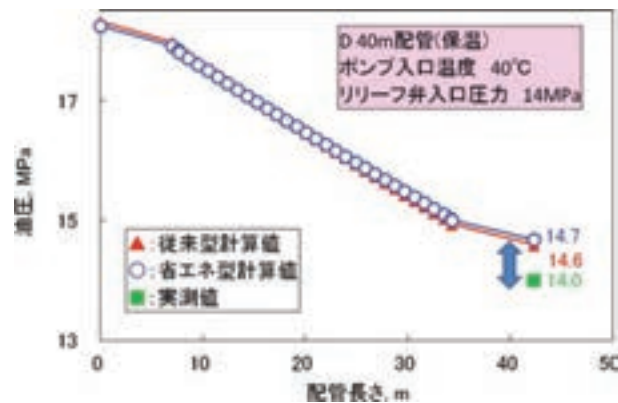


図14 D・40m 配管（カバー有） 圧力降下計算値

表3 圧力損失の実測値と計算値の比較

実験区分				①元 圧	②実測値	③計算値	④誤 差	⑤誤差率
実験No	配管呼称 長, m	保温 カバー	作動油	ポンプ出口 圧力, MPa	リリーフ弁 入口での設 定圧力, MPa	損失分降下 時配管端部 の推定圧, MPa	③－②差分, MPa	④/(①－②), %
A-1	10	無	従来型	17.58	16.00	16.08	0.07	4.7
A-2			省エネ型	17.42	16.01	16.05	0.04	2.8
B-1	70	無	従来型	17.81	10.01	10.56	0.54	7.0
B-2			省エネ型	17.59	10.02	10.60	0.58	7.7
C-1	70	有	従来型	17.71	10.01	11.18	1.17	15.2
C-2			省エネ型	17.48	10.03	11.20	1.18	15.8
D-1	40	有	従来型	18.32	13.99	14.60	0.61	14.0
D-2			省エネ型	18.25	13.99	14.69	0.69	16.3

生や継手部分などでの圧力損失が加わる。これらに対して、『逐次計算法』を導入することによって、本試験に使用した配管の圧力損失を計算したところ、実測値にほぼ近い値を得ることができた。

これは、圧力・流量特性がわかった機器であれば、それらが挿入された複雑な配管であっても、圧力損失を予測できる可能性を示しており、今後の発展が期待される。

なお、本報は、経済産業省資源エネルギー庁の補助によって実施された「潤滑油環境対策事業」の成果であることを記し、謝意を表する。さらに、筆者の一人は、文献⁸⁾で、本号でCCEFPの最新情報を紹介する旨の記載をしたが、本報との兼ね合いにより、別の機会にする。

参 考 文 献

1) 三本：フルードパワーシステムを支える油圧作動

油の最新技術，日本フルードパワーシステム学会誌，38-2，78/82（2007）

2) 大塚：油圧作動油の研究・開発動向，油空圧技術，49-12，27/31（2010）

3) 社潤滑油協会：平成23年度石油環境対策基盤等整備事業，潤滑油環境対策補助事業報告書（2012）

4) 佐々木・他3名：省エネ作動油の適用，トライボロジー会議予稿集（鳥取2004-11），P 587（2004）

5) 村木：図解トライボロジー 摩擦の科学と潤滑技術，日刊工業新聞社，104/108（2007）

6) 社日本油空圧工業会編，新版 油空圧便覧，17/23（1989）

7) 社日本フルードパワー工業会，実用油圧ポケットブック，P 317（2008）

8) 小曾戸：参加企業からみた今回の国際シンポジウム，日本フルードパワーシステム学会誌，43-2，54/57（2012）

[著 者 紹 介]

こそど
小曾戸

ひろし
博 君



1967年静岡大学工学部修士課程修了，工学博士（東京大学）
球面バルブプレートを持つ小形ポンプの開発により平成22年度学会技術開発賞
（株）タカコ 技術本部 開発部 技師長
E-mail：h-kosodo@takako-inc.com

[著 者 紹 介]

おおつかまさかず
大塚正和君



1981年東京理科大学大学院 理学研究科
修士課程修了，工学博士
（社）潤滑油協会 技術センター長
E-mail：otsuka@jalos.or.jp

解 説

管 路 損 失 の 低 減 法*

築 地 徹 浩**

1. はじめに

油空圧システムの省エネルギー化のためには、管路損失を低減化する必要がある。油圧は一般に高压で使用されるため圧力降下による損失が重要である。

今回は著者の研究室で行われた油圧に関する研究結果を利用して説明するが、空気圧の場合であってもマッハ数が約0.3以下の非圧縮性流れの領域において、レイノルズ数が同じであれば本報の結果を利用できる。

油圧システムは一般に、バルブの数が多くなると、接続するためのパイプや継ぎ手が多く必要になるため、広いスペースが必要になり、また配管作業が増えてしまうといった短所がある。近年ではパイプや継ぎ手を減らすためのさまざまな手法が開発され、その中の1つにマニホールド方式というものがある。これは鉄製のブロックに穴を開けて管路を作成しておいて、そのブロックに直接、バルブを接続して配管する方式である。キリ穴式マニホールドブロックの構造例を図1に示す。これによりバルブ間の配管に、パイプや継ぎ手が不要となるため、スペースが削減でき、配管作業を減らすことが可能となる。



図1 マニホールドブロックの構造例

2. 油圧管路の損失の低減法

2.1 キリ穴形と積層形の比較¹⁾

ここでは、キリ穴で管路を作成するキリ穴形マニホールドブロック（以下キリ穴形）と複数のブロックを貼り合わせて平面的に管路を作成する積層形マニホールドブロック（以下積層形）との管路の圧力損失の比較を行う。キリ穴形のマニホールドブロックの一例を図2に示す。今回は、ポートTとポートT'をつなぐ図3に示す管路（solid-Tという）について説明する。その管路は、ネジ穴を避けており、内径は $d=6\text{ mm}$ 、一部分は 10 mm である。図2に対応する積層形のマニホールドブロックの一例を図4に示す。これを積層形1-Tと呼び、三つのブロックを貼り合せている。

積層形1-Tの流路を図5に示す。キリ穴形とは違い曲り流路で接続できる。キリ穴形と比較するため、キリ穴形とほぼ同じ長さの積層形流路を製作した。

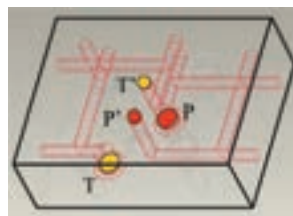


図2 キリ穴形マニホールドブロック

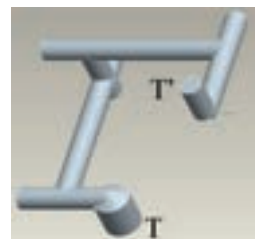


図3 図2の流路

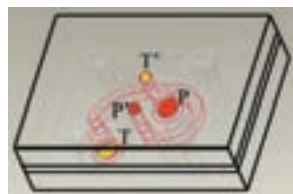


図4 積層形マニホールドブロック



図5 積層形1-T

これを積層形2-Tと呼び、流路断面は一辺が 6 mm の正方形であり、図6に示す。キリ穴形の流路中心を図7に示す。これらの流路についてCFD計算を行った。ここでは、FLUENT12.0をもちいて、乱流

*平成24年3月31日 原稿受付

**上智大学理工学部

(所在地 〒102-8554 東京都千代田区紀尾井町7-1)

モデルとしてSST $k-\omega$ モデルを使用した。流量 $Q=50\text{L/min}$ の場合の計算結果を図8に示す。縦軸は、中心軸上の圧力 (p) と出口圧力 (p_e) との差である。図8中の記号 a から f は図7の曲り部に対応している。これらの結果から、曲り部での圧力損失が大きいことがわかる。さらに、キリ穴形の場合には直角に曲がる場合でも角の上流や下流の直管部の長さや曲がる向きによって圧力損失が違ってくる。積層形1-Tおよび2-Tの圧力損失はキリ穴形に比べて小さい。積層形2-Tの曲り部での圧力降下はキリ穴形に比べて小さいが、同じ幅でも積層形の方が流路面積が大きいのである。

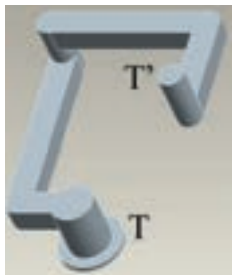


図6 積層形 2-T

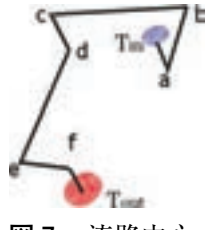


図7 流路中心

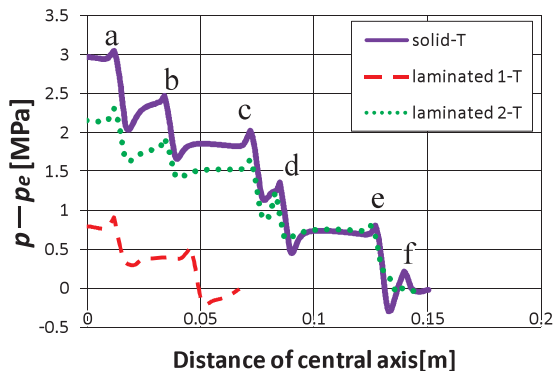


図8 流路の中心軸上での圧力

2.2 90°曲り部でのキリ穴の深さの影響²⁾

2.1節で全体の損失の中で曲り部での損失が大きいことがわかった。そこで、図9に示すような数種類の曲り部を製作し、曲り部でのキリ穴の深さが損失に及ぼす影響を調べた。

曲り部の上流側および下流側の直管部は100mm、管径 d は8mmである。 $s/d=0.25 \sim 4$ までの4種類の曲り部を製作した。油温を $40 \pm 1^\circ\text{C}$ に設定し、その時の作動油の密度 ρ は 870kg/m^3 、動粘度 ν は $3.2 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}$ である。

損失は、次式で与えられる損失係数 ζ で評価した。

$$\zeta = \frac{2}{\rho u^2} \Delta P \quad (1)$$

ここで u ；流入速度 m/s 、 ΔP ；圧力損失 Pa である。

レイノルズ数が約5000（流量 60L/min ）での損失係数のCFDによる計算結果を図10に示す。

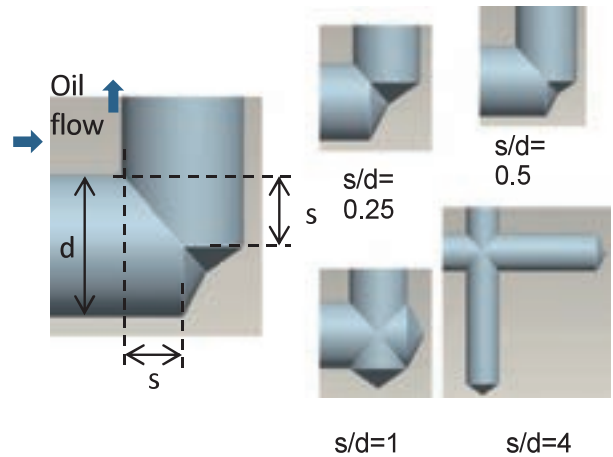


図9 90°直角曲り部

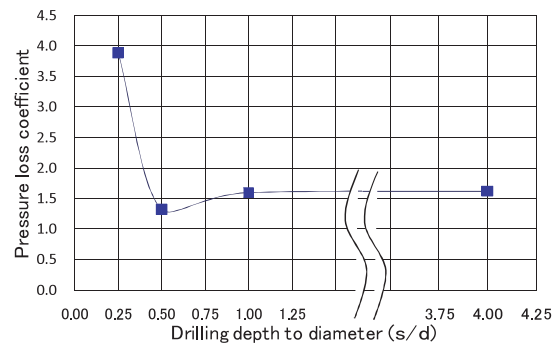


図10 損失係数

図10より、 s/d が1から4の間は、損失係数の差は無く、交差部から突き出した部分のキリ穴は、損失にあまり影響を与えない。 s/d が0.5の場合がもっとも損失が小さく、0.25の場合がもっとも損失が大きくなることがわかった。したがって、キリ穴の90°交差部において s/d が0.5付近で加工するのが良い。

2.3 曲り部での曲率比の影響³⁾

積層形の曲り部での曲率半径の影響を説明する。図11に示す曲り部の上流と下流に65mmの直管を有した積層形の曲り部の曲率比 (R/D) が圧力降下に及ぼす影響をCFDにより調べた。損失係数および内

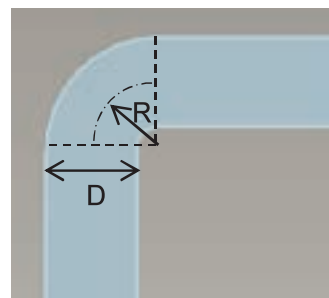


図11 90°曲り部

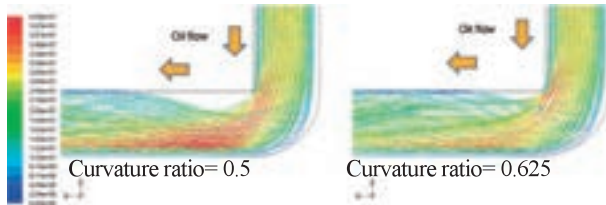
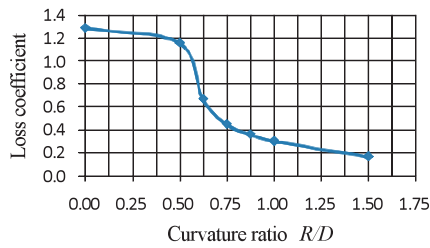


図12 損失係数

部の流動状態を図12に示す。図より曲率比が0.5以上では損失が急に減少することがわかる。内部流動を見ると $R/D=0.625$ では、はく離域が減少しており、損失を低減するには、はく離域を減少させることが重要であることがわかる。

2.4 曲り部での溝の影響⁴⁾

図13に示すように、積層形マニホールドブロックの曲り部に溝を切ることにより流路面積を増やし、損失を低減する方法について述べる。エンドミルを用いた加工で容易に製作できるこの方法を用いると曲り部でのキャビテーションの発生も抑えることができる。図に示すように、溝の高さを h 、幅を w 、そして角度を θ とした。例として、 $h=4.2\text{mm}$ 、 $w=3\text{mm}$ 、の場合 $h=4.2$ 、 $w=3$ と表記する。

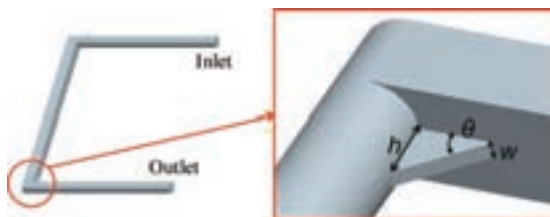
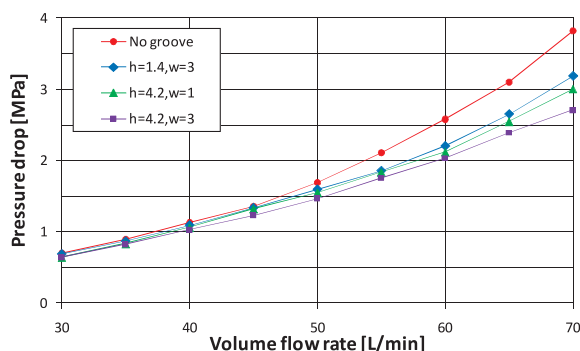


図13 溝の形状

図14 流量と圧力降下 ($\theta = 45^\circ$)

$\theta = 45^\circ$ の場合の結果を図14に示す。溝がある方の圧力降下が減少している。 h や w が大きい方が圧力降下が小さい。特に、 h の影響が大きい。溝の影響で曲り部での流れ方向の流路面積の変化が小さくなるため、損失が減少する。

3. 終わりに

省エネルギー化のためには、管路損失の低減が重要である。今回は、マニホールドブロックの例を用いて特に曲り部での損失に関して損失低減のためのいくつかの方法を説明した。油圧システムがコンパクトになるにつれて、管路の曲り部での損失をいかに抑えるかがポイントである。今後、よりコンパクト化が進むにつれて管路損失の低減対策がますます重要になってくると思われる。

参 考 文 献

- 1) 原健志, 阿部修, 築地徹浩, 安永和敏, マニホールドブロックの管路損失に関する研究, 平成22年度秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集 pp. 181-183 (2010)
- 2) 原健志, 築地徹浩, 安永和敏, マニホールドブロックの管路内流れに関する研究, 平成22年度春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp. 4-6 (2010)
- 3) 原健志, マニホールドブロック内の流れに関する研究, 上智大学2010年度修士論文 (2011)
- 4) Osamu ABEI, Tetsuhiro TSUKIJI, Takeshi HARA, Kazutoshi YASUNAGA, FLOW ANALYSIS IN PIPE OF A MANIFOLD BLOCK, Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'12), The 15th International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, Hungary, September 4-7, 2012 (in press)

[著 者 紹 介]

つ き じ て つ ひ ろ
築 地 徹 浩 君



1983年上智大学大学院理工学研究科博士課程修了。

1997年足利工業大学教授, 1999年上智大学教授, 現在に至る。流体工学・油圧工学, 流体関連振動, 機能性流体の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会, 日本機械学会, ASME等の会員。工学博士。

解 説

スクリーコンプレッサシステムの最新制御*

河 合 仁**

1. はじめに

国内のエアーコンプレッサの消費電力は国内製造事業所の20%～30%に相当し、コンプレッサの省エネは環境負荷低減に必須項目となっている。また圧縮空気の費用を考えた場合には、費用の70%～80%が電気代であり、省エネ化はユーザの製造コストの低減にも大きく寄与する。

近年、我が国ではコンプレッサの省エネ手法としてインバータ制御コンプレッサの導入が積極的に行われてきた。ここではスクリーコンプレッサ（以後コンプレッサと呼ぶ）を題材として、複数台のコンプレッサシステムの効率よい制御、およびインバータ制御コンプレッサ導入に伴い、考慮すべき点を解説する。

2. コンプレッサの機内制御

2.1 ロード・アンロード制御

ロードとは、吸入弁が開いており100%の空気量がコンプレッサより吐出されている状態である。アンロードは吸入弁が閉じられ空気が吐出されていない状態である。アンロード時の消費電力を抑えるために機内内圧を抜いている（パージ）。またアンロード状態が続くとモータを停止させるのが一般的である。最新のコンプレッサは、モータ運転温度を随時モニタし、モータが停止可能な温度であれば、アンロード状態を経ずにモータを停止させるため、効率が良い。これをダイナミック制御という。

2.2 インバータ制御

インバータ制御とは、周波数変換によりモータの回転数を変動させ需要と供給を一致（圧力を設定圧にて安定）させる制御である。

2.3 モータ定速型の容量調整制御

これは、吸入弁を無段階調整することなどにより、需要と供給を一致（圧力を設定圧にて安定）させる制御である。この場合、モータの回転数は一定であ

る。同制御では、方式にもよるが吐出量が半分に対して、消費電力は90%以上必要となり、非常に非効率である。パージ機能付きロード・アンロード制御の方がいかなる場合も効率が良い。需要がまったく無い場合にはアンロードおよびモータ停止する機能があるために2.1で説明したロード・アンロード制御と混同するユーザもいる。

3. 比 電 力

3.1 比電力 (kW/(m³/min))

比電力とは、1分間に1 m³の圧縮空気を吐出・供給するのに必要なコンプレッサ装置（またはシステム）全体にかかる消費電力 (kW) である。コンプレッサの能力評価として、モータ軸動力と吐出空気量の関係のみが取り沙汰されるが、モータ効率やファンモータの消費電力、機内圧力損失なども効率に影響を及ぼすため、比電力を用いてコンプレッサの能力を評価する必要がある。インバータ制御コンプレッサを除きコンプレッサは100%負荷運転時にもっとも比電力が良くなる設計がされている。複数台を伴うコンプレッサシステムにおいてシステム全体の比電力も、使用するコンプレッサの100%負荷運転時の比電力と同等になるようにシステム構築をする必要がある。

3.2 システムとしての比電力

システム全体の効率を低下させる主な要因は、コンプレッサのアンロード時の消費電力である。一般的に空冷式ドライスクリーコンプレッサのアンロード消費電力は、ロード時に対して20%前後、同オイル循環式スクリーコンプレッサでは、25%～30%であり、アンロード時に機内圧をパージしない場合には65%程度となる。たとえば、システム全体を考慮した場合、負荷変動に対応させるピークロード機と一定時間を100%負荷で安定的に運転させるミディアムロード機、ベースロード機にコンプレッサを分類できる。ミディアムロードおよびベースロードコンプレッサが不要な場合は、アンロード状態を踏まずにモータを停止させることによって、アンロード消費電力を大幅に削減できる。

図1に具体的なコンプレッサシステムの運転パ

*平成24年3月27日 原稿受付

**ケーザー・コンプレッサ株式会社

(所在地 〒108-0022 東京都港区海岸3-31-1)

ターンを示す。同システムでは、モータ定格55kWのコンプレッサ2台をピークロード機、同90kWが3台をベースロード機としたシステム構成である。図の横軸は1日の時間軸を表し、縦軸は圧縮空気の消費量 (m^3/min) である。各コンプレッサが吐出している空気量が表示されており、斜線部分にて各90kWコンプレッサが100%負荷運転をしていることを表している。ベースロード機はアンロード状態を経ずにモータ停止させている。各消費量の時間帯にも圧縮空気の需要変動はあり、それらを容量調整するために55kWのコンプレッサがロード・アンロード運転を行っている。

システム全体の比電力は、 $5.75\text{kW}/(\text{m}^3/\text{min})$ であった。使用されている55kWコンプレッサのロード時の比電力が $5.57\text{kW}/(\text{m}^3/\text{min})$ 、90kWの比電力が $5.42\text{kW}/(\text{m}^3/\text{min})$ であることを考慮すると、制御によって無駄が抑えられたシステムであることがわかる。一方、依然として、おのおの容量調整機能があるコンプレッサ複数台をシステムとして構成しているケースが多く見受けられる。これらは、部分負荷運転でのコンプレッサ単体の効率が悪く、非常に非効率なシステムであることは容易に想像できる。

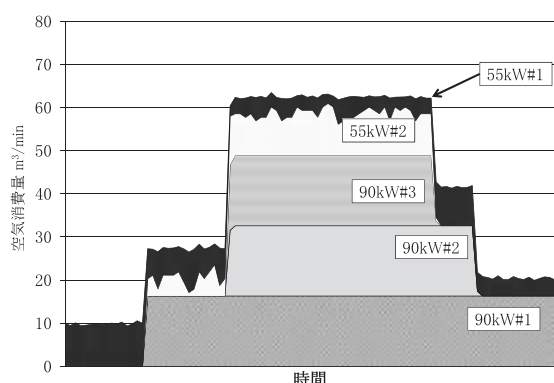


図1 複数台のコンプレッサシステム運転

3.3 インバータ制御コンプレッサの比電力

インバータ制御コンプレッサはモータ回転速度を制御するため、吐出空気量が減れば、消費電力も下がる。しかしながら、各負荷条件下における比電力は必ずしも一定ではない。図2では空冷式コンプレッサ（モータ定格250kWのオイル循環式およびドライ式）の比電力特性を示す。横軸は運転負荷（吐出空気量）であり、縦軸はその時の比電力である。制御範囲内の大半で効率が良くなるように設計されているが、エアーエンド（スクリーユ部）やモータの特性により低負荷状態と100%を超えた高負荷運転状態では比電力が悪化する傾向にある。

これを踏まえ、容量調整向けにインバータ制御コ

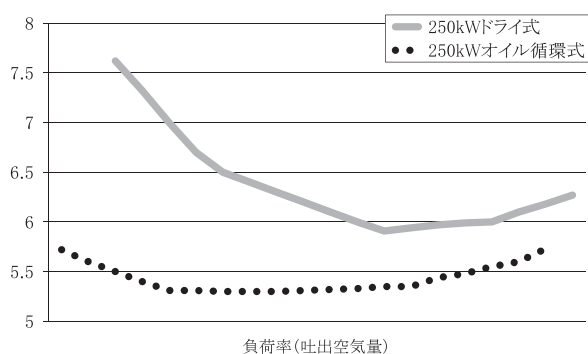


図2 インバータ制御コンプレッサ比電力特性

ンプレッサを導入するか、小型コンプレッサのロード・アンロード調整にて行うかは圧縮空気消費パターンや変動領域などを考慮し決定する必要がある。

4. コントロールギャップ

ピークロード機は、ミディウムロードまたはベースロードコンプレッサの能力よりも制御範囲幅を大きくする必要がある。例として同機種のインバータ機（制御範囲： $7.81\text{m}^3/\text{min} \sim 24.81\text{m}^3/\text{min}$ ）とベースロード機（ $23\text{m}^3/\text{min}$ ）のシステム構成を検証する。この場合、インバータ機の制御範囲幅は、 $17.01\text{m}^3/\text{min}$ であるため、ベースロードコンプレッサの能力よりも小さい。このような状態をコントロールギャップのあるシステムと呼ぶ。コントロールギャップがある場合、コンプレッサのロード・アンロードが頻繁に繰り返され、無駄なアンロードによる電力消費、およびロード・アンロード繰り返しによる装置への負担が発生する可能性がある。本システムにおいて圧縮空気の消費量が $28.0\text{m}^3/\text{min}$ の場合、このような問題が発生する。

コントロールギャップのあるシステムができるのは、非常に安定した消費パターンの場合のみである。例を挙げると、インバータ機の制御範囲幅よりも需要の変動幅が小さい場合である。

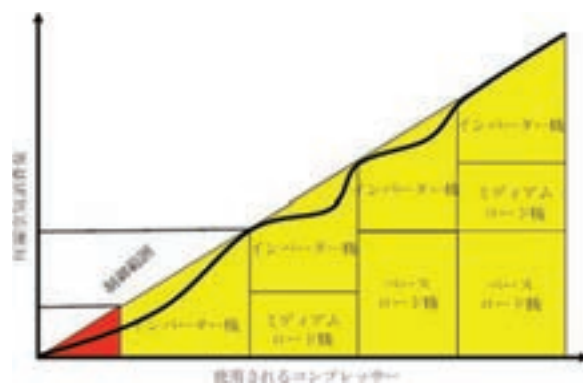


図3 コントロールギャップの無いシステム

5. 複数のインバータ制御機

複数のインバータ制御コンプレッサが同一システム内に存在するケースは見受けられるが、以下の点を考慮する必要がある。

5.1 配管の圧力損失

供給元のコンプレッサ室と圧縮空気使用場所の間の圧力損失が大きく、設定圧を高くしなければならない。これを避けるために、使用場所の近くにコンプレッサを置き、おのおのがインバータ制御されている。この場合、同一圧縮空気システム内に連結されているコンプレッサは単独運転された状態であり、システムとして効率的に運用されているか否かの判断すらできない。また各コンプレッサが小型・細分化され、大型機と比較して単体性能でも効率の悪いコンプレッサを採用している可能性がある。この場合には、配管径の見直しやループ構造にするなど圧力損失のない配管に変更することを推奨する。

5.2 供給電源の制約

ユーザ側規定により、ある一定のモータ定格を超えた装置には3 kV-6.6 kV電源が求められる一方、汎用コンプレッサのインバータ機は低圧(200V-460V)仕様である。大型ベースロード機に対してコントロールギャップの無いシステムを構築するためには、インバータ機の合計の制御範囲をベースロード機的能力より大きくする必要がある。

ただし、インバータ機は機内の圧力センサにより圧力をモニタし、設定圧になるように制御を行うため、複数の圧力センサの誤差、コンプレッサに続いて設置されているドライヤー、フィルターなどのトリートメント機器の圧力損失の差がある場合には、運転負荷が異なる。すなわち図2からもわかるように非効率領域で各コンプレッサが運転される可能性がある。

6. 台数制御との複合制御

6.1 同一圧力センサによる制御

コンプレッサ本体の制御盤、台数制御盤および各機器との通信システムの進化に伴い、システム圧力の情報を、台数制御盤を介しておのおののインバータ機のコントローラに取り込ませることが可能である。これにより各インバータ制御コンプレッサは、同一の圧力情報を基にインバータ制御を行うため、負荷率は同じ状態で複数台のインバータ機を運転させることが可能である。

6.2 非効率領域での運転削除

台数制御と組み合わせることにより、インバータ制御コンプレッサの非効率領域での運転を無くすこ

とが可能になる。

これは、通信ケーブルを用いておのおののインバータ制御コンプレッサの運転領域を台数制御盤にオンライン報告し、非効率運転領域(低負荷領域や高負荷領域)での運転時間が一定時間を超えた場合には1台目、場合によっては、さらに2台目のインバータ機を運転、停止させる機能を意味する。図4にコンプレッサシステムの運転パターンを示す。横軸は時間、縦軸はコンプレッサの運転領域である周波数を示す。時間の経過に伴って圧縮空気量消費量が増えると、最初は1台目のインバータ制御コンプレッサのみが運転されているが、効率の悪い高負荷運転状態になったところで、2台目のコンプレッサが運転を開始し、2台とも効率の良い領域で運転される。3台目以降も同様の論理により機動・停止が行われる。

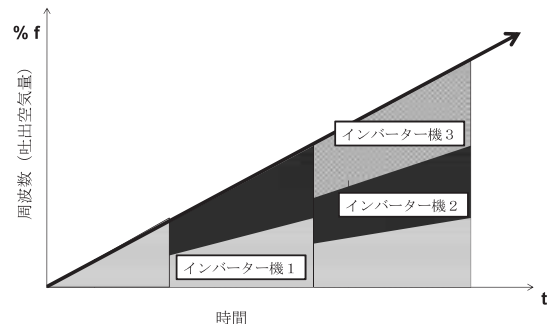


図4 非効率領域を無くすインバータ機の制御

7. ま と め

複数のコンプレッサが存在するシステムでは、ベースロード機やミディアムロード機はダイナミック制御コンプレッサによりアンロード時間を極力短縮できる。ピークロード機は台数制御とインバータ制御コンプレッサの適切な組み合わせをすることで、インバータ機の高効率領域での運転が可能となる。これらにより非常に効率の良いシステムの構築が可能となる。

[著 者 紹 介]

か わ い 仁 君
河 合



1993年横浜市立大学理学部卒。同年アブライド・マテリアルズ・ジャパン株式会社入社。2004年ケーザー・コンプレッサー株式会社 代表取締役就任、現在に至る。
E-mail : hitoshi.kawai@kaeser.com

解 説

アキュムレータを用いたアイドリングストップ式油圧源の省エネルギー*

鈴木 勝 正**, 大 田 真 平**, 杉 村 健**

1. はじめに

石油などのエネルギー資源の枯渇, CO_2 の排出問題や福島原子力発電所の事故などエネルギー消費を抑える必要性が増大している。工場のエネルギー消費に占める油圧機械の割合は高い値で, その中心は油圧ポンプにおけるエネルギー消費である。

一定圧力の作動油を負荷に供給する場合に, 以前は定吐出量形ポンプを用いて常に一定量の作動油を吐出し, リリーフ弁により余分の作動油をタンクに戻して圧力を保っていた。そこで吐出量調整機構を設けて吐出流量が余って圧力が上昇すると吐出量を減少させて, 負荷に必要なだけ作動油を供給する可変容量形ポンプが主流になって来た。さらに最近ではインバータ制御によりポンプの回転数を変化させて, 吐出量を変化させるタイプが開発され, 無駄にタンクに戻る流量を減らして省エネを図るポンプシステムが利用されている。これらは一定流量を絶えず吐出するタイプに比べて大幅に無駄なエネルギー消費を抑えることができる。しかしポンプを最大容量で吐出している場合は高い効率で運転されるが, 吐出量が少ない場合や負荷流量が完全に零の場合にもポンプが回っているため, 回転部分の摩擦損失や内部漏れによりエネルギーが消費されるので, 出力

動力が減少してくるとその分, 効率が低下する。

著者らが推薦するアキュムレータ¹⁾を用いたアイドリングストップ式油圧源では^{2), 3)}, ポンプを回転させる時は最大容量で回転させ, 余った作動油をアキュムレータに蓄える。圧力が上限圧力を超えるとポンプを完全に停止させ, その間, 作動油はアキュムレータより負荷に供給される。下限圧力まで低下したらポンプを再び回転させる。この動作を繰り返させるのでポンプが回転して電気を消費する際には高効率で動作し, 残りの時間は電力を消費しないので全体で高い効率を得られる。負荷流量が零の場合には電力消費も零となり, ポンプの発生する騒音も停止する, また負荷流量が少ない場合でも高い効率を得られる。油圧を利用する場合にクランプ動作のように圧力を必要とするが流量はほとんど必要としない場合が多い。本油圧源はこのような応用において威力を発揮する。

本報告では油圧シリンダによるクランプ動作を模擬した実験により, 可変容量形油圧源 (以下VD油圧源と呼ぶ), インバータ制御式油圧源 (INV油圧源), アイドリングストップ形油圧源 (ACC油圧源) の各エネルギー消費を測定して, ACC油圧源の効率がもっとも優れていることを示す。

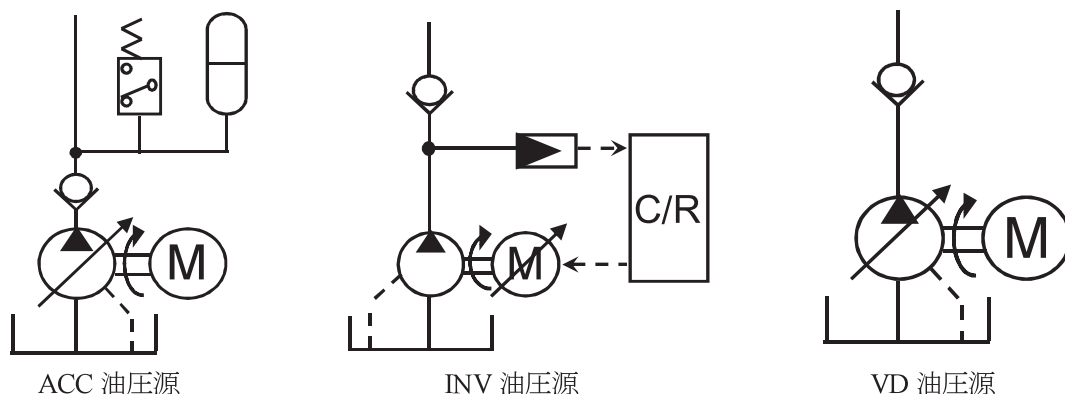


図1 3種類の油圧源

*平成24年3月29日 原稿受付

**東京都市大学工学部機械システム工学科

(所在地 〒158-8557 東京都世田谷区玉堤1-28-1)

2. 3種類の油圧源

図1に実験に用いた3種類の油圧源を示す。市販の可変容量形油圧源を用いている。これはオプションでインバータ制御が付加できる製品である。ACC油圧源はこれに圧力スイッチとアキュムレータを取り付けたものである。このようにACC油圧源は従来型から簡単に改造ができる。ACC油圧源、INV油圧源ではカットオフ圧力を高くして可変容量機構を働きにくくして実験した。ポンプ押しのけ容積は、16cm³/rev、電動機定格電力は1.5kWである。

図2に示す負荷回路は負荷を一定圧力で間欠的に駆動させることを想定している。電磁弁を周期10sの一定デューティー比で開閉し、減圧弁で負荷圧力を2.6MPa一定に保つ。そのため減圧弁入口には最低で2.9MPaの圧力を供給する。絞り弁を負荷と考えている。この回路に各油圧源を接続して測定した。

図3はACC油圧源のポンプ出力圧力（Output

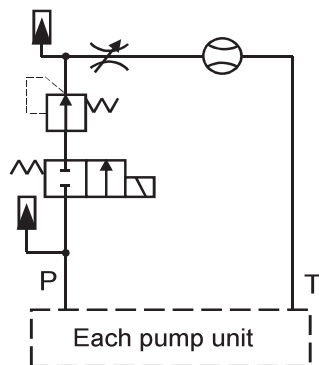


図2 負荷回路

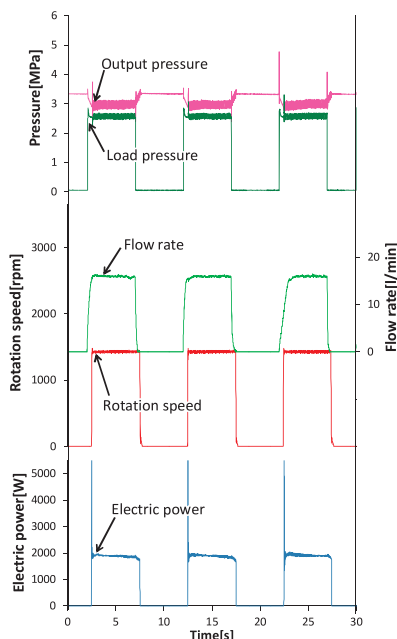


図3 ACC油圧源の出口圧力、負荷圧力、流量、消費電力、回転速度

pressure)、負荷圧力（Load pressure）、流量（Flow rate）、ポンプ回転速度（Rotation speed）および電動機消費電力（Electric power）を示す。電磁弁が開くと、負荷圧力が上昇し、流量が上昇する。ポンプ出力圧力が低下するのでポンプが回転する。ポンプ起動時に消費電力が鋭いピークを示し、その後一定値に落ち着く。電磁弁が閉じて流量が零になるとポンプ出力圧力が上昇してポンプが停止し、消費電力が零になる。

図4はINV油圧源の各部変化を示す。電磁弁が開くと負荷圧力が上昇して流量が上昇する。ポンプ出力圧力が低下するのでポンプ回転速度が上昇する。それと共に消費電力が上昇する。

電磁弁が閉じて負荷流量が零になるとポンプ圧力がパルス的にフルカットオフ圧力を大幅に超えて上昇する。その後徐々に下降する。その間、回転速度と消費電力は最低レベルを維持している。

図5はVD油圧源の各部変化を示す。電磁弁が開くと負荷圧力が上昇して負荷流量が上昇し、ポンプ出口圧力が低下する点はインバータ油圧源と同様である。この時ポンプ押しのけ容積が増加して吐出流量が上昇するので消費電力が増加する。電磁弁が閉じて負荷流量が零になるとポンプ圧力がパルス的にフルカットオフ圧力を大幅に超えて急上昇する。その後可変容量機構が働くので吐出流量が減少してフルカットオフ圧力まで徐々に下降する。その間消費電力は最低レベルを保っている。ポンプ回転速度は電磁弁の開閉にあまり影響されずに1,500rpm弱でほぼ一定となっている。

3. ポンプ消費電力と効率の比較

各油圧源の効率を比較する。出力を求める際の出力圧力として負荷圧力（絞り入口の圧力）を用いて、効率を

$$\eta = \frac{PQ}{W} \quad (1)$$

で求める。ただし P ：負荷圧力、 Q ：負荷流量、 W ：消費電力。ポンプの効率を表示する場合には P にポンプ出口圧力、 W に軸動力を用いる場合が多いが、本報告では、負荷圧力とポンプ出口圧力の差の影響および電動機の効率による低下を含むのでそれに比べて低い値となる。

図6はデューティー比と各油圧源の消費電力と効率の関係を示す。デューティー比が100%近傍では3者の差が小さいがデューティー比が小さくなるのに従ってACC油圧源の効率が他に比べて高くなる。またデューティー比の広い範囲に渡ってACC油圧源の効率変化が小さい。一般的な油圧源の使用状態

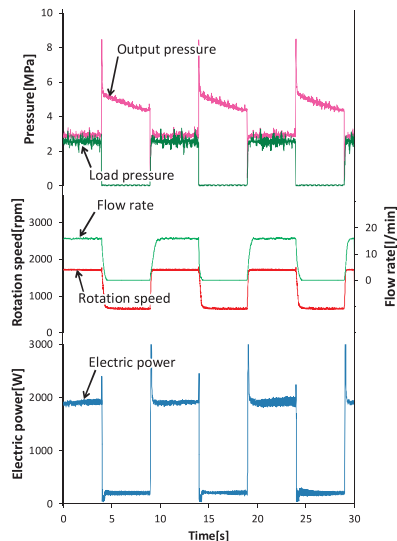


図4 INV油圧源の各部変動

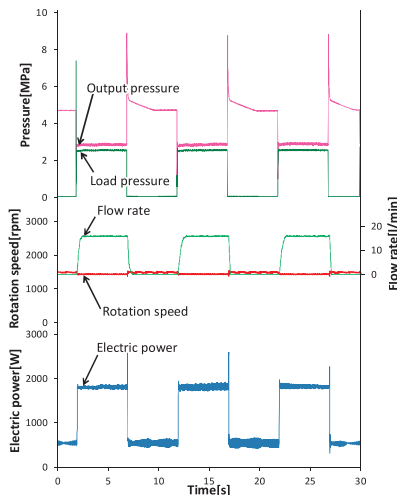


図5 VD油圧源の各部変動

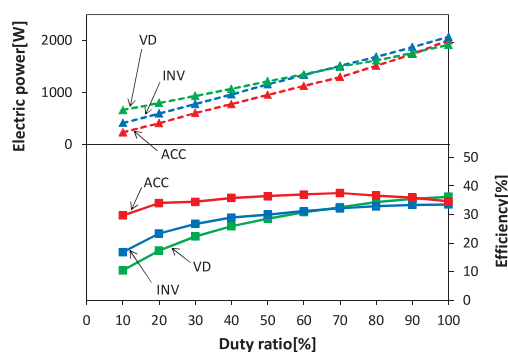


図6 3種類の油圧源の消費電力，効率とデューティー比の関係

として長時間使用しても負荷を動かす時間がほんのわずかな例が少なくない。そのような例においてACC油圧源は非常に省エネに優れているというこ

とができる。

4. おわりに

省エネルギー形の3種類の油圧源の特性を比較してACC油圧源が省エネルギーの点で優れていることを示した。

参考文献

- 1) 日本アキュムレータ株式会社：アキュムレータ総合カタログ，p. 18-21 (2007)
- 2) 杉村健，大田真平，土井哲郎，鈴木勝正，野中謙一郎：アキュムレータを用いたアイドリングストップ方式による油圧源の省エネルギー 第1報，日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 42, No. 4, p. 14-20 (2011)
- 3) Sinpei Ota, Ken Sugimura, Katsumasa Suzuki : Energy Saving of Oil Hydraulic Pump Unit by Idling Stop with Accumulator, JFPS International Symposium, p. 433-439 (2011)

[著者紹介]

すず き かつ まさ
鈴木 勝 正 君



1975年 東京工業大学大学院 機械工学専攻 博士課程 満期退学 現在：東京都市大学 機械システム工学科 教授。管路動特性，油圧制御の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会，日本機械学会などの会員，博士（工学）。

E-mail : ksuzuki@tcu.ac.jp

[著者紹介]

おお た しん べい
大 田 真 平 君

東京都市大学大学院 機械システム工学専攻博士前期課程学生，日本フルードパワーシステム学会会員

[著者紹介]

すぎ むら けん
杉 村 健 君

2012年 東京都市大学大学院 機械システム工学専攻博士前期課程修了，日本フルードパワーシステム学会会員

解 説

再生可能エネルギーの普及と需要家の参画*

—東京工業大学先進エネルギー国際研究センターの取り組みを事例に—

小 田 拓 也**

1. はじめに

圧力ポンプ、配管路、アクチュエータなどの作動機器で構成される油空圧システムを想定する。このシステムには、調圧弁、逆止弁、アキュムレータなどの保護制御機能も含まれるものとする。

失敗を恐れずにいえば、電力システムにおける発電所は、油空圧システムにおける圧力ポンプに似ている。双方とも重要度に応じて多重化される。また、再生可能エネルギーの普及が進むと地域内の配電網で電圧上昇が生じることが懸念されるが、これを油空圧システムに喩えると、末端に設置された作動機器が時々刻々と昇圧機になったり降圧機になったりすることを意味する。配管路の圧力を一定に維持するためには、逆止弁や調圧弁などを駆使する必要があるだろう。電力システムでは配電網の電圧を一定に保つために、変電所はもちろん、需要そのものを制御することが検討されている。また、複数の作動機器を一斉に使うと圧力ポンプの供給力が不足する。管路圧力の低下によりシステムが機能不全に至るため、アキュムレータの増強などが必要になるかもしれない。電力システムでも需要ピーク対策として、発電所の増設、電力の貯蔵、需要ピークの分散などが必要となる。

再生可能エネルギーはエネルギーセキュリティやCO₂削減の観点から重要なエネルギー源だが、住宅用の太陽光発電などを配電部門に大量に連係させると、電力システムへの影響が避けられない。そこでICT（情報通信技術）を用いて、再生可能エネルギーを需要家端で無駄なく効率的に活用することで上位システムの負担を減らすことを目指す“スマートグリッド”が注目されている。さらにエネルギーの最終消費の半分が熱に変換して利用されることを考えれば、電力だけでなく熱エネルギーも考慮してシステムの負担を減らす“スマートエネルギーネットワーク”も重要となる。全体最適の視点から、エネルギー消費が

増加傾向にある運輸部門の考慮も不可欠である。家庭部門、業務部門、運輸部門、都市交通などを複眼的に考慮した、エネルギーの最適利用を地域レベルで進める試みが“スマートコミュニティ”である。

東京工業大学先進エネルギー国際研究センター¹⁾（AESセンター）における取り組み事例を交えながら、これらの研究課題と将来像について解説する。

2. 再生可能エネルギーの普及と需給調整

再生可能エネルギーは、エネルギー密度が低いため集約することが困難である。政府は、1,000万戸の戸建住宅に太陽光発電（PV）を設置することを含め、2030年に計53GWのPV設置を目指している²⁾。PVの設置場所と地域のエネルギー需要は、空間的にも時間的にも一致しないため、需給の不一致が生じると言われている。再生可能エネルギーの一つである風力発電では、供給変動を原因とする設置制約が課されている地域もあり、需給の不一致は顕在化した課題になっている。

日本国内には系統電源を主として約240GWの発電所があり、年間約1兆kWhの電力を供給している³⁾。平均稼働率は50%に満たない。系統電源全体で電力供給コストの最小化を目指す、稼働率の高い発電所は運転費（≒燃料費）を低く、稼働率の低い発電所はエネルギー効率を犠牲にしても設備費を低くする必要がある。電力の負荷を平準化することは、日本全体の発電所の平均稼働率を向上させることにつながり、電力供給コストの削減だけでなく、省エネルギーにも貢献することがわかる。一方、再生可能エネルギーの普及により不確実な電力供給が増加すれば、突発的に不足する電力を賄うための調整電源が必要となり、エネルギー効率の低い発電所の稼働率が高まる可能性がある。

こうした需給調整の役割は、これまで供給側が担ってきた。これに対し、需要側が需給調整に参加する電力システムのあり方が、スマートグリッドや、スマートエネルギーネットワーク、スマートコミュニティなどと呼ばれている。

*平成24年4月5日 原稿受付

**東京工業大学ソリューション研究機構

(所在地 152-8550 東京都目黒区大岡山 2-12-1 I6-25)

3. AESセンターでの取り組み

需要側が行う需要調整には、さまざまな対象と規模がある。東京工業大学AESセンターの研究課題の中から、関連するいくつかの事例を紹介する。

3.1 業務部門における需給調整

電気自動車（EV）が大量に普及すると、EVの充電需要が電力網に新たに加わる。EVの急速充電器と蓄電池を統合して制御運用するBCIS（Battery & Charger Integration System）を開発⁴⁾することで、EV充電拠点の受電容量不足の回避や充電待ち時間の軽減、店舗が設置するPVの供給変動の緩和などに貢献することを目指している。さらに、搭載された蓄電池を地域エネルギーマネジメントシステム（CEMS）と連携させることで、地域内の電力需給調整にも貢献することが可能となる（図1）。本実証ではサービス・ステーション（SS）を拠点とすることで、SSを複数のエネルギーを持つ防災拠点として位置づけた。



図1 急速充電拠点を有するシステムへの貢献⁴⁾

3.2 EVを活用した需給調整

日本の乗用車580万台の年間平均走行距離と平均走行速度を考慮すると、走行時間は150時間/年（2%）に過ぎない。残りの駐車時間を活用して、EVの蓄電池から電力を取り出して電力系統に送ること（V2G）が可能になれば、電力の需給調整能力を需要地に持たせる事が可能になる。

PVと、V2Gを可能としたEVを需要家内に配置し、これらをEMSで制御する実証研究設備を構築した⁵⁾。この際、個々でみれば小規模な電源容量しか持たないEVを統合管理するためのEIS（EV Integration System）も開発し（図2）、実装した。2012年度に

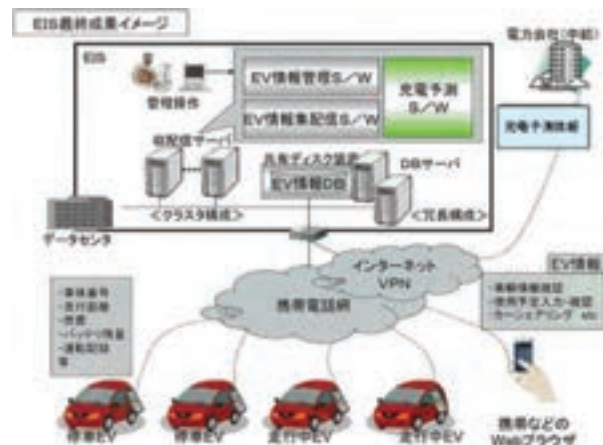


図2 EVの蓄電池を用いたシステムへの貢献⁵⁾

実証運用を開始する予定である。

3.3 都市のスマート化

個別技術開発に加えて、未利用エネルギーの活用も重要である。この一つである都市廃熱などの熱エネルギーは、貯蔵は容易だが輸送が困難なため、地域内で利用する必要がある。

池袋副都心地区スマートコミュニティ構想⁶⁾は、都市機能の更新と都市内清掃工場廃熱の有効活用を統合的に結びつけることで、震災以降注目を浴びるBCP（事業継続計画）にも貢献するまちづくり構想を、自治体と大学で協働して検討した。廃熱利用と併せて分散電源を設置することで、再生可能エネルギーを含めた需給調整に、需要側である街が寄与することが可能となる。



図3 都市廃熱を利用したエネルギーネットワーク検討事例⁶⁾

3.4 都市分類と全体最適

将来、スマート化された個々の都市が日本のエネルギーシステムの要素となり、この集積が日本全体の最適像に一致していることが望ましい。

この理想像を明らかにするため、日本の市町村を人口規模で4つに区分し、PVを含む分散型のエネルギーシステムと系統電源をモデル化した。図4は合理的なCO₂排出削減を行う場合のコスト最小化結果の一部を示している。50～150万人が居住する都市部では、コージェネレーション（熱電併給）が選択され、電力自給比率（地域内の発電電力と電力消費の比）は3～5割に達した。1～10万人規模の都市では戸建住宅が多いため、PVによる電力自給比率が1割に達した。また分散電源とは別に、すべての地域で給湯用の電力ヒートポンプ給湯器（EHP）が選択された。つまり、PVを含む分散電源は主に昼間に発電をすることで系統電源のピークカットに貢献し、EHPは夜間電力を熱に変換し蓄熱することでボトムアップに貢献した。系統電源の負荷平準化に対する、需要家行動の指針が明らかにされた⁷⁾。

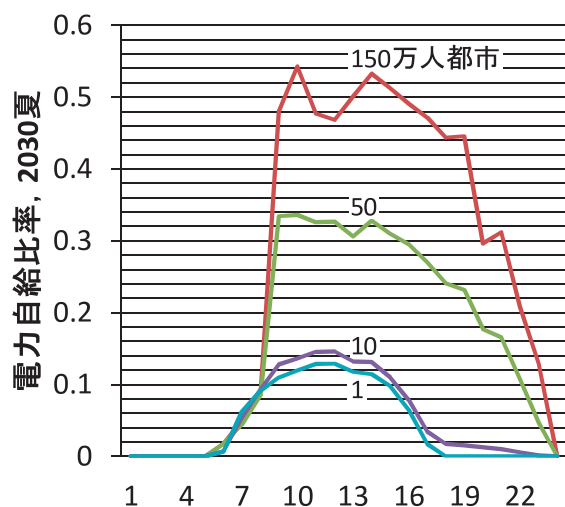


図4 都市規模別の分散電源供給比率

4. ま と め

これまでの電力システムは、大規模電源によって効率的に発電し、発電した電力を需要地へ適切に分配することが合理的であった。近年の技術開発により再生可能エネルギーや、都市および産業廃熱の有

効利用が可能になりつつあるが、これらは集約や輸送が困難なため分散化せざるを得ない。一方、分散システムを本格的に普及させるためには、供給側だけでなく需要側もエネルギー需給調整に参画し、再生可能エネルギーなどの供給変動を地域内で効率的に利用しなければならない。

需要家がこれら需給調整に参加するためには、“RTP (Real Time Pricing)”などの料金制度を通じてインセンティブを与え、より積極的な“需要反応 (DR: Demand Response)”を引き出す必要がある。このインセンティブ付与を、社会システムの再構築とあわせて検討していくことが、今後一層重要になると考えられる。

参 考 文 献

- 1) <http://aes.ssr.titech.ac.jp/>
- 2) 経済産業省;エネルギー基本計画 (2010)
- 3) 日本エネルギー経済研究所;EDMC/エネルギー・経済統計要覧 (2011)
- 4) <http://www.nec.co.jp/press/ja/1109/2703.html>
- 5) http://www.mitsubishi-motors.com/publish/pressrelease_jp/corporate/2012/news/detailc412.html
- 6) <http://www.nepc.or.jp/topics/2012/0330.html>
- 7) 小田拓也, 秋澤淳, 柏木孝夫: 分散電源の平時および非常時における評価～都市規模による分散電源の最適導入形態～, H24年電気学会全国大会 (2012)

[著 者 紹 介]

小 田 拓 也 君



1997年九州大学大学院博士前期課程修了。民間企業を経て、2004年東京農工大学大学院博士後期課程修了。2007年東京工業大学特任准教授、現在に至る。エネルギーシステムの評価に関する研究に従事。電気学会やなどの会員。博士 (工学)。

E-mail: oda@ssr.titech.ac.jp

解 説

電気油圧サーボ式ダウンコイラ*

桑 野 博 明**

1. はじめに

1980年代、製鉄分野においていくつもの大きな技術革新が行われた。特に、熱間圧延の分野で著しく、世界に3種の新型圧延機が登場した。HCミル、ベアクロスミル、そしてCVCミルである。前2者は日本から、最後のミルはドイツから発信された。ここで解説する電気油圧サーボ式“熱延”ダウンコイラもその技術革新の一つで、これらの新鋭設備は怒涛のごとく、1996年、1998年に日本の2製鉄所で実現したエンドレス熱間圧延設備へと収束していく¹⁾²⁾。ここでは、電気油圧サーボ式ダウンコイラについて、今まであまり解説してこなかったその制御技術を中心に紹介したい。

2. ダウンコイラ

2.1 ダウンコイラとは

ダウンコイラ(図1参照)は、鉄の熱間圧延ラインの最後部に位置し、圧延機で薄く延ばされ、最大時速60キロメートルもの速度で飛び込んでくる厚さ

1.5～20mmの熱延鋼板(500～700℃の鉄のストリップ)を巻き取ってコイル状の製品にする機械である。マンドレルと呼ばれる円筒型の巻取り胴(図4)を電動モータにより一定のトルクで回転させて、その周りに熱延鋼板を巻き付けてコイルを作る。マンドレルの周囲には、3～4個のラッパーロールと呼ばれる押さえロールを配置し、ラッパーロールとラッパーロールを支えるアームに固定されたエプロンガイドがマンドレルとの間でつくる板厚程度のすき間へ熱延鋼板を導き、ラッパーロールでマンドレルに押し付ける。外径わずか760mmのマンドレルへ硬い鋼板を巻き付かせるために、ラッパーロールとロール間のエプロンガイドによりストリップ先端を強制的に曲げ、マンドレル外周に沿うようにガイドする。従来の機械ではこのラッパーロールを、最大500kNもの出力を持つ大口径の空気圧シリンダで押し付けていた。

2.2 従来のダウンコイラの問題点

巻き取り中のコイルには図2に示すように鋼板先端部と重なる部分に段差ができる。このため、単に

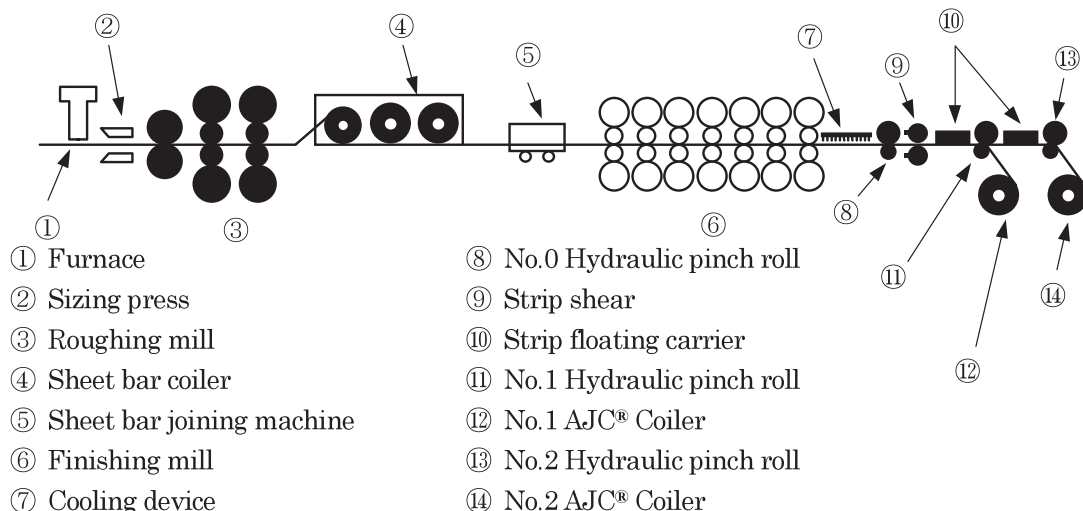


図1 熱間圧延ライン

*平成24年4月5日 原稿受付

**株式会社IHI

(所在地: 〒135-8710 東京都江東区豊洲三丁目1番1号
豊洲IHIビル)

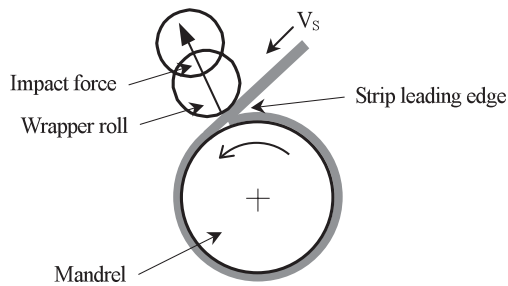


図2 ストリップ段差とラッパーロールとの衝突

空気圧シリンダで押し付けるだけでは、段差とラッパーロールの衝突によって、機械へ980～1470kNもの衝撃力が加わり、機械部品の頻繁な破損が生ずる。衝撃力によってコイル内側の幾層かに深い傷がつき、歩留りが悪くなる。ラッパーロールがはね上げられ、コイルを押さえることができなくなり、巻き状態が不整になりやすく、また巻取り作業そのものが不安定になる、などの問題が生じていた。

3. 電気油圧サーボ式ダウンコイラの開発

この問題を解決する唯一の方法は、段差部通過時点のみ各ラッパーロールを順次退避させ、通過後ただちに押しつけに行く制御手段を開発することである。このため、ラッパーロールに電気油圧サーボシステムを導入し、鋼板の先端位置を正確にトラッキングするシステムと組み合わせて、図3に示すように、コイルの段差部通過時のみ、トラッキングシステムの指令に応じて各ラッパーロールをステップ状の位置制御で逃がしてラッパーロールとコイル段差部との衝突を回避し、その後即座に、力の制御で鋼板をマンドレルへ一定の力で押しつけることができる段差回避制御機能を備えた油圧式ダウンコイラを実用化した³⁾⁴⁾。

巻き取り開始時の鋼板の速度を1,000m/minとすると、外径760mmのマンドレルに巻きついたコイルは0.14秒間に1回転する。したがって段差回避制御

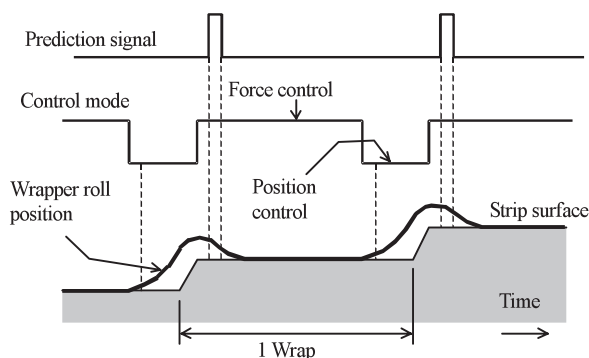


図3 段差回避制御

を数10ms以内に完了させないと、ラッパーロールは大部分の時間をコイルから離れてしまい、コイルが緩むので巻き取りができなくなる。さらに、ダウンコイラのラッパーロールの場合には、制御対象の固有振動数が14～20Hzと低いこと、対象のダンピングが弱く純慣性負荷に近い性質を持つなど制御を難しくする要因があった。これは機械構成に起因する本質的なもので、制御により対応せざるをえない。

電気油圧サーボ式ダウンコイラの構成を図4に示す。ラッパーロールの位置制御は、ラッパーロールアームの回転角度をアームの回転軸にベアリングを介して直結したデジタル型回転角度検出器で検出し、それにラッパーロールのアーム長をかけてロールの変位を求め、目標値と比較してフィードバック制御を実施する。押し付け力制御は、油圧シリンダの反ロッド側（ヘッド側）とロッド側の配管途中から分岐した計測用の配管に接続した2つの圧力検出器の計測値からシリンダの押し付け力を演算で求め、目標値と比較してフィードバック制御を実施する。

トラッキングシステムは、ピンチロールとマンドレル間に取り付けられたレーザ式ストリップ先端検出計、下ピンチロール駆動軸およびマンドレル回転軸各々に直結した2つのパルス発信機、およびそれらの信号を取り込んでストリップ先端の位置を演算して段差回避の指令を発する。

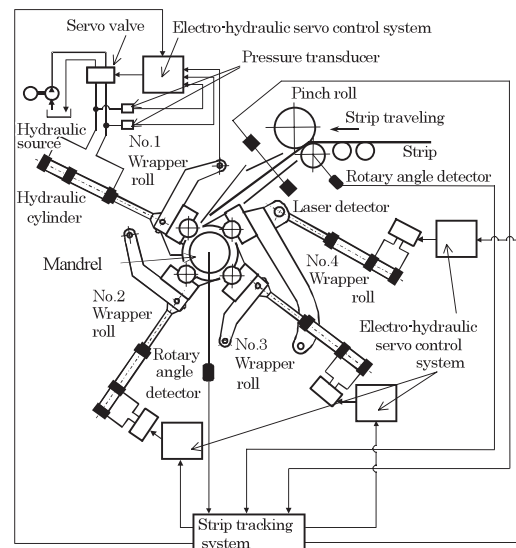


図4 電気油圧サーボ式ダウンコイラ

4. 検討した制御手法

段差回避制御を確実に行うためには、位置制御の応答性（高速性と安定性）を十分に確保することが必要である。そのため、いくつかの制御手法を検討した。

4.1 最適制御

位置制御の応答性を改善するために、速度と加速度を同時にフィードバックする。すなわち、状態フィードバックを実施するが、その各ゲインの決定に最適制御理論を適用した⁵⁾。

状態フィードバックの効果を図4に示す。本例では、5mmのステップ入力为目标値として与えている。(a)では速度フィードバックゲイン g_2 を0.0とした。この例では、設定値の35%程度のオーバーシュートが生じている。この状態で対象の固有振動数を上げるために、速度フィードバックを効かしたものが(b)である。オーバーシュート量は20%程度に減少した。これは、速度フィードバックにより対象の固有振動数が大きくなったからである。さらに速度フィードバックゲインを上げると、(c)に示すように、オーバーシュート量を零とすることができた。なお、速度は加速度計の信号を積分して求めた。

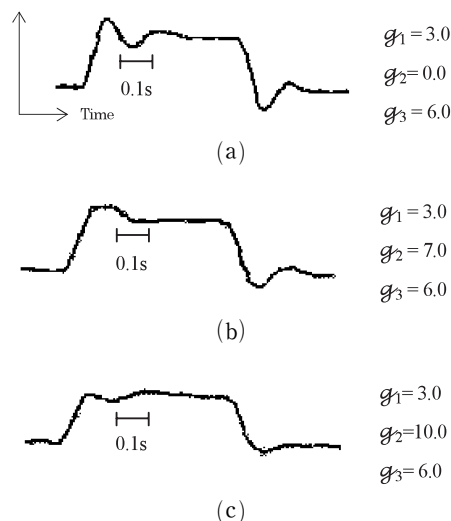


図5 ステップ応答（最適制御）

しかし、状態フィードバックによる特性改善方法は、サーボ弁の動特性や配管長の影響を大きく受け、特に実機では配管長をある長さ以下に短くすることは困難であった。そのため、より実装が容易で、かつ実用的な制御方法の開発を進めた。

4.2 修正Posicast法

1957年、O.J.M Smithは連続系で有限整定応答を実現する1つの方法としてPosicast法を提案した⁶⁾。これは、振動要素をもつ制御対象に対して、ステップ入力印加後、振動周期の半波長分遅らせて第2のステップ入力を加え、逆位相の振動を作り、互いの振動を打ち消し合わせることによって有限整定応答を実現する方法である。

ラッパーロールの位置制御の過渡振動を抑制する

ために、本方法に習って、位置制御のステップ入力を印加後、半波長分遅らせて第2のステップ入力を印加する。ただ、そのままではその分だけ制御量が大きくなるので、第2のステップ入力は印加後、徐々に減衰させる。図6に制御例を示すが、完全には過渡振動を抑制できていない。

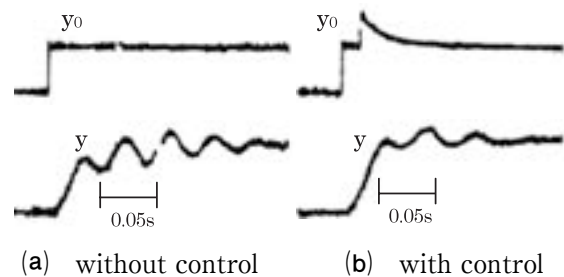


図6 ステップ応答（修正Posicast法）

4.3 新制御法

ここで、有限整定に近い応答を得るためには、サンプル値信号の導入が必要ではないかと考察し、新しく擬似速度信号を使う方法を検討した。本制御系では、カウンターを使って一定周期で変位信号をサンプリングし、現時点の変位と一時点前の変位の差分を演算して擬似速度信号を作り、それを入力信号に上乗せして補償に用いる。速度信号は、制御対象の変位が目標値に近づくにつれて小さくなり、最後は零となるので、今の目的には好都合である。また、サンプリングにより補償信号が時点ごとに細かく分割されて出力されるので、きめの細かい制御ができると考えた。

図7に実機に適用した結果を示す。有害な過渡振動が完全に抑制され、有限整定応答が実現されていることが示されている⁷⁾。

なお、ここで用いた擬似速度信号は4.1節で紹介した状態フィードバックの、いわゆる“速度信号”とは異なり、Posicast制御の第2のステップ入力と同じように、“補正信号”としての役割りを果たすものである。

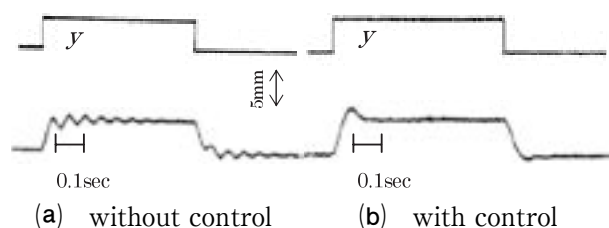


図7 新制御法

5. 実機適用結果

図8に実機巻取り時の実測チャートの一例を示す。本例は、図4に示すラッパーロールを4本装備している油圧ダウンコイラのストリップ厚み3.2mmの巻き取り例で、上から順に、No.1, No.2, No.3, No.4のラッパーロールの巻き取り時の位置が示されている。位置制御でストリップ先端段差を回避し、その後、ストリップを押し付け力制御で十分に押し付けている様子がわかる。トラッキングが不調でストリップ段差とラッパーロールが衝突すると、ロールは跳ね上げられて、図3で示す理想的なラッパーロールの挙動が見られなくなるが、図8にはそれがなく、完全な段差回避動作が実現できている。

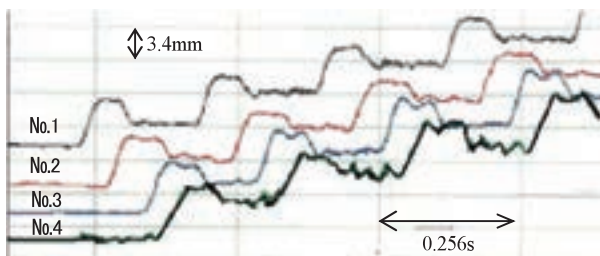


図8 実機段差回避制御例

表1に本制御系を装備した油圧ダウンコイラの先端の重ね傷の防止効果に関するある製鉄所の例を示す。板厚により異なるが4.5mm厚以下では、傷深さが20分の1まで減少、それ以上の厚い板でも8分の1以下へ減少し、年間1.4億円の投資効果が得られたという報告である。そのほか、ストリップの巻き付きがタイトになったので、ストリップ間のすべりが減少し、すべり傷が格段に減ったこと、巻き取り失敗という重大事故がなくなったことにより、メンテナンス費の大幅な削減などが報告されている。本油圧ダウンコイラは客先に広く受け入れられ、2011年時点で、全世界で55機が稼働中であり、1機を設計中である。

表1 Depth of top-mark (average value/unit; mm)

Strip thickness	Conventional coiler	New coiler
3.0 ~ 4.5	0.57	0.03
5.0 ~ 6.5	1.0	0.13

参 考 文 献

- 1) 桑野博明：エンドレス熱間圧延ラインにおける巻取り設備の概要，第112回圧延理論部会，圧理112-2（2000）
- 2) Kuwano, H : Newly Developed Coiling Equipment for Endless Hot Strip Process, Symposium on Steel Production Technology in Taiwan 2001（2001）
- 3) 柿田，城戸，赤時，高橋，二反田，桑野：油圧ラッパーロールによるストリップ段差回避制御システム，第100回日本鉄鋼協会講演概要集，p. 369（1980）
- 4) S. Kido, M. Akaji, M. Murata, N. Takahashi, M. Nitanda and H. Kuwano : Hydraulic wrapper roll in hot strip downcoiler, Iron and Steel Engineer, p. 43-48（1982）
- 5) 桑野博明：熱延ダウンコイラへの電気油圧サーボシステムの適用（第1報）最適制御理論に基づいた設計法，日本フルードパワーシステム学会誌，Vol. 42, No. 4（2011）
- 6) Smith, O.J.M. : Posicast Control of Damped Oscillatory Systems, Proceedings of the IRE, September, p. 1249-1255（1957）
- 7) 桑野博明：熱延ダウンコイラへの電気油圧サーボシステムの適用（第2報）入力操作に基づいた過渡特性の改善—新Posicast法の開発—日本フルードパワーシステム学会論文集投稿中

[著 者 紹 介]

くわ の ひろ あき
桑 野 博 明 君

1975年九州工業大学大学院工学研究科博士前期課程（制御工学専攻）修了。石川島播磨重工業株式会社（現株式会社IHI）入社，現在に至る。油圧制御，圧延設備の制御システムの開発，大型プレス機械の開発に従事，日本フルードパワーシステム学会，計測自動制御学会などの会員。博士（工学，東工大）。

教 室

おもしろ油圧機構 第7回 電気—油圧サーボ弁*

大 橋 彰**

1. はじめに

今回は、制御弁の中でも複雑かつ精密なつくりの電気—油圧サーボ弁について解説する。パイロット段の微小な動きを油圧で増幅する巧妙な機構がポイントである。

2. サーボ弁とは

servoとはserve（仕える）の語が変化したものであり、語源はラテン語のservusとのことである。入力指令信号に応じてアクチュエータの速度・位置・推力などを忠実に自動的に追従させることを意味し、サーボ機構、サーボプレスなどの用語がある。サーボモータはよく知られた高応答電動機の一つであり、最近では油圧ポンプの駆動源としても用いられる。

サーボ弁は、数10mAの微小な入力電流信号に比例して正確にスプールを変位させることができ、各種成形機、試験装置、シミュレータおよび加振機など、高速で作動する装置や高精度の位置決めが必要な装置に使用される。

サーボ弁の製品範囲は、周波数応答特性：数10Hz（50Hz超え）～数100Hz、ヒステリシス・温度ドリフト特性：0.5%以下、最高圧力：35MPa、最大定格流量：数1000L/min程度までである。

図1と図2に、代表的なサーボ弁の外観と断面を示す。ノズルフラップ形と称され、原形は、1951年にアメリカのBill Moog氏によって発明された。こ

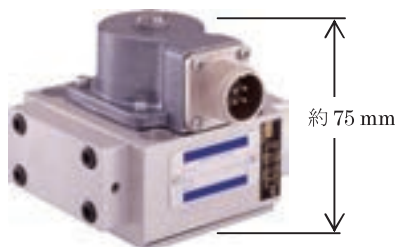


図1 代表的サーボ弁の外観形状

の弁をパイロット弁とした大流量形のほか、直動形のサーボ弁なども商品化されている。

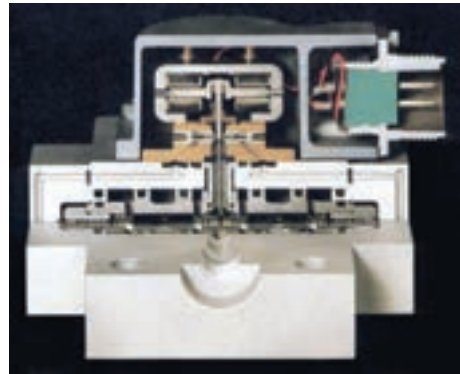


図2 代表的サーボ弁のカットモデル

3. ノズルフラップ形サーボ弁の作動原理

図3に断面構造と各部の名称を、図4に主要部品の外観形状を示す。

図3の中央から上部は電気—機械変換部（トルクモータ）であり、下部は弁本体とスプール・スリーブを含む油圧増幅部である。この構成のため、2段形サーボ弁と称される。

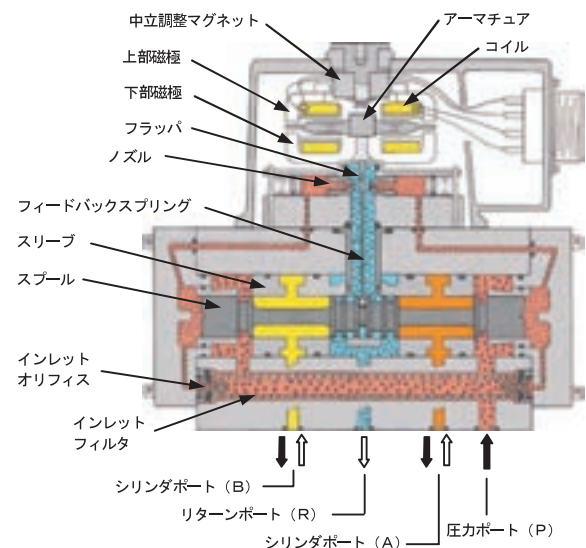


図3 サーボ弁の構造と各部名称

*平成23年8月29日 原稿受付

**油研工業

(所在地 〒252-1113 綾瀬市上土棚中4-4-34)

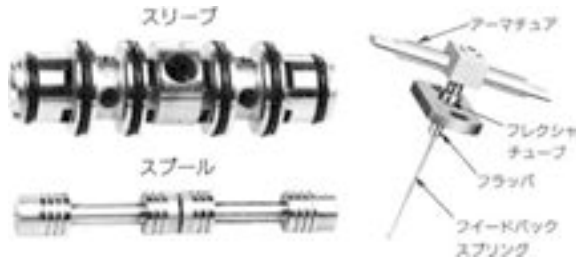


図4 サーボ弁の主要部品

図5の作動説明図に基づいて動きを説明する。

- ① トルクモータに微小電流が入力されると磁極が磁化され、アーマチュアが変位（揺動）し、中央下方向に取りつけられたフラップが左または右に傾く。フラップと左右一対のノズル先端との間隔が変化し、ノズル先端の圧力は隙間の狭い方が広い方より高くなり、圧力ポートの圧力に近づく。
- ② ノズル上流側の圧力はスプールの両端にも作用しているため、ノズル先端部の隙間が狭い側の圧力によりスプールは反対方向に変位させられる。スプールの変位に伴い、中央に組込まれたフィードバックスプリングがフラップの傾きとは逆方向に引っ張られる。
- ③ その結果、隙間が均等になると、左右の圧力すなわちスプール両端圧力が同一となりスプールは定位する。

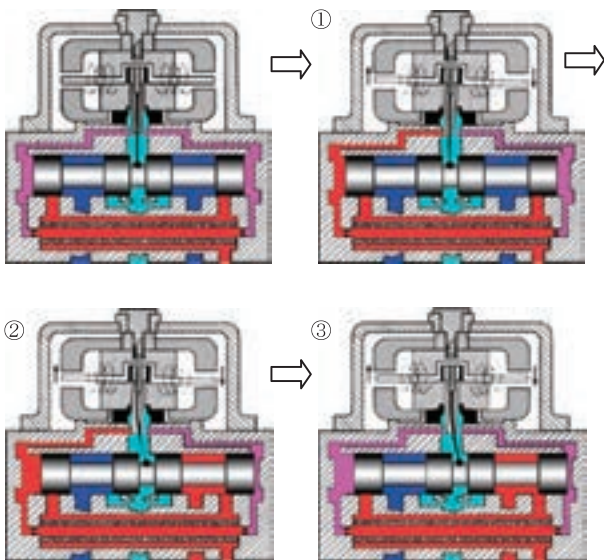


図5 サーボ弁の作動説明図

以上がノズルフラップ形サーボ弁のノズル・フラップによる巧妙な油圧増幅機構であり、入力電流に正確に比例した弁開度が得られる原理である。

図3のインレットオリフィスは、オリフィス以降ノズルまでの通路の圧力が、ノズルからの油の流れ

によってオリフィス前の圧力より低下することから差圧が生じる絞り機能を有している。

サーボ弁を使用する回路では、作動油の汚染管理が重要となる。サーボ弁の精密な構造やスプール・スリーブ間の数 μm の狭い隙間を保護し性能を維持するためであり、弁単体でも圧力ポート入り口内部の左右にインレットフィルタを入れるなどの配慮がなされている。

4. 3段形サーボ弁

図6は、定格流量50L/minの2段形サーボ弁をパイロット弁とした3段形サーボ弁の例を示し、定格流量は概ね数1,000L/minとなる。

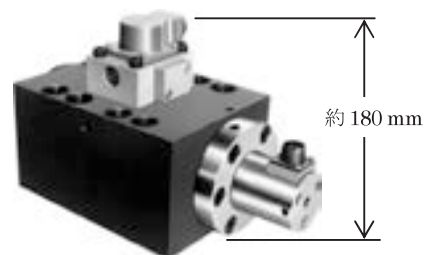


図6 3段形サーボ弁

図7は、2段形サーボ弁をパイロット弁とした高速比例方向制御弁であり、弁本体は1/2, 3/4, 1・1/4口径の電磁パイロット切換弁の本体を使用した、汎用高速比例弁である。メインスプールの位置は、位置センサにより電氣的にフィードバックし高精度の位置決めを可能にしている。

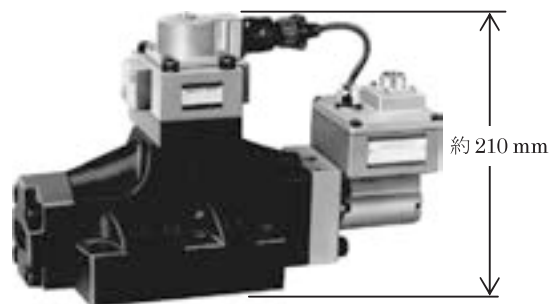


図7 高速比例方向制御弁（3/4口径）

図8は、サーボ弁のJIS油圧図記号であり、左図は2段形、右図は3段形を示す。実際はパイロット

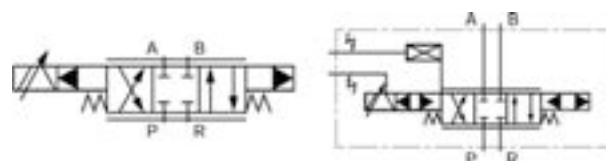


図8 JIS油圧図記号例

形式、ドレン形式などによって詳細に分類される。

5. 直動形サーボ弁

電気一油圧サーボ弁には、構造的に油圧増幅段を有する2段形以外に、リニアモータなどの電気一変位変換要素でスプールを直接駆動する図9のような直動形もある。

小形で強力なリニアモータ部（リニア直流モータLDM）は希土類磁石とボイスコイルとで構成されている。2段形サーボ弁と比べて比較的簡単な構造であるが、駆動電流は1～2Aと大きい。スプールの位置制御は、スプールに取り付けた位置センサにより電気的に行われる。スプールを直接駆動することと構造が簡単なことから、専用のアンプとの組合せにより超高応答が得られ、内部漏れ量も少なく、かつ耐コンタミ性に優れるという特長を有している。一般に使用するノズルフラップ形の高周波数応答特性

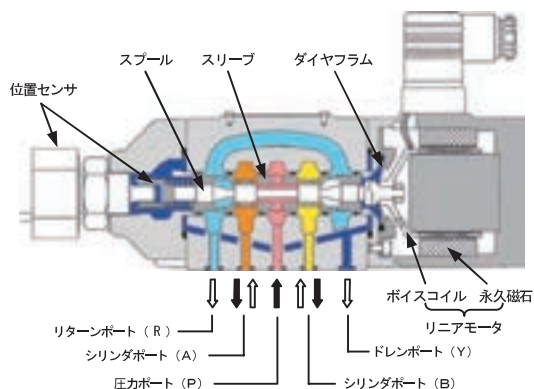


図9 直動形サーボ弁の構造例

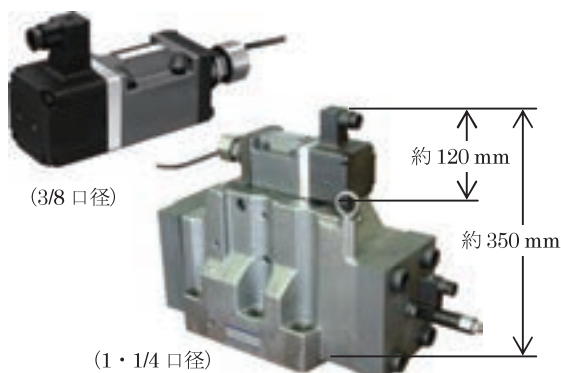


図10 直動形サーボ弁の外観例

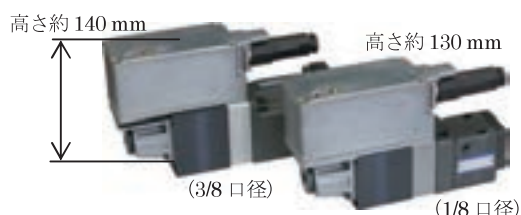


図11 アンプ搭載形直動形サーボ弁

100～150Hzに対し、3/8口径で450Hz程度の周波数特性を有する弁も製品化されている。

図10は、図9の構造の3/8口径直動形サーボ弁と、それをパイロット段とする1・1/4口径の弁である。図11はアンプ搭載形の例である。

6. メカニカルサーボ弁

図12にメカニカルサーボ弁の一例を示す。電気一油圧サーボ弁には分類されないが、スタイラスを凹凸のあるテンプレート上をすべらせ、機械的にスプールを変位させる弁である。単純な構造であるが、弁要素は高精度に加工されたスプール・スリーブから構成され、スタイラスの反力はスプール左端のばねとなる。工作機械の微細制御、管端面微細切削、コンベアの同期制御などに使用され、最高±5μm程度の精度が得られる。

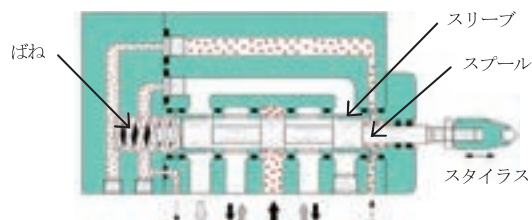


図12 メカニカルサーボ弁

7. おわりに

油圧制御弁の中でも高応答・高精度の制御を司る電気一油圧サーボ弁の代表的機種について、基本的な構造と作動原理を説明した。参考に示した直動形と比較し、油圧の増幅機構や、フィードバックスプリングによる力フィードバック、インレットオリフィスの働きなどは実に巧妙なしくみである。興味を抱いていただければ幸いである。

参 考 資 料

- 1) 油研工業カタログ，作動原理図集

[著 者 紹 介]

おお はし あきら
大 橋 彰 君

1972年静岡大学大学院修士課程修了。1972年油研工業入社。主に、油圧ポンプ・モータの開発、営業技術、商品企画、経営企画などの業務に従事。

E-mail: ak.ohashi@yuken.co.

教 室

おもしろ空気圧「空気圧システムの結露」*

張 護 平**

1. 結露現象

空気圧システムにおいて、圧力の変化による空気の温度低下のため、結露（水滴）が発生し、システムに悪影響を与えることがある。システムの設計を行う際に、結露の可能性を十分に検討し、トラブルを未然に防ぐことが重要である。

図1に空気圧システムに発生する結露の箇所を示す。結露は、まず圧縮空気が作られる時に発生する（図中の①）。空気は圧縮機で圧縮された後、高温高湿になり、タンクや配管中で冷却されるにしたがって、その中の水蒸気が飽和して結露が起こる。そのため、通常、圧縮機の出口にアフタクーラ、エアドライヤなどの除湿装置を設置し、水分をドレンとして取り除いた後、低湿度の空気をシステムに送る。

つぎに、シリンダの作動中、圧力変化による断熱膨張のため、空気の温度が低下するので、温度が露点以下になると、空気中の水蒸気が飽和し、システム内部に結露が発生することがある（図1の②）。写真1に小型シリンダおよび配管の内部に発生する結露現象を示す。このような結露を内部結露という。結露した水分は、グリスの劣化、機器の腐食、凍結などの問題を引き起こし、システムの動作不良の原因となる。

また、排気側の低温空気がそれに接触する機器

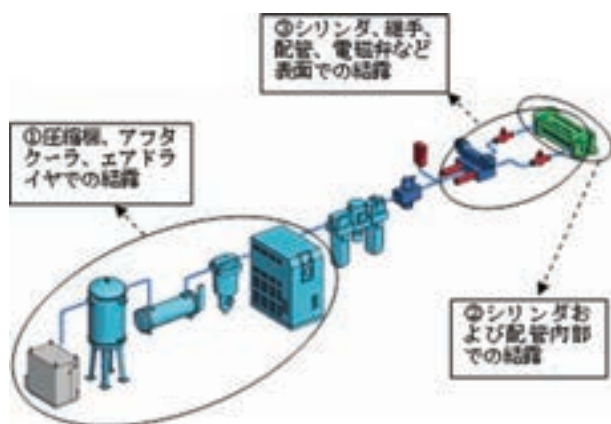


図1 空気圧システム中の結露

*平成24年4月2日 原稿受付

**SMC株式会社

(所在地 〒300-2493 つくばみらい市絹の台4-2-2)

を冷やし、機器の外表面に環境空気中の水分が結露することもある（図1の③）。写真2にシリンダ駆動回路で配管および継手の外表面に発生する結露現象を示す。このような結露を外部結露という。結露した水分は、システムの動作に影響しないが、機器の錆、グリーン環境の汚染を引き起こす。

空気圧システムの結露は、通常、上記の②と③のようなシステム作動中に発生する結露が問題視されている。以下に、②の内部結露現象について、発生原理および防止対策を紹介する。

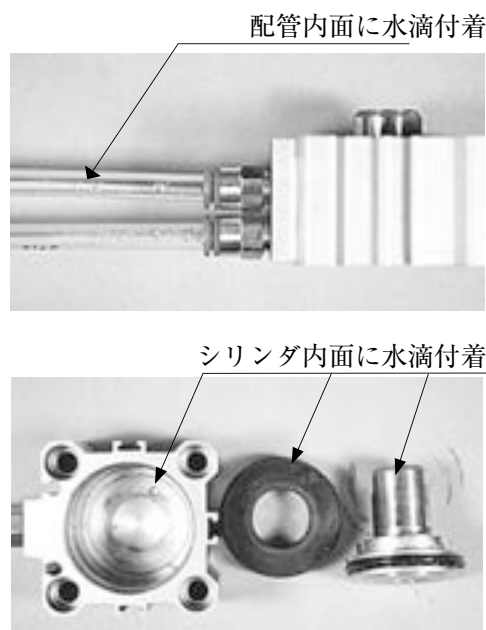


写真1 シリンダおよび配管の内部結露

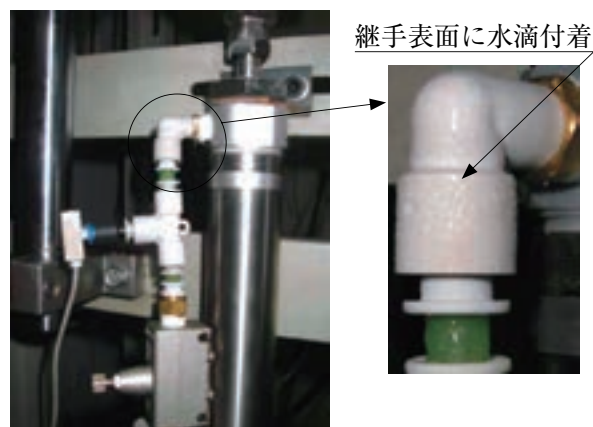


写真2 継手表面の外部結露

2. 発生原理

シリンダおよび配管の内部に発生する結露の原理を以下に説明する。

(1) 温度の低下

結露発生の根本的な原因は、空気の状態変化による温度低下にある。温度低下の場所は、圧力低下の場所と同じであるので、図2のように、給気側は電磁弁などの絞りの直後、排気側はシリンダおよび配管全体となる。図3に排気側の配管内部における空気温度の測定例を示す。供給空気の温度が20℃、圧力が0.5MPaのときに、配管内の温度は最低で約-80℃まで低下する。

(2) ミストの発生

空気温度が露点を下回ると、空気中の水蒸気が凝縮する。通常、ヒートレス式、膜式など低露点ドライヤでも出口空気の大気圧露点は約-60℃であるので、供給圧0.5MPaのような場合、空気中における水蒸気の凝縮がほとんどの場合に発生すると考えてよい。ただし、空気中に凝縮の核になる微小粒子が少なく、また、圧力や温度などの変化が激しいので、この凝縮は霧状ミストの形で発生し、直ちに大きな水滴にならない。

(3) ミストの移行

ミストは外部からの伝熱あるいは加圧による温度上昇によりすぐに蒸発するが、ミストの密度が空気より大きいため、ミストの状態のうちは、空気と違う速度で動く。図2に示されたように、ミストは、給気時の減速過程において周囲の空気より速く進み、排気時の加速過程において周囲の空気より遅れる。その結果、給気と排気のいずれでもミストはシリンダ側へ移行し、シリンダ側の空気湿度が高くなる。

(4) 水滴の発生

シリンダ動作の繰り返しによって、給気時に入った新しい空気と元の空気が入れ替わり、高湿度の空気が排出される。その排出の度合いは、配管容積、シリンダ容積、供給圧力などによる。配管容積がシリンダ容積より小さければ、新しい空気がシリンダ内に届き、元の高湿度の空気と十分混合してから排気されるので、高湿度の空気が排出されやすい。逆の場合は新しい空気が配管の途中で止まり、元の高湿度の空気は排出されにくく、ついに水滴が発生する。

この種の結露の発生は主に供給空気の圧力、湿度、配管容積およびシリンダ容積に影響され、環境温度、作動頻度、負荷率などにほとんど影響されない。図4に種々のサイズのシリンダと配管の組合せで結露

の有無を確認した実験結果を示す。横軸は、容積比(k_v =配管容積/シリンダ容積)、縦軸は、供給空気の大気圧露点であり、露点が高いほど湿度は高い。供給空気の湿度が高いほど、または容積比が小さいほど、結露発生の可能性が高くなる。

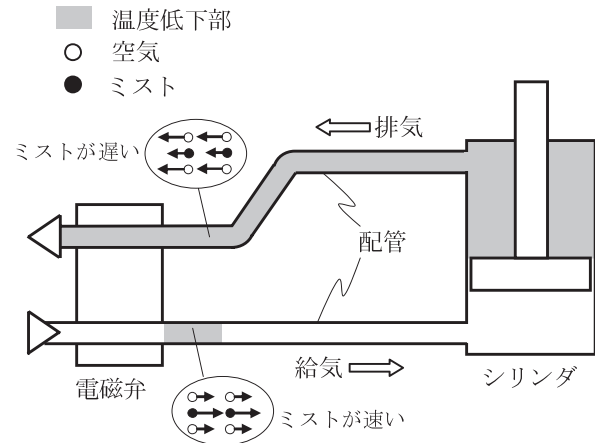


図2 温度低下とミストの動き

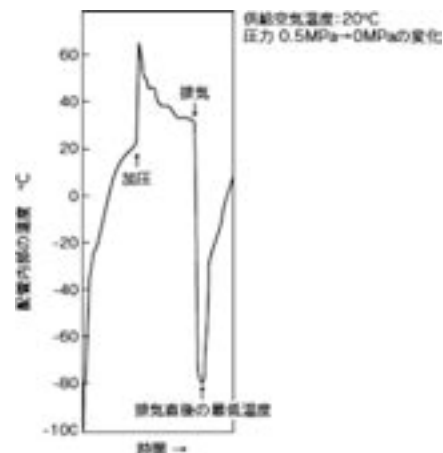


図3 配管内の温度測定結果

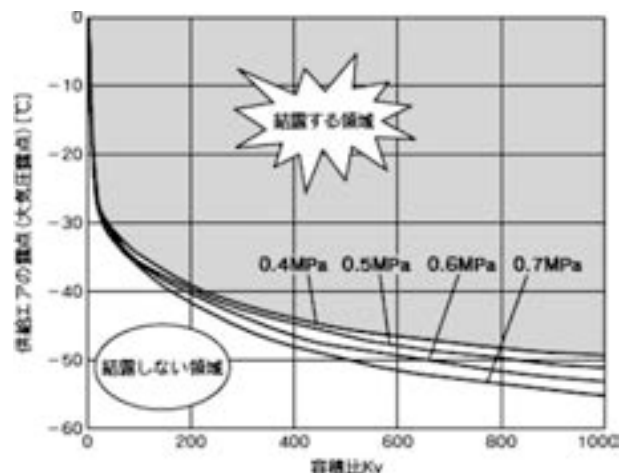


図4 結露の有無を確認した実験結果

3. 防止対策

上記の結露の発生原理に基づく、内部結露の防止対策として、ミストが発生しないようにする方法と、発生したミストによる高湿度の空気が溜まらないようにする方法が考えられる。

前者は、供給空気の圧力や湿度を低くしたり、速度制御弁の有効断面積を小さく調整したりする方法はあるが、既存の除湿装置の能力および使用条件の制限のため対応しきれないケースが多い。後者は、回路構成で対処が可能である。以下に、いくつかの実用的な防止対策を紹介する。

(1) 急速排気弁による対策：急速排気弁は、シリンダの動作速度を速くさせる目的に使用する制御弁である。図5のように、シリンダの近くに急速排気弁を設置し、シリンダ内の空気を大気へ直接排出することによって、高湿度の空気が溜まることなく、結露の防止が図れる。シリンダが小さく、配管が長すぎるとき、急速排気弁から排出しきれない場合もあり、この方法には限界がある。

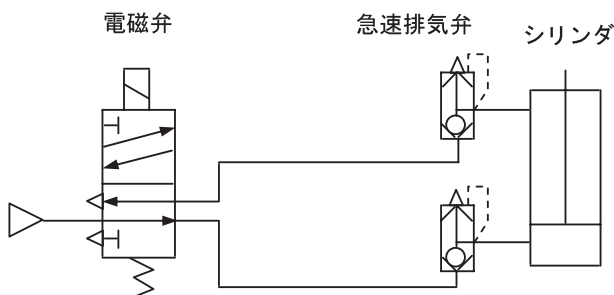


図5 急速排気弁による対策回

(2) バイパス配管による対策：図6のように、チェック弁とバイパス管を使って、バイパス管内では給気と排気に伴う流れを一方通行とすることにより、

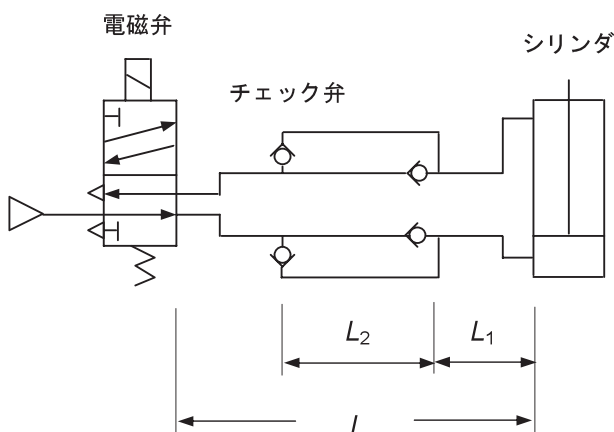


図6 バイパス配管による対策回路

新しい空気と元の空気との入れ替わりを確実にを行い、結露の発生を防ぐ。バイパス管の位置 L_1 をなるべく短くし、長さ L_2 を電磁弁からシリンダまでの配管全長 L の約20%にすれば結露が有効に防止できる。

(3) 水蒸気透過性チューブによる対策：水蒸気透過性チューブは、チューブの内面の湿度と外面の湿度を平衡にする特性をもったもので、内面と外面に湿度の差が生じた際には、水蒸気のみが湿度の高い側から低い側へ透過する。図7のように、シリンダ直近に水蒸気透過性チューブを設置することによって、チューブ内の水蒸気が管壁から大気へ透過するので、高湿度の空気が溜まることなく、結露の防止が可能となる。

図8に結露防止に必要な水蒸気透過性チューブの長さを決定する選定線図を示す。使用条件が図示の基本条件と異なる場合は、長さの補正が必要である。詳細はメーカーのカタログを参考されたい。

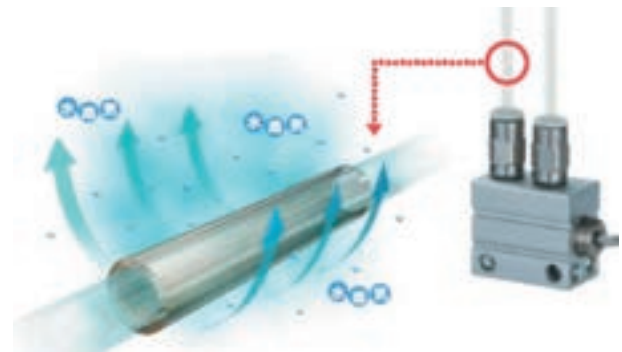


図7 水蒸気透過性チューブ

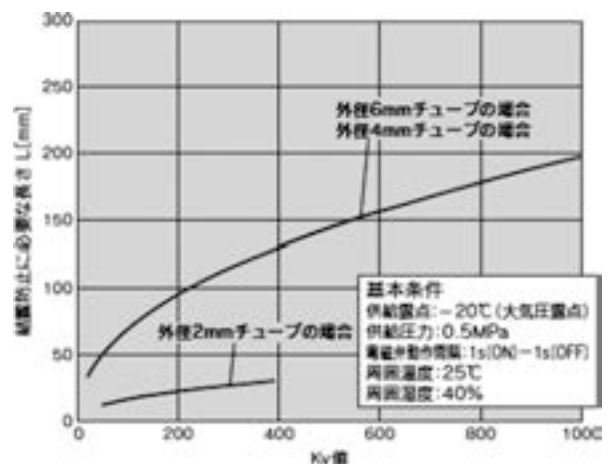


図8 水蒸気透過性チューブ長さの選定線図

参 考 文 献

- 1) 張：空気圧システムの結露について，フルイドパワーシステム，32-5，309/313，(2001)
- 2) 尾原：小型アクチュエータの結露，フルイドパワーシステム，41-5，276/279，(2010)

[著 者 紹 介]

張 護 平 君



1995年3月上智大学大学院終了（工博），現在SMC株式会社技術研究部に勤務。空気圧システムの動特性解析，および省エネに関する研究に従事。

コーヒープレイク

特 許 の 常 識 と 思 え る こ と

木 原 和 幸

現在，研究者および技術者は特許申請しても，実用新案申請をすることはほとんどないでしょう。ベテランの方は実用新案申請の経験もあるでしょう。実用新案の有効期限が15年間，特許は20年間の違いで，差異もよくわからずに申請していたものです。現在は，実用新案は明確になっています。形のあるものに対する工夫であれば良いことになります。形がないものはだめです。また，申請すれば6か月程度で，無審査で権利となります。また，これから申請するものであれば，権利期間も出願後6年間とかなり短くなっています。

特許の有効期限は20年間と変わっていません。高度なものでないと特許として認められません。当然，審査を受けます。特許は申請すると1年と6ヶ月後に公開されます。審査請求の期限は，現在は3年であり，一昔前の7年に較べると随分と迅速化されています。審査請求された文献は従来文献等の調査が行われます。その結果特許査定となるか拒絶査定となるかです。一発で特許査定は比較的少ないと考えられます。一発で特許査定とならず，拒絶理由通知が来た場合はその内容により判断することになります。請求項への記載誤記や記載内容の表現がやや問

題程度のものもあります。このようなものも多いと思われます。そのようなものは期限内に補正書を出すと特許査定になると思われます。特許になるのが難しいのは引用文献が示されている場合です。これらは内容により，判断することになります。通常は弁理士さんと相談することになるでしょう。なお，最近の案件は検索報告書があるものは閲覧できます。調査段階での資料ですが，参考になります。X文献として提示されている場合は，出願した特許の内容と一致している場合です。Y文献資料として提示されているものは部分的に一致している場合です。Y文献を組み合わせると，技術的に容易との判断がされています。なお，A文献は関連技術の参考文献です。ところで，特許が公開されると表紙に記号が付与されています。普通の研究者・技術者はその記号を理解できないと思います。これは分類記号です。国際的な分類記号と，それをより細かく分類した日本の分類記号があります。それをすべて理解する必要はありませんが，同一分野の類似の特許を調べるときには便利なものです。今回はそれらの基本的内容と，資料は無料で誰もが入手できることを紹介したいと考えます。

トピックス

産業オートメーション技術における国際標準化*

—STEPアプリケーションプロトコル (AP) とその利用方法—

五嶋 裕之**

1. はじめに

前稿¹⁾では、異機種CADシステム間で確実なデータの交換を実現するための諸問題を整理し、その問題を解決するために開発された、国際規格STEP (STandard for the Exchange of Product model data) の概要について紹介した。

本稿では、引き続きSTEP規格を利用する上でもっとも重要な、実際のCADデータ交換や長期保存に用いられるアプリケーションプロトコル (AP) とその利用方法について解説する。

2. アプリケーションプロトコル (AP)

2.1 APの作製方法と記述形式

前稿で述べたように、ISO 10303シリーズは²⁾、多数の規格から構成されるため、一般的な機械系CADユーザにとって非常に難解なものとなっている。この中で実際のCADデータの交換や長期保存に用いる規格は、AP (Application Protocol; アプリケーションプロトコル) である。APは表1に示すような応用分野ごとに、たとえば、形態管理された設計 (AP203)、自動車用機械部品の開発プロセスのためのコアデータ (AP214) のように、各分野において用いられるモデルを定義する。STEPのアプリケーションプロトコルは一般に、図1および以下に示すモデル化の手順により開発される。

(1) AAMの定義

各応用分野の業務分析に基づき、AAM (Application Activity Model; アプリケーション活動モデル) を作成する。AAMは、開発するアプリケーションプロトコルの適用業務範囲を規定するものである。AAMは曖昧さを排除するために、モデリング言語 IDEF0³⁾ で記述される。

(2) ARMの作成

AAMの中で取り扱われる情報要件より、ARM (Application Reference Model; アプリケーション

表1 STEPアプリケーションプロトコル (AP)

Part	アプリケーションプロトコル名称	ISO 10303	JIS規格
201	図面表示のための製図	ISO 10303-201	JIS B 3700-201
202	製品形状と関連した製図	ISO 10303-202	JIS B 3700-202
203	形態管理された設計	ISO 10303-203	JIS B 3700-203
214	自動車用機械部品の開発プロセスのためのコアデータ	ISO 10303-214	JIS B 3700-214
224	加工形状特徴を用いた工程設計のための機械製品定義	ISO 10303-224	JIS B 3700-224
225	建物要素の明示的形状表現	ISO 10303-225	JIS B 3700-224

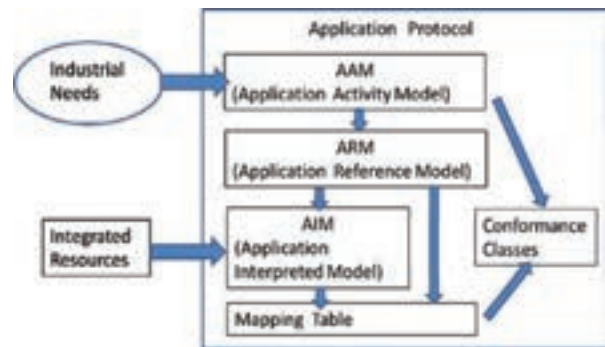


図1 STEP APの開発手順

参照モデル) を作成する。ARMは、曖昧さを排除するために、STEP規格で定義される図式表記法 EXPRESS-G言語を用いた情報モデルとして記述される。

(3) AIMの作成

Part 40番台 (ISO 10303-4X; JIS B 3700-4X) 及びPart 100番台 (ISO 10303-1XX; JIS B 3700-1XX) に規定される、幾何や位相、表示、製品、承認、単位系などの統合リソースを用いて、ARMを翻訳 (interpretation) しAIM (Application Interpreted Model; アプリケーション解釈モデル) を作成する。

(4) マッピングテーブルの作成

ARMとAIMとの関連付けを記述する。

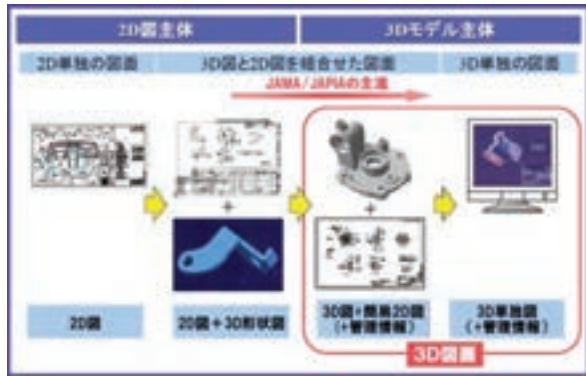
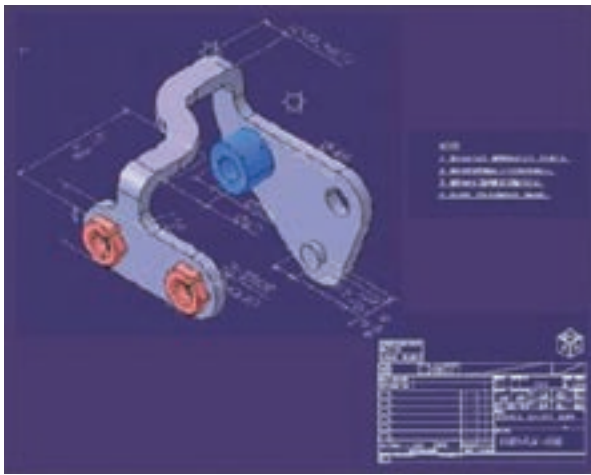
(5) 適合性クラスの定義

AAMの範囲の中で、AIMのサブセットを適合性クラスとして定義することができる。これにより、たとえば市販CADシステムの能力に応じて、適合性

*平成24年4月5日 原稿受付

**機械振興協会技術研究所

(所在地 〒203-0042 東京都東久留米市八幡町1-1-12)

図4 3Dへの図面様式の変化⁴⁾図5 3D図面の情報構成例⁴⁾

状と従来の2D元図面の情報をまとめた概念である⁴⁾。3D図面では、3Dモデルで製品形状を正確に表現でき、また、寸法、公差や材料特性など図面の情報を保持することができる。近年自動車や家電製品では、補給部品の供給保証、特許やPL法に向けた3D図面の長期管理が重要となっている⁴⁾。従来、紙またはマイクロフィルムの形式で管理・保存していた図面データを、どのような形式・方法で3D図面として長期間保存するかという問題が緊急の課題となる。

図5に示すような3D図面は、製品形状や製品特性などをCADデータで表しているため、CADシステムやPCなどのハードウェアが必須である。一般的に企業が1つのソフトウェアを利用するライフサイクルは8～10年、ハードウェアのライフサイクルは5～6年といわれている。3D図面データを、CADシステムの固有のデータ形式で保管する場合には、CADシステムのバージョンアップに伴い、データもバージョンアップする。あるいは、CADデータを作成したソフトウェアやハードウェア、OSまで含めてそのまま維持・保管するなどの非現

実的な対策が必要となり、保管期間が長期になるほど、CADデータをそのまま参照できる環境が保証できないことになる。上記のようなリスクやソフトウェア、ハードウェアに依存しない国際標準のデータ形式であるSTEP規格は、3D図面における保管ファイルの形式の主要な選択肢となると考えられる。

4. おわりに

本稿では、STEP規格を利用する上でもっとも重要な、実際のCADデータ交換や長期保存に用いられるアプリケーションプロトコル（AP）とその利用方法について説明した。本解説が、CADデータ交換やデータの長期保存について、参考になれば幸いである。

参 考 文 献

- 1) 五嶋裕之：産業オートメーション技術における国際標準化,フルードパワーシステム,Vol. 43, No. 3 (2012)
- 2) ISO 10303: Industrial automation systems and integration - Product data representation and exchange (JIS B 3700: 産業オートメーションシステム及びその統合—製品データの表現及び交換), 一般財団法人日本規格協会
- 3) Function Modeling Method IDEF 0 Overview (<http://www.idef.com/IDEF0.htm>)
- 4) JAMA 3D図面長期保管ガイドライン, 一般社団法人日本自動車工業会 (2011)

[著 者 紹 介]

ごとう ひろゆき
五嶋 裕之 君



1987年神奈川大学大学院工学研究科修士課程、2010年法政大学大学院システムデザイン研究科博士後期課程修了、博士（工学）（法政大学）。1987年株式会社日立製作所、1990年機械振興協会技術研究所、現在、同所生産技術部 部長代理、法政大学兼任講師（非常勤）。ISO/TC184/SC5/WG2, WG5, WG6国内対策委員を経て、現在、産業オートメーション標準化推進委員会委員、ISO/TC184/SC5/WG6国内対策委員会主査、日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会などの会員。

E-mail: goto@trijspmi.or.jp

トピックス

TCP/IPを用いたネットワーク通信のプログラミング*

内 堀 晃 彦**

1. はじめに

前稿では、ネットワーク技術の概要について説明した。本稿では、ネットワーク通信を行うためのプログラミングについて解説する。通信を行うためのオペレーティングシステム（OS）やライブラリには様々なものがあるが、本稿では、TCP/IPのプログラミングの基礎であるUnix系のOSとその上のソケットライブラリを題材として用いる。また、現在、使用されているIPにはVersion 4（IPv4）とVersion 6（IPv6）があるが、広く普及しているIPv4とそのTCP通信について説明を行う。

2. 接 続

2.1 名前解決

まず、ホスト名からIPアドレスを知る必要がある。このためのライブラリ関数として、`gethostbyname`がある。

```
#include <netdb.h>
struct hostent *gethostbyname (const char
                                *hostname);
```

`hostname`で指定されたホスト名をIPアドレスに変換することに成功すると、その結果が`hostent`構造体に収められ、そのポインタが返される。この構造体内の`*h_addr_list [ ]`にそのIPアドレスが、`h_length`にその大きさが収められている。図1のプログラムは、以上の名前解決を行うプログラムと、その実行結果を表示するものである。

2.2 ポート番号のエンディアン

複数バイトで構成される整数を、アドレスに応じて大きい順で並べるか小さい順で並べるか（エンディアン）は、ガリバーの時代から人類の悩み事であったが、ネットワーク上では大きい順に並べることに決まっている（ビッグエンディアン）。クライ

アントがサーバーに接続する際に指定するポート番号も、ビッグエンディアンにする必要がある。このための関数として`htons`が用意されている。

```
#include <netinet/in.h>
uint16_t htons (uint16_t port);
```

```
//
// name.c
//
#include <netdb.h>
#include <stdio.h>

int main (void)
{
    int i;

    // ホスト名の解決をする。
    struct hostent *ent
        = gethostbyname("www.jfps.jp");

    // h_addr_list[0]に収められている
    // 長さh_lengthのアドレスを表示する。
    if ( ent != NULL ) {
        for ( i = 0; i < ent->h_length; i++ )
            printf("%d ",
                    ent->h_addr_list[0][i]);
    }

    return 0;
}
```

```
実行結果
$ gcc -Wall name.c -o name

$ ./name
119 82 29 107
```

図1 名前解決のプログラムとその実行結果

2.3 socket関数

ソケットAPIを用いてネットワークによる通信を行うためには、最初にsocket関数を呼び出し、ソケットと呼ばれるエンドポイントを作成する必要がある。

```
#include <sys/socket.h>
int socket (int family, int type, int protocol);
```

`family`に指定できるプロトコルファミリには`AF_INET`や`AF_INET6`等がある。`type`には、TCPで

*平成24年4月16日 原稿受付

**宇部工業高等専門学校

(所在地: 〒755-8555 山口県宇部市常盤台2-14-1)

通信を行う場合にはSOCK_STREAMを指定する。protocolには通常0を指定する。作成に成功すると、ソケットの識別子であるソケットディスクリプタ（後のプログラムでは、sdで表す）を返す。

2.4 クライアント側の接続処理

クライアントがサーバーに接続するには、connect関数を使用する。

```
#include <sys/socket.h>
int connect (int sd, const struct sockaddr
             *servaddr, socklen_t addrlen);
```

sdには先程作成したソケットディスクリプタを、servaddrにはサーバーのアドレスを、addrlenにはservaddrの大きさを指定する。TCP/IPで通信を行う場合、実際のアドレス指定には、struct sockaddr*ではなくstruct sockaddr_in*が用いられる。これは、ソケットAPIが想定している通信方法はTCP/IPのみではないため、この関数はさまざまな形式のアドレスを引き受けなければならないが、APIが設計された当時、C言語は総称ポインタ(void*)を持っていなかったためである。総称ポインタであればよいという話ではない気もするが、これ以上はプログラミング言語の設計論になってしまうので、ここでは深入りしないことにする。ともあれ、TCP/IPで通信する場合には、sockaddr_inにキャストして引数として渡すことになる。sockaddr_in内のsin_familyには、アドレスファミリ（IPでは、AF_INET）、sin_portにはサーバーでサービスが提供されているポート番号、sin_addrには、図1のプログラムで解決したIPアドレスを指定する。

2.5 サーバー側の接続処理

サーバー側では、socket関数によってソケットを作成した後、サーバーのアドレスとこのソケットを関連づける必要がある。このためにbind関数を用いる。なお、ここからlisten関数の説明までに用いられるソケットディスクリプタは、（複数の）クライアントとの接続を確立するためのみに用いられる。実際に通信に用いられるソケットは、その後、accept関数で作成される。

```
#include <sys/socket.h>
int bind (int sd, struct sockaddr *servaddr,
          socklen_t addrlen);
```

sdにはソケットのディスクリプタを、servaddrにはサーバーのアドレスとサービスを提供しているポート番号を設定したsockaddr_in構造体へのポイ

ンタを指定する。

その後、listen関数でクライアントとの接続を確立する。接続の確立は、backlogで指定した数だけ行われる。

```
#include <sys/socket.h>
int listen (int sd, int backlog);
```

listen関数で確立した接続の中からacceptで実際にクライアントとの通信を開始するソケットを作成し、そのディスクリプタを返す。クライアントとの通信は、このソケットディスクリプタを用いて行われる。残った接続は、つぎのaccept関数の呼び出しまで待たされる。

```
#include <sys/socket.h>
int accept (int sd, struct sockaddr *cliaddr,
            socklen_t addrlen);
```

3. 通 信

受信と送信は、それぞれ、read関数とwrite関数、またはrecv関数とsend関数によって行われる。readとwriteはファイルへの入出力でおなじみの関数なので、説明を省く。

```
#include <sys/socket.h>
int recv (int sd, void *buf, size_t nbytes, int
          flags);
int send (int sd, const void *buf, int nbytes, int
          flags);
```

それぞれ、sdで指定されたソケットを用いて、bufにnbytesだけ受信、bufの内容をnbytesだけ送信する。flagsには、特に指定することがなければ0を指定する。

4. 切断・終了

通信の終了にはcloseを用いればよい。受信、または送信のみを遮断したい場合、shutdown関数を用いる場合もある。

```
#include <sys/socket.h>
int shutdown (int sd, int howto);
```

howtoにSHUT_RD（受信）、SHUT_WR（送信）、SHUT_RDWR（送受信）を指定することで、どの動作をクローズさせるのかを制御することができる。

5. プログラム例

以下に、クライアント側とサーバー側のプログラム例を示す。ページ数制限の関係で、エラー処理を全て省いている。実際のプログラムでは、このエラー処理が、デバッグの容易さ、プログラムの頑健性やメンテナンス性などに大きく影響するので、注意されたい。

```
#include <sys/socket.h>
#include <netinet/in.h>
#include <netdb.h>
#include <unistd.h>
#include <stdio.h>
#include <stdlib.h>
#include <string.h>

#define SENDMSG "GET /index.html\n"
#define BUFLen 1024

int main (int argc, char *argv[])
{
    int sd;
    struct sockaddr_in servaddr;
    char *servname = argv[1];
    int port = atoi(argv[2]);
    char buf[BUFLen];
    int len;

    // 名前解決
    struct hostent *ent = gethostbyname(servname);

    // socket を作成
    sd = socket(AF_INET, SOCK_STREAM, 0);

    memset(&servaddr, 0, sizeof(servaddr));
    servaddr.sin_family = AF_INET;
    servaddr.sin_port = htons(port);
    memcpy(&servaddr.sin_addr,
        ent->h_addr_list[0], ent->h_length);

    // 接続
    connect(sd, (struct sockaddr *)&servaddr,
        sizeof(servaddr));

    // 送信
    send(sd, SENDMSG, strlen(SENDMSG), 0);

    // 受信
    len = recv(sd, buf, BUFLen, 0);
    buf[len] = '\0';
    fputs(buf, stdout);

    // 切断, 終了
    close(sd);

    return 0;
}
```

図2 クライアント側のプログラム例

6. おわりに

ネットワーク通信を行うためのプログラミングについて解説した。次稿では、データグラム通信

(UDP) や同期の取り方, IPv6での通信方法などについて、紙面の許す限り解説を行う。

```
#include <sys/socket.h>
#include <netinet/in.h>
#include <unistd.h>
#include <string.h>

#define BUFLen 1024
#define SENDMSG "<!DOCTYPE HTML/>\n"

int main(void)
{
    struct sockaddr_in servaddr;
    int sd;
    char buf[BUFLen];

    // アドレスとポート番号を設定
    memset(&servaddr, 0, sizeof(servaddr));
    servaddr.sin_port = htons(80);
    servaddr.sin_family = AF_INET;
    servaddr.sin_addr.s_addr = htonl(INADDR_ANY);

    // socket を作成
    sd = socket(PF_INET, SOCK_STREAM, 0);

    // アドレスとソケットの関連づけ
    bind(sd, (struct sockaddr *)&servaddr,
        sizeof(servaddr));

    // クライアントとの接続を確立
    listen(sd, 3);

    // クライアントとの通信
    while ( 1 ) {
        int csd = accept(sd, NULL, NULL);
        recv(csd, buf, BUFLen, 0);
        send(csd, SENDMSG, strlen(SENDMSG), 0);
        close(csd);
    }

    // 切断, 終了
    close(sd);

    return 0;
}
```

図3 サーバー側のプログラム例

[著 者 紹 介]

うち ぼり あき ひこ
内 堀 晃 彦 君



1998年信州大学大学院工学系研究科博士課程単位取得退学。山口大学助手、宇部工業高等専門学校講師、同校准教授、沼津工業高等専門学校准教授を経て、現在、宇部工業高等専門学校准教授。ロボット工学、空気圧システムの開発に従事。日本フルードパワーシステム学会、電気学会等の会員。博士（工学）。

E-mail : uchibori@ube-k.ac.jp

トピックス

チェコ駐在員日記*

右高 雄太**

1. はじめに

2009年3月にチェコ駐在員としてチェコで生活を始めてからいつの間にか3年が過ぎた。

正直なところ、筆者はチェコ駐在が決まるまでチェコに対する知識は旧東欧の旧共産主義国という漠然としたものでしか無く、チェコがヨーロッパのどこに位置するのかも答えられたかどうかあやしい状態だった。3年経った今ではチェコに親しみにも似た感情も持つようになり、多少なりともその文化や歴史、生活を理解するようになったつもりである。今回はそのチェコでの駐在生活の一端をご紹介します。

2. チェコについて

2.1 チェコと日本

チェコの国土は日本の5分の1弱（7万8,866平方キロ）、人口は同じく12分の1以下（約1,034万人）である。しかし自動車関連、機械、電気関連などの多くの日系企業が進出し、それに伴い日系の物流関連や商社も数多く進出してきている。理由として、チェコでは比較的安い人件費で優れた人材を採用できるため投資先として選ばれる傾向があったようである。（実際にはチェコ政府が外国からの投資を受け入れるために過大な技術アピールを実施したことによって日系企業でチェコブームが起こったが、結果として人件費の高騰を招いたという一面もある。）また、チェコはクラシック音楽も盛んな国であり、日本からも多くの音楽留学生がチェコで勉強している。

2.2 チェコの地理と歴史

チェコは冷戦時代には東欧に分類されていたが、現在では中欧に分類されるのが一般的である。文字通り、ヨーロッパの中心に位置し、北はポーランド、東はスロヴァキア、南はオーストリア、東はドイツと国境を接する。

チェコの前身、チェコスロヴァキアは1989年にビロード革命により共産体制が崩壊、1993年にはビロード離婚によって、チェコとスロヴァキアに分離。そして2003年にチェコはEUに加盟した。

3. チェコの工業技術

チェコに赴任してきた私の目を最初に引いたのは、プラハの空港に降り立ち、空港のゲートから出口に向かう途中に展示してある1台の車だった（写真1）。どこのメーカーだろうとエンブレムを確認すると「Škoda」とある。「スコダ」？ 迎えに来てくれた前任者に聞くとチェコ語で「シュコダ」と教えてくれた。車メーカーといえば日本、アメリカ、ドイツ、イタリア等々の国のメーカー名が出てくるがチェコにも車メーカーがあったのか、という驚きがあった。しかも空港から車で首都のプラハ市内に走っていると町中シュコダばかりだ。チェコでは一番シェアを持っているメーカーである。このシュコダは共産主義時代から続くチェコでもっとも大きな企業の一つであり、その車は1950年代から1960年代には国際ラリーでも好成績をおさめた。共産主義時代からこのような優秀な車を生産していたという歴史はチェコ人の誇りでもあり、技術力の証明でもある。残念ながら現在はフォルクスワーゲングループの傘下に入っているが、ドイツを初め欧州各国に多く輸出されている。チェコの主な輸出品の一つだ。ドイツの知人に聞くとシュコダは高品質だが低価格



写真1 チェコ製自動車 シュコダ

*平成24年4月5日 原稿受付

**CKD株式会社 営業本部海外営業統括部
(所在地 〒485-8551 愛知県小牧市応時2-250)

で人気がある車メーカーの一つらしい。

チェコで仕事を始めてから、幾度か取引先のチェコ人にいわれて印象に残った言葉がある。それは「チェコ人は、物は何でも自分で治そうとする。なぜなら旧共産時代のチェコでは人件費はタダみたいなものだったが、物は不足していたからだ。特に西側からの物は手に入らないため時間がかかっても何とか壊れた部品のコピーを作って直そうとした。」というものである。確かに当時のチェコではそうするしかなく、それはチェコが独自に工業技術を磨いてくる事ができた理由の一つなのかもしれない。はたして本当に現在のチェコ人にもこのメンタリティーが受け継がれているかは疑問だが。

4. 生 活

筆者はチェコの首都プラハで生活している。恥かしながらチェコ語はいまだに話せないが、プラハは欧州でも人気の観光都市の一つであるため、レストランやスーパーでは外国人が多く、店員もほぼ問題なく話せるため、普段は英語で何とか生活できてしまう。

プラハ市内では、トラム（路面電車）、メトロ（地下鉄）、バスと公共交通機関で市内のほとんど何処へでも行ける。切符も30分券が24コルナ（約120円）、90分券が32コルナ（約160円）と非常に安い。この切符はトラム、メトロ、バス共通で時間内ならメトロからトラムへ乗り換えても良い。慣れてしまえば便利なものなので市内の移動ではよく使っている。ただ常にスリには意識して気をつけるようにしている。公共交通機関での移動で一番怖いのはスリなのだ。幸いにも私はまだ被害にあっていないが知り合いでも数人スリ被害者がいる。

先述のように駐在員、音楽留学生等、日本人が多く住んでいるため、しばしば知り合いが集まって食事会が開催される。私も妻と参加する事があるのだが、その際には私が駐在員友達とたわいもない話をしている隣で、妻はどことこのスーパーでえのきが

売っているなどの情報を仕入れていたりする。食材の情報はチェコで充実した食生活を送るうえで重要だ。筆者にとって、また多くのチェコ在住の日本人にとってチェコ料理（写真2）は時々食べるにはいいが、日本食で育った体にはカロリー、油などの負担が多く毎日では食べられないためである。今日では通常の手スーパーでも大根を売っていたりするが、まだまだ日本食に使う食材を探すのに苦労することは多い。

5. チェコ国外への移動

チェコはシェンゲン協定に参加している。このシェンゲン協定とは同協定参加国間での国境検査を撤廃するものである。ドイツ、フランス、イタリアなど、EUに参加している多くの国はこのシェンゲン協定に参加している。筆者は、出張でチェコ国外へよく出るがこの協定のために越境は非常に簡単だ。たとえばドイツ出張やポーランド出張、ハンガリー出張などは車で行くことも多いのだが国境ではパスポート検査も無く通常は素通りできるのである。ただし、ドイツは国境周辺を警察が見張っており、怪しい車を発見すると車で追いかけてきて停止を命じパスポートなどのチェックをすることがある。筆者も何度かドイツの警察に止められたことがある。アジア系など明らかに「外国人」の場合は止められることが多いのはわかっており、またやましいことは何も無いのだが、パスポート、VISA、車検証の提示を求められるとやはり緊張してしまう。

最近はこのチェックがあまり無いため、国外に出た実感が無く、国境を越えた先のガソリンスタンドで支払いにチェココルナを出してしまいそうになる程越境は簡単である。（ドイツの通貨はユーロ、ポーランドはズロチ、ハンガリーはフォリントなど、EU圏内でも東欧はまだユーロ通貨を導入していない国が多い。）

6. チェコ生活の楽しみ

6.1 ビール（写真3）

チェコが世界に誇るもの。それは安くておいしいビールである。日本人にとってビールといえば隣国ドイツのイメージが強いかもしれないが、実はチェコの国民一人当たりのビール消費量は世界1位である。有名なアメリカのバドワイザーも元はチェコのビール、ブドヴァイザー・ブドヴァルの人気を聞きつけて、その名前にちなんで命名されたものである（ブドヴァイザーを英語読みするとバドワイザーとなる）。

ビール好きの筆者としては、素晴らしい環境であ



写真2 チェコ料理

る。ブランドや地域にもよるが500mLの生ビールがレストランで約25コルナから約50コルナ程（約125円から250円）で絶妙な麦芽の香りの新鮮なビールが飲めるのである。春から夏に掛けて気候の良い時期になると、プラハのレストランは屋外にテラス席を出す。多くの観光客が外で日光と屋外の空気を楽しみながらこのテラス席で至福の1杯を飲む。筆者も休日には、時々プラハの街を散歩した後、レストランで至福の1杯を楽しんでいる。

問題はチェコに赴任してきてからビールの摂取量が増え、それに伴い体重も増加していることである。しかしこればかりは自己管理の問題なので自分で解決するしかない。



写真3 チェコのビール

6.2 クラシック音楽

チェコではクラシック音楽が盛んである。あの有名なドヴォルザーク（チェコ語の発音ではドヴォジャーク）やスメタナはチェコ出身の音楽家だ。現在でもチェコには大小多くの音楽ホール（写真4）があり毎晩どこかでクラシックコンサートが催されている。日本からの音楽留学生も学校に通いつつ小さなコンサートに出て腕を磨いている。毎年、スメタナの命日である5月12日には彼の代表作「わが祖国」でプラハの春音楽祭が幕を開ける。この音楽祭



写真4 人気コンサートホール、ルドルフィヌム

は約3週間に渡って催され初日には大統領も臨席しTV中継もされる。非常に人気が高く、日本からも鑑賞ツアーも組まれるほどだ。筆者もしばしばクラシックコンサートに行くが、大きなコンサートになるとそこは一つの社交場であるので他の駐在員の方と出会って御挨拶することもある。

ちなみにチェコ航空でプラハ空港に着陸すると機内放送で日本でも有名なスメタナの曲「モルダウ」がかかる。出張先からプラハ空港に到着してこの曲を聴くと家に戻ってきたと感じるから不思議だ。

7. チェコ人からの思いやり

チェコ人は一般的に人見知りで、愛想が無く、応対がぶっきらぼうな人が多いといわれる。赴任当初は憤りを感じることも多々あった。しかし親しくなると実はとても思いやりのある人が多い事がわかる。

2011年3月11日の東日本大震災のニュースを聞いた時、遠いチェコからその惨事に筆者は胸を傷めた。震災の数日後に取引先に行って、チェコ人と打ち合わせをした際には、まず初めに御見舞いの言葉を貰い、続いて筆者の家族、友人が被害にあっていないか心配をしていただいた。チェコでは日本の大震災に対して、クラシックのチャリティーコンサートが何度か催された。

8. おわりに

チェコ駐在としてチェコで生活を始めてから、文化、政治、経済、人など、チェコと日本のよいところ悪いところをそれぞれ考えるようになった。チェコの方が良いと思うこともあれば日本の方が良いと思う事もある。日本では当たり前だと思っていたことがチェコではまったく違って、そういう考え方もあるのだと気付かされることも多い。

こうした違う価値観、違う物の見方も自分のものにして、一回り成長して日本に帰任したいと思っている。

[著者紹介]

みぎ たか ゆ た
右 高 雄 太 君



2002年立命館大学国際関係学部修了。同年CKD(株)入社。2009年CKDヨーロッパ支店チェコ事務所に異動。現在に至る。
E-mail: y-migitaka@ckd.co.jp

研究室紹介

沼津工業高等専門学校大島研究室*

大 島 茂**

1. はじめに

沼津高専は、東名沼津インターから5分ほどの閑静な住宅地に位置する。北側には富士山の眺望が美しい。学生総数1,100余名で、機械工学科、電気電子工学科、電子制御工学科、制御情報工学科、物質工学科の5つの専門学科（5年制）と、機械・電気システム工学専攻、制御・情報システム工学専攻、応用物質工学専攻の3専攻の専攻科（2年制）で構成される。創立は1962年で、今年には創立50周年を迎える。

初代校長の遺訓でもある「人柄のよい優秀な技術者となって世の期待にこたえよ」を教育理念とし、豊かな人間性を備え、社会の要請に応じて工学技術の専門性を創造的に活用できる技術者の育成を行い、もって地域の文化と産業の進展に寄与することを目的としている。低学年（1, 2年生）全寮制を実践し、5年一貫教育の中、社会から信頼される指導力ある実践的技術者を養成している。地域企業との共同研究も盛んである。

卒業生の約半数が企業へ就職し、就職率は100%を誇っている。他の半数は主に国立大学の3学年へ編入学あるいは本校専攻科へ進学している。専攻科の修了生の約半数は就職、他は主に国立大学の大学院へ進学している。

沼津高専におけるフルードパワーの教育は、機械工学科の選択科目「油空圧工学（1単位）」を村松久巳教授が担当している。その他としては、専攻科の「流体エネルギー変換工学（1単位）」を大島が担当し、その授業の一部でフルードパワーシステムの紹介を行っている。研究面では、村松研究室で空気圧に関する研究を、そして大島研究室で、現在は主に水圧に関する研究を5年生の卒業研究及び専攻科生の専攻科研究として行っている。

2. 研究室の概要

大島研究室の実験室は制御情報工学科実験棟の一階にあり、面積は57㎡で大学等の研究室に比べ小さな実験室である。室内の様子は図1のようであり、その一角に防音のために仕切った小部屋を設け、チョッと実験室の大きさに似合わない位の大型油圧源ユニットを装備している。図2に示すように、油タンク（約300L）の上に2基のポンプ（最大21MPa, 60L/min, 22kwおよび最大21MPa, 30L/min, 15kw）を据え付けている。

水圧に関する研究は平成10年を境にして始め、それより以前は油圧機器、主に油圧バルブに関する研究を行っていた。直動型減圧弁の特性、スプール弁およびポペット弁に働く非定常流体力の測定、油圧



図1 大島研究室の実験室の様子



図2 油圧源ユニット

*平成24年4月5日 原稿受付

**沼津工業高等専門学校制御情報工学科
(所在地 〒410-8501 静岡県沼津市大岡3600)

制御弁における減衰用絞りの周波数特性、そしてポペット型油圧弁におけるキャビテーション現象と弁特性に関する研究などを行ってきた。ポペット型油圧弁におけるキャビテーション現象と弁特性に関する研究では、ポペット弁を中心軸に沿って半分に切断した半割りモデルの実験装置を考案し、狭い制御オリフィス部におけるキャビテーションの発生状況を観察・写真撮影をして、流量特性並びに圧力分布の測定結果と関連付けてキャビテーションとそれらの特性の変化との関連を明らかにした。その他に、油圧パイロット型比例カートリッジ弁の特性解析、球形ポペット弁におけるキャビテーションと弁特性、高速オンオフ弁を用いた油圧シリンダのデジタル微小駆動手法の研究など、油圧バルブに関する研究を継続してきた。

20世紀末頃から環境問題が重要視されるようになり、平成10年（1998年）を境にして水圧分野へ研究対象を変え、日本油空圧学会（当時）の水圧システム研究委員会に参加するなどして水圧技術の基礎を学びながら、低圧水圧バーンモータの特性に関する研究を手始めに開始した。特に低圧の水圧で駆動するアクチュエータに関する研究を主として継続し現在に至っている。水圧源装置の一つは、図3に示すように、水圧アキシアルピストンポンプ（最大14 MPa, 30L/min）を上述の油圧源ユニットを用いて油圧モータで駆動し運転している。回転速度を容易に変換できて便利である。



図3 実験用水圧源装置

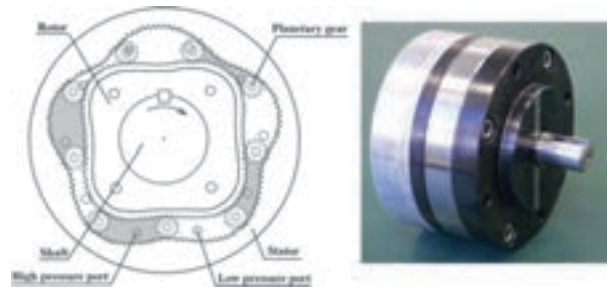
平成23年度の研究室の人員は、卒業研究生（5年生）が2名と専攻科生（2年生）が1名であった。卒業研究生は毎年新人に入れ替わるため、知識や技術の伝承が難しいところが悩みの種である。

3. 現在の研究内容

3.1 低圧水圧モータに関する研究

水道圧で駆動できるプラネタリーギヤ型の新しい

構造の低圧水圧モータの特性を理論と実験により解析し、トルク効率の向上を図るなど特性改善のための研究を専攻科研究のテーマとして行っている。図4に基本構造原理図と試作機の外観を示す。



(a) 構造原理図 (b) 外観写真

図4 プラネタリーギヤ型低圧水圧モータ

固体潤滑皮膜処理を施したプラネタリーギヤや、PEEK樹脂製のプラネタリーギヤを用いることでギヤ部の摩擦低減ができ、トルク効率の向上が図れた。専攻科学生が日本機械学会東海支部第61期総会講演会でその結果を発表した（図5）。



図5 日本機械学会東海支部第61期総会講演会

3.2 回転型水圧増圧器に関する研究

図4のプラネタリーギヤ型低圧水圧モータの一部品を改造することで増圧機能が実現できることを思いつき、試作部品を製作して基本的特性の確認と性能向上を図る研究を卒業研究のテーマとして行っている。水道圧（0.2～0.3 MPa）程度の低い圧力で作動し、その圧力を最大で約2.8倍まで増圧できる。回転軸にフライホイールを付けることで慣性の効果により限界の増圧比が若干向上できること、流路の直径を上げ圧力損失を少なくすることで、増圧された水の流量を増大できることなどを明らかにした。図6は実験装置の写真である。

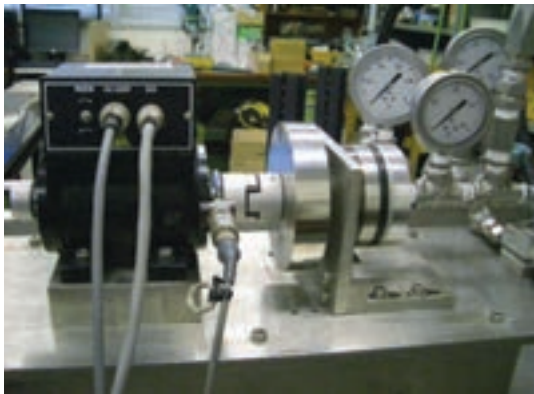


図6 増圧器実験装置の写真

3.3 低圧水圧システムの応用研究

低圧水圧システムは、水圧本来の、清浄、清潔、不燃、防爆などの利点に加え、低圧であるがゆえ素人の一般ユーザでも安全に安心して使用できるという利点がある。そこで、その応用可能性を検証する目的で、応用システムを試作しその機能と特性を確認する研究を卒業研究のテーマとして行っている。

平成22年度には図7に示す住宅用リフターを試作した。一般家庭の住宅玄関の2段程度（高さ30cm程度）の階段を車椅子利用者などが昇降するのを支援する目的の装置である。0.05MPa程度の水圧で100kg程度の荷重を昇降でき、水道蛇口の水圧はもちろん、市販の安価な水中ポンプでも容易に駆動できることを確認した。



(a) リフター写真



(b) アクチュエータ

図7 低圧水圧駆動リフター

平成23年度には図8に示す薪割り機を試作した。近年、里山の間伐材の有効利用で薪ストーブが見直され、薪の需要が増えている。油圧駆動の薪割り機は市販製品があるが、住宅近くの里山や住宅地域で使用することを考えれば、環境を害する危険が無く、安心して安全に使用できる低圧水圧駆動が適している。本研究で試作した装置は、最大0.8MPaの水圧で約70kNの推力を発生し、実験では直径300mmの丸

太を0.5MPa程度の水圧で割ることができた。



図8 低圧水圧駆動の薪割り機

アクチュエータとしては、リフターおよび薪割り機ともに、図7(b)に示すエアスプリングとして一般に用いられている製品を応用した。大きな直径のものも入手しやすく、低圧で大きな力を発生するのに適している。収縮行程の速度を上げるため、アクチュエータ内の水をポンプで吸出すような回路を組むなどの工夫をした。

4. おわりに

低圧水圧システムは、入浴介護用リフター、自動ドア、地下道浸水防止用可動壁などの製品にすでに実用されている。若い学生達の柔軟な発想によれば、さらに新しい応用が広がるものと思う。アイデアを生みだし、実用化に向けての設計・試作・性能試験・成果発表のプロセスを研究を通して経験させることは、社会の要請に応じて工学技術の専門性を創造的に活用できる技術者を育成することを目指す高専教育の真髄である。若く自由闊達な学生諸君の研究により、低圧水圧システムの応用製品が広く世の中に広まることを願っている。

[著者紹介]

おおしま しげる
大島 茂君



沼津工業高等専門学校制御情報工学科教授。油圧バルブ、キャビテーション、水圧アクチュエータの研究等に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会等の会員。工学博士。

E-mail : oshima@numazu-ct.ac.jp

企画行事

平成23年度ウインターセミナー開催報告
「圧縮空気エネルギーの有効利用技術」*

只 野 耕太郎**

1. はじめに

平成23年度ウインターセミナー「圧縮空気エネルギーの有効利用技術」が平成24年2月14日（金）に東京工業大学田町キャンパス内キャンパスイノベーションセンターにおいて開催された。本稿では、本セミナーの趣旨および各講演内容の概要を報告する。

2. 開催趣旨

地球環境保護のためのCO₂削減だけでなく、原子力発電の是非をめぐるエネルギーの安定供給が課題となる中、フルードパワーが活躍する各現場においてもより一層の省エネ、高効率化が求められている。フルードパワーの中でも特に圧縮空気は従来よりクリーンな動力源として注目、期待されているが、比較的低いとされる効率面などからその利用は一部にとどまっている。このような状況において、クリーンな動力媒体である圧縮空気の適用範囲拡大や産業界のさらなる高効率化のために、圧縮空気をより効率的に利用する技術が重要となる。

そこで本セミナーでは、「圧縮空気エネルギーの有効利用技術」というテーマで企画し、4名の講師にエネルギーの観点から圧縮空気の利用やその周辺技術について講演をいただいた。

3. 講演の概要

3.1 クリーンエネルギー変換技術としての圧縮空気技術の課題と展望

はじめに、NTTデータ経営研究所の竹内敬治氏により「クリーンエネルギー変換技術としての圧縮空気技術の課題と展望」と題して講演いただいた。

前半では、圧縮空気を用いた蓄エネ、省エネ、創エネに関する技術について解説いただいた。電力をオフピーク時に圧縮空気に変換して地下空洞などに貯蔵する技術や、効率面から利用されていなかった中小規模ダムの水力を圧縮空気に変換して利用する



写真1 講演される竹内氏

システムなど、さまざまな応用例やプロジェクトが、電池などの他の技術との比較を交えながら、紹介された。

また、圧縮空気エネルギーの応用として、圧縮空気を原動力として走行するエアカーの開発動向についても解説があり、その利点欠点を他の動力と比べながら説明いただいた。完成度の高いプロトタイプが既に開発されていることや、ガソリンと空気のハイブリッドエンジン技術などが紹介され、大変興味深い内容であった。

3.2 エアパワーメータを用いた空気圧システムの省エネ

つぎに、東京メータ株式会社の山本円朗氏による講演「エアパワーメータを用いた空気圧システムの省エネ」では、空気圧システムの消費エネルギーを考えるうえで非常に有効なエアパワーの概念およびそれを計測するエアパワーメータの原理を解説いただいた。エアパワーを用いて空気圧システムを評価することで電力など他のエネルギーとの比較が容易になることや空気圧工具などの消費エネルギーをワットに換算する具体的な計算方法などが示された。

また後半では、実際の工場現場でのエアパワー計測を例に空気圧システムの消費エネルギーの「見える化」について解説いただいた。空気圧エネルギーの「見える化」によって、無駄な消費を洗い出し、

*平成24年4月3日 原稿受付

**東京工業大学精密工学研究所

(所在地 〒226-8503 横浜市緑区長津田町4259)



写真2 講演される山本氏

それぞれの原因に応じて省エネ対策を施せることが具体的な事例を基に示された。

3.3 空気の旋回流を用いた非接触搬送

東京工業大学の黎鑫氏による講演では、現在取り組まれている研究テーマである「空気の旋回流を用いた非接触搬送」について解説いただいた。ボルトックスカップ内の旋回流による対象物の浮揚の原理、特徴などについて大変わかりやすい説明をしていただき、近年における液晶パネルなどの大型化、薄型化に対する搬送手段として有効であることが示された。原理から解析結果まで詳細に解説がなされ、提案する旋回流による非接触搬送がベルヌーイチャックによる従来の搬送方法に比べ剛性の高い安定した浮揚を実現できるだけでなく、消費エネルギーの面でも優位であることが説明された。

3.4 空気圧機器の省エネルギー

最後に、SMC株式会社の妹尾満氏より「空気圧機器の省エネルギー」と題して講演いただいた。



写真3 講演される黎氏



写真4 講演される妹尾氏

はじめに、空気圧業界における省エネルギーのための取り組みの現状が統計的に説明され、エネルギーの利用効率を高める「省エネ」だけでなく必要ときに必要な量だけエネルギーを使用する「少エネ」の実施が重要であることや、各空気圧機器要素におけるその実施例を紹介頂いた。

また、省エネを実現するための空気圧システムの機器構成や回路設計について、非常に実践的な数多くの事例が紹介され、その定量的な効果を含め解説いただいた。

4. おわりに

改めていうまでもなく日本のエネルギー事情は過去にも増して真剣に考えていかねばならない状況にあり、日本政府の重点課題としてもライフイノベーションとグリーンイノベーションが挙げられている。フルードパワーの業界からもグリーンイノベーションがもっと発信していけるよう本セミナーが何かのきっかけとなれば幸いである。最後に、貴重な講演をいただいた講師の方々並びにご協力いただいた関係者に感謝の意を表する。

[著者紹介]

ただのこうたろう
只野 耕太郎 君



2007年東京工業大学大学院総合理工学研究科博士課程修了。2008年東京工業大学精密工学研究所助教、現在に至る。空気圧システム制御、ロボティクスの研究に従事。日本ロボット学会、計測自動制御学会、日本機械学会、IEEE等の会員。博士(工学)。E-mail:tadano@pi.titech.ac.jp

企画行事

第2回フルードパワーに関する日中共同ワークショップ*

鈴木 健児**

1. はじめに

2012年5月23日、第2回フルードパワーに関する日中共同ワークショップ(The 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power 2012)が、平成24年春季フルードパワーシステム講演会に先立って、東京の機械振興会館において開催された。

第1回のワークショップは、2年前の2010年8月10日に、中国甘粛省の蘭州市にある蘭州理工大学で、テーマを「Energy Saving and New Application on Fluid Power」として開催された。今回の第2回のテーマは「Sustainable Future on Fluid Power」である。これに関連して募集された論文が、日中双方から5編ずつ発表された。発表論文10編は、日中双方の学会の責任において査読・編集が行われ、講演論文集(Proceedings of The 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power)として発行された。

中国側からは6名の参加が予定されていたが、中国側のチェアマンであるJiao教授が都合により急遽参加できなくなり、5名が来日された。

2. 発表論文の紹介

論文発表に先立ち、横田眞一会長から開会の挨拶が述べられた。

第1セッションは、油圧ポンプおよび省エネルギーに関するものである。座長は、芝浦工業大学の伊藤和寿教授によって行われた。

Huang(太原理工大学)ら¹⁾は、アキシャルピストンポンプによって片ロッドシリンダを直接駆動するシステムに対して、3つまたは4つのポートを有する3種類のバルブプレート形状による流量脈動および圧力脈動を、シミュレーションおよび実験により比較検討した。3つのポートがあるバルブプレートでは流量脈動および圧力脈動が大きく、それに起因する騒音も増加した。

Inoguchi(芝浦工業大学)ら²⁾は、油圧トランスフォーマとアキュムレータを用いた純油圧によるハイブリッドシリンダ駆動装置を提案し、その省エネルギー性能についてシミュレーションを行った。2種類の制御則について比較検討を行い、通常のシステムと比較して約80%以上の省エネルギー性能を達成することが確認された。油圧トランスフォーマの導入により回収したエネルギーを、シリンダの上昇時に用いることができれば、ポンプからのエネルギー供給の削減による省エネルギー化が図られる。

Wang(北京航空航天大学)ら³⁾は、航空機用アキシャルピストンポンプの寿命予測を行うために、ポンプからのリターン流量を統計的に予測する手法について検討を行い、実験結果と比較した。いくつかの統計的予測手法を混合して使用し、そのパラメータを最適化する方法について述べた。

Kosodo((株)タカコ)⁴⁾は、球面バルブプレートを有する油圧用小型アキシャルピストンポンプの開発と、その応用例について述べた。球面バルブプレートの設計法についての詳細は示されなかった。マイクロポンプシリーズとして、サイズが□30×65から□80×115までの5種類のポンプが紹介され、油中コンタミネーション測定装置や耕運機用静圧変速機への応用例が示された。

第2セッションは、キャビテーションおよび μ



写真1 Quan教授



写真2 井野口氏



写真3 Wang教授



写真4 小曾戸氏

*平成24年6月3日 原稿受付

**神奈川大学工学部

(所在地 〒221-8686 横浜市神奈川区六角橋3-27-1)

TASに関するものである。座長は、Jiao教授の代理として、著者が行った。

Li (哈爾濱工業大学) ら⁵⁾は、油圧用サーボ弁のノズルフラップに発生するキャビテーションを可視化した結果について述べた。ノズル背圧とリターン圧力をいくつかの条件で変えて、高速カメラによる撮影を行った。ノズル背圧の増加およびリターン圧力の減少により、キャビテーションクラウドの発生が増加していく様子が示された。

Abe (慶應義塾大学) ら⁶⁾は、 μ TASと呼ばれる化学合成分析システムへの応用を目的とし、電界共役流体 (ECF) を用いたアクティブ流路マトリクス of 製作および評価を行った。ECFで満たされた流路基板と電極対によって構成されたアクティブ流路マトリクスにおいて、流路内の任意の箇所 to 流動を発生させることにより、流路に滴下された液滴が流路内を自由に移動可能となる。液滴の位置を追跡するため、画像処理システムによって液滴の位置制御を行い、目標位置に静止できることが示された。

第3セッションは、構成要素および測定に関するものである。座長は、法政大学の田中豊教授によって行われた。

Xu (浙江大学) ら⁷⁾は、油圧によって駆動する高電圧回路遮断器の動作機構について、その開発の鍵となる技術について述べた。220 ~ 1100 kVの高電圧回路遮断器を油圧で駆動する上では、高速応答かつ大流量の制御弁および高速で動作するシリンダのクッション作用が重要である。設計および最適化のための理論的な指針を与えるため、シミュレーションモデルの構築および実験による検証が行われた。

Kagawa (東京工業大学) ら⁸⁾は、空気圧シリンダを用いた新たな空気ばねを提案し、その圧縮過程における温度および圧力を測定して効果を検証した。空気圧シリンダ体積の半分に、熱吸収器として銅線を入れることによって温度変化が小さくなり、空気

ばねを駆動する動力がほぼ一定となることが確認された。

Ma (大連海事大学) ら⁹⁾は、スパイラル溝を有する空気動圧スラスト軸受において、溝の長さ、幅、深さ、角度を変えて圧力分布の計算を行い、負荷容量の比較を行った。最適化した設計の元で詳細な計算を行い、動圧効果の向上について検証した。

Kato (福岡工業大学) ら¹⁰⁾は、ガス流量計の特性評価のために新たに開発した、管路系において任意の圧力脈動を発生させる装置について紹介した。実際に発生している圧力脈動を予備実験によって測定し、これを開発した圧力脈動発生装置によって再現することができた。これにより、ガス流量計の評価



写真5 Li教授



写真6 竹村准教授



写真7 Xu教授



写真8 香川教授



写真9 Xiong教授



写真10 加藤准教授



写真11 ワークショップ参加者の集合写真 (撮影：宇部高専・内堀晃彦准教授)

コストを削減できる可能性が示された。

最後に、香川利春教授（東京工業大学）より、閉会の挨拶とともに、2014年に島根県松江市において開催予定の第9回JFPS国際シンポジウムへの参加が呼びかけられた。

3. おわりに

今回講演があった中国側の5編の論文中、4編の謝辞に、何らかの基金による研究助成を受けたことが記されていた。このことから、中国においてフルードパワーの研究が盛んに行われていることが窺える。

ワークショップ終了後、会場近くの「とうふ屋うかい」において、日中の関係諸氏によるwelcome dinnerが開催され、純和風の会席料理を楽しんだ。次回のワークショップでの再会を祈念し、散会となった。なお、北京航空航天大学・Wang教授には、翌々日の春季フルードパワーシステム講演会の特別講演において、航空機や自動車用の負荷シミュレータに関するご講演を行っていただいた。

今回の日中共同ワークショップが無事に開催できたのは、国際交流委員会委員長の法政大学・田中豊教授、芝浦工業大学・伊藤和寿教授、ならびに岡山大学・高岩昌弘准教授のご尽力によるものである。また、中国側参加者の日本滞在中の大学見学や観光などにおいて、東京工業大学、芝浦工業大学、法政大学の学生諸氏にお世話になった。この場を借りて、御礼申し上げます。

なお、今回発行された講演論文集は10,000円で頒布されているので、学会事務局までお問い合わせ願いたい。

参 考 文 献

- 1) Huang, J., Quan, L., Zhang, X.: Compared Analysis and Testing Research on the Flow Distributing Performance of Three Outlets Axial Piston Pump, Proc. 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power, pp. 11-16 (2012).
- 2) Inoguchi, R., Ito, K., Ikeo, S.: Pure-Hydraulic Hybrid Cylinder Drive System with Hydraulic Transformer, Proc. 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power, pp. 17-21 (2012).
- 3) Wang, S., He, Z.: Residual Life Prediction of Hydraulic Pump, Proc. 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power, pp. 23-29 (2012).

- 4) Kosodo, H.: Development of Micro Pump and Micro-HST for Hydraulics, Proc. 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power, pp. 31-35 (2012).
- 5) Li, S., Cao, J., Xue, X.: Visualization of Cavitation in Flow Field between Flapper and Nozzle in a Hydraulic Servo-valve, Proc. 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power, pp. 39-43 (2012).
- 6) Abe, Y., Takemura, K., Yokota, S., Edamura, K.: Active Flow Channel Matrix Using Electro-conjugate Fluid for μ TAS Application, Proc. 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power, pp. 45-49 (2012).
- 7) Xu, B., Ding, R., Liu, W.: The Hydraulic Operating Mechanism for High Voltage Circuit Breaker: Development Status and Key Technologies, Proc. 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power, pp. 53-59 (2012).
- 8) Kagawa, T., Youn, C., Oo, L., Zhang, H.: Temperature and Pressure Change in Pneumatic Cylinder Spring Compression Process, Proc. 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power, pp. 61-64 (2012).
- 9) Ma, W., Chen, L., Xiong, W.: Research of Design and Characteristics of Aerodynamic Thrust Bearing, Proc. 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power, pp. 65-70 (2012).
- 10) Kato, T., Owaku, T., Sakuma, H., Kagawa, T.: Introduction of a Newly Developed Arbitrary Pressure Pulsation Generating Device for Evaluating the Characteristics of Gas Flow Meters and Sensors, Proc. 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power, pp. 71-76 (2012).

[著 者 紹 介]

すず き けん じ
鈴 木 健 児 君



1995年神奈川大学大学院工学研究科博士前期課程修了。光洋精工（株）を経て1998年神奈川大学助手、現在に至る。水圧駆動システムの研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会などの会員。博士（工学）。

E-mail : suzuki@kanagawa-u.ac.jp

編集室

次号予告
—特集「基礎研究の最新動向」—

「基礎研究の最新動向」発行にあたって
 各種油圧ポンプのしゅう動部の温度計測
 (実作動条件下の実機ピストンポンプ、歯車ポンプ、ベーンポンプを対象として)
 摩擦を考慮した断熱管内空気定常流量特性の近似計算
 ヘルムホルツ形油圧動吸振器の減衰特性
 フルードパワーアクチュエータの動摩擦特性と数学モデル
 ゴムベローズを用いた高減衰空気圧ゴム人工筋のモデル化とシミュレーション
 電界共役流体に発生する流動のモデリング
 超精密工作機械用の流体駆動スピンドル
 [解説] 入門者向き実習講座「油空圧技術」
 [連載]
 阿佐々谷プロジェクトー3次元免震建物の地震観測 (前編)
 [FPIC会議報告]
 第12回日本機械学会機素潤滑設計部門講演会におけるフルードパワー技術研究
 第24回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウムにおけるフルードパワー技術研究動向
 IFK2012参加記
 [教室] おもしろ油圧機構 第8回 油圧モータ
 おもしろ空気圧 「空気圧機器の流量特性」
 入門講座「流体力学」 第1回: 覆水盆に返らず
 [トピックス] スマートグリッドと情報・通信の国際標準化
 電気・電子・通信・情報・OS
 シンガポール駐在日記
 学生による企業見学記
 [企画行事] 平成24年春季フルードパワーシステム講演会報告
 平成24年春季講演会併設セミナー「電動とフルードの社会貢献」

眞田 一志
 風間 俊治
 川上 幸男, 中野 和夫
 一柳 隆義
 柳田 秀記
 加藤 友規
 竹村研治郎
 中尾 陽一
 眞田 一志
 高橋 治
 吉田 和弘
 巖 祥仁
 加藤 友規
 大橋 彰
 妹尾 満
 高橋 勉
 五嶋 裕之
 内堀 晃彦
 渡辺 直樹
 阿部 利章
 高岩 昌弘
 加藤 友規

平成24年度「フルードパワーシステム」編集委員

委員長 吉田 和弘 (東京工業大学)
 副委員長 塚越 秀行 (東京工業大学)
 委員 伊藤 雅則 (東京海洋大学)
 内堀 晃彦 (宇部工業高等専門学校)
 大橋 彰 (油研工業(株))
 小倉 弘 (日立建機(株))
 加藤 友規 (福岡工業大学)
 木原 和幸 (財工業所有権協力センター)
 金 俊完 (東京工業大学)
 五嶋 裕之 (機械振興協会)
 佐藤 恭一 (横浜国立大学)
 妹尾 満 (SMC(株))
 多田 昌弘 (CKD(株))
 中野 政身 (東北大学)

委員 西海 孝夫 (防衛大学校)
 藤田 壽憲 (東京電機大学)
 丸田 和弘 (株コマツ)
 村松 久巳 (沼津工業高等専門学校)
 柳田 秀記 (豊橋技術科学大学)
 山田 真の介 (株TAIYO)
 山田 敏夫 (株コガネイ)
 山之内 健司 (KYB(株))
 吉満 俊拓 (神奈川工科大学)
 担当理事 宮川 新平 (KYB(株))
 山田 宏尚 (岐阜大学)

編集事務局 藤谷 秀次 (学会事務局)
 竹内 留美 (勝美印刷(株))

(あいうえお 順)

会 告

複写される方へ

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

権利委託先: (中法) 学術著作権協会

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

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

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

日本フルードパワーシステム学会論文集

第43巻, 第4号 (2012)

平成24年7月

目次

研究論文

1. 絞り制御弁内蔵型空気ばねを用いた鉄道車両の車体上下振動
低減 (第2報, 一車両モデルのシミュレーションと実車走行
試験による性能検証結果)
風戸 昭人, 菅原 能生, 小金井玲子, 眞田 一志 93
2. 空気圧ラバーレス人工筋の開発
齋藤 直樹, 佐藤 隆智, 小笠原隆倫, 佐藤 俊之 102
3. 近接スイッチを利用した空気圧シリンダの繰返し位置決め
(第1報, 制動法の提案)
Mohammad Taufiq MUSTAFFA, 大内 英俊 109

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

Vol.43, No.4

July 2012

Contents

Paper

1. Vertical Vibration Suppression of a Railway Vehicle by Damping Control of an Air Spring with Flow Control Valve (2nd Report, Performance validation by numerical simulation with a single vehicle model and the running test with an actual vehicle)
Akihito KAZATO, Yoshiki SUGAHARA, Reiko KOGANEI, Kazushi SANADA 93
2. Development of Pneumatic Rubberless Artificial Muscle
Naoki SAITO, Takanori SATO, Takanori OGASAWARA, Toshiyuki SATOH 102
3. Repeated Positioning of a Pneumatic Cylinder Using Proximity Switches (1st Report: Braking Method)
Mohammad Taufiq MUSTAFFA, Hidetoshi OHUCHI 109

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

研究論文

絞り制御弁内蔵型空気ばねを用いた鉄道車両の車体上下振動低減*

(第2報、一車両モデルのシミュレーションと実車走行試験による性能検証結果)

風戸 昭人**, 菅原 能生***, 小金井 玲子***, 眞田 一志****

Vertical Vibration Suppression of a Railway Vehicle by Damping Control of an Air Spring with Flow Control Valve

(2nd Report, Performance validation by numerical simulation with a single vehicle model and the running test with an actual vehicle)

Akihito KAZATO, Yoshiki SUGAHARA, Reiko KOGANEI, Kazushi SANADA

Air suspension systems are now widely used for the secondary suspension of railway vehicles. To improve the ride comfort of vehicles equipped with this system, the authors developed a semi-active damping control system of air suspension that has a flow control valve with variable orifice between an air spring and an auxiliary air chamber for Shinkansen vehicles. In order to validate the effect of vertical vibration suppression with a single vehicle model, numerical simulations, bench tests for a rolling stock test plant and running tests for a Shinkansen vehicle were conducted. Consequently, the following results were indicated. The numerical simulation using a proposed model of air spring and 5-DOF vehicle model was able to show the effectiveness of vibration suppression. Controlling both the translational vibration mode and pitching vibration mode of car body was effective in order to reduce the vertical vibration of a car body in a frequency range from 1 to 2 Hz. In a running test, the system reduced the vertical vibration acceleration PSD peak value (1.4Hz) by almost 40% compared with that of the case of not using this system. Furthermore, this system was able to reduce the vibration of a car body in frequency ranges exceeding 2 Hz according to setting control parameters. In conclusion, this system was effective in reducing the vertical vibration of the Shinkansen vehicle.

Key Words : Vibration Control, Air suspension, Flow Control Valve, Numerical Analysis, Railway Vehicle

1. 緒 言

鉄道車両の高速化に伴い、軌道不整や遠心加速度、空気の圧力変動などによる、車体への加振外乱が大きくなりつつある。そのため、乗り心地を損なうことなく、これまで以上の高速化を実現するには、車体の振動を効果的に低減させる制御デバイスが必要となる。新幹線車両を例にとると、高速化の障害となったのがトンネル走行時の空力加振による車体のヨーイング振動の増大であった¹⁾。車体に作用する空気力に抗するためには、車体と台車間の結合力を高める必要があるが、一方で、軌道不整のような台車から車体に伝達する加振に対しては不利となってしまう。この

ような状況に対処するため、車体と台車間の左右方向の減衰要素である左右動ダンパの減衰力を制御するセミアクティブサスペンション²⁾が開発され、鉄道車両における世界初の振動制御デバイスの実用化例となった。その後、さらに制振性能を向上したフルアクティブサスペンション³⁾も実用化され、新幹線車両の左右方向の振動乗り心地は大きく改善された。

左右振動が低減されると、上下振動が大きく感じられるようになった。上下振動低減に関する研究は数多く行われてきたが、主なものは、車体支持装置である2次ばねと並列に取り付けたアクチュエータやダンパの発生力の制御を行うものであった⁴⁾。しかし、この場合には、2次ばねと並列にアクチュエータ等を取り付ける座が必要となり、既存の車両に適用することは難しい。

そこで著者らは、車体支持装置として広く用いられている空気ばねの内部に、絞りの開口面積を制御できる“絞り制御弁”を内蔵した“絞り制御弁内蔵型空気ばね”を開発した⁵⁾。この空気ばねは、車体の振動状態に応じて、絞りで発生する減衰力を制御して、主に車体の剛体モード（上下並進モード、ピッチングモード）の振動低減を図ること

*平成23年5月31日 原稿受付

**公益財団法人鉄道総合技術研究所

車両構造技術研究部 走り装置研究室

(所在地 〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38)

(E-mail : kazato@rtrior.jp)

***同 車両振動研究室

****横浜国立大学大学院 工学研究院

を目的としたものである。前報⁵⁾においては、絞り制御弁内蔵型空気ばねの振動低減効果を、空気ばね単体でのシミュレーションと実験により明らかにした。

本稿では、絞り制御弁内蔵型空気ばねを、一車両に適用した際の振動低減効果を、シミュレーションにより求め、車両試験台試験、および実車走行試験により確認した結果を報告する。

2. 主な記号

a_j	: 空気ばね絞りの開口面積 [m ²]
A_{1j}	: 空気ばね有効受圧面積 [m ²]
c_{Aj}	: 空気ばね絞りの減衰係数 (1 台車あたり) [Ns/m]
c_w	: 軸ダンパの減衰係数 (1 軸あたり) [Ns/m]
G_j	: 絞りを通過する空気の流れ質量 [kg/s]
J_B	: 車体のピッチング慣性モーメント [kg・m ²]
J_{Tj}	: 台車枠のピッチング慣性モーメント [kg・m ²]
k_w	: 軸ばねのばね定数 (1 軸あたり) [N/m]
l_{TC}	: 台車中心間距離の 1/2 [m]
l_w	: 車軸間距離の 1/2 [m]
M_B	: 車体質量 [kg]
M_{Tj}	: 台車枠質量 [kg]
P_e	: 大気圧 (絶対圧) [Pa, abs.]
P_{ij}	: 空気圧力 (絶対圧) [Pa, abs.]
P_s	: 空気源圧力 (絶対圧) [Pa, abs.]
q_B	: 車体の 1 次曲げ振動モード上下変位 [m]
R	: 空気の気体定数 [J/(kg・K)]

T_{ij}	: 空気温度 [K]
V_{ij}	: 空気室容積 [m ³]
V_V	: 絞り制御弁電流ドライバへの指令電圧 [V]
W_{ij}	: 空気質量 [kg]
x_{spj}	: 絞り制御弁のスプール変位 [m]
z_{Aj}	: 空気ばね相対上下変位 [m]
z_B	: 車体上下変位 [m]
z_{Tj}	: 台車枠上下変位 [m]
z_{Wjk}	: 輪軸上下変位 [m]
ζ_1	: 車体の 1 次曲げモード減衰係数
θ_B	: 車体のピッチング角 [rad]
θ_{Tj}	: 台車枠のピッチング角 [rad]
κ	: 空気の比熱比
$\phi_1(\cdot)$	: 車体の 1 次曲げモード固有関数
ω_1	: 車体の 1 次曲げモード固有角周波数 [rad/s]

添字

0	: 初期状態,
i	: 1 : 空気ばね本体室, 2 : 補助空気室
j	: 1 : 前側台車, 2 : 後側台車
k	: 1 : 第 1 軸, 2 : 第 2 軸

3. システム構成と制御則

3.1 絞り制御弁内蔵型空気ばね⁵⁾

絞り制御弁内蔵型空気ばねは、空気ばね内部に設置した絞り制御弁の開口面積を外部からの指令に従って変化させて、空気ばねが発生する減衰力を制御できるようにしたも

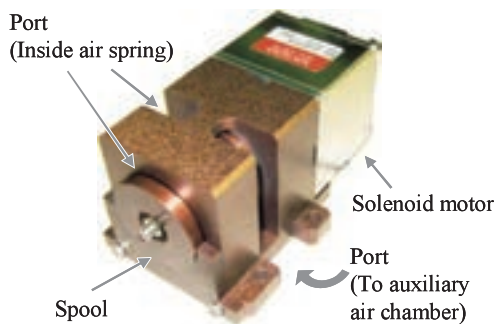


Fig. 1 Configuration of flow control valve

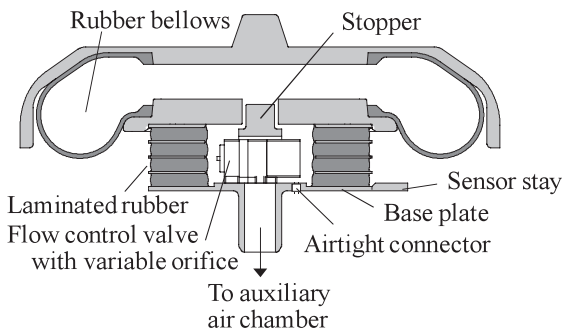


Fig. 2 Cross section of air spring with flow control valve

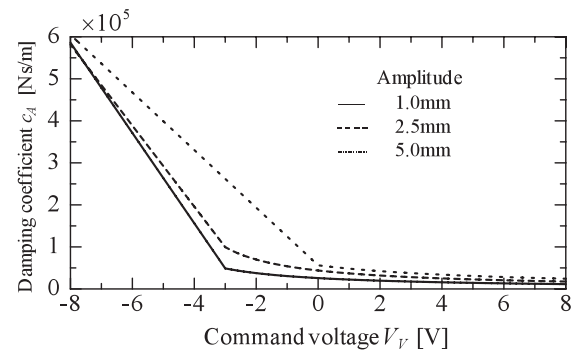


Fig. 3 Approximate function (V_V to c_A)

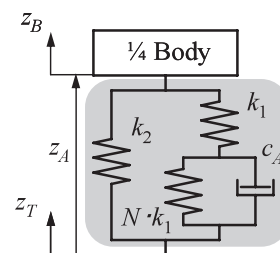


Fig. 4 Dynamical model of air spring (Linear 4-elements model)

のである。Fig. 1に絞り制御弁を、Fig. 2に絞り制御弁内蔵型空気ばねの断面図を示す。絞り制御弁は比較的大きなスプールを持つ直動型流量制御弁であり、外部からの電流指令によって絞りに相当する弁の開口面積を変化させることができる。絞り制御弁内蔵型空気ばねは、固定絞りの代わりに絞り制御弁が取り付けられていること以外は通常の新幹線用空気ばねと同じ構造である。絞り制御弁は空気ばね内部の底板に固定され、弁の駆動電流は、空気ばね底面に設けた気密コネクタを介して供給される。絞り制御弁への電流を切ると、制御弁内部に設けたばねの作用によりスプールが中立位置に戻される。このときの絞り制御弁の流量特性を、従来の空気ばねに用いられている固定絞りと同等になるようスプール位置を調整しておくことにより、異常発生時には制御電源を切ること通常空気ばねを装備した車両と同等に走行できる。

本空気ばねが持つ減衰係数 c_A と、絞り制御弁電流ドライバへの指令電圧 V_r との間には式(1)、およびFig. 3の関係がある⁵⁾。この関係は、Fig. 4に示す空気ばねの線形4要素モデルを用いた同定により得たものである。なお、 k_1 は空気ばね本体室容積による剛性、 k_2 は有効受圧面積変化による剛性、 N は空気ばねと補助空気室の容積比であり Nk_1 は補助空気室容積による剛性を表す。

$$V_r = \begin{cases} (1/(c_A + \alpha_1) - \alpha_3)/\alpha_2 & (c_A < c_P) \\ (c_A + \beta_2)/\beta_3 - \beta_1 & (c_A \geq c_P) \end{cases} \quad (1)$$

ここに、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta_1, \beta_2, \beta_3, c_P$ は、加振振幅ごとに定める実定数である。本稿においては、前報と同様に、加振振幅25mmのときの関係を用いて制御を行うこととする。

3.2 システム構成

Fig. 5に、車両モデルにおける減衰制御システムの構成を

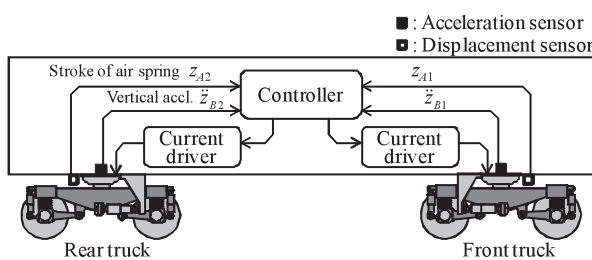


Fig. 5 Structure of control system (with vehicle model)

示す。絞り制御弁内蔵型空気ばねを、各台車2個ずつ、計4個装備する。車両モデルにおいては、車体の上下並進モード、およびピッチングモードを振動制御の対象とし、その制御則には、スカイフック制御則を用いる。車体の振動状態を把握するための加速度センサは、各台車直上の車体床面に1個ずつ、計2個設置する。また、各空気ばねの高さを測定する変位センサを設け、制御に必要なとなる空気ばね速度の演算に用いる。

3.3 制御則

空気ばねの減衰制御則としては、最適制御や H_∞ 制御など様々な制御則が考えられるが、本稿では調整が容易なスカイフック制御則を用いた。Fig. 6に、制御ブロック図を示す。なお、実際の車両では、空気ばねは4個装備されるが、制御においては、上下並進モードとピッチングモードのみを対象とするので、空気ばねは各台車に1個と考える。Fig. 6において、まず、各台車直上で測定された上下振動加速度を、上下並進モードとピッチングモードに分離する。モード分離した加速度をそれぞれ積分して、モード別の速度を求め、これにスカイフックゲイン c_{sj} 、 $c_{s\theta}$ を乗じて、モード別のスカイフック力を求める。最後に、モード別のスカイフック力を加算して、各空気ばねが発生すべき力を計算する。以上から、各空気ばねで発生すべきスカイフック力は、前側台車の空気ばねを $j=1$ 、後側台車を $j=2$ として、式(2)で表される。なお、 $(\cdot)$ は時間微分を表すものとする。

$$f_{sj} = c_{sj} \dot{z}_B \pm c_{s\theta} \dot{\theta}_B l_{BC} / 2 \quad (2)$$

目標とする空気ばねの減衰係数は、式(3)で表される。

$$c_{Aj} = \begin{cases} \frac{-f_{sj}}{\text{sign}(\dot{z}_{Aj}) (|\dot{z}_{Aj}| + \varepsilon)} \\ (c_{A \min} \leq \frac{-f_{sj}}{\text{sign}(\dot{z}_{Aj}) (|\dot{z}_{Aj}| + \varepsilon)} \leq c_{A \max}) \\ c_{A \max} & (c_{A \max} < \frac{-f_{sj}}{\text{sign}(\dot{z}_{Aj}) (|\dot{z}_{Aj}| + \varepsilon)}) \\ c_{A \min} & (\frac{-f_{sj}}{\text{sign}(\dot{z}_{Aj}) (|\dot{z}_{Aj}| + \varepsilon)} \leq c_{A \min}) \end{cases} \quad (3)$$

ここで、 $\varepsilon = 0.001 \text{ m/s}$ とする。

本システムでは、この減衰係数を実現するように、式(1)の関係を用いて絞り制御弁の開度を制御する。ただし、 f_{sj}

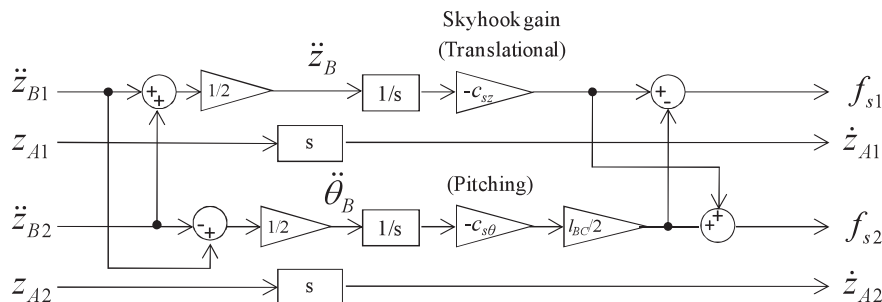


Fig. 6 Flow chart of mode separation and calculation of sky-hook forces for each air spring (with vehicle model)

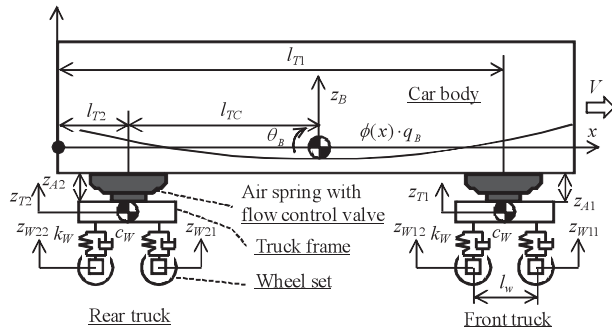


Fig. 7 A vehicle model with 5 degrees of freedom

と $\dot{z}_{Aj}$ の符号が等しい場合には、 f_{sj} と同符号の力を c_{Aj} によって発生することはできない。そのため、式(3)に示すようにKarnopp近似⁶⁾を適用し、 f_{sj} の向きに力を発生できない場合には減衰係数を最小にする。なお、 $\dot{z}_{Aj}$ は $\dot{z}_{Aj}$ に近似微分フィルタを適用して求める。近似微分フィルタの折れ点周波数は、減衰制御の対象が10Hz程度までであること、及び高周波ノイズの低減を考慮して20Hzとした。

4. 一車両モデルによるシミュレーション検証

4.1 車両の5自由度モデル

Fig. 7にシミュレーションに使用する車両モデルを示す。ここでは車体の剛体モードだけでなく、1次曲げモードも考慮することで、比較的高周波領域の振動も対象とした。ここに添字 j は台車の位置を表し、 $j=1$:前側台車、2:後側台車である。

以下の条件のもとに車両モデルを作成する。

- 質量 M_B 、ピッチング慣性モーメント J_B なる車体は、空気ばねによって二カ所で支持される両端自由の均一な弾性はりとする。
- 各軸箱は上下のみに運動し、台車枠は質量 M_{Tj} 、ピッチング慣性モーメント J_{Tj} をもつ剛体とする。
- 乗り心地に特に大きな影響を与える台車枠の上下並進、車体の上下並進、ピッチングおよび1次曲げモードのみを扱う。
- 空気ばね発生力 F_{Aj} は、空気ばね2個分(1台車分)の発生力とする。

すると、台車枠および車体の運動方程式は以下のように表せる。

$$M_{Tj} \ddot{z}_{Tj} = -k_W(2z_{Tj} - z_{Wj1} - z_{Wj2}) - c_W(2\dot{z}_{Tj} - \dot{z}_{Wj1} - \dot{z}_{Wj2}) + F_{Aj} \quad (4)$$

$$M_B \ddot{z}_B = -F_{A1} - F_{A2} \quad (5)$$

$$J_B \ddot{\theta}_B = l_{TC}(F_{A1} - F_{A2}) \quad (6)$$

$$M_B (\ddot{q}_B + 2\zeta_1 \omega_1 \dot{q}_B + \omega_1^2 q_B) = -\phi_1(l_{T1}) \cdot F_{A1} - \phi_1(l_{T2}) \cdot F_{A2} \quad (7)$$

また、空気ばね変位、及び速度は式(8)、(9)で表せる。

$$z_{Aj} = z_B - z_{Tj} + l_{TC} \theta_B + \phi_1(l_{Tj}) q_B \quad (8)$$

$$\dot{z}_{Aj} = \dot{z}_B - \dot{z}_{Tj} + l_{TC} \dot{\theta}_B + \phi_1(l_{Tj}) \dot{q}_B \quad (9)$$

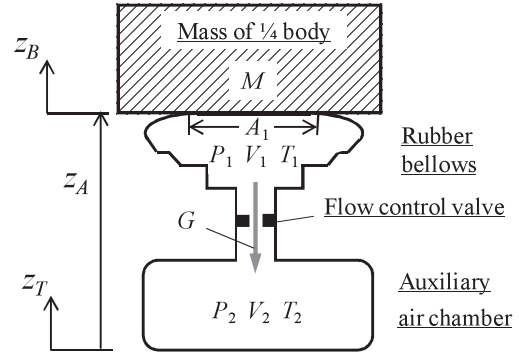


Fig. 8 Numerical simulation model of air spring

ただし、式(8)、及び式(9)内の複合は同順、すなわち、負号は前側台車の場合、正号は後側台車の場合を表す。

4.2 絞り制御弁内蔵型空気ばねのモデル

絞り制御弁内蔵型空気ばねのモデルは、著者らが提案した理想気体の状態方程式を考慮したモデル (Fig. 8)⁵⁾とし、これを車両モデルの前後台車上に1個ずつ配置し、空気ばねの発生力を計算する。発生力は式(10)で表すように、空気ばね本体室の内圧 P_{1j} と有効断面積 A_{1j} により求まる。 P_{1j} の時間変化 $\dot{P}_{1j}$ は、理想気体の状態方程式の微分形から、式(11)に表すように、容積変化、温度変化、および絞りを通過する空気の質量流量によって得ることができる。 P_{2j} も同様にして得られる。容積変化は式(13)から、温度変化は断熱変化を仮定して式(14)より得る。補助空気室への流出流量 G は、先細ノズルの流量特性式⁷⁾⁽¹⁵⁾、(16)より得る。ここで添字 u は絞りの上流側、 d は下流側を表す。絞り制御弁のスプール開口部は、厳密には先細ノズルの形状と異なるが、前報⁵⁾にあるように、絞り制御弁(中立時)を内蔵した空気ばねと、円筒絞り($\phi 13\text{mm}$)を内蔵した空気ばねの振動伝達特性は一致していることから、絞り制御弁は円筒絞りと仮定できると考える。円筒絞りには適当な流量係数を導入することで、先細ノズルの特性式を適用できる⁸⁾ので、絞り制御弁に対しても先細ノズルの流量特性式を準用できる。そこで、絞り制御弁の幾何学的な開口面積 a_j に対して、絞り形状の影響による流量係数を C_{dj} として乗じた。 C_{dj} は、種々の円筒絞り径に対する空気ばね単体モデルでの実験結果と計算結果を比較することにより決定したものであり、絞り径と絞り厚さの比 d_j/l ($l=10\text{mm}$)により、式(17)で表される⁵⁾。これを絞り制御弁のスプール変位 x_{spj} で表すと、 d_j との幾何学的な関係から、式(18)で表される。また、 a_j と x_{spj} の関係は幾何学的に式(19)で表される。なお x_{spj} は、絞り制御弁の全閉時を0mmとし、中立時は0.56mm、全開時は2.06mmとなる。

$$F_{Aj} = A_{1j}(P_{1j} - P_e) - M_B g/2 \quad (10)$$

$$\dot{P}_{1j} = -\frac{P_{1j}}{V_{1j}} \dot{V}_{1j} + \frac{W_{1j} R}{V_{1j}} \dot{T}_{1j} - \frac{RT_{1j}}{V_{1j}} G_j \quad (11)$$

$$\dot{P}_{2j} = \frac{W_{2j} R}{V_{2j}} \dot{T}_{2j} + \frac{RT_{2j}}{V_{2j}} G_j \quad (12)$$

$$\dot{V}_{1j} = A_{1j} \dot{z}_{Aj}, \quad \dot{V}_{2j} = 0 \quad (13)$$

$$\dot{T}_{ij} = (\kappa - 1) R G_j T_{ij}^2 / P_j V_{ij} \quad (14)$$

$P_d/P_u \geq 0.528$ のとき,

$$G_j = C_{dj} \cdot a_j \sqrt{\frac{2\kappa}{R(\kappa-1)}} \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{(\kappa+1)/\kappa}} \quad (15)$$

$P_d/P_u < 0.528$ のとき,

$$G_j = C_{dj} \cdot a_j \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \quad (16)$$

$$C_{dj} = -0.135 d_j / l + 1.12 \quad (C_{dj \max} = 1.0) \quad (17)$$

$$= -7.44 \sqrt{x_{spj}} + 1.12 \quad (C_{dj \max} = 1.0) \quad (18)$$

$$a_j = 0.239 x_{spj} \quad (19)$$

4.3 シミュレーション結果

シミュレーションの対象は、44節の実験に用いた新幹線相当車両とし、その車両モデル、空気ばねモデルのパラメータをTable 1に示す。実走行を模擬する軸箱からの加振外乱は、新幹線電車の走行試験時に取得した軸箱上下振動加速度を用い、300km/h走行に相当する位相差を各軸箱間に与えた。ただし、44節に示す車両試験台試験と条件を統一するため、軸箱の加振振幅は実走行時の0.6倍とした。加振波形のデータ長は約110s（走行距離9.2kmに相当）である。

振動低減効果の評価には、車体振動加速度のパワースペクトル密度（PSD）と、鉄道車両の代表的な乗り心地評価指標である、乗り心地レベル（ L_T ）⁹⁾を主に用いた。 L_T は、周波数 f 、車体振動加速度パワースペクトル密度 P_a 、人間の感度特性を示す乗り心地フィルタの周波数重みを $W_{LT}(f)$ とすると、

$$L_T = 10 \log_{10} \frac{1}{\alpha_{ref}} \int_{f_1}^{f_2} W_{LT}^2(f) P_a df \quad [\text{dB}] \quad (20)$$

で与えられる。ここに、 $\alpha_{ref} = 1.0 \times 10^{-5} \text{m/s}^2$ 、 $f_1 = 0.5 \text{Hz}$ 、 $f_2 = 80 \text{Hz}$ である。 W_{LT} は振動に対する人間の感度を表し、上下方向に関しては4～8Hzに大きな重みがかけられている。

Table 1 Numerical values of air spring and vehicle model

Param.	Value	Param.	Value
A_0	0.196m ²	M_{T2}	2939kg
c_{w1}	$3.69 \times 10^4 \text{Ns/m}$	P_e	101.3kPa, abs.
c_{w2}	$2.20 \times 10^4 \text{Ns/m}$	P_0	451kPa, abs.
J_B	$1.21 \times 10^6 \text{kg} \cdot \text{m}^2$	R	$287 \text{m}^3 / (\text{s}^2 \cdot \text{K})$
J_{T1}	$1.33 \times 10^2 \text{kg} \cdot \text{m}^2$	T_0	293K
J_{T2}	$1.28 \times 10^2 \text{kg} \cdot \text{m}^2$	V_0	$2.5 \times 10^{-2} \text{m}^3$
k_{w1}	$4.62 \times 10^6 \text{N/m}$	V_2	$7.0 \times 10^{-2} \text{m}^3$
k_{w2}	$2.69 \times 10^6 \text{N/m}$	ζ_1	3.6×10^{-2}
l_w	2.5m	κ	1.4
M_B	27000kg	ω_1	54.7rad/s
M_{T1}	2610kg		

L_T は値が小さいほど乗り心地が良いことを表す。

なお本稿では、制御なしの場合の L_T 値を基準とし、この値との差を ΔL_T として表記する。

4.3.1 振動モード別制御

はじめに、振動モード別の制御を行ったときの振動低減性能を確認する。この車両モデルは、1.1Hzおよび1.6Hzに車体の剛体モードの固有振動があり、前者が上下並進モード、後者がピッチングモードである。Fig. 9にモード別の制御を行ったときの車体上下振動加速度PSDを示す。上下並進モードのみの制御（ $C_{sp} = 0$ ）を行うと、1.1Hz付近の振動が減少した一方で、1.6Hz付近のピッチングモードは減少しなかった。また、ピッチングモードのみの制御（ $C_{sp} = 0$ ）を行うと、1.1Hz付近の振動低減はわずかであるが、1.6Hz付近の振動は大きく減少した。このことから、モード別の制御が意図した通り機能していることが確認できた。

次に、上下並進とピッチングの両モードを同時に制御した場合の車体上下振動加速度PSDをFig. 10に示す。両モードの制御を行うと、0.9～2.1Hz付近の振動を大きく低減し、

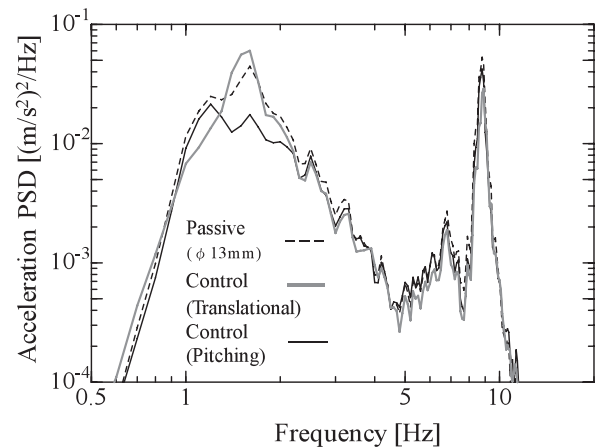


Fig. 9 Acceleration PSD above rear truck with/without control (with isolated mode of vibration)

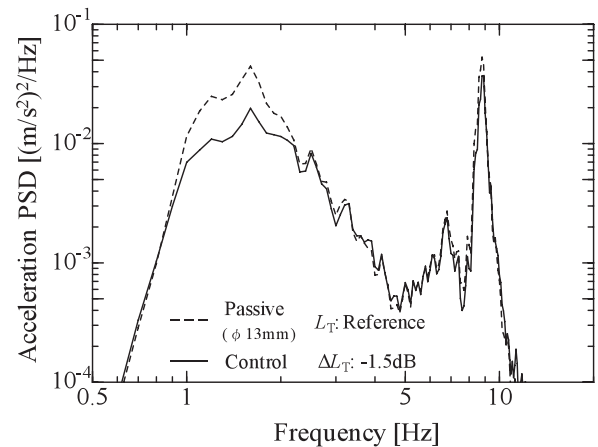


Fig. 10 Acceleration PSD above rear truck with/without control (with translational and pitching mode)

特に1.6HzのPSDピーク値は約45%に減少した。また、 L_T 値を1.5dB低減した。また、一般に制振制御を行うと、対象としている周波数領域以外の領域で振動を増加してしまうことがあるが、本結果においてはそのようなことはなく、上下並進とピッチングの両モードを対象とした制御の有効性が確認できた。

Fig. 11に、このときの時刻歴波形例として、車体上下振動加速度の制御有無による比較と、絞り制御弁のスプール変位の制御目標値を示す。なお、この加速度波形には絞り制御の効果を視認しやすくするため、3Hzのローパスフィルタを適用した。制御を行うと、スプール変位の目標値は車体の振動に応じて変化し、加速度の振幅値を減少させていることが分かる。スプール変位の目標値が最大の206mmで飽和している時間が比較的長いのは、カルノップ近似の作用によるものと、空気ばねと車体による系の固有振動が卓越していないときには必要とされる制振力が小さいためである。絞りを極力大きく開いておくことは、車体の弾性振動を励起しにくいという点で有利になる。

4.3.2 広い周波数領域の振動低減を対象とした制御

前報⁵⁾にて、制御パラメータの選定の仕方によっては、固有振動数付近だけでなく、広い周波数領域の振動を低減できることを、空気ばね単体モデルでのシミュレーションと実験により示した。このことを車両モデルによっても検証する。Fig. 12に、車体中央の上下振動加速度PSDを示す。制御パラメータ・タイプ1は、1～2Hzの固有振動数付近の振動低減に重点を置いたFig. 10と同様のパラメータであり、タイプ2は比較的高周波域までの振動低減を狙ったパラメータである。タイプ2の場合、1Hz付近の振動低減量がタイプ1を下回ったが、2Hz付近以上の領域においては、タイプ1を上回った。また、タイプ2の方が L_T 低減量は0.4dB大きかった。これは、 L_T の乗り心地フィルタが、4～8Hzに大きな重みを持つことによる。

4.4 車両試験台試験による検証

シミュレーション結果の妥当性と、実機における絞り制御の有効性を検証するため、新幹線相当車両を用いた車両試験台試験を実施した。試験状況をFig. 13に示す。車両の

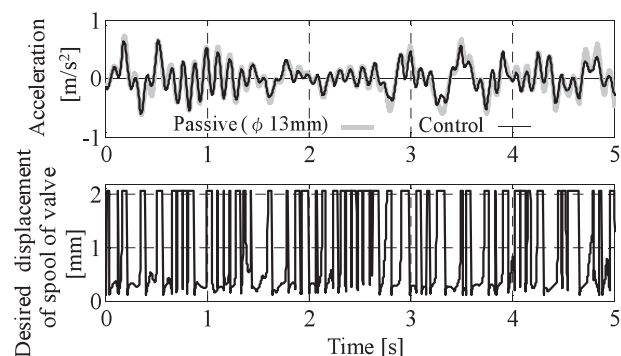


Fig. 11 Time-domain waveform with/without control (with translational and pitching mode)

諸元は、Table 1のとおりである。本試験台は、断面がレールの形状をした円盤（軌条輪）に車両を乗せ、軌条輪の回転と加振により、走行状態を模擬するものである。加振条件は、シミュレーションと同様の実軌道走行模擬加振である。

Fig. 14に、車体上下振動加速度PSDに関する実験と計算の比較を示す。1～2Hz付近の振動低減の傾向は、台車直上(a)、車体中央(b)ともに、実験と計算はよく一致した。その他の周波数領域については、5Hz前後と、10Hz程度以上の領域で相違が見られるものの、振動の大きな8Hz付近やその他の領域ではほぼ一致した。相違の原因として、車体の重心位置のずれなど、実車と車両モデルのモデル化誤差が考えられる。

以上より、一車両モデルを用いた絞り制御弁内蔵型空気ばねのシミュレーションの妥当性、及び、この空気ばねの減衰制御による振動低減効果が確認できた。

5. 新幹線車両による走行試験結果

5.1 試験条件

西日本旅客鉄道(株)の協力を得て、山陽新幹線において走行試験を実施した。Fig. 15に空気ばねの仮設状況を示す。試験車両は車体長さ245mの新幹線車両であり、中間車1両の前後台車上に、各2個ずつ計4個の絞り制御弁内蔵型空気ばねとセンサ類を仮設した。なお、4章の車両モデルによる検証の際は、車両へのロール加振がなかったため、

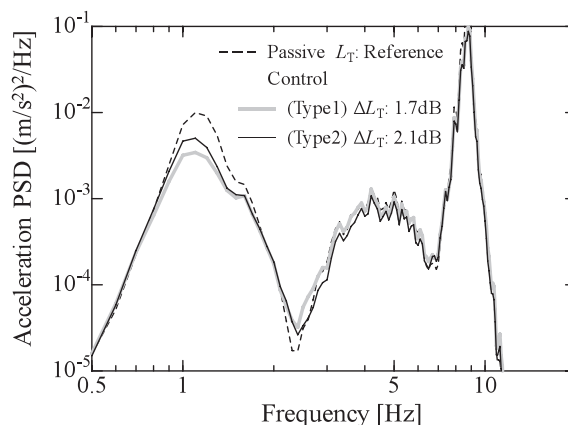


Fig. 12 Acceleration PSD at center of car body (Control parameter: Type1 and Type2)



Fig. 13 Test vehicle on rolling stock test plant

空気ばねは各台車上に1個と考えたが、実走行においてはロール加振の入力があり、左右の空気ばねの運動は異なる。そこで、空気ばね変位は各空気ばねで測定し、4個の空気ばねそれぞれに目標減衰力を演算し、制御を行った。

5.2 走行試験による振動低減効果の検証

走行試験では同一区間（試験区間長さ約50km）を同一速度で数回走行し、空気ばねの制御パラメータを変え、車体の振動測定を実施した。制御対象の振動モードは、車体の上下並進モードと、ピッチングモードである。

300km/h等速走行区間のうち約1.5km（約18s）について、車両の上下振動加速度をFig. 16に示す。なおこの波形には、絞り制御の効果を視認しやすくするため3Hzのローパスフィルタを適用した。制御なし（図中Passive）の場合に比べて、絞り制御を行った場合（図中Control）には、振動加速度の振幅が小さくなっていることがわかる。

次に、300km/h等速走行区間のうち約5km（約60s）（Fig. 16の区間を含む）について、車体の上下振動加速度PSDを計算した。車体中央（Fig. 17(a)）において、1.1Hz付近に見られるピークは、車体の上下並進モードの振動によるものであり、絞りを制御することによって、この振動を

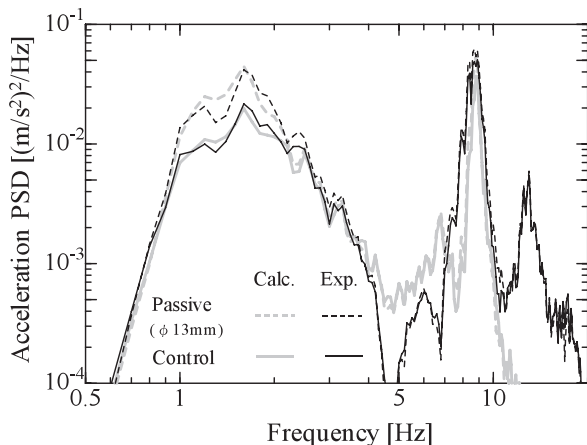
約40%に低減できた。また、他の周波数領域において、制御なしの場合と比較して振動が増加することはなかった。Fig. 17(b)に台車中心の直上の車体上下振動加速度PSDを示す。1～3Hzに見られるピークは、車体の上下並進モードとピッチングモードの振動が複合したものである。絞り制御によってこの周波数領域の振動を低減でき、特に1.4HzのPSDピーク値に着目すると、約40%に低減できた。また、車体中央の場合と同様に、他の周波数領域においては制御によって振動が増加することはほとんどなかった。

以上のように、実車走行試験においても、空気ばねの絞りを制御することによって、車体の上下並進モードとピッチングモードの振動を低減できた。

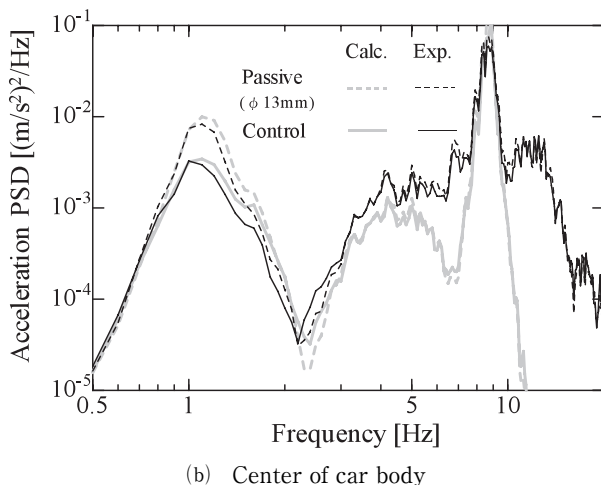
5.3 走行試験による乗り心地改善効果の検証

制御有無での乗り心地レベルを計算した。車体中央の L_T 値低減量は0.8dB、台車中央直上では1.1dBであった。各周波数帯の振動の L_T 値への寄与度を調べるため、Fig. 17に示した車体上下振動加速度PSDに対して、 L_T 値計算の際に用いる乗り心地フィルタ⁹⁾を適用して感覚補正を行い、オクターブバンドごとの感覚補正振動加速度パワーを計算した結果をFig. 18に示す。車体中央では、8Hz帯の振動成分の L_T 値への寄与が大きく、絞り制御によって1～2Hz帯の振動を低減しても、 L_T 値の低減効果は大きくなかった。台車直上においても同様の傾向であった。

Fig. 18より、 L_T 値の低減には、より高い周波数領域での振動低減が効果的と考えられるため、タイプ2の制御パラメータを用いて絞り制御を行ったときの、車体中央の上下振動加速度PSDと L_T 値の差をFig. 19に示す。タイプ2の制御はタイプ1と比較して、1～2Hz帯の振動低減効果は小さいが、3～10Hz帯の周波数領域においては平均約10%のPSD値低減が見られる。Fig. 20に感覚補正振動加速度パワーを示す。タイプ2の制御では8Hz帯を中心とした周波数域においてパワーを小さくしており、 L_T 値をさらに0.2dB低減



(a) Above rear truck center



(b) Center of car body

Fig. 14 Acceleration PSD with/without control (by calculation and experiment)

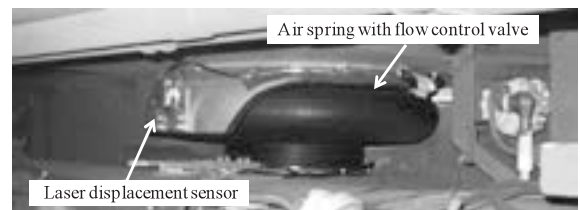


Fig. 15 Mounting condition of air spring with flow control valve

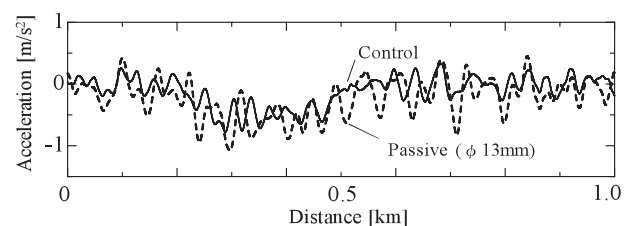
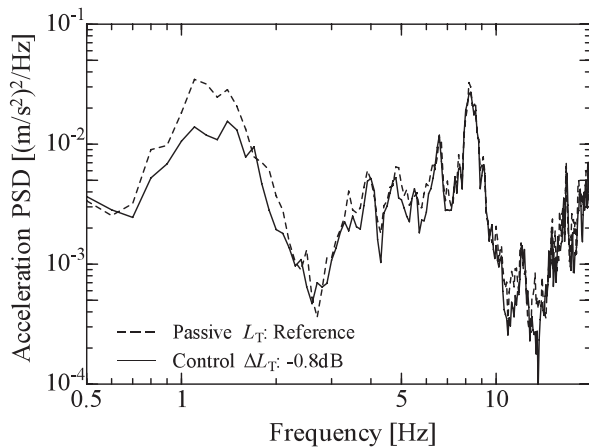
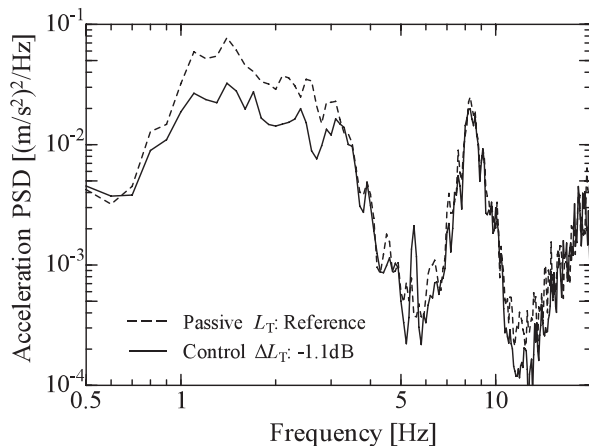


Fig. 16 Distance-domain acceleration with/without control

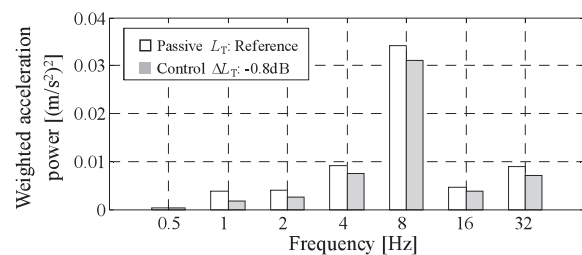


(a) at the floor of car body center

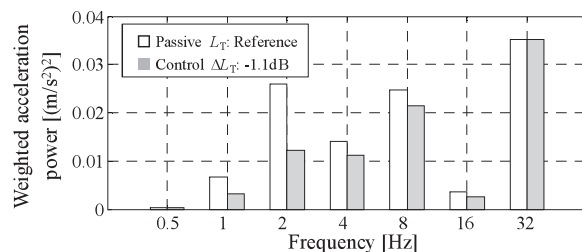


(b) at the floor above front truck center

Fig. 17 Acceleration PSD in running test



(a) at the floor of car body center



(b) at the floor above the rear truck

Fig. 18 Octave band weighted acceleration power at the running test (with/without control)

した。

6. 結 言

外部からの指令信号によって、絞りの開口面積の大きさを可変にする“絞り制御弁内蔵型空気ばね”を一車両に適用したときの振動低減効果を、シミュレーションと車両試験台試験、さらに実際の新幹線車両を用いた走行試験によって検証した。その結果、以下の知見を得た。

- (1) 提案する空気ばねモデルを車両の5自由度モデルに適用したシミュレーションによって、空気ばねの絞り制御による振動低減効果を推定できることを示した。
- (2) 車体の上下並進モードとピッチングモードの振動を対象としたスカイフック制御によって、車体・空気ばね系の固有振動である1～2Hz付近の振動を大きく低減できることを示した。特に走行試験における台車直上の車体床面上下振動加速度PSDにおいて、14HzのPSDピーク値を約40%に低減できた。
- (3) 本システムは、空気ばね系の固有振動数である1～2Hz付近の振動低減に有効であるが、制御パラメータの選定の仕方によっては、より高い周波数領域の振動も低減できることを示した。

最後に、絞り制御弁内蔵型空気ばね開発にご尽力いただいた東洋ゴム工業(株)、日本ムーク(株)、走行試験実施にご協

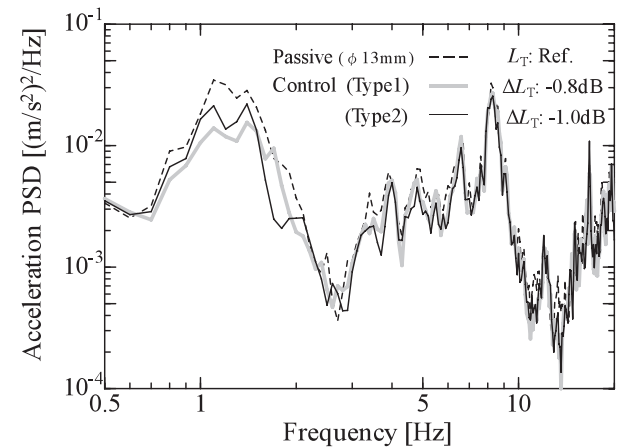


Fig. 19 Acceleration PSD in running test at the floor of car body center (Control parameter: Type1 and Type2)

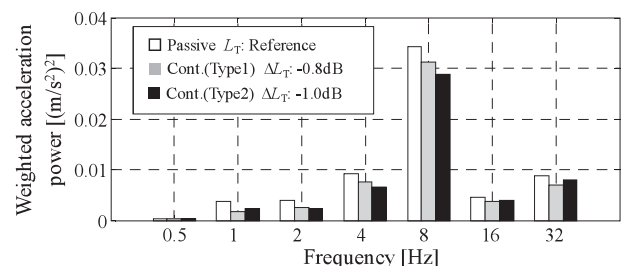


Fig. 20 Octave band weighted acceleration power at the floor of car body center

力いただいた西日本旅客鉄道(株)の関係各位に心より感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) 鈴木昌弘：トンネル内走行時の車両に加わる空気力，鉄道総研報告，Vol. 14, No. 9, p. 37-42 (2000)
- 2) 佐々木君章，鴨下庄吾，下村隆行：鉄道車両用セミアクティブサスペンション，鉄道総研報告，Vol. 10, No. 5, p. 25-30 (1996)
- 3) 遠藤知幸，小泉智志：JR東日本E 2系・E 3系フルアクティブサスペンションの概要，R&M，Vol. 11, No. 2, p. 18-21 (2003)
- 4) 上林賢治郎，大塚智広，西義和：アクティブ制振制御装置の開発（300X新幹線試験車両での走行試験結果，Translog'97講演論文集，Vol. 97, No. 12, p. 73-76 (1997)
- 5) 風戸昭人，菅原能生，小金井玲子，眞田一志：絞り制御弁内蔵型空気ばねを用いた鉄道車両の車体上下振動低減，日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 40, No. 6, p. 103-110 (2009)
- 6) D. Karnopp, et al., Vibration Control Using Semi-Active Force Generators, Trans. of the ASME, J. of Eng. L, Vol. 96, No. 2, p. 619-626 (1974)
- 7) 竹内正顕：空気圧システム入門，日本フルードパワーシステム学会，p. 24 (2003)
- 8) 香川利春，蔡茂林：圧縮性流体の計測と制御，日本工業出版，p. 55-57 (2010)
- 9) 谷藤克也：乗り心地管理のための振動解析システムの開発（第1報，振動解析システムの概要），日本機械学会論文集（C編），Vol. 52, No. 481, p. 2405-2408 (1986)

研究論文

空気圧ラバーレス人工筋の開発*

齋藤 直樹**, 佐藤 隆智***, 小笠原 隆倫***, 佐藤 俊之**

Development of Pneumatic Rubberless Artificial Muscle

Naoki SAITO, Takanori SATO, Takanori OGASAWARA, Toshiyuki SATOH

In this paper, we propose a pneumatic rubberless artificial muscle. The working principal is the same as a general McKibben artificial muscle. The rubberless artificial muscle uses an air bag made of an aluminum vapor-deposition polyester film instead of a rubber tube. The rubberless artificial muscle consists entirely of non-elastic materials. Therefore, it is necessary to design the muscle in consideration of the geometrical relationship. An expression for the design of the rubberless artificial muscle is derived. We confirmed the validity of this expression through the evaluation of a prototype. Furthermore, we examined input/output characteristics and isotonic contraction characteristics and isometric contraction characteristics of the rubberless artificial muscle as fundamental characteristics through the experiment. We confirmed that the rubberless artificial muscle efficiently converted inner pressure into generated force and contraction displacement compared with the general McKibben artificial muscle. The biomechanical characteristics of the rubberless artificial muscle are the same as a human muscle.

Key Words : Artificial muscle, Rubberless, Pneumatic system, Design, Biomechanical characteristics

1. 緒 言

近年、人間の作業を補助したり、人間の体の特性を考慮したりハビリティ器械など、人体と直接かわるメカトロニクス技術に関する研究が行われている¹⁾。この中でも空気圧ゴム人工筋は高い出力重量比を有しており、また圧縮空気によるコンプライアンスを持ち、かつ滑らかな動作が実現できるという点で、人体との関わりが想定されるメカトロニクスへの適用が期待されている。

こうした背景から、これまで多くの空気圧ゴム人工筋が開発されてきた。代表的なものにMcKibben型人工筋²⁾が挙げられる。McKibben型人工筋は1960年頃に開発され、矯正器具用のアクチュエータとして利用された。ほかにも、Baldwin³⁾やSaga⁴⁾、Nakamura⁵⁾らは軸方向繊維強化型的人工筋を開発し、収縮力の高効率化を目指している。Daerden⁶⁾は収縮率の高いPAMを提案している。

また、近年ではこれら人工筋の産業応用に関する報告も

いくつか見られる。Kawashimaらは空気圧ゴム人工筋の高出力重量比を生かして建設機械用遠隔操縦ロボットに応用している⁷⁾。辻内らは軽量かつ高出力が要求されるロボットハンドのアクチュエータに応用している⁸⁾。また、則次らや⁹⁾、Kobayashiら¹⁰⁾による上肢パワーアシスト機器への応用も試みられている。

しかし一方で、空気圧ゴム人工筋はこれら以外の応用例が少なく、一般的なアクチュエータとして普及しているとは言い難い。その原因として3つのことが考えられる。1つ目は、全ての空気圧人工筋がゴムの膨張を利用しており、動作に応じてゴムが膨張と収縮を繰り返すために劣化が著しく、アクチュエータとしての寿命が比較的短いことである¹¹⁾。2つ目に、人工筋のモデル化に関して、ゴムの膨張に関するモデル化が難しく、モデルベースの制御系構築が困難であるということが挙げられる。Shulte¹²⁾はMcKibben型ゴム人工筋に関するモデルを比較的簡単な形で提案しているが、誤差が大きいことが陳らによって指摘されている¹³⁾。また、陳らの解析では精度向上は見られるものの、モデル式が複雑で制御系への適用が難しいといった課題がある。3つ目は、人工筋のゴムチューブの膨張のために低圧での駆動が難しい一方で、高圧駆動ではゴムの過度の膨張による破裂等が懸念されるため、取り扱いが難しいという点が挙げられる。以上のことから、普及を妨げる原因の一つとしてゴムの弾性変形が関連しているといえる。将来的に人工筋の普及を目指すことを考えると、ゴムを利用せ

*平成23年6月3日 原稿受付

**秋田県立大学機械知能システム学科

(所在地 秋田県由利本荘市土谷字海老の口84-4)

(E-mail: naoki_saito@akita-pu.ac.jp)

***秋田県立大学大学院機械知能システム学専攻

(所在地 秋田県由利本荘市土谷字海老の口84-4)

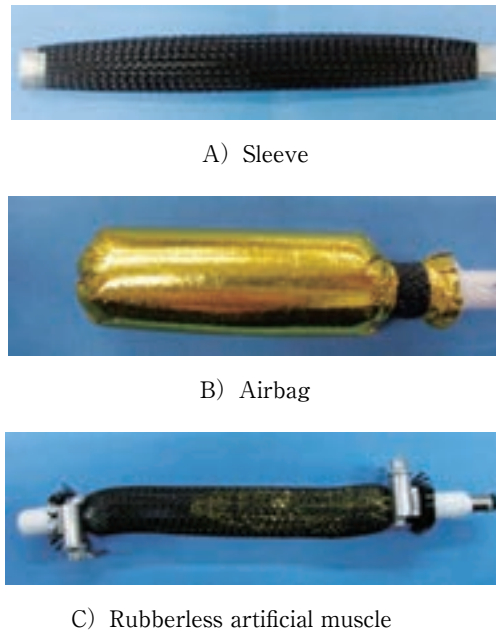


Fig. 1 Parts and assembly of rubberless artificial muscle

ず、かつ出力重量比などの有益な特性を実現した人工筋の開発が必要であると考えられる。

そこで本研究では、従来の空気圧ゴム人工筋の特性を維持しつつ、ゴムの弾性変形を利用しない、ラバーレス人工筋を提案する。本論文では、ラバーレス人工筋の基本構造と設計方法を示し、力と収縮変位の出力特性と、筋力特性である等張性収縮特性および等尺性収縮特性を求め、生体筋との比較を通して、人と直接かかわり合うメカトロニクス用アクチュエータとしての有用性を確認する。

2. ラバーレス人工筋の基本構造

本研究で提案するラバーレス人工筋の動作原理はMcKibben型ゴム人工筋と同じである。ラバーレス人工筋は、非伸縮素材で成形した圧縮空気が入る空気袋（以下ではエアバッグと呼ぶ）と、このエアバッグの外側を覆い、収縮力を発生させるための網目状のスリーブ（以下ではスリーブと呼ぶ）で構成されている。Fig. 1にラバーレス人工筋の構成部品と外観をそれぞれ示す。エアバッグの素材はアルミニウム蒸着ポリエステルシートであり、引っ張り強さは約13000N/cm²である。ゴム人工筋に用いられているシリコンゴムは約1000N/cm²程度であることから、このシートは十分な強度をもつといえる。スリーブは直径0.2mmのポリエステル製細線を3本1束にしたものを複数束使って、らせん状に編んで筒状にしている。細線束どうしの融着はなく、スリーブが直径方向に広がると軸方向に収縮する。Fig. 2はラバーレス人工筋の作動概略を示している。今回のラバーレス人工筋は直径方向への膨張と軸方向の収縮の関係を考慮し、エアバッグの膨張を有効利用することを考え、スリーブ片端とエアバッグは固定しないものとし

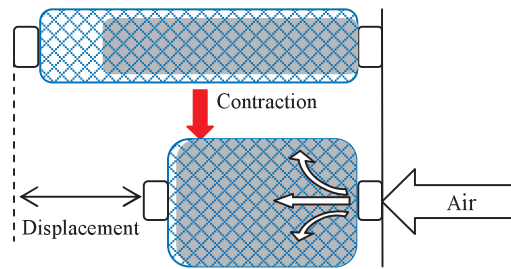


Fig. 2 Working principle of rubberless artificial muscle

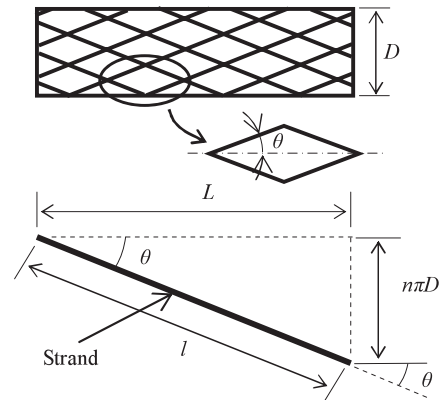


Fig. 3 Developed figure of the strand of the sleeve

た。次章ではラバーレス人工筋の設計式を求め、具体的な設計を行う。

3. ラバーレス人工筋の設計

3.1 伸縮変形と設計パラメータ

本研究で提案するラバーレス人工筋はエアバッグが非伸縮素材でできており、最大膨張形状は一意で決まる。このことから、エアバッグの大きさはスリーブの仕様を考慮して設計しなければならない。このことを考慮したラバーレス人工筋の設計方法を示す。

まず、スリーブ仕様についてまとめる。SchulteによるMcKibben型ゴム人工筋の解析¹²⁾を参考にする。Fig. 3は自然長の状態にあるスリーブを構成する線材の平面展開図である。このとき、スリーブのパラメータとして伸縮方向長さを L 、スリーブを構成する線材の長さを l 、直径を D 、伸縮方向軸とスリーブの網目のなす角度を θ 、線材の円周方向巻数を n とする。次に、ラバーレス人工筋の伸長および収縮時の形状と幾何学パラメータをFig. 4に示す。スリーブ長さをABCDで分割して考える。エアバッグの膨張に応じて直径方向に広がる区間A-Bの長さを L_{w1} 、区間C-Dの長さを L_{w2} 、スリーブ網目角度の変化により収縮する区間B-Cの長さを L_B とする。分割したそれぞれのスリーブは収縮動作により、 L_{w1}' 、 L_{w2}' 、 L_B' となる。このときの軸方向長さをそれぞれ δX 、 L_B' 、 X_{w2} とし、収縮時の人工筋長さはこれらの総和で求められる。一方、エアバッグは片側のみが固定

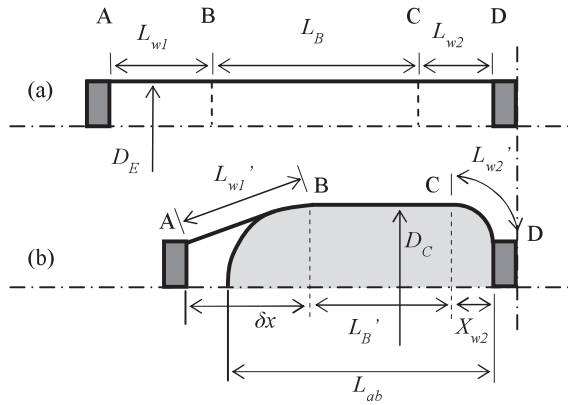


Fig. 4 Cross sectional diagram of the rubberless artificial muscle and design parameters

端であるため、Fig. 4(b)に示すようにエアバッグの長さ L_{ab} はスリーブ長さ以下になる。自然長の時のスリーブ直径を D_E 、網目の角度を θ_E 、膨張時の直径を D_C 、網目の角度を θ_C とする。

以上のことを考慮して、目標収縮量 ΔX が実現できるスリーブ長さ L_{sl} とエアバッグ直径 D_C およびエアバッグの膨張による軸方向有効長さ L_{ab} を求める。

3.2 設計式の導出

はじめに、Fig. 3をもとにスリーブの網目の角度と直径の関係の求めると、網目の角度が θ_E の場合、以下となる。

$$l \sin \theta_E = n\pi D_E \quad (1)$$

スリーブの網目の角度が θ_C の場合も同様の関係となることから、スリーブ直径と網目の角度の関係は次式となる。

$$D_C = \frac{\sin \theta_C}{\sin \theta_E} D_E \quad (2)$$

ここで最大収縮時の網目のなす角度 θ_C はShulte¹²⁾の力学モデルより定義することができるため、ここでは θ_C を既知量として取り扱うこととする。

次に区間C-Dの長さ L_{w2} について考える。伸長時の点Cおよび点Dにおける網目のなす角度はともに θ_E であり、この区間のスリーブ素線の長さを l_{w2} とすると、Fig. 3の展開図において軸方向長さ L を L_{w2} とすることで得られ、

$$l_{w2} = \frac{L_{w2}}{\cos \theta_E} \quad (3)$$

となる。一方、スリーブが収縮すると、点Dは固定端であるため網目の角度は θ_E のままであるが、点Cでは θ_C となる。このことから、この部分の素線を平面に展開すると、Fig. 5のように接線のなす角度が変化する円弧形状になっているものと考えられる。このとき、一定の曲率で角度が変化していると仮定すると、微小区間で曲率半径が一定であるとみなすことができる。このことから曲率半径を R_2 とすると、収縮後のスリーブのエアバッグに沿った長さ L_{w2}' と素線長さ l_{w2} はそれぞれ以下となる。

$$L_{w2}' = R_2 (\sin \theta_C - \sin \theta_E) \quad (4)$$

$$l_{w2} = R_2 (\theta_C - \theta_E) \quad (5)$$

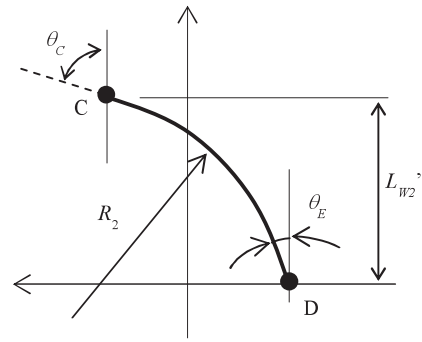


Fig. 5 Planar developed figure of the strand from point C to point D

よって、収縮前のスリーブ長さ L_{w2} と収縮後のスリーブ長さ L_{w2}' の関係は次式のようにまとめられる。

$$L_{w2}' = \alpha L_{w2} \quad (6)$$

$$\alpha = \frac{\sin \theta_C - \sin \theta_E}{(\theta_C - \theta_E) \cos \theta_E} \quad (7)$$

ここで、ラバーレス人工筋の収縮時における区間C-Dの形状は均一な圧力で決定することから、半径が均一の球形状となり、次式のように考えることができる。

$$L_{w2}' = \frac{\pi}{2} \frac{D_C - D_E}{2} \quad (8)$$

このことにより、式(2)、(6)、(8)から、収縮前のスリーブ長さ L_{w2} は次式のように表すことができる。

$$L_{w2} = \frac{(\theta_C - \theta_E) \pi D_E}{4 \tan \theta_E} \quad (9)$$

これに伴って、この部分の収縮時における軸方向長さ X_{w2} は以下となる。

$$X_{w2} = \frac{D_C - D_E}{2} \quad (10)$$

次に、区間A-Bの長さ L_{w1} について考える。この部分においては、効率の良い収縮変位の実現を考慮して、エアバッグとスリーブの間に軸方向長さ δx の隙間を任意に設定する。エアバッグの膨張と同時にスリーブ長さが L_{w1} から L_{w1}' になるとすると、スリーブ長さ L_{w2} と同様に、

$$L_{w1}' = \alpha L_{w1} \quad (11)$$

の関係がある。収縮時の断面形状を直角三角形と近似して考えると、スリーブ長さ L_{w1}' は、スリーブ直径 D_C 、 D_E と隙間 δx を用いて表すことができる。このことから、式(11)より、収縮前のスリーブ長さ L_{w1} は以下のようにあらわすことができる。

$$L_{w1} = \frac{1}{\alpha} \sqrt{\delta x^2 + \left(\frac{D_C - D_E}{2} \right)^2} \quad (12)$$

次に、区間B-Cの長さ L_B について考える。この部分のスリーブ展開図をFig. 3のように考えると、収縮前後の長さの関係はスリーブ網目の角度に依存し、以下となる。

$$L_B' = \frac{\cos \theta_C}{\cos \theta_E} L_B \quad (13)$$

Table 1 Design parameters of prototype of rubberless artificial muscle

Target Contraction	ΔX	62 mm
Diameter of Sleeve (Natural Length)	D_E	10.1 mm
Angle of Mesh (Natural Length)	θ_E	12 deg
Angle of Mesh (Max. Contract.)	θ_C	54.7 deg
Margin at Free Edge of Artificial Muscle	δx	25 mm

ここで、目標とする収縮量 ΔX を設計パラメータとして与えるものとする、この収縮量 ΔX は収縮前後の人工筋軸方向長さの差であることから、以下のとおりになる。

$$\Delta X = L_{W1} + L_B + L_{W2} - \delta x - L_B' - X_{W2} \quad (14)$$

よって、収縮前のスリーブ長さ L_B は以下となる。

$$L_B = \frac{\cos \theta_E}{\cos \theta_E - \cos \theta_C} \{ \Delta X + \delta x + X_{W2} - (L_{W1} + L_{W2}) \} \quad (15)$$

以上より、収縮前のスリーブの長さ L_{SL} は以下となる。

$$L_{SL} = L_{W1} + L_B + L_{W2} \quad (16)$$

また、区間B-Cに相当するエアバッグの膨張による軸方向有効長さ L_B' は式(13)と式(15)を用いて以下となる。

$$L_B' = \frac{\cos \theta_C}{\cos \theta_E - \cos \theta_C} \{ \Delta X + \delta x + X_{W2} - (L_{W1} + L_{W2}) \} \quad (17)$$

よって、エアバッグの軸方向有効長さ L_{AB} は以下となる。

$$L_{AB} = \frac{D_C}{2} + L_B' + X_{W2} \quad (18)$$

以上より、必要とするスリーブ長さ L_{SL} と、目標収縮量を得るために必要なエアバッグの膨張時直径 D_C と軸方向有効長さ L_{AB} が求められた。

3.3 ラバーレス人工筋の設計例

得られた設計式に基づいてラバーレス人工筋を設計した。与えたパラメータをTable 1にまとめる。隙間 δx は試行錯誤的に決定した。はじめに式(2)よりエアバック膨張時直径 D_C を求めた。次に、式(9)、式(12)、式(15)より L_{W2} 、 L_{W1} 、 L_B を求め、収縮前のスリーブ長さ L_{SL} を式(16)より求めた。また、式(10)と式(17)より X_{W2} と L_B' を求め、式(18)よりエアバッグの軸方向有効長さ L_{AB} を得た。試作したラバーレス人工筋の収縮状態をFig. 6に示す。また、設計計算結果と試作ラバーレス人工筋との形状の比較結果をTable 2にまとめる。この結果より、設計上の仕様とほぼ一致していることから、この設計式はラバーレス人工筋の製作において有用であるといえる。

4. ラバーレス人工筋の出力特性

4.1 計測システム

本稿では、試作したラバーレス人工筋の出力特性として、圧力と収縮量および発生力の関係（以下、収縮特性とする）、生体筋の動的特性である等張性収縮特性、静的特性である等尺性収縮特性のそれぞれを実験的に調べ、特徴をまとめ

Table 2 Comparison between calculation result and experimental result of prototype of rubberless artificial muscle

	Unit [mm]		Calc.	Proto.
Sleeve Length	Natural	L_{ST}	158.2	160
	Contraction	L_{ST}	96.23	98
Airbag Max. Cont.	Diameter	D_C	39.80	40
	Effect. Length	L_{AB}	91.13	93

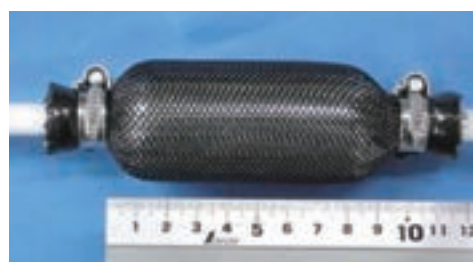


Fig. 6 Rubberless artificial muscle to which the size was decided by using the design approach

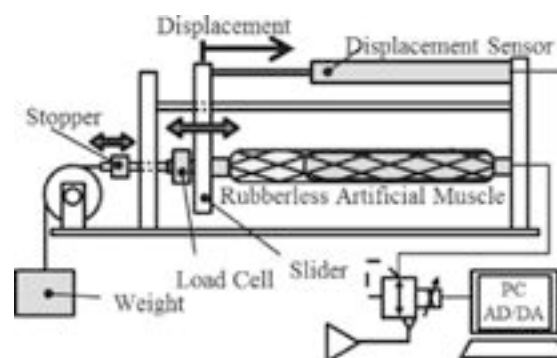


Fig. 7 Experimental System

る。

Fig. 7に、出力特性計測システムの概要を示す。このシステムは人工筋の一端を固定し、もう一端をスライダと接続する。このスライダにはロードセルと変位センサが接続されており、人工筋の収縮によって、スライダが移動する。ロードセルにはプーリーとワイヤーを介しておもりが取り付けられ、人工筋に一定の張力を与えることができる。また、位置を変えられるストッパーがあり、人工筋の収縮量を一定に保つことができる。人工筋への圧力は電空レギュレータで制御され、この時の圧力は、入力付近に設けた圧力センサで計測する。

4.2 収縮特性

ラバーレス人工筋の収縮特性を計測する。ラバーレス人工筋に一定の外力を与え、圧力を変動させたときの収縮率を求めた。圧力を増加させた時と減少させたときの結果を

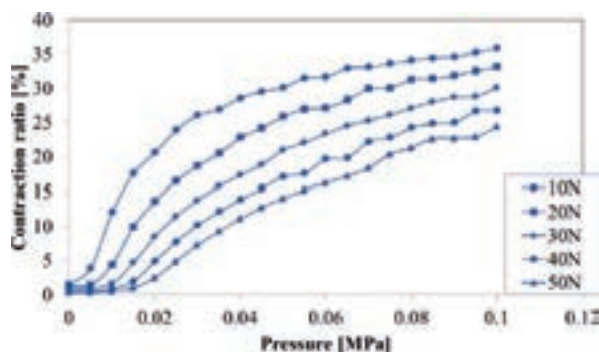


Fig. 8 Relationship between pressure and contraction ratio when inner pressure is increasing.

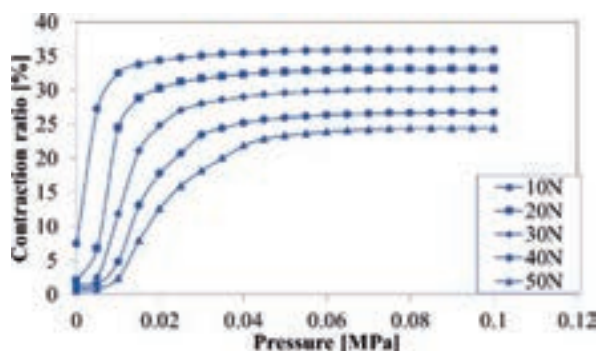


Fig. 9 Relationship between pressure and contraction ratio when inner pressure is decreasing

Fig. 8, Fig. 9にそれぞれ示す. 今回試作したラバーレス人工筋では圧力が0.1MPaにおいて, 外力10Nで38% (57mm), 50Nで24% (40mm) の収縮率が得られた.

次に, 圧力の増減における挙動に関して考察する. 増圧時は, 特に低圧の範囲に不感帯があり, 0.02MPaを超えたあたりからは圧力に対して収縮率がほぼ線形に増加している. これに対して減圧時は0.04MPa以下で収縮率が急激に変化している. この結果からラバーレス人工筋はヒステリシス特性を有しているといえる. この原因の一つに, エアバッグとスリーブ間の摩擦が挙げられる. ここでは, この摩擦が, エアバッグとスリーブの接触面積と圧力により求められる押付力と摩擦係数により決まるものとする. ラバーレス人工筋肉は収縮と同時に円周が増加するため, 接触面積も増加する. 圧力増加の過程ではスリーブが徐々に押し広げられ, エアバッグとスリーブの接触面積も徐々に増加する. よって, 圧力と接触面積が徐々に増加しながら摩擦も増加し, 外力と釣り合うところで停止する. 一方で, 減圧開始時はエアバッグとスリーブの接触面積が最も大きい状態のため, 摩擦力も大きくなっていると考えられる. この状態で減圧しても接触面積が大きいために, 増圧時に比べて同じ圧力の状態でも摩擦力が大きくなり, 伸長時に大きな減圧を要したのと考えられる. このように, 増圧時と減圧時で摩擦の原因となるスリーブとエアバッグの接触面積が異なるため, ヒステリシスが発生したのと考えられる.

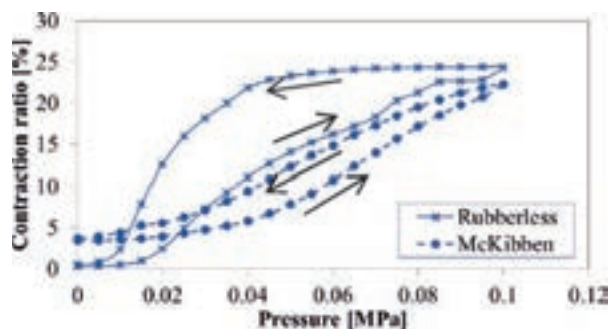


Fig. 10 Comparison of the relation between pressure and contraction ratio of the rubberless artificial muscle and rubber type McKibben artificial muscle

ここで, 従来より使用されているMcKibben型ゴム人工筋と収縮特性を比較してみる. 外力を50Nとしたときの比較結果をFig. 10に示す. ラバーレス人工筋はMcKibben型ゴム人工筋に比べて同じ圧力で収縮量が増加しており, 圧力増加時においてはおよそ3~5%程度, 収縮率が増加している. このことは, 圧力をより大きな収縮力と収縮変位に変換しているということであり, 圧力の仕事への変換が効率的に行われているといえる. しかし一方で, ヒステリシスループも大きくなっている. McKibben型ゴム人工筋は, ゴムチューブの膨張により収縮動作を生じていることから, 減圧時にはゴムの弾性特性によってゴムチューブが収縮する. よって摩擦の要因となる接触面積は減少し, ヒステリシスループは小さくなっているものと考えられる.

このことから, ラバーレス人工筋はMcKibben型ゴム人工筋に比べて, 少ない圧力で大きな発生力および収縮量を得ることが可能であるが, ヒステリシスループが大きくなるといえる.

このようにラバーレス人工筋は低圧駆動であり, コンプレッサ等の小型化による駆動システムのモバイル化が期待できる. このことは, 人体と直接かわる機器において使いやすいアクチュエータであるといえる.

一方で, ヒステリシスによる制御特性の劣化が懸念されるが, この問題に対して, Preisachモデルの有効性が小畠ら¹⁴⁾によって示されている. ラバーレス人工筋の制御ではこのようなモデルの適用が有効であると考えられる.

また, 高精度なフィードバック制御を要しない高出力アクチュエータとしての利用も可能である.

このようにラバーレス人工筋は, 目的に応じて適切に利用することで, 有用なアクチュエータであるといえる.

4.3 等張性収縮特性

等張性収縮特性は, 筋の収縮速度と発生力の関係のことで, Hill¹⁵⁾より提案された生体筋の運動モデルにおいて収縮要素として定義されている. この特性は, Fig. 7の実験システムにおいて, 自然長の状態でラバーレス人工筋を治具で固定し, 圧力と外力を与えた状態で瞬間的に治具を外してステップ応答を求めた. Fig. 11は圧力を0.08MPaとした

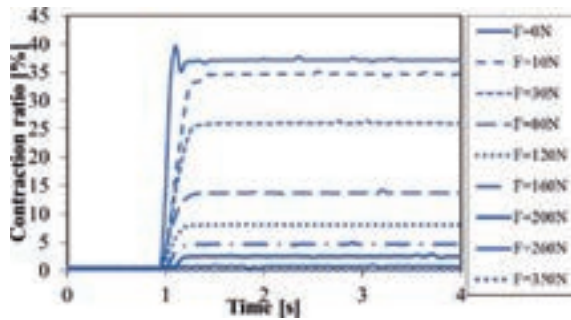


Fig. 11 Step response of the rubberless artificial muscle

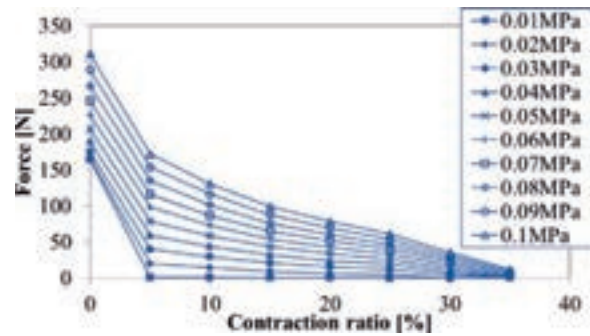


Fig. 13 Isometric contraction of the rubberless artificial muscle

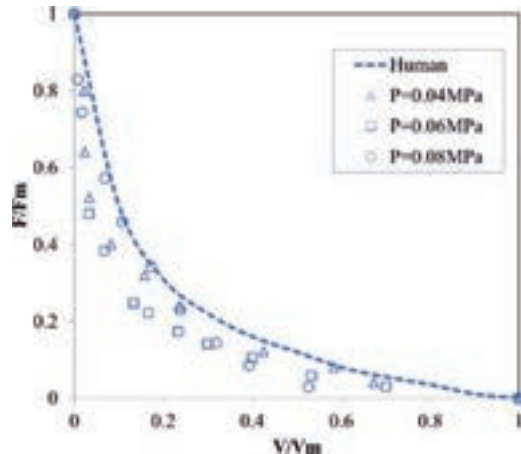


Fig. 12 Isotonic contraction of the rubberless artificial muscle and human muscle

ときの収縮変位応答である。このように、外力の増加によって収縮変位も減少し、350Nで収縮変位が発生しなくなった。このステップ応答より、人工筋は等速で収縮するものと仮定して収縮速度を求めた。外力がない時の収縮速度を最大収縮速度 V_m 、収縮変位が発生しない時の最大外力を F_m とし、それぞれの最大値で正規化した時の等張性収縮特性をFig. 12に示す。図中の破線は人間の生体筋における等張性収縮特性¹⁶⁾である。この結果から、ラバーレス人工筋の等張性収縮特性は人間の筋肉とほぼ同じように、双曲線のような傾向を示していることが分かる。また、圧力を3条件で行ったが定性的に大きな違いはなく、人間の生体筋に比べて、速度の増加に対してやや急激に発生力が減少する傾向があるといえる。このことから、ラバーレス人工筋は人間の生体筋と同じような等張性収縮特性を有しているといえる。

4.4 等尺性収縮特性

等尺性収縮は、筋の収縮速度が発生していない状態での入力と発生力の関係のことである。ここでは、ラバーレス人工筋の収縮変位量をストッパーで固定し、一定の圧力を加えたときの力をロードセルで計測した。計測の結果をFig. 13に示す。この結果から、同じ収縮率では内圧が高いほど発生力が大きく、また、収縮率が小さいほど発生力が大きくなること分かる。試作したラバーレス人工筋は

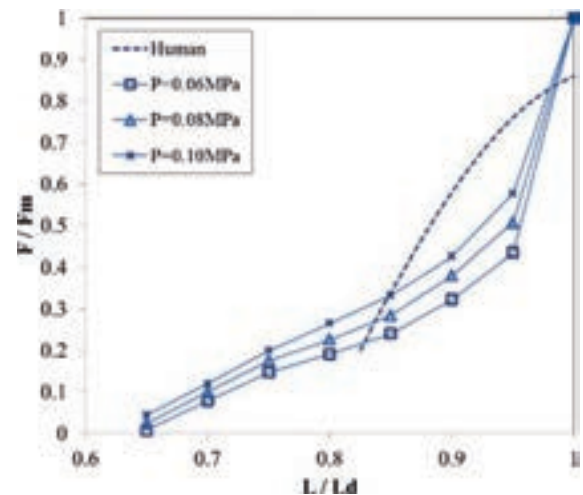


Fig. 14 Comparison of isometric contraction characteristics of the rubberless artificial muscle and human muscle

0.1MPaと低圧ながら、自然長で最大350Nの力を発揮し、収縮率35%では11N程度まで低下する。

次に、人間の生体筋の等尺性収縮特性¹⁷⁾と比較した結果をFig. 14に示す。ここで L は筋長であり、 L_d は筋の自然長である。 F 、 F_m はFig. 12と同様に発生力である。この結果から、人間の生体筋とラバーレス人工筋のいずれも、筋肉が自然長のときに最も発生力が大きく、筋肉の収縮に比例して発生力も減少していくことがわかる。この点において、ラバーレス人工筋は生体筋と類似した特性を有しているといえる。一方で、生体筋の発生力は上に凸の形で減少していくが、ラバーレス人工筋の発生力は下に凸の形で減少していく傾向があり、この点では人間の生体筋と異なっていることがわかった。

以上のことから、ラバーレス人工筋はMcKibben型ゴム人工筋と比較して低圧で発生力が大きく、効率のよいアクチュエータであるといえる。また、生体筋と比較して等張性収縮特性、等尺性収縮特性ともに概ね一致しているものの、等尺性収縮特性については収縮率に対する発生力の減少傾向が異なるということが明らかになった。

このことから、ラバーレス人工筋は人間の筋特性と類似

したアクチュエータであり、これを用いた機器は人間の動きと似た動作の実現が期待できる。また、低圧駆動によりモバイル化も期待でき、人と関わり合うメカトロニクス機器用アクチュエータとして有用であるといえる。

5. 結 言

本研究では、ゴムを使わない、ラバーレス人工筋を提案した。得られた結果を以下にまとめる。

- (1) 提案したラバーレス人工筋の動作原理はMcKibben型ゴム人工筋と同じであり、ゴムチューブの代わりにアルミ蒸着ポリエステルフィルム製のエアバッグを用いて、ラバーレス化を実現した。
- (2) スリーブの仕様と目標収縮量を基に、スリーブ長さ、エアバッグ形状を算出する設計式を導出した。
- (3) ラバーレス人工筋はMcKibben型ゴム人工筋に比べ、収縮率、発生力ともに上回るが、ヒステリシス特性が顕著になることが分かった。
- (4) 等張性収縮特性、等尺性収縮特性ともに、人間の生体筋と特性が類似していることが分かった。このことから、ラバーレス人工筋は生体との関わりが想定されるメカトロニクス用アクチュエータとして有用であることが分かった。

謝 辞

本研究は、一樹工業技術奨励会の研究助成金によって行われた。

参 考 文 献

- 1) Kazerooni, H. et al.: Hybrid Control of the Berkeley Lower Extremity Exoskeleton, International Journal of Robotics Research, Vol. 25, No. 5, p. 561-573 (2006)
- 2) Nickel, V. L. et al.: Development of Useful Function in the Severely Paralyzed Hand, Journal of Bone and Joint Surgery, Vol. 45A, No. 5, p. 933-952 (1963)
- 3) Baldwin, H. A.: Muscle-Like Contractive Device, Bionics Symposium, Aeronautical System Div/Aerospace Medical Division Wright-Patterson AFB, p. 19-21 March (1963) .
- 4) Saga, N. et al.: Development of Artificial Muscle Actuator Reinforced by Kevlar Fiber, Proceedings of IEEE ICIT2002, p. 950-954 (2002)
- 5) Nakamura, T. et al.: Development of a Pneumatic Artificial Muscle based on Biomechanical Characteristics, Proceedings of IEEE, ICIT2003, p. 729-734 (2003)
- 6) Daerden, F. and Lefeber, D.: The Concept and Design of Pleated Pneumatic Artificial Muscles, International Journal of Fluid Power, Vol. 2, No. 3, p. 41-50 (2001)
- 7) Sasaki, T. and Kawashima, K.: Development of a remote control system for construction machinery for rescue activities with a pneumatic robot, Advanced Robotics, Vol. 20, No. 2, p. 213-232 (2006)
- 8) 辻内伸好, 小泉孝之, 西野慎哉, 白井茂樹, 久田原辰夫, 清水三希夫: 低圧駆動型空気圧アクチュエータの開発と制御性能, 日本機械学会論文集C編, Vol. 73, No. 732, p. 2320-2326 (2007)
- 9) Noritsugu, T. et al.: Development of Power Assist Wear Using Pneumatic Rubber Artificial Muscles, Journal of Robotics and Mechatronics, Vol. 21, No. 5, p. 607-613 (2009)
- 10) Kobayashi, H. et al.: Realization of All 7 Motions for the Upper Limb by a Muscle Suit, Journal of Robotics and Mechatronics, Vol. 16, No. 5, p. 504-512 (2004)
- 11) Klute, G. K. and Hannaford, B.: Fatigue Characteristics of McKibben Artificial Muscle Actuators, Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems 1998, p. 1776-1781 (1998)
- 12) Schulte, Jr. H. F.: The characteristics of the McKibben artificial muscle, The application of external Power in Prosthetics and Orthotics, Washington, D. C.: National Academic and Science -National Research Council, (1961)
- 13) 陳玳珩, 小山陽平, 尾崎伸吾, 小林宏: McKibben型アクチュエータの収縮に関する力学的検討, 日本機械学会論文集A編, Vol. 74, No. 739, p. 142-149 (2008)
- 14) 小寄貴弘, 佐野学: ヒステリシスモデルに基づいた空気圧人工筋パラレルマニピュレータの制御, 日本機械学会論文集C編, Vol. 75, No. 759, p. 159-166 (2009)
- 15) A. V. Hill: The heat of shortening and the dynamic constants of muscle, Proceedings of the Royal Society of London, Series B, Vol. 126, No. 843, p. 136-195 (1938)
- 16) A. L. Hof and Jw. Van den Berg: EMG to force processing II: estimation of parameters of the Hill muscle model for the human triceps surae by means of a call-ergometer, Journal of Biomechanics, Vol. 14, Issue 11, p. 759-770 (1981)
- 17) Klute G. K., Czerniecki J. M., Hannaford B.: McKibben Artificial Muscles: Pneumatic Actuators with Biomechanical Intelligence, IEEE/ASME 1999 International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM99), p. 1-6 (1999)

研究論文

近接スイッチを利用した空気圧シリンダの繰返し位置決め*

(第1報, 制動法の提案)

Mohammad Taufiq MUSTAFFA**, 大内 英 俊***

Repeated Positioning of a Pneumatic Cylinder Using Proximity Switches

(1st Report: Braking Method)

Mohammad Taufiq MUSTAFFA, Hidetoshi OHUCHI

Applications requiring accurate position control of cylinders are in increasing use in industry. Pneumatic cylinder systems have the potential to fulfill this requirement due to their high speed and reliability at a relatively low cost. This paper outlines a technique of repeated positioning of a pneumatic cylinder. The system runs with a sequential on-off action of air valves as its basic control algorithm. To acquire accurate positioning at the time of each operation, three proximity switches are installed for one desired stop position to detect the slider passing as well as its velocity. In this scheme, less deviation of the stop position can be obtained by braking within a certain range of velocity which can affect the positioning performance. It is experimentally suggested that there is an optimal velocity for starting to apply the braking. The results are analyzed by simulation to validate that the existence of an optimal velocity is strongly related to the frictional fluctuation and the braking characteristics. Finally, experiments of repeated positioning are conducted to show the effectiveness of the proposed braking method.

Key Words : Pneumatic system, Rodless cylinder, Repeated positioning, Braking, Proximity switch

1. 緒 言

空気圧シリンダは簡便かつ低価格な搬送法として広く利用されている。一般的には両端点間の搬送用として使用され、クッションを利用して制動されることが多い。このような単純な駆動法に加えて中間位置での停止を実現するため、指定した位置で制動をかけて停止させる手法がすでに提案されている。例えば、目標点の手前からピストンを微速で送って空気圧による制動によって停止させる方法¹⁾、機械的なブレーキを空気圧で作動させる方法²⁾などがある。いずれもオープンループ制御を基本として、停止精度は0.4～1mmを実現している。著者らは、空気圧アクチュエータの簡便さを保ったこのような手法は、製造現場における簡便な位置決め法として有効であろうと考えている。

フィードバック制御を行う場合は、空気の圧縮性、シリンダ摺動部の摩擦^{3)~5)}の影響などの問題を解決する必要がある。低摩擦シリンダ⁶⁾、サーボ弁の利用など機器の選択と開発、および適応制御⁷⁾、外乱オブザーバー⁸⁾、ニュー

ラルネットワーク⁹⁾など制御法の適用の研究が以前から進められているが広く普及するには至っていない。また、精度を追及すると駆動システム^{10),11)}は複雑かつ高価になり、利用は特殊な分野に限られてくる。

そこで本研究では自動化ラインにおける使用を想定し、ストローク中間の指定された位置に繰返して停止させる場合における簡便な位置決め手法を提案する。基本方針は空気圧による急制動によって停止位置のばらつきを小さくするものである。空気圧シリンダのピストン位置検出に利用される近接スイッチを活用することとし、目標停止位置の手前に設置した近接スイッチでピストンの通過だけでなく速度も検出し、タイミングを計って弁を操作する。近接スイッチを増設し、マイクロコンピュータを使用するが、シリンダやバルブは一般仕様のものを使用し、追加機器は最小限にとどめる。

ここで提案する制動法は、ある最適な速度から急制動を開始すると停止位置のばらつきが最小となるという実験結果をもとに考えられたものであり、これが一般的に他のシリンダについても適用できることを数値シミュレーションによって示す。

本手法は基本的には比較的小質量の同種の物品の同一位置への繰返し位置決めとしての利用に限られるが、製造現場で使用されている空気圧搬送機器が、特別な機材を使用することなく指定する中間位置で簡単に停止できれば、空

*平成23年6月17日 原稿受付

**山梨大学大学院医学工学総合教育部
(E-mail: ohuchi@yamanashi.ac.jp)

***山梨大学大学院医学工学総合研究部
(所在地 〒400-8511 山梨県甲府市武田4-3-11)

気圧シリンダの用途はさらに広がると期待される。

2. 主な記号

A	: 受圧面積	[m ²]
B	: 粘性抵抗係数	[Ns/m]
c_v	: 等積比熱	[J/(kg · K)]
$F(y)$	: 摩擦力	[N]
G	: 質量流量	[kg /s]
h	: 熱伝達率	[W/(m ² · K)]
M	: スライダ質量	[kg]
p	: 圧力	[Pa]
Q	: 熱流量	[W]
R	: ガス定数	[J/(kg · K)]
s	: 絞りの有効断面積	[m ²]
S_h	: 伝熱面積	[m ²]
T	: 温度	[K]
V	: 室内容積	[m ³]
y	: スライダ変位	[m]
κ	: 比熱比	[—]
ρ	: 密度	[kg /m ³]

3. 実験装置

実験に使用した装置をFig.1に示す。空気圧シリンダは、メカニカルジョイント式ロッドレスシリンダでストロークは2000mm、ボア径25mmで、水平に設置されている。ピストン停止時の両シリンダ室の圧力バランスを保つためには対称シリンダの方がよい。また、本方式においてはフィードバック用の位置センサは必要ないので、ストロークについての制約がない。

シリンダには近接スイッチ取付け用のレールが装着されていることが多く、ここでも近接スイッチ (SW) を活用する。ピストン (スライダ) の通過を検出するとともに、

通過速度 (通過時間) を計測する。SW0は原点復帰確認用である。他のSWの役割については4で述べる。

両シリンダ室の圧力を独立に制御するので切換弁は2個必要で、実験のやり易さから3位置5ポート弁 (パイロット式クローズドセンタ) を使用している。スタート時には弁Ⅰは供給、Ⅱは排気とし、速度調整は行っていない。次にⅡのみ閉じて弱い制動力を発生させて減速し、最終的にⅡを供給として強い制動力を発生させて減速停止させる。この間、Ⅰは供給のままであり、停止時には両室とも供給側に接続されている。戻り行程では固定絞りによって速度を調整している。

マイクロコンピュータは、スライダの通過と速度を検出し、弁操作のためのタイマー T1, T2を設定するために使用するもので、入出力8ビットずつあれば十分である。通過時間は、センサのオン時間をマイコンでカウントして求める。1カウントあたりの時間幅は75μsであった。実験で用いたSWの感応幅は40～5.5mmと個体差があったので事前に実測して使用した。ポテンショメータは停止位置の測定のみを使用しており、制御には使用していない。供給圧力は250kPa(G)とした。比較的低压であるが十分なスライダ速度が得られている。負荷は慣性負荷を想定している。慣性負荷が大きい場合には制動距離が長くなるため、二段階制動開始前に強い制動をかけてスライダ速度を減速しておくなどの対策が必要となり、制御法としての簡便さを失う。本研究では最終的には質量約5kg、負荷率約0.2までを想定しているが、今回の実験では二段階制動法の提案を主眼として質量約0.5kgの軽負荷による結果を示す。なお、空気圧部品はすべて標準品であるが、本実験に対してはどれも十分な性能を有している。

4. 二段階制動法の提案

スライダを急制動によって停止させれば制動距離が短くなり、停止位置のばらつきも減少させることができる。

まず予備実験として、スライダを原点から前進させ、あ

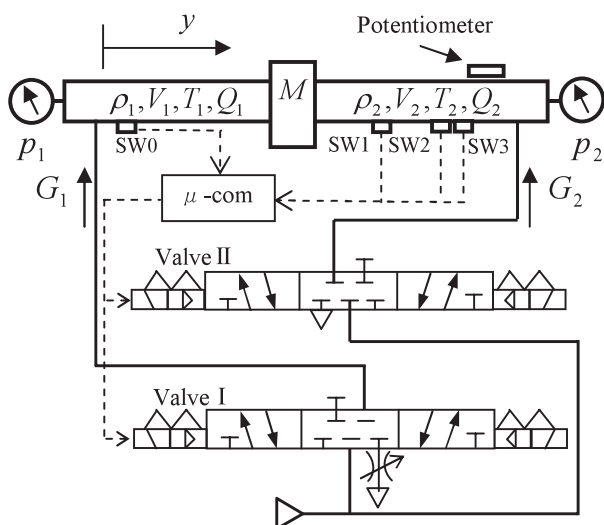


Fig. 1 Experimental circuit

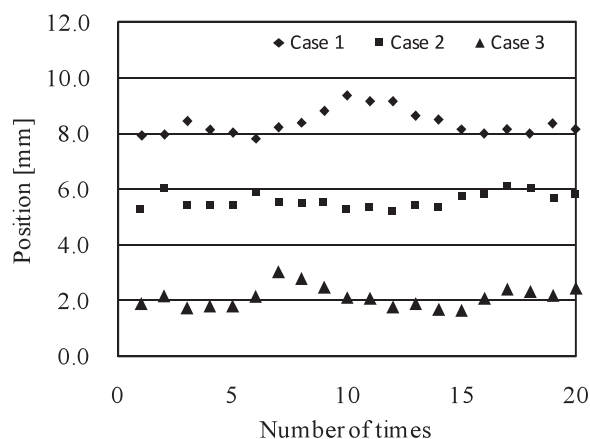


Fig. 2 Deviation of the stop position

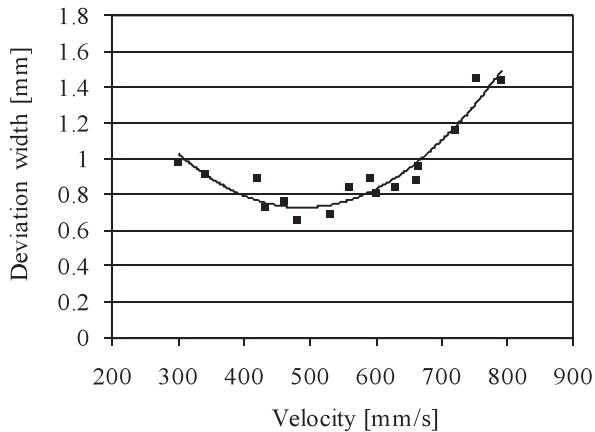


Fig. 3 Optimal velocity for starting strong braking

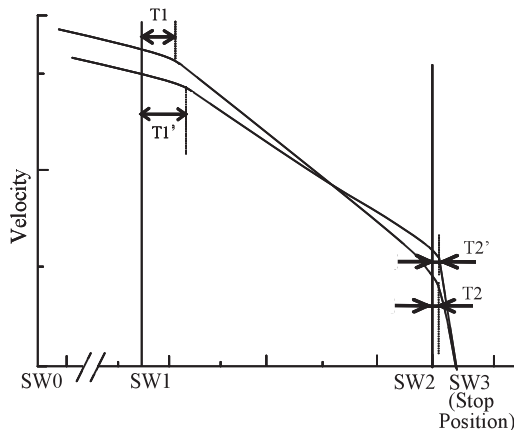


Fig. 4 Sequence of two-stage braking method

る位置から急制動によって繰返し停止させた結果をFig. 2に示す。約20回の繰返し停止実験を異なる日に計3回行った結果である。制動開始速度は約700～800mm/sである。停止位置は徐々にシフトし、実験日によっても数mmの差があり、これでは実用にはならない。この主原因は摩擦力の変化と推察され、空気圧シリンダ系の特性における最大の不確定要素であろう。しかし、1回の運転ごとの停止位置の差は0.2～0.6mm程度であるので、これを精度の目安として、シフト量を補正することも含め、停止精度の改善を図っていく。

次に、急制動開始速度を変えて停止させる実験を行った。その結果をFig. 3に示す。10回程度のならし運転のあと、ある速度からの停止実験をそれぞれ20回行い、最も遠く離れた2点の距離をそのばらつきの幅としてひとつのプロットとして示している。これより、停止位置のばらつきを最小とする最適な制動開始速度（以下単に最適速度）があることがわかる。

以上の予備実験により、Fig. 1の装置においてSW1, SW2, SW3を図に示す順に設置し、Fig. 4に示すような手順で制動することを提案する。

- 1) スライダがSW1を通過するときの通過時間を計測してSW2通過時に最適速度となるようタイマー T1を設定

し、弁を操作して弱い制動力で減速させる。

- 2) スライダがSW2を通過するときの通過時間を計測して目標停止位置に停止するようタイマー T2を設定し、弁を操作して急制動をかける。
- 3) SW3の感応幅の端部を目標停止位置に合わせておき、停止位置が行き過ぎたか否かを判定して次の運転時に使用するT2を微調整しておく。

したがって、SW1～3は次の位置に設置する。まず、SW3の感応幅の端（本実験では前進側端）を目標停止位置に、SW2はSW3の手前で最適速度から急制動で停止できる距離に、SW1は緩制動でSW2において最適速度まで減速できる距離に設置する。また、通過速度が想定より速くなることもあるので、SW1, 2間の距離は10mm程度、SW2, 3間については、2mm程度長めに設定しておく。本実験におけるSW1, 2, 3の位置はそれぞれ750, 1220, 1260mmである。

急制動とは一般的には何らかの信号を得て直ちに強い制動をかけるという意味だが、ここでは直ちにではなくタイミングを計ってから強い制動をかけるという意味として用いる。したがって、強い制動を急制動、弱い制動を緩制動とし、急制動と緩制動を順に作用させる上述の方法を二段階制動法と呼ぶことにする。

なお、タイマーの設定は、例えばT1については、 $T1 = a_1 \Delta t_1 + b_1 + \Delta c_1$ のような一次式で計算している。ここで、 Δt_1 は通過時間、 a_1 , b_1 は定係数、 Δc_1 は次回運転時のための補正項で、これによって簡単な学習機能を持たせている。具体的な学習方法は次のような簡単なものである。T1についてはSW2の通過速度が設定（最適速度）より速いか遅いかにより Δc_1 を増減する。T2については停止位置が目標位置（SW3の感応幅端）を行き過ぎたか否かで Δc_2 を増減する。したがって、理想的な挙動は目標位置を毎回前後して停止することである。Fig. 4におけるT1, T1'とT2, T2'は速度毎にタイマーの長さが異なることを表している。

5. シミュレーションによる検討

二段階制動法を提案する根拠のひとつは、制動開始のための最適速度が存在することである。実験的には他のシリンダ（ストローク300mm, 径16mm, および同1000mm, 40mmのマグネット式ロッドレスシリンダ）でも存在することを確認しているが、一般的に最適速度が存在するのか、どのような条件のときに存在するのかなどは不明である。摺動部の摩擦の影響がシリンダの動作に大きな影響を与えることはすでに多くの研究で報告されており、ここでもFig. 2に示す実験結果より、摩擦力の変動が大きな要因になっていると推察できる。そこで、数値シミュレーションを行い、摩擦特性の変動の影響を明らかにしたい。

5.1 シミュレーションモデル

シリンダ室内の圧力変化と温度変化の式は、次式で示される¹²⁾。紙面の制約のため、Valve I 側に接続された方（添

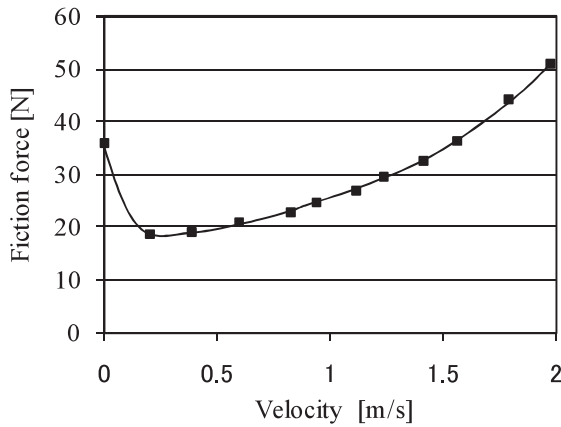


Fig. 5 Friction force

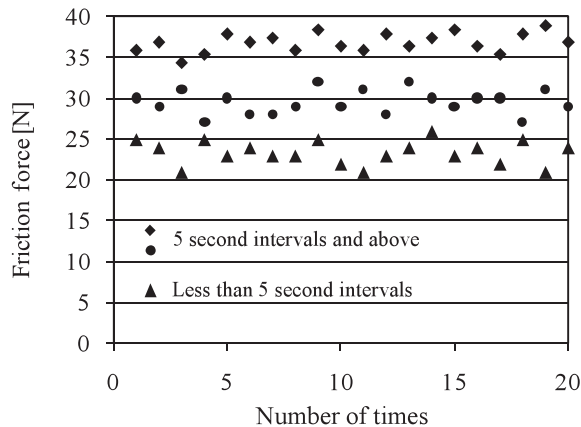


Fig. 6 Static forces in different time intervals and measured methods

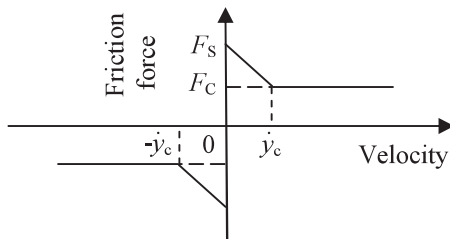


Fig. 7 Static and dynamic friction model

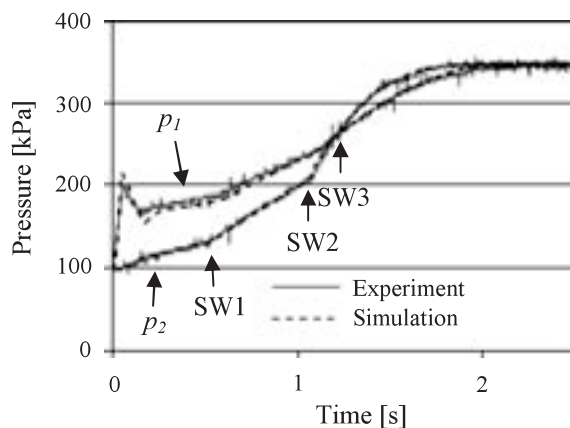


Fig. 8 Air pressure changes in chambers

字1)について示す.

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{RT_1}{V_1} G_1 + \frac{p_1}{T_1} \frac{dT_1}{dt} - \frac{p_1}{y+y_{10}} \frac{dy}{dt} \quad (1)$$

$$c_v \rho_1 V_1 \frac{dT_1}{dt} = RT_1 G_1 - p_1 \frac{dV_1}{dt} + Q_1 \quad (2)$$

Q_1 は外気温を T_a として

$$Q_1 = hS_{hl} (T_a - T_1) \quad (3)$$

運動方程式は, F をFig. 5 に示す y の関数として,

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} + F = A(p_1 - p_2) \quad (4)$$

上流圧を p_u , 下流圧を p_d , 上流温度を T_u として,

$z = p_d/p_u$ とおくと, $0.528 \leq z \leq 1$ のとき

$$G = sp_u \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_u(\kappa-1)}} \left(z^{\frac{2}{\kappa}} - z^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) \quad (5)$$

$0 \leq z < 0.528$ のとき

$$G = sp_u \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_u(\kappa+1)}} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} \quad (6)$$

摩擦特性の評価は大きな課題であり, 様々なモデルが提案されている. 本装置においては, ピストン・シリンダ間のほかに, スライダの摺動部, メタルシール部があり, 摩擦特性を正確に記述するのは困難であるので, 実測によって特性の概略を調べることにした. シリンダに圧力を与えてスライダ速度を一定に保ち, このときの速度と駆動力(圧力差とピストン面積の積)の関係を求めた. Fig. 5に得られた結果を示す. 最大静止摩擦力だけはスライダが動き始めたときの値である. 粘性摩擦係数は速度全域で一定値とは見なせないため, 制動を作動させる領域である1.5m/s以下の範囲で $B=10\text{Ns/m}$ と近似した.

Fig. 6は静止しているピストン両側の圧力差を徐々に増やし, 動き始めたときの F_s の値を測定時間間隔を変えて繰り返し求めたものである. 時間の経過により摺動部の潤滑状態が大きく変わるものと考えられる.

これらの結果から, Fig. 7のような簡単な摩擦のモデルを使用し, 標準的な値として, $F_s=37\text{N}$, $F_c=18\text{N}$ とした. 減速時には速度ゼロ付近の摩擦力はFig. 5またはFig. 7のようには増えないという研究^(3,4)もあるが, 本研究においては摩擦特性は不確定要素として扱い, 減速時も速度ゼロ付近で摩擦力が増えるものとし, 静止摩擦の最大値 F_s , 動摩擦力 F_c を標準値から変化させることで摩擦力を変動させた.

以上の準備のもとに, 4次のルンゲ-クッタ法によりシリンダ内の圧力を求めた. シミュレーション結果の一例を圧力の実測結果とともにFig. 8に示す. 他のパラメータの数値は, $\dot{y}_c=0.2\text{m/s}$, $A=490.9\text{mm}^2$, $y_{10}=0.12\text{m}$, $T_a=293\text{K}$, $h=50\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $M=0.52\text{kg}$ などである.

5.2 制動開始最適速度

ここでのシミュレーションの目的は, 摩擦特性の変動と

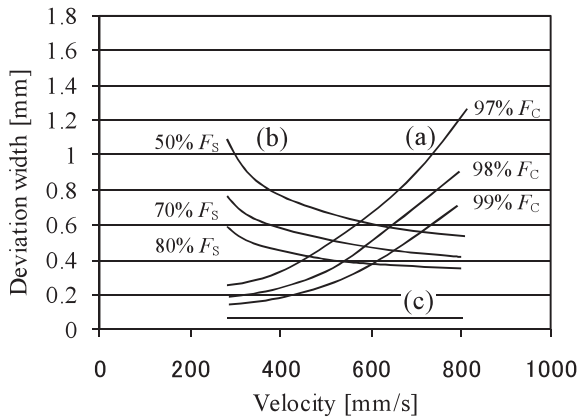


Fig. 9 Deviation width of stop position under fluctuated friction force conditions (simulation)

制動開始速度が、停止位置のばらつきにどのように影響するかを明らかにすることである。開ループの位置決め法を採用しているため各パラメータの誤差が累積され、停止位置を正確に予測するのは困難である。そこで、標準的な条件で求めた停止位置を基準として、摩擦力を変化させて得た停止位置との差をばらつきとした。

関係するパラメータのうち特に不確定性の強いFig. 7の F_s 、 F_c を変化させ、 B の変動の影響は F_c を変化させた場合に含まれるとして扱った。また、これらは前進開始から停止に至る1回の運転中に変動すると考えられるが、シミュレーションでは運転中は一定値とした。

F_c の変動はFig. 5と同様の実験により3%程度と見積もった。そこで F_c を先に標準値として求めた値の99, 98, 97%としてそれぞれ停止位置を求め、基準停止位置との差を求めた。その結果をFig. 9中の(a)に示す。制動開始速度が速いと制動距離が長くなって摩擦力の変動の影響を多く受け、ばらつきも大きくなる。

次に、 F_s を変動させてみる。静止摩擦力（静止直前の摩擦係数）の変動の影響を強く受けることは当然予測でき、しかも F_s はFig. 6に示すように変動幅が大きい。これより、減速時の F_s の値を標準値の80, 70, 50%と設定して求めた停止位置のばらつきをFig. 9中の(b)に示す。この場合は制動開始速度が遅くなると、Fig. 3の実験結果と同様停止位置のばらつきは大きくなった。Fig. 9の(a)と(b)の結果を合わせると、制動開始速度に最適値が存在することになる。しかし、速い速度から制動を開始しても停止直前には低速度領域を通過するので、摩擦力の変動だけではFig. 9(b)の結果の説明はできない。

5.3 制動効果の遅れ

低速域でのばらつきの増大の要因を調べるため、空気圧による制動力の大きさに着目した。シミュレーションにおいて制動開始速度を種々に変え、制動中の $A(p_2-p_1)$ の大きさを調べたものをFig. 10に示す。制動方向（Fig. 1において左方向）の力を正としている。約1秒経過後の急激に値が変化しているところが制動開始時点で、Slider stopと記し

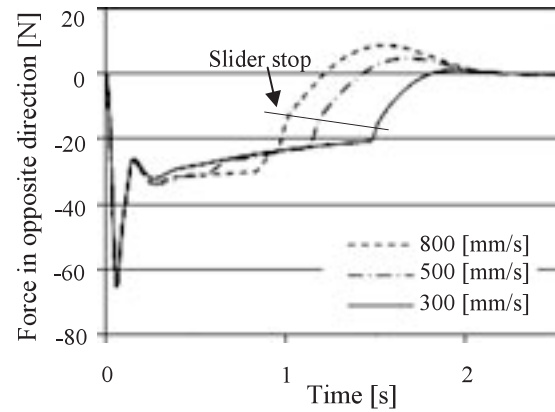


Fig. 10 Force in opposite direction, $A(p_2-p_1)$ (simulation)

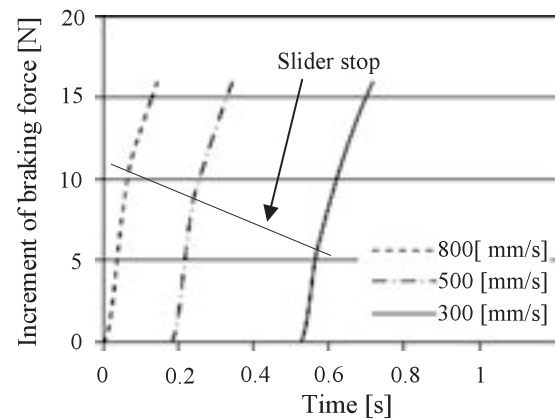


Fig. 11 Forces required to stop slider strong braking applied (simulation)

た実線の箇所ですライダが停止することを意味している。今回のシミュレーションの条件では摩擦による制動力が大きく、停止するまで空気圧による力は負の値であるが、停止させるために弁操作を行った結果であるので、この力 $A(p_2-p_1)$ を引き続き制動力と呼ぶことにする。Fig. 10における制動開始後の制動力の変化分を改めてFig. 11に示す。800 mm/sで制動を開始した場合は停止直前に10Nを超える力となっているが、300 mm/sで制動を開始した場合には6N程度である。したがって、制動開始速度が遅いと制動力が十分大きくなる前に停止するため、 F_s の変動の影響を強く受けるものと考えられる。

そこで、制動開始後の $A(p_2-p_1)$ の値を強制的に一定値5 Nに固定してシミュレーションを行ったところ、Fig. 9(c)に示すように、ばらつきは制動開始速度には依存しなくなった。以上の検討により、Fig. 3のように停止位置のばらつきを最小とする制動開始速度が存在する理由は、摩擦係数の変動と空気圧による制動効果の遅れであり、本手法においてはシリンダの種類によらず一般的に存在することがわかった。なお、最適な制動開始速度をシミュレーションによって知るには摩擦特性の変動状況を把握しておく必要がある。

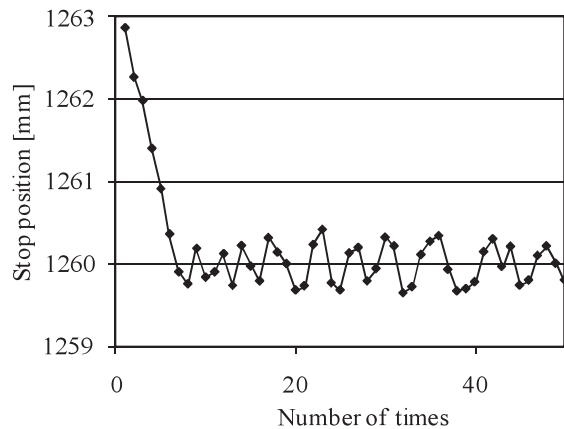


Fig. 12 Convergence of the stop position

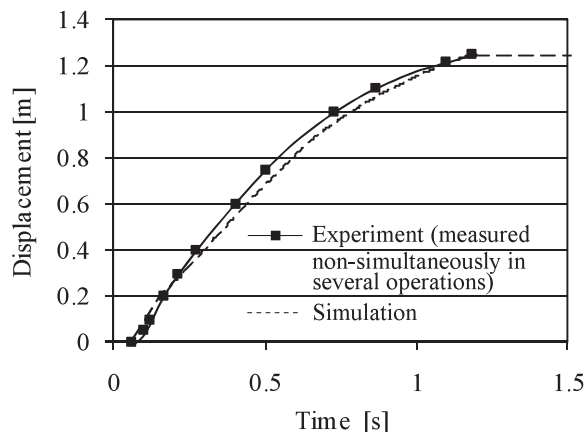


Fig. 13 Response of the slider

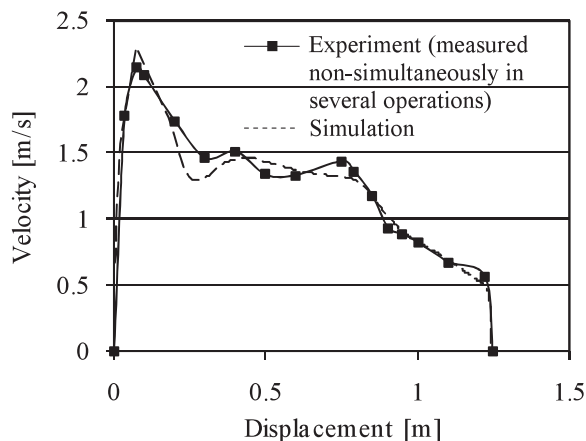


Fig. 14 Slider velocity at each position

6. 繰返し位置決め実験

スライダをある位置から単に制動するとFig. 2のように停止位置がばらつく場合に対して、本研究で提案する二段階制動法を適用し、停止位置精度がどの程度改善されるかを実験で示す。簡単な予備実験として4.で示したT1, T2に含まれる係数などを決めておく。さらに、SW3の感応幅の端を停止目標位置として停止位置が目標位置より手前か先かだけを判定し、次回運転時に、T2を調整しておく。今

回の実験における調整量は、T1については $\Delta c_1=225\mu\text{s}$ 、T2については $\Delta c_2=75\mu\text{s}$ としている。

実験開始後1回目の運転から約50回の繰返し位置決め結果をFig. 12に示す。停止目標は、原点から1260mmの位置である。目標位置に向かってT1, T2の調整を続けて目標位置付近に到達する。以後は、 $\pm 0.4\text{mm}$ の範囲に収まっている。ばらつきの幅0.8mmは、Fig. 3のばらつきに対応しており、二段階制動により最小の幅を維持していることがわかる。

Fig. 13にスライダ位置の時間応答を、Fig. 14に位置と速度の関係を示す。ただし、本実験装置には、ストローク全域にわたる位置センサが装備されていないため、時間的に連続的な測定はできていない。代わりに、Fig. 12のような繰返し位置決め実験を継続しながら、測定用に用意したSWの位置を運転毎に移動させて通過時間と速度を実測し、それらの結果をひとつのグラフ上に表わした。いずれも1回毎の応答ではないが、シミュレーションによる予測値に近い結果が得られている。

本方式の性質上、発進直後の停止はできない。一方、終端近傍ではスライダ前方のシリンダ室容積が小さくなって制動力が増すので、ばらつきが小さくなることが期待できる。実際、1,700mm付近に停止させると、ばらつきの幅は $\pm 0.2\text{mm}$ 程度に改善される。ただし、両シリンダ室の圧力バランスが悪くなり、スライダは一旦停止後に逆進することがある¹⁾。これらの現象には積載質量の大きさも関係しており、目標位置の設定範囲なども含め、今後検討したい。

7. 結 論

近接スイッチを利用した空気圧シリンダの繰返し位置決めにおける制動法について考察を行い、簡便さを主眼とした二段階制動法を提案した。

- 1) 停止位置のばらつきの主原因は摩擦特性の不確定性にあると考え、摩擦力を変動させたシミュレーションを行い、ばらつきの幅を推定した。
- 2) 本制動法を提案する根拠となる制動開始速度の最適値が、摩擦特性の変動と空気圧制動の遅れのために存在することをシミュレーションで示した。
- 3) 繰返し位置決め実験を行い、実用となり得る精度が維持できることを示した。
- 4) 積載負荷の影響、停止位置の範囲設定などについては今後の課題としたい。

本研究を行うにあたり、SMC株殿より研究助成を賜った。ここに記して関係者に深謝する。

参 考 文 献

- 1) 花房秀郎, 則次俊郎: 空気圧シリンダの高精度位置決めのための圧力制御方式, 日本機械学会論文集(C), Vol. 47, No. 415, p. 328-336 (1981)
- 2) 池上毅, 藤田壽憲, 香川利春: 制動モデルに基づくプ

- レーキ付空気圧シリンダの中間停止制御, 日本油空圧学会論文集, Vol. 32, No. 1, p. 21-26 (2001)
- 3) 渡嘉敷ルイス, 藤田壽憲, 香川利春: 空気圧シリンダのメータアウト速度制御時のスティックスリップ現象 (第1報摩擦特性とスティックスリップ現象), 日本油空圧学会論文集, Vol. 30, No. 4, p. 110-117 (1999)
- 4) K. Hamiti, A. Voda-Besancon, H. Roux-Buisson: Position Control of a Pneumatic Actuator under the Influence of Stiction, Control Eng. Practice, Vol. 4, No. 8, p. 1079-1088 (1996)
- 5) A. Saleem, C. B. Wong, J. Pu, P. R. Moore: Mixed-reality Environment for Frictional Parameters Identification in Servo-pneumatic System, Simulation Modeling Practice and Theory, p. 1-12 (2009)
- 6) 張志城, 香川利春, 藤田壽得, 大隈雄三郎: 静圧軸受け機構を利用した高速・精密位置決め用エアサーボテーブルの開発, 油圧と空気圧, Vol. 28, No. 4, p. 451-457 (1997)
- 7) 荒木獻次, 山川善弘, 和地浩, 湯室彰規: 空気圧サーボ系の δ 演算子モデル規範形適応制御, 油圧と空気圧, Vol. 23, No. 3, p. 309-316 (1992)
- 8) 則次俊郎, 高岩昌弘: 外乱オブザーバーを用いた空気圧位置決め制御系の設計, 計測自動制御学会論文集, Vol. 31, No. 1, p. 82-88 (1995)
- 9) 松熊利治, 宗軍波, 石田義久, 能登山俊一: ニューラルネットワークを用いた空気圧シリンダのPID制御, 日本油空圧学会論文集, Vol. 30, No. 1, p. 28-33 (1999)
- 10) 川嶋元士, 大上浩, Wen-Jei Yang: 空気圧シリンダのサブミクロン精度での中間位置停止, 日本油空圧学会論文集, Vol. 29, No. 4, p. 95-99 (1998)
- 11) 中野和夫, オズワルド・ホリカワ, 浅蔭朋彦, 田中豊: 空気圧・圧電超音波複合型アクチュエータによる精密位置決めシステム, 日本油空圧学会論文集, Vol. 24, No. 3, p. 394-398 (1993)
- 12) 日本油空圧学会: 新版油空圧便覧, p. 426-430 (1989)

会 員 各 位

平成24年 7月15日

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

平成24年度会費納入のお願い

拝啓 時下益々ご清祥のこととお慶び申し上げます。

さて、平成24年度（自平成24年4月1日～至平成25年3月31日）の会費を、下記の通りご納入賜わりたくお願い申し上げます。なおすでにご納入くださいました場合は、何卒ご容赦ください。

敬 具

記

平成24年度 正 会 員 会 費 8,000円
(40歳未満で入会された方は、入会から5年間にかけ4,000円となります。)
学 生 会 員 会 費 2,000円

お 願 い

- ・23年度以前の会費を未納の方は、新年度分（平成24年度）と併せてお振り込みくださいますようお願い申し上げます。
- ・会員名を必ずご記入ください。
- ・便利な自動振り込みは手数料が不要です。ご希望によりお申し込み書をお送り致しますので、FAXまたはE-mailにてご一報いただきたく、宜しくお願い申し上げます。

以上

00東京

口座番号(右詰めに記入ください)

001103133690

金額

千百十万千百十円

料金

特殊取扱

加入者名

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

通 信 欄

該当するものに○をつけ、お振込の内容をご記入下さい。

1.()年度()会費

企業名・[]

2.()の代金

郵便番号

私達人住所氏名

受付局日附印

電話番号

裏面の注意事項をお読み下さい。(郵政事業庁) (私製承認第23957号)

各票の※印欄は、払込において記載してください。

切り取らないで郵便局にお出しください。

払込票兼受領証

口座番号

001103

右詰めに記入ください

133690

加入者名

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

金額

千百十万千百十円

※

払込人住所氏名

消費税込

受付局日附印

料 金

円

特殊取扱

お振り込み先金融機関一覧

1. 郵便振替貯金 00110-3 133690

* 下の振替用紙をご利用いただけます。

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

2. 三井住友銀行 日比谷支店 (普) 7611417

(注) *口座名はいずれも「社団法人 日本フルードパワーシステム学会」です。

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

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

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

ご注意

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

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

(日本郵政公社)

〒105
|
0011 東京都港区芝公園三丁目五―三二 電話(〇三)三四三三―八四四一 FAX(〇三)三四三三―八四四二
編集兼発行人 一般社団法人日本フルードパワーシステム学会 振替口座 東京〇〇―一〇―三一―三三六九〇

東京都文京区小石川一―三―七
印刷所 勝美印刷株式会社