

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

Mar.2013 Vol.44 No.2

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「自動車技術とフルードパワー」

日本フルードパワーシステム学会誌

フルードパワーシステム

目 次

特集「自動車技術とフルードパワー」

【巻頭言】

「自動車技術とフルードパワー」発行にあたって	五嶋 裕之	72
------------------------	-------	----

【解説】

自動車と流体制御	田中 裕久	73
自動車用トルクコンバータ内の油圧解析技術	山口 健	75
New V6 エンジン用 VTEC・VCMシステムの紹介	林 泰宇, 手塚 英至, 橋場 一雄	78
フルードパワーとサスペンション技術	坂井 静	82
回生協調ブレーキ	上野健太郎, 大谷 行雄, 佐伯 秀之	85
電動油圧式電子制御パワーステアリング用オイルポンプの開発	倉田 昌和	88
商用車向けACサーボモータ駆動ポンプ制御電動油圧パワーステアリング	佐藤 恭一, 平野 謙一, 田中 裕久	91

【FPIC会議報告】

Mechatronics2012におけるフルードパワー技術研究	吉田 和弘	94
FPMC2012におけるフルードパワー技術研究動向	尹 鍾皓	96
日本ロボット学会第30回記念学術講演会におけるフルードパワー技術研究	佐々木大輔	98
ICMT2012におけるフルードパワー技術関連研究	巖 祥仁	100
山梨講演会2012におけるフルードパワー技術研究動向	鈴木 勝正	102
計測自動制御学会 Annual Conference OS「FULCOME-J」と 流体計測制御シンポジウムに観るフルードパワー研究動向	藤田 壽憲, 加藤 友規	104

【教室】

おもしろ油圧機構 第11回 油圧で扱う量と計測機器	大橋 彰	106
---------------------------	------	-----

入門講座「流体力学」第4回：『噴水はどこまで上がる？』のウソ

高橋 勉 109

【トピックス】

ISO/TC 131/WG4 空気圧機器の信頼性評価

小根山尚武 114

アメリカ駐在日記

田村 和也 118

【研究室紹介】

岡山大学大学院自然科学研究科知能機械制御学研究室

則次 俊郎 121

【企画行事】

平成25年度企画行事紹介

大内 英俊, 桜井 康雄 124

平成24年度オートムセミナー開催報告「フルードパワー技術を活かす油圧作動油の最新動向」

兵藤 訓一 126

【会告】

平成25年度春季講演会併設セミナー「自動車技術とフルードパワー」

129

日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会 共催

平成25年度春季フルードパワーシステム講演会のお知らせ

130

平成25年春季フルードパワーシステム講演会

オーガナイズドセッション講演募集のご案内

132

触れて学べる！入門者向き実習講座「油空圧技術」

133

フルードパワー道場8「フルードパワーに生かせる電子回路技術（2）」開催のお知らせ

134

学会誌バックナンバーの学会ホームページ内の会員ページでの公開のお知らせ

135

その他

128,136,137,138

■表紙デザイン：山本 博勝（株豊島）

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22 機械振興会館別館102

TEL：03-3433-8441 FAX：03-3433-8442

E-Mail：info@jfps.jp

JOURNAL OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

FLUID POWER SYSTEM**Contents****Special Issue "Automotive Technology and Fluid Power System"****[Preface]**

On the Special Issue "Automotive Technology and Fluid Power System"	Hiroyuki GOTO	72
---	---------------	----

[Review]

Fluid Power Control for Automobiles	Hirohisa TANAKA	73
Fluid Power Technology Apply on Torque Converter for Passenger Car	Takeshi YAMAGUCHI	75
Introduction for New V6 Engine VTEC · VCM System	Yasutaka HAYASHI, Hidenori TETSUKA, Kazuo HASHIBA	78
Fluid Power and Suspension Technology	Shizuka SAKAI	82
Cooperative Regenerative Braking System	Kentaro UENO, Yukio OHTANI, Hideyuki SAEKI	85
Development of the Oil Pump for Hybrid EPS	Masakazu KURATA	88
Electro-hydraulic Power Steering Controlled by AC Servomotor Drive Pump for Commercial Vehicles	Yasukazu SATO, Kenichi HIRANO, Hirohisa TANAKA	91

[FPIC Report]

Researches on Fluid Power Technologies in Mechatronics2012	Kazuhiro YOSHIDA	94
Research Trend of Fluid Power Technology in FPMC2012	Chongho YOUN	96
Research of Fluid Power Technology in The 30th Annual Conference of the Robotics Society of Japan	Daisuke SASAKI	98
Researches on Fluid Power Technologies in ICMT 2012	EOM, Sang In	100
Research Trend on Fluid Power Technology in Yamanashi Conference 2012	Katsumasa SUZUKI	102
Research Trend of Fluid Power in SICE Annual Conference 2012 (OS : FLUCOME-J) and 13th Symposium on Fluid Control and Measurement	Toshinori FUJITA, Tomonori KATO	104

[Lecture]

The Interesting Mechanism of Hydraulic Components No.11 Hydraulic Quantifier & Measuring Instrument	Akira OHASHI	106
An Introductory Course of Fluids Mechanics: The Fourth: Unacceptable Assumptions in "Where Does the Fountain Go Up to?"	Tsutomu TAKAHASHI	109

[Topics]

ISO/TC131/WG4 Pneumatic Fluid Power-Assessment of Component Reliability by Testing	Naotake ONEYAMA	114
The Life of US Station Employee	Kazuya TAMURA	118

[Laboratory Tour]

Intelligent Machine Control Laboratory in The Graduate School of Natural Science and Technology, Okayama University	Toshiro NORITSUGU	121
---	-------------------	-----

[JFPS Activities]

Introduction of Event of JFPS in 2013	Hidetoshi OOUTI, Yasuo SAKURAI	124
Autumn Seminar 2012	Norikazu HYODO	126

[JFPS News]

128,129,130,132,133,134,135,136,137,138

「自動車技術とフルードパワー」発行にあたって

著者紹介



ごとうひろゆき
五嶋 裕之

機械振興協会技術研究所
〒203-0042 東京都東久留米市八幡町 1-1-12
E-mail: goto@tri.jspmi.or.jp

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。1987年日立製作所を経て
1990年機械振興協会技術研究所、現在に至る。
環境対応油圧システムなどの研究に従事。JFPS
などの会員、博士（工学）。

自動車においてフルードパワーは、動力伝達系、懸架装置系、操舵性能、制動性能等に深く関わる基盤技術であり、今日の自動車技術の発展に大きく寄与している。統計データ¹⁾によると、2012年商用車を含む国内乗用車保有台数は約7,500万台にもおよび、これらすべての乗用車には何らかのフルードパワーシステムが組み込まれている。自動車はもっとも身近な乗り物であり、我々の社会活動に取って必要不可欠のものであることから、その基盤技術の一つであるフルードパワーも非常に大きな社会的責任を担っていると考えられる。

近年、地球環境問題への対応のため、石油消費の抑制、CO₂排出量の削減を目的とし、従来フルードパワーが担っていた機能のいくつかを、電動機に代替することが大きく進展している。しかしながら、HV、PHV、EVなど、新世代のエコカーにおいては、電動とフルードパワーの競合といった側面よりも、電気・電子技術とフルードパワー技術を融合することで、お互いの特徴をより引き出すことが重要であると考えられる。また、従来のガソリンエンジン車においても、信号待ちのときなどにエンジンが自動停止し無駄なガソリン消費を抑える、省エネ技術の普及が急速に進んでいる。エンジンをストップすると、エンジン動力で駆動されるフルードパワーシステムも停止してしまうため、フルードパワーにおい

ても新たにアイドルストップへの対応技術が必要になっている。このように、地球環境問題を見据えた自動車技術の進展にともなって、フルードパワーにおいても技術革新を進めることがますます重要となると考えられる。

本特集で取り上げるテーマは、油圧制御装置が多用されている自動変速機の歴史と動向、最新の数値流体力学（CFD）を活用したトルクコンバータ内の油圧解析技術、燃費向上を目的としたエンジンの可変動弁機構、フルードパワーを用いた最新のサスペンション技術、HV/EVで必須な回生協調ブレーキシステム、油圧式のメリットと省燃費を両立する電動油圧式電子制御パワーステアリング、ハイブリッド大型商用車に対応可能な、モータ駆動ポンプ制御電動油圧パワーステアリングであり第一線で活躍される研究者、技術者に解説をお願いした。

本特集号は、現時点での自動車技術における代表的なフルードパワー応用製品開発の最新の技術動向について、情報を提供できるものと考えている。また、本年5月には本特集号を活用した、原稿執筆者に講師をお願いするセミナーも計画されている。本特集号およびセミナーが、自動車技術とフルードパワーに関心を持つ読者の参考になれば幸いである。最後に、非常にご多忙中のところ、大変に貴重で興味深い解説記事をご寄稿いただいた執筆者の皆様には厚くお礼申し上げます。

本特集号は編集委員会、企画委員会の合同企画であり、ご協力いただいた担当委員各位、特に企画委員の高後委員には多大の貢献をいただいた。この場をお借りして深く感謝申し上げます。

参考文献

- 1) 自動車保有台数統計データ、(一財)自動車検査登録情報協会、<http://www.airia.or.jp/number/index.html>

(原稿受付：2013年1月8日)

解説

自動車と流体制御

著者紹介



た な か ひ ろ ひ さ
田 中 裕 久

横浜国立大学
〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5
E-mail: tanaka-h@ynu.ac.jp

1975年東京大学大学院工学研究科博士課程修了、東京大学助手、講師を経て1979年横浜国立大学助教授、1989年同教授、2012年同名誉教授、自動車技術会、機械学会、フルードパワーシステム学会、設計工学会の会員、工学博士。

1. はじめに

自動車のモーションコントロールには、これまで流体制御技術が多用されていたが、近年の燃費向上の観点から、電動化が大幅にすすんでいる。操舵系は3Lクラスの乗用車も電動アシストとなり油圧制御は不要となっている。駆動系も、発電機とモータを個別にもつ電気式の無段変速機からなるハイブリッド車では、モータと内燃機を遊星ギヤにより動力を結合するため、油圧装置は不要となっている。しかしながら、従来からの自動変速機も健在であり、油圧制御は不可欠な制御技術になっている。また、CVT車のアイドルストップでは、エンジン停止時に一時的に油圧を保持するための電動油圧ポンプシステムがベルトCVTに搭載され、新たな油圧制御装置が駆動系に搭載されている。そこで、本稿では、油圧制御装置が多用されている自動変速機の動向を取り上げることにする。

2. 自動変速機の分類と市場割合

表1に自動変速機の分類と図1に近未来を含めた変速機の世界市場割合を示す¹⁾。

図1でAT (Automatic power Transmission) と記したものは、有段の遊星歯車列をもつ同軸構造のもので、数値は段数を表す。6速ATが主流となるが、2013年にはドグクラッチを用いた歯車列の切換締結を行うことによりコンパクト・大容量化をはかるFF用9速のATが市場に出る予定である²⁾。一方、CVT (Continuously Variable power Transmission, 無段変速機) や、偶数段と奇数段の歯車列を2セッ

表1 自動変速機の分類

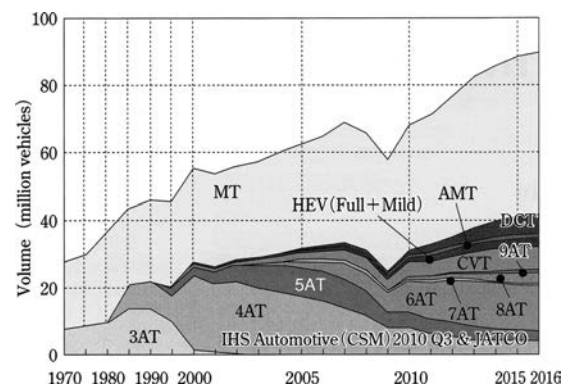
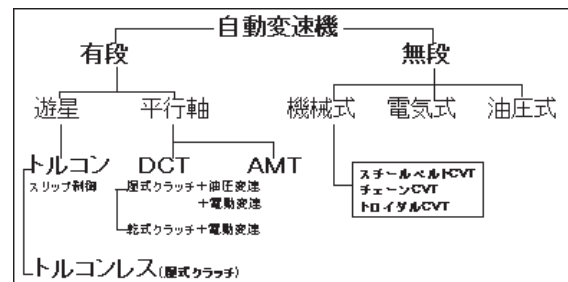


図1 変速機の世界市場割合の変遷と予測
(自動車技術会誌, Vol. 65, No. 9, 2011¹⁾より)

トのクラッチで同時に切換えトルクが途切れないDCT (Dual Clutch power Transmission) も徐々に増加する傾向がみえる。

3. AT, CVT, DCT

ATの電子油圧制御には、クラッチやプーリを押しつけるための圧力制御が必要で、一般に、3ポート型の圧力比例弁が用いられる。たとえば、6ATでは、ポンプ用調圧弁を含め低圧の6個の圧力比例弁が搭載されており、弁の生産量は膨大である。比例ソレノイドの低価格をはかるため、ソレノイドの電磁力特性の機差を緩くし、電流—圧力特性を電磁弁毎に記憶し、変速機側のコンピュータでクラッチ締結特性に補正をかけている。比例弁の採用により、発進時のトルクコンバータの速度伝達効率をあげるために、最近では湿式クラッチを併用し、トルクコンバータのスリップ制御を行うことが可能となっている。従来は、トルクコンバータをロックアップするため、

タービン翼列の背面に摩擦面を配置し、この面の圧力を抜くことによりポンプ翼列に締結していたが、最近では、トルクコンバータを小型化し、専用の湿式多板クラッチ（通常2枚）をトルクコンバータ内に配置し、全段ロックアップを高応答でしかも摩擦振動を起こすことなく締結する技術が確立されている。

CVTには、コンプレッション・スチールベルト型とテンション・チェーン型がある。スチールベルトCVTの油圧制御回路例を図2に示す。これは、ハーフブリッジ型の回路で、プーリのセンカンダリ側でエレメントとプーリ間の摩擦力制御を、プライマリ側で変速比を制御している。CVTの変速制御には、図3に示すように、ハイドロメカ油圧サーボ式とフル電子油圧サーボ式とがある。ベルトCVTの軸長を短くするため、プーリのクランプにはシングルの油圧ピストンが用いられるようになり、これに伴い、ポンプは5～6 MPaと高い圧力が必要で、低騒音のベーンポンプが用いられている。

自動車の省エネルギー化の一環としてアイドルングストップが普及しており、ベルトCVTでは駆動系の切り離しとプーリへの油のチャージのため、ポンプ、電子制御装置、モータ駆動回路を一体化した電動油圧ポンプが装備されている³⁾。

DCTは、トルクコンバータを用いず、歯車変速機の偶数段と奇数段の歯車列を専用のクラッチで切換え、変速時にトルクを途切らすことなく変速する有

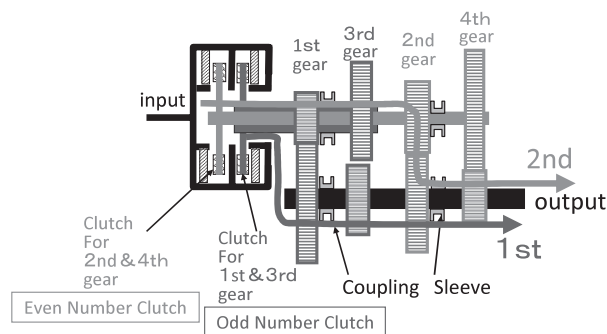


図4 DCTの作動原理図

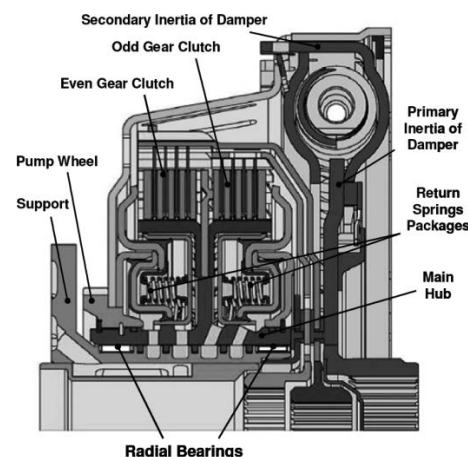


図5 DCT奇数偶数段歯車切換え用湿式クラッチの内部構造例⁴⁾

段変速機で、その模式図を図4に、クラッチの内部構造例を図5⁴⁾に示す。歯車のセレクトと湿式クラッチの制御には電子油圧制御装置が用いられている。

4. ま と め

自動車用自動変速機のAT, CVT, DCTでは、アイドルストップ技術と共に、電子油圧制御技術は、制御性、耐久性、経済性の観点から今後とも多用されていくものと思われる。

参考文献

- 1) 青山明宏, 他5名: ドライブトレイン技術開発の現状と展望, 自動車技術会誌, Vol. 65, No. 9 (2011)
- 2) M. Ebenhoch, J. Greiner, H. Schere and G. Girres, The new nine speed automatic transmission for transverse installation, 自動車技術会, 2012春季講演会前刷集, No.27-12, 2012, 5月.
- 3) 井上昌弘: アイドルストップ用電動オイルポンプの開発, フルードパワーシステム学会緑陰特集号 (WEB版), 43巻第E1号, 2012, 8月, E39～E45.
- 4) Rolf Najork and Ingo Steinberg, The Getrag power shift transmission 6DCT470 of Mitsubishi Lancer Evolution and Ralliart, JSAE 2008, No.05-08, Power transmission symposium, Paper 131008, 2008.

(原稿受付: 2012年11月29日)

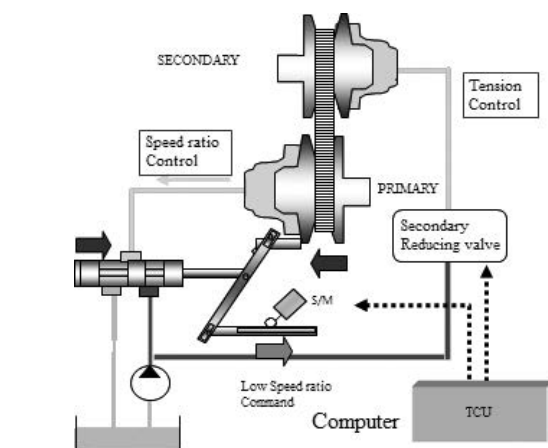


図2 スチールベルトCVTのエレメントとプーリ間の摩擦力制御と変速制御の油圧回路例

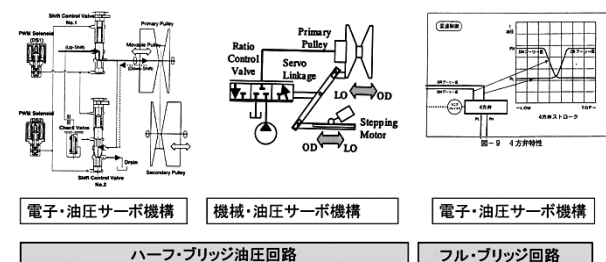


図3 スチールベルトCVTの変速用・油圧サーボ回路例

解説

自動車用トルクコンバータ内の油圧解析技術

著者紹介



やま ぐち たけし
山 口 健

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
〒444-1192 愛知県安城市藤井町高根10
E-mail: i23962_yamaguchi@aisin-aw.co.jp

1992年 San Diego State University大学院博士前期課程修了。1995年アイシン・エイ・ダブリュ株式会社入社。主に、トルクコンバータ設計・開発、流体実験、CFD技術の研究開発に従事。

1. はじめに

日米で90%以上の乗用車に装着されているオートマチックトランスミッションはフルードパワーの力なしでは成り立たない、いわば代表的な流体機械である。筆者は、入社以来トルクコンバータの設計に従事する傍らCFD技術をオートマチックトランスミッション設計に応用する研究を続けてきた。近年のコンピュータの性能向上、CFDの精度向上はめざましく、トルクコンバータ性能設計のためのCFD解析も、数年前までは数万格子の定常計算が主流であったものが、現在では数千万格子の非定常計算も行われ、解析精度も実験との誤差が5%以内と飛躍的に向上した¹⁾⁻⁵⁾。一方、トルクコンバータ内ロックアップクラッチの解析については、未だ定常解析が主流となっており、その研究も数少ない^{6), 7)}。

本稿では、移動格子法を用いた三次元非定常解析

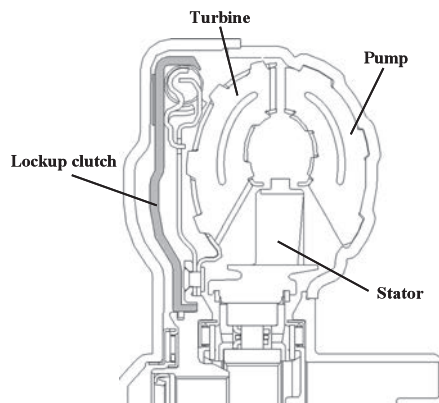


図1 トルクコンバータ断面

を実施することにより、トルクコンバータ内ロックアップクラッチの作動応答性を評価した事例を紹介する。

2. 解析方法および解析条件

図1はトルクコンバータの断面図を示している。トルクコンバータは一般的に、ポンプ、タービン、ステータの3要素から構成されており、ATFと呼ばれる作動油を介して動力伝達を行っている。しかしながら、流体駆動モードでは動力伝達を行う際に流体損失が生じるため、ロックアップクラッチ (L/C) というポンプとタービンを機械的に直結させることにより、高効率な動力伝達へと切り替える機構が備えられている。

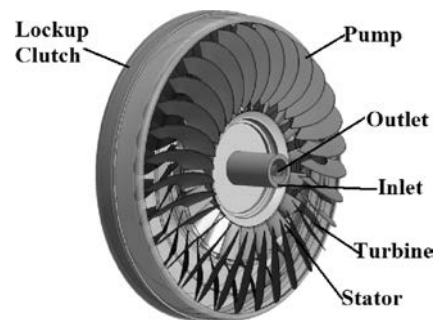


図2 トルクコンバータCFDモデル

図2に流体解析で用いられるモデルを示す。計算は、汎用解析コードであるANSYS CFX Ver14を使用し、三次元非圧縮非定常解析を行った。本研究で用いられた計算格子はすべてヘキサ要素であり、総数は360万要素である。入口、出口条件は、圧力境界として与えられ、それぞれ0.3秒の間に0kPaから300kPa、200kPaから0kPaまで変化するように設定した。ポンプの回転数は1,000rpmから3,000rpm、タービンの回転数は600rpmから2,700rpmまで変化させて、ポンプとタービンの回転数の比、つまり速度比による違いを評価した。L/C部の動きは、計算格子を変形させて次のような方法で計算した。ニュートンの第2法則より、回転軸方向に作動変位するL/Cの運動量の変化は、L/Cに働く力の総和に

比例する。従って、L/Cの回転軸方向の運動条件として、L/Cの質量、L/Cに働く力 (F_l : 圧力および粘性力の面積積分値) およびL/Cの速度を用いて、式(1)に示す運動方程式を定義できる。 M_l , V_l , V_{l-new} , V_{l-old} および TS はそれぞれ、L/Cの質量、L/Cの速度、L/Cの前時刻の速度、L/Cの後時刻の速度および時間刻みを表している。

$$M_l \times \frac{d}{dt}(V_l) = F_l \quad (1)$$

L/Cの速度の時間微分は式(2)で示すように離散化される。

$$\frac{d}{dt}(V_l) = \frac{V_{l-new} - V_{l-old}}{TS} \quad (2)$$

式(1)および(2)を用いて、L/Cの移動速度およびその時間積分である変位を計算し、ANSYS CFXの内部プログラムによって、計算格子の変形を取り扱った。

3. 解析結果

3.1 速度比の影響

図3にポンプ回転数を1,000rpmに固定した場合の速度比違いによるL/Cの作動応答性を示す。横軸は時間、縦軸は、L/Cの移動距離を表しており、L/Cの最大移動距離である1.25mmに達した時にL/Cがフロントカバーに整合したとみなし、計算が終了するように設定した。速度比が大きい、つまりポンプとタービンの差回転が少ないほど応答性が悪くなっていることがわかる。図4(a)に速度比0.9、(b)に速度比0.6におけるトルクコンバータ断面の圧力コンター図を示す。速度比0.9の結果に注目すると、全体的に回転軸からの距離に応じて圧力が高くなっていることがわかる。これは、ポンプとタービンの回転数が近く、内部の流体が剛体運動に近い動きをすることで回転による遠心力が支配的になるためだと考えられる。一方、速度比が0.6の結果は、L/C部の圧力分布とトルクコンバータの3要素部分（トラス部）での圧力分布にはかなりの差があることがわかる。このように、トルクコンバータ内の流れ場は、入口、出口からの圧力と回転による遠心力、内部の循環流量のバランスで決定される。L/Cを整合するためには、トラス部からのATFの流入が不可欠であるが、図4(a)速度比0.9のコンター図が示すようにL/C部とトラス部の圧力がほぼ等しくバランスされ差圧が生まれず、L/Cを動かす流量不足のため作動応答性が悪くなるものと考えられる。

図5に速度比が0.9と0.6でのL/Cに作用するスラスト力の時間変化を示した。横軸は時間、縦軸はトラス方向に掛かる力、つまりL/Cがフロントカ

バーから離れていく方向をプラスとして示してある。この図からわかるように、初期状態において速度比0.9でのスラスト力は、速度比0.6に比べて2倍程度あり、非整合状態ではL/Cをフロントカバーから引き離すより大きなスラスト力がかかっていることがわかる。その結果、スラスト力がマイナス側に変わる時間、L/Cを整合する方向のスラスト力が働くまでの時間が長くなっている。この結果からも速度比0.9における作動応答性の悪化を説明することができる。

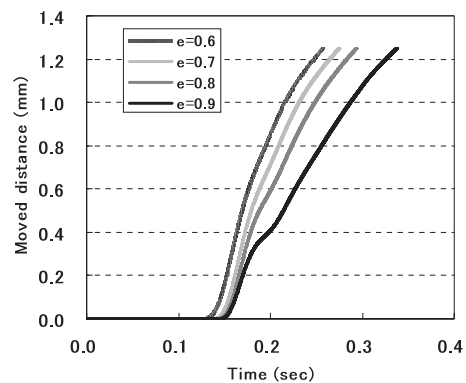


図3 速度比違いによる作動応答性

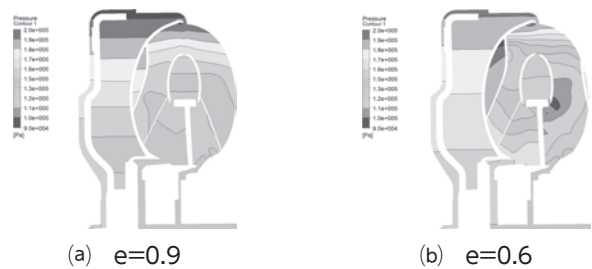


図4 トルクコンバータ断面圧力コンター図

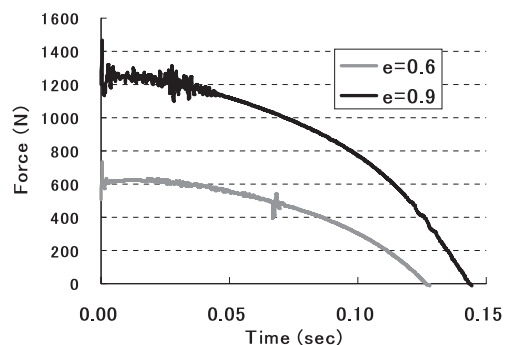


図5 ロックアップクラッチに作用する力

3.2 実験との比較

図6に実験で求められたL/Cの応答時間とCFDによる解析結果を示した。●はポンプ回転数が1,600rpmで速度比が0.7、▲はポンプ回転数が1,600rpmで速度比が0.9、■はポンプ回転数が2,300rpmで速度比が0.9における実験値である。ポ

ンプ回転数1,600rpm, 速度比0.7に対するCFDの解析値は○, ポンプ回転数1,600rpm, 速度比0.9に対する解析値は△, ポンプ回転数2,300rpm, 速度比0.9に対する解析値は□で表した. また, トルクコンバータの出口部と入口部での圧力差を縦軸にとり, L/Cの移動速度と時間を掛けたものを移動距離で除することにより無次元化された時間を横軸とした. 実験は, ポンプの回転数が高いほど, 速度比が大きいほど, 差圧が小さいほどL/Cの応答時間が長くなっている. CFDの解析値も定量的には実験値と差があるものの, 定性的にはこれらの傾向を良く捕らえている.

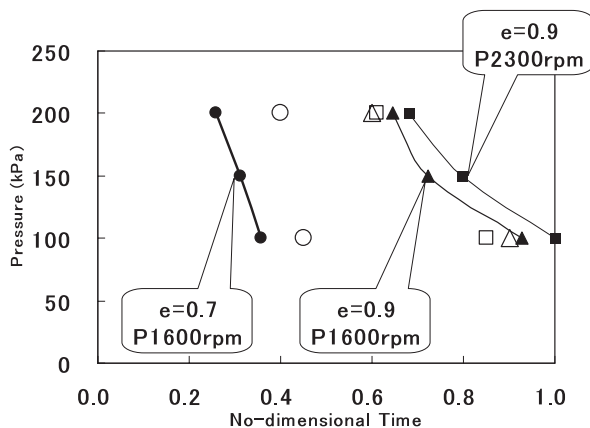


図6 実験と解析値の比較

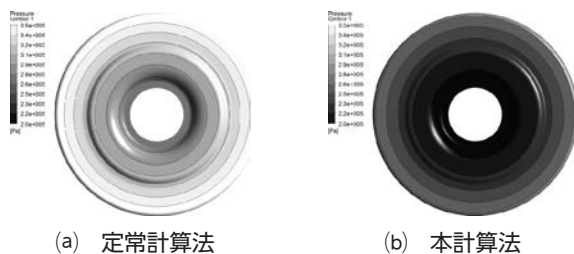


図7 ロックアップクラッチ上の圧力コンター図

3.3 定常計算との比較

図7に速度比0.9でのL/C上の圧力コンター図を示した. (a)は従来の定常計算手法, (b)に本計算手法

の結果である. 計算はL/Cが初期値より0.4mm移動した条件で比較した. 色が薄くなるほど圧力が高いことを示しており, 定常計算の結果は本計算と比較して, 圧力がかかなり高いことがわかる. また, L/C自体にかかるスラスト力を計算すると定常計算での値は1,000Nであるのに対し, 本計算は12Nと実に100倍近い差が見られた. 本計算では, 入力圧の上昇に伴いL/Cが移動する. つまり式(1)で表されるように, 入力圧からL/Cが受けるスラスト力に対してL/Cの移動速度分の力が差分されるためにスラスト力が低く見積もられていると考えられる. このことから, 従来の定常計算では, L/Cに作用するスラスト力を正しく評価できず, 大きく見積もる傾向を考慮した取り扱いが必要と考える.

4. おわりに

1. ロックアップクラッチ部をクラッチ前後の圧力と質量とのバランスを考慮した格子移動法による連成流体解析を行うことで, クラッチ周りの流れ場が作動応答性に及ぼす影響を検討した.
2. ロックアップクラッチ周りの流れ場だけでなく, トーラス部の流れ場がクラッチの作動応答性に大きな影響を与えることがわかった.
3. 解析結果は, 実験結果の傾向を良く捕らえており, 本計算の有用性が示された.
4. 従来の定常計算では, ロックアップクラッチまわりのスラスト力を過大評価する傾向が見られた.

参考文献

- 1) Kim B S.: Int. J. of Auto. Tech, Vol. 9, No. 2.
- 2) Yamaguchi T.: The 9th ISROMAC (2002).
- 3) Abe et al.: SAE No.910800
- 4) Brun et al.: ASME paper 95-GT-293
- 5) By et al.: J.Fluids Eng., Vol. 117, pp. 109-115
- 6) Ejiri E.: JSME, Series B 49(1), pp. 131-141.
- 7) Abe H. et. al.: HONDA R&D Tech. Vol. 11 No2, (1999)

(原稿受付: 2012年11月28日)

解説

New V6 エンジン用 VTEC・VCMシステムの紹介

著者紹介



はやし やす たか
林 泰 宇

Honda R&D Americas, Inc.
21001 State Route 739, Raymond, OH 43067-9705
E-mail: yhayashi@on.hra.com

Honda R&D Americas, Inc. OHIO CENTER Engine Design 1Dep 勤務。

2000年(株)本田技術研究所入社、栃木研究所第34開発ブロックに配属後、四輪 V型 6 気筒エンジン本体の設計・開発に従事し、現在に至る。



て づか ひで のり
手 塚 英 至

株式会社本田技術研究所 4 輪 R&D センター
〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢4630
E-mail: Hidenori_Tetsuka@n.t.rd.honda.co.jp

R&D センター第3技術開発室第2ブロック勤務。
1980年(株)本田技術研究所入社、材料研究開発室課に配属後、エンジンカム駆動タイミングベルト、補機駆動ベルトの研究・開発に従事し、現在は動弁系の研究開発を担当。



はし ば かず お
橋 場 一 雄

本田技術研究所 4 輪 R&D センター
〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢4630
E-mail: Kazuo_Hashiba@n.t.rd.honda.co.jp

R&D センター第3技術開発室第2ブロック勤務。
1986年(株)本田技術研究所入社、栃木研究所第一研究ブロックに配属後、エンジン単体性能の研究・開発に従事し現在に至る。

1. はじめに

自動車用エンジンの動弁系機構は近年、さまざまな可変技術が用いられてきたが、可変化にはエンジンの潤滑油を媒体とした油圧制御が主流である。

本稿では、新たに開発されたV6エンジン用可変動弁系 3 Stage VTEC (Variable Valve Timing & Valve Lift Electric Control) with VCM (Variable Cylinder Management) システム (以下VTEC・VCM) (図1) の作動と油圧制御を中心に紹介する。

2. 可変動弁技術の変遷と新機構概説

2.1 VTEC機構 (図2)

エンジンの低速域に適した作用角を持つカムと高速域に適したカムの二種類を持ち、回転数に応じて

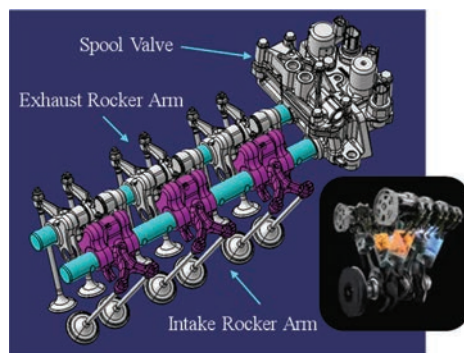


図1 3 Stage VTEC with VCM

ロッカーアームに内蔵された油圧ピストンとスプリング方式により切換え、幅広いエンジン回転域で出力向上を図る技術である。

2.2 VCM機構 (図3)

エンジンの運転状態に応じV字型に並んだ6つのシリンダーのうち、片側バンク3気筒のバルブ駆動を瞬時に停止、残る3気筒のみで走行するシステムである。アクセルを踏み込むなど、大きな負荷が必要な場合は瞬時に6気筒状態に復帰することで、大排気量のパワーと小排気量の低燃費を高次元で実現した。

2.3 VTEC・VCM機構 (図4)

今回新たにVCMシステムにVTEC機構を付加する事で、低速カムによる低速域エンジントルクの向上と、燃費の良い気筒休止運転領域の広範囲化を図りながら、高速カムによる高速域出力向上の両立を得た。

いずれの機構も油圧を用いてロッカーアームの連結と分離を行ないバルブ駆動を可変させているが、VCMシステムではドライバビリティ上、低回転領域から高い応答性で切換えを行なうことを必要とするため、2系統油路を用いた油圧一油圧切換え方式を採用し、作動タイミングをより綿密に協調させている。

3. VTEC・VCM機構の概要

VTEC・VCM機構のシステムを図5に示す。

V型エンジンのFRバンクを常時駆動バンクとし

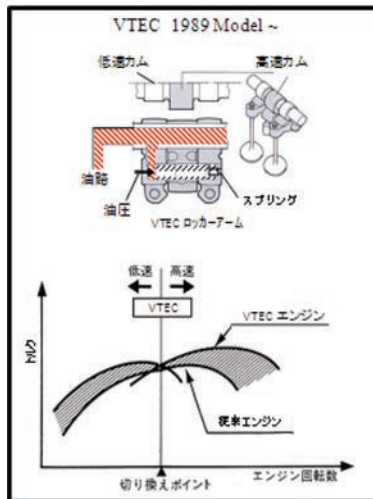


図2 VTEC機構

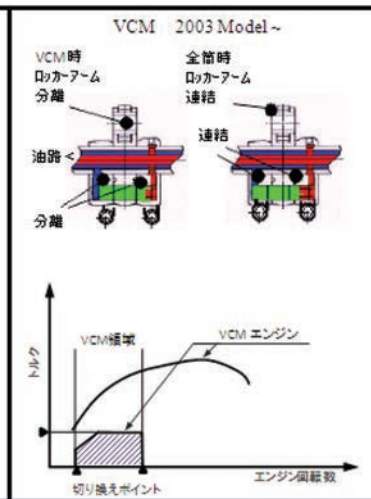


図3 VCM機構

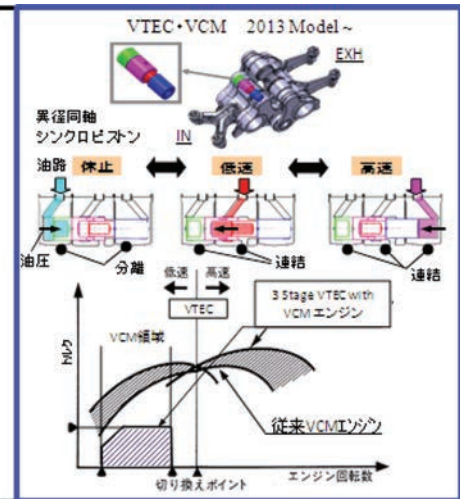


図4 VTEC・VCM機構

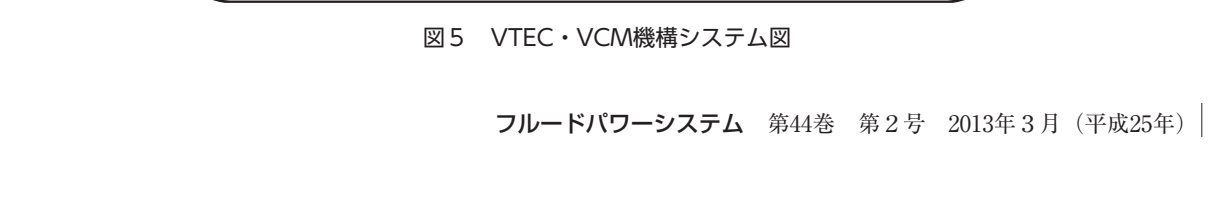
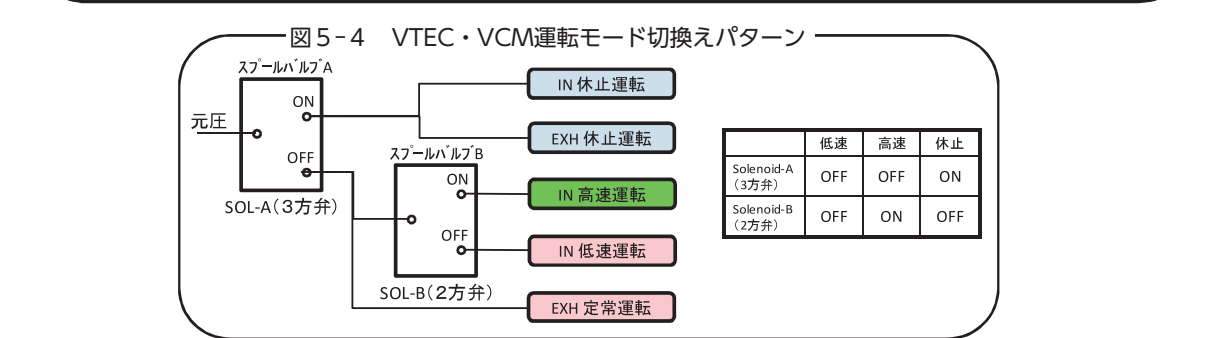
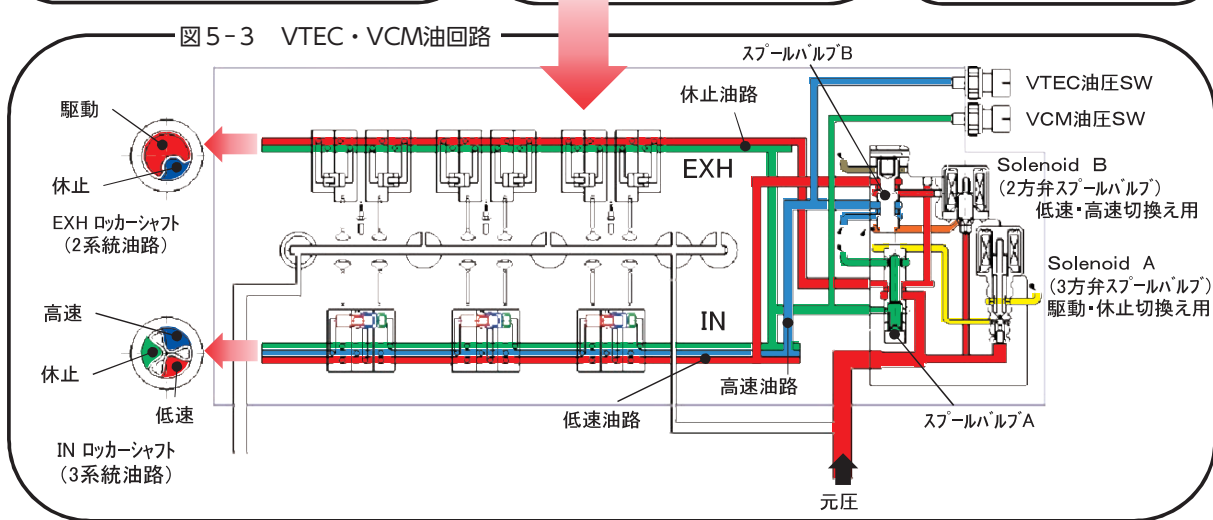
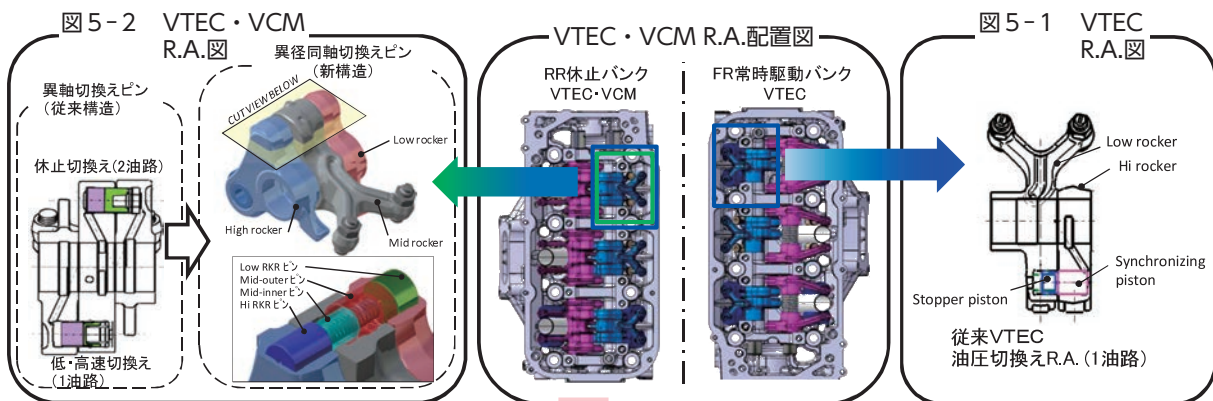


図5 VTEC・VCM機構システム図

VTEC ロッカーアーム（以下R.A.）を装備（図5-1）。RRバンク（休止バンク）には新構造となるVTEC・VCM R.A.を配置した（図5-2）。VTEC・VCMは、ただ単純に現行VCMに従来構造であるVTEC切換えピンを異軸に追加するのではなく、コンパクト化と今後の発展性も考慮し、油圧—油圧切換え同軸 3 ステージ切換え構造とした。これは、従来のVCMの切換え可能条件を保持したまま、VTEC切換えを油圧-スプリング方式よりもさらに幅広い回転域で設定することが可能な構造となっている。

今回開発したシステムは、低速と高速運転のVTEC切換え油圧を制御するスプールバルブとVCM切換えの油圧を制御する2つの異なったスプールバルブによって構成される。

2つの独立したスプールバルブの切換えに伴い切換え油圧はR.A.に供給され、シンクロピストンピンを移動しロッカーアームの連結と分離動作を行なう（図5-3）。エンジンの回転数、負荷、車速、スロットル開度などの情報から瞬時に最適な運転モードに切換えを行なっている（図5-4）。

4. VTEC・VCMの詳細技術

4.1 異径同軸シンクロピストンピン機構

図6にVTECおよびVCM作動時の油路の切換え状態を示す。デフォルト状態ではPATH 2に油圧がかかり、中間R.A.のMid-outerピンとMid-innerピンを押し広げることでLow R.A.とMid R.A.が連結し、低速域カムとなる（図7低速時）。気筒休止要求時PATH1に油圧がかかり、Low Rocker VCMピンが押し出されることでLow R.A.とMid R.A.の連結が分離され、バルブ駆動を止める（図7RR VCM時）。高速域カムの切換え要求が出た場合にはPATH 3に油圧がかかることでHigh R.A.のHigh Rockerピンを押し出し、High R.A.とMid R.A.が連結し高速域カムとなる（図7高速時）。

従来の3ステージ構造では低油圧時のVCM連結と分離には2つの油路を用いる。VTECの連結には1つの油路とスプリング構造のため、VTECの運転条件はスプリング加重以上の油圧領域に限定される。新しい異径同軸シンクロピン機構は、3つの油路を使用して低油圧で3つのバルブ駆動ステージの切換えを可能とさせるものであり、上記の制約を受けずに運転条件を幅広く設定することを可能にした。

加えて、従来の異軸でのVTEC・VCM機構の場合は、Hi VT時にVCMの保持油圧とVTECの保持油圧の2経路に油圧をかけなくてはならないが、今回開発した同軸シンクロピストンピン機構では、PATH 3の1経路のみ油圧をかければ良い。従来機構に対

して、油路容積と油洩れ量を大幅に低減させることができる。

4.2 応答性

燃費向上を目的としたVCMシステムは、常用の回転と負荷域にて用いられるため、切換え応答性はドライバビリティ上重要な要素である。前述の油路容積と油洩れ量低減により、オイルポンプ吐出容量を増やす事無く、各運転条件下において要求される切換え応答性を満足させる油圧切換え機構にすることができた。

VCMの切換え信号に対し、油路内の各部圧力が瞬時に供給油圧と同等に上昇、または低圧に戻ることを理想として、切換え応答性に影響する油路容積、油路長、長さ、シンクロピストンピン部への油圧の導入性、油洩れ量などの最適化を図った。図8は各部油圧計測例であるが、油路形成が不適切な場合の

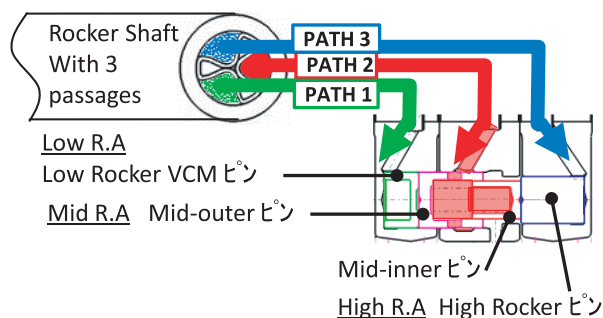
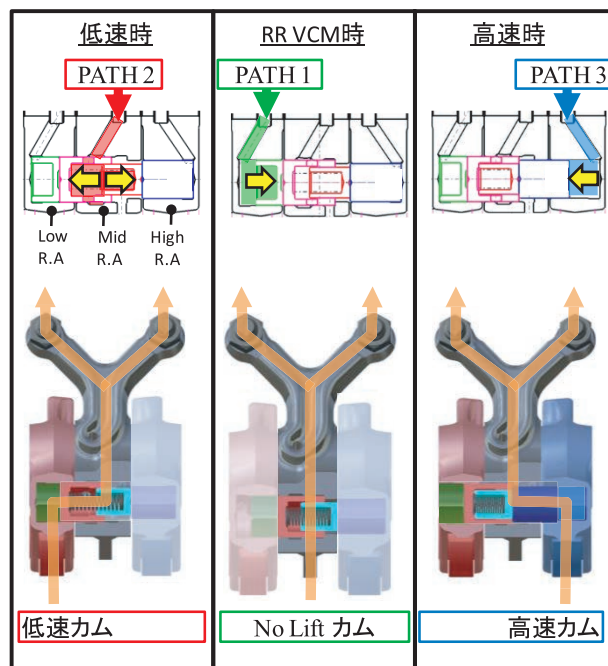


図6 VTEC・VCM作動時油路



⇨ = Pin movement
 ⇨ = Oil pressure
 ⇨ = Cam to valve force path

図7 R.A.連結と分離ステージ

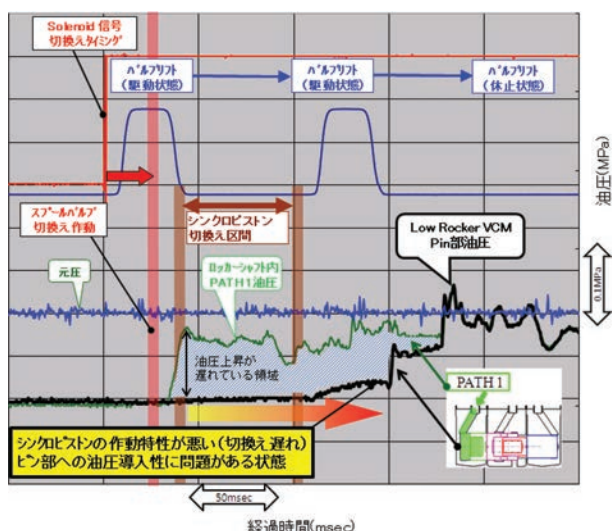


図8 R.A.各部油圧計測例

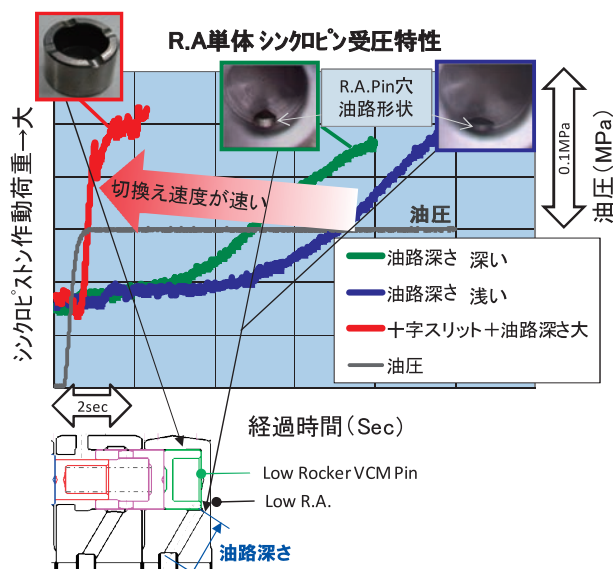


図9 R.A.単体受圧特性

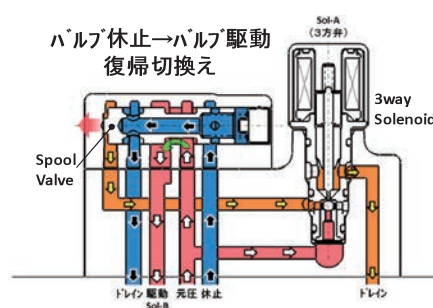
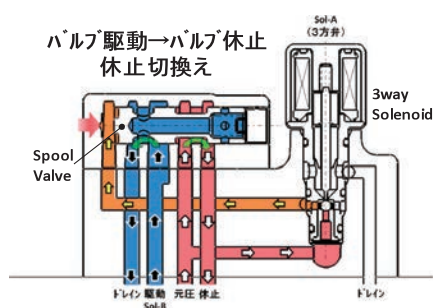


図10 3方弁スプールバルブ

作動信号からシクロピストン切換え要求区間を超えて、ピン油圧の上昇が大幅に遅れている事象を示す。

図9にR.A.単体での受圧特性計測例を示す。

シクロピストンピンの切換え応答性は、オイルの加圧特性と減圧特性を各運転条件下において検証を行ない、作動特性をスプールバルブの制御によって保証している。図9上の写真はその際にR.A.油路の加工や、Low Rocker VCMピンへのスリットの追加により油の流路を拡げ、応答時間の短縮を図った事例である。

また、応答性向上に必要な技術として図10に示す3方弁スプールバルブを用いている（従来VCMのシステムを踏襲）。3方弁スプールバルブによって、バルブ休止状態から通常作動状態に切換える際、休止時にかかっていた油圧をドレインに導いて下げ、作動側の油圧を瞬時に上げることを可能とした。今回のシステムでは、ドレインおよびスプールバルブ細部の構造を新たに見直すことで、高い切換え応答性を維持し、吸排気弁の停止作動のタイミングに合わせた燃料停止、燃料噴射の同期化制御を実現した。

5. ま と め

ホンダは、動弁系の可変機構として油圧切換えVTECおよびVCM機構を長年研究、開発を行ない提唱してきた。今回の開発では双方を組み合わせ、高出力化、低燃費の両立を目標とし、新たに開発をした軽量・コンパクトな異径同軸シクロピストンピン機構を中心としたVTEC・VCMシステムによってその目標を達成することができた。将来への発展性も視野に入れて、制御領域の拡大も対応できる油圧切換え機構にした。今後も走る楽しさと地球環境保全の両立に向けて動弁系可変機構の合理化と進化を目指して探求していく。

参考文献

- 1) 新里 智則, 熊谷 和英: ホンダVTEC機構の歴史, エンジンテクノロジー 9 (1), 22-27, 2007-02 山海堂
- 2) 藤原幹夫, 瀬川誠 他3名: V6i-VTEC可変シリンダシステムエンジンの開発 Honda R&D Technical Review Vol.16 No.1 (April 2004)

(原稿受付: 2012年12月5日)

解説

フルードパワーとサスペンション技術

著者紹介



さか い しずか
坂井 静

KYB株式会社 オートモーティブコンポーネンツ事業本部 技術統轄部
〒509-0298 岐阜県可児市土田2548

1980年名古屋大学工学部機械工学科卒業、同年荳場工業株式会社（現KYB株式会社）に入社。現在に至る、自動車サスペンション用油圧機器の開発に従事。日本フルードパワーシステム学会会員。

1. はじめに

自動車のサスペンションには、古くからフルードパワーが用いられてきた。1930年頃から油圧を利用したショックアブソーバが出現して以降、現在に至るまで油圧をベースとした製品が用いられ続けている。

本稿では、電子制御を用いないショックアブソーバから、リアルタイムにショックアブソーバの減衰力を制御するセミアクティブサスペンションおよび車体の姿勢を制御するアクティブサスペンションについて、油圧を中心としたフルードパワーの使われ方を解説する。

2. ショックアブソーバ

自動車のサスペンションとは車体と車輪を連結する機構であり通常、制御要素を含まない懸架ばねとショックアブソーバから構成される。ショックアブソーバの主な機能は、車体や車輪の振動を減衰させるとともに、操舵・加減速時の車体の動きを抑制することである。

ショックアブソーバは、筒型構造をとるものがほとんどであり、密閉された作動油中を絞りをつけたピストンが移動する時の粘性抵抗を利用し、車体と車輪の制振を行う。この抵抗力を減衰力と呼び、ピストン伸縮速度に応じた特性となる。絞り要素であるオリフィス、リーフバルブ、ポートをそれぞれ設定することにより、車両に適した減衰力特性が得られる（図1）。作動流体としては、鉱物油が一般的

に用いられている。

2.1 周波数感応ショックアブソーバ

ショックアブソーバは、固有振動数の異なる車体と車輪の間に装着されるため、減衰力は車体共振付近では高く、車輪共振を含むこれ以上の周波数域では低い方がよい。この特性を実現するための一つの方式が、周波数感応ショックアブソーバである。

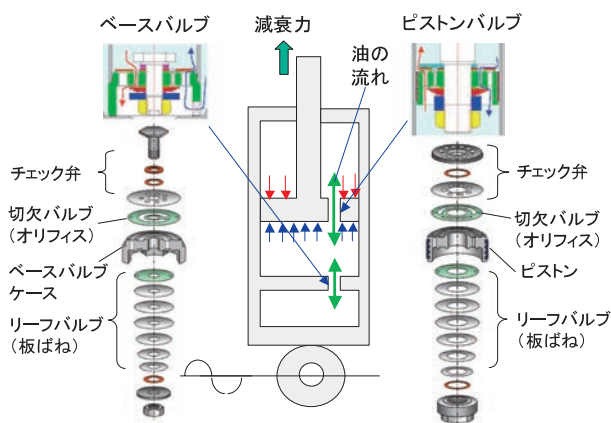


図1 ショックアブソーバの構造

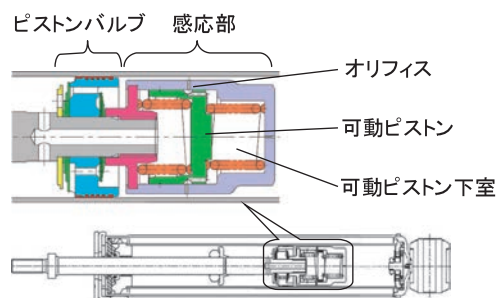


図2 周波数感応ショックアブソーバの構造

図2に、その構造例を示す。従来のショックアブソーバのピストンバルブ部分に、シンプルなメカニズム（感应部）を付加することにより、入力周波数に応じてフレキシブルに減衰力が変化する。操舵時や車体共振時の低周波入力に対しては、可動ピストン下室の一次遅れ圧力室の圧力が高くなり高い減衰力を維持して、ロールやピッチおよびフワフワ感を抑える。凹凸路面走行時や段差乗り越え時の高周波入力に対しては、可動ピストン下室の一次遅れ圧力

室の圧力が低くなり減衰力を低下させ、車体への振動伝達をカットする。また、可動ピストンの応答性も高く、音振性能にも優れる。

周波数感応ショックアブソーバは、操縦安定性を損なうことなく、高級感あふれる乗り心地が必要とされる車両への搭載が進んでいる。

2.2 積載量感応ショックアブソーバ

市場拡大が進むミニバン、ワゴン、SUVなど後軸の車重変化が大きい車種に対しては、積載重量の変化に応じて減衰力を自動的に切換えることにより車体の減衰係数比が一定に保たれ、常に快適な乗り心地と操縦安定性が得られる。

図3は、乗員、荷物による積載重量の変化をショックアブソーバの長さの変化で検知し、減衰力を2段階に切換える積載量感応ショックアブソーバの構造例である。

軽積載時には、ピストンバルブと並列に構成したバイパスバルブへの油路が開き低い減衰力に、重積載時には油路が閉じ高い減衰力に設定される。

車両走行時、ショックアブソーバ伸縮作動中にバイパス油路が開閉しないように過減衰のダッシュポットを設け、軽積載と重積載時の設定減衰力を維持するようになっている。

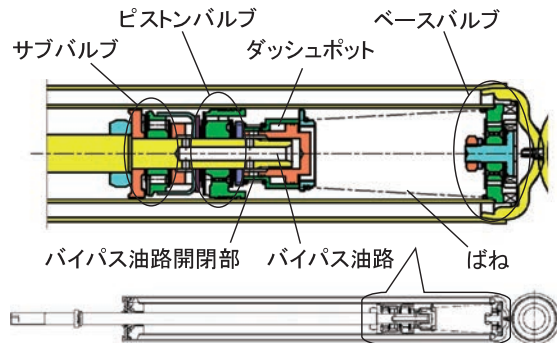


図3 積載量感応ショックアブソーバの構造

3. 制御サスペンション

3.1 セミアクティブサスペンション

電子制御を用いてリアルタイムにショックアブソーバの減衰力を変化させ、トレードオフの関係である操縦安定性と乗り心地の両立を図るシステムがセミアクティブサスペンションである。

セミアクティブサスペンションは、減衰力可変ショックアブソーバとセンサおよびECUで構成され、後述するアクティブサスペンションより、安価でエネルギー消費や重量増分が少ないため、C・D・Eセグメントを始めとした車両に幅広く採用されている。減衰力の制御方法としては、車体の上下速度に

応じて減衰力を切換えて車体の制振を行うスカイフックダンパー制御が一般に用いられる。

減衰力可変ショックアブソーバとしては、ステッピングモータ式、磁性流体式、比例ソレノイド式の3種類が、現在生産されている。

ステッピングモータ式減衰力可変ショックアブソーバの構造例を図4に示す。ピストンのメインバルブと並列に構成したサブバルブへの流れをロータリーバルブにより制御する。ロータリーバルブは、コントロールロッドを介してステッピングモータとつながっており、モータの回転角により流路の選択と流路面積が調整される。ステッピングモータ式は、1981年から国内で始めて量産化されて以降現在に至るまで採用されており歴史は古い。低価格である反面、切換応答時間が長い、ピストンロッド上部のモータ取り付けスペース確保のためボンネットが高くなるなどのデメリットがあり、採用の拡大は見込めない。

図5に、磁性流体式減衰力可変ショックアブソーバの構造例を示す。磁性流体とは、作動油中に安定的に分散している強磁性微粒子が外部から加えられた磁界に反応することにより、流動特性が変化する流体である。ピストン部は、円環状の隙間が流路となり、その流路に対して直角に磁場が形成するようにコイルを配置している。このコイルに電流を印加することにより、流路を通過する磁性流体中の強磁性微粒子がクラスタを形成し、それが流れの抵抗と

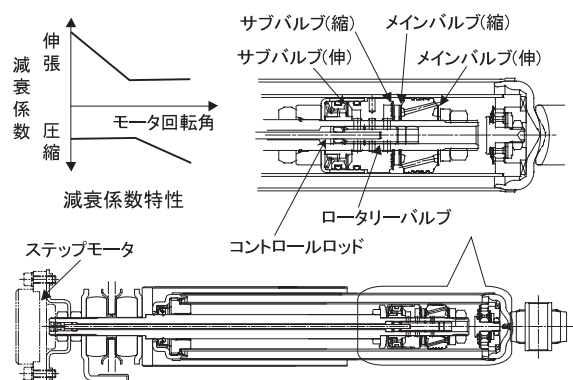


図4 ステッピングモータ式の構造

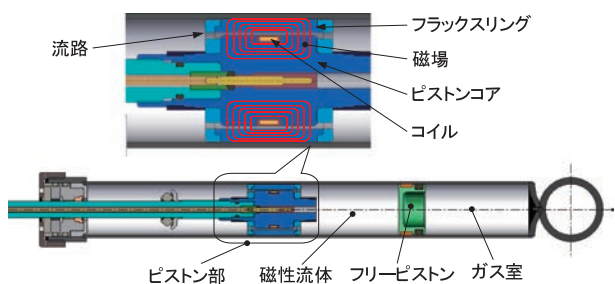


図5 磁性流体式の構造

なって圧力差を生じさせる。磁性流体式は、低ピストン速度域の減衰力可変幅が大きく、切換応答時間が他の方式に比べて短いため、SUVやスポーティな車両への採用が拡大している。一方で、ピストン摺動時の作動抵抗が大きい、コスト高などのデメリットがある。

ステッピングモータ式より切換応答性に優れ、磁性流体式より安価であることから最近、減衰力可変ショックアブソーバとしてヨーロッパを中心に採用が急拡大しているのが、比例ソレノイド式である。

比例ソレノイド式減衰力可変ショックアブソーバには、比例ソレノイドバルブをピストンロッド内に構成した内蔵式と、外筒の側面に取り付けた横付け式の2種類がある。

図6に、比例ソレノイド横付け式の構造例を示す。伸び縮み行程の減衰力を横付けした一つのパイロット作動型電磁比例リリーフバルブで調整するため、通常のショックアブソーバとは異なり、外筒と内筒の間に中間パイプを設けたユニフロー構造となっている。横付け式は、ダンパストロークを犠牲にすることがなく、伸び縮み行程ともに減衰力の可変幅が大きくとれることから、主流となっている。

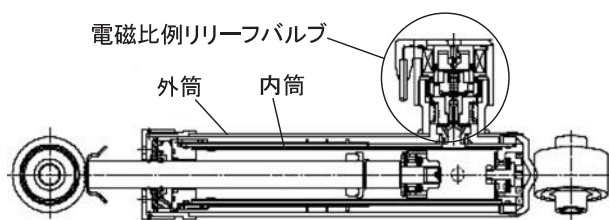


図6 比例ソレノイド横付け式の構造

3.2 アクティブサスペンション

油圧サスペンションは、静的な荷重を制御する車高調整と動的に力を制御するアクティブサスペンションに大別される。

前者には、ハイドロニューマティック式、ハイドラガス式、油圧ジャッキ式の3方式がある。これらは、油圧源、油圧切換弁、油圧アクチュエータ、車高センサ、ECUなどから構成され、車体を常に一定の車高に維持したり、車高を複数段階に調整する機能を持つ。

これに対しアクティブサスは、姿勢制御やセミアクティブサスと同様な振動制御の機能も併せ持つ究

極のシステムである。図7の原理図に、その例を示す。振動制御では、車体の上下方向の速度に対して適正な減衰力を発生するように、アクチュエータの推力がパイロット作動型の電磁比例減圧バルブによって制御される。ソレノイドが追従できない路面からの速い入力に対しては、ガスばねで吸収する。全体の油圧回路図は省略するが、フェール状態に陥っても、車体姿勢が急激に変化しないよう複雑な回路構成になっている。

近年では、機能をロール制御に特化したスタビライザー制御方式が採用されてきている。

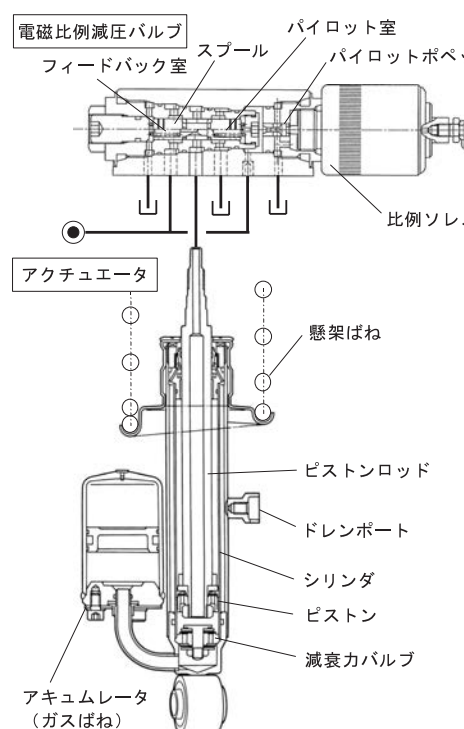


図7 油圧アクティブサスペンションの原理図

4. おわりに

パワートレインやステアリングなどで電動化が進んでいる。サスペンションにおける電動化適用開発は、進められてはいるが実用化はかなり先である。安価で信頼性の高いフルードパワーを用いたサスペンション製品が今後も主流となるであろう。

(原稿受付：2012年12月5日)

解説

回生協調ブレーキ

著者紹介



うえ の けん たろう
上野 健太郎

日立オートモティブシステムズ株式会社
〒243-8510 神奈川県厚木市恩名4-7-1

2001年株式会社日立製作所（現日立オートモティブシステムズ株式会社）入社、電気制御ブレーキの設計開発業務に従事。



おお たに ゆき お
大谷 行雄

日立オートモティブシステムズ株式会社
〒243-8510 神奈川県厚木市恩名4-7-1

1978年トキコ株式会社（現日立オートモティブシステムズ株式会社）入社、電気制御ブレーキの設計開発業務に従事。



さ えき ひで ゆき
佐伯 秀之

日産自動車株式会社
〒243-0123 神奈川県厚木市森の里青山1番1号

1993年日産自動車株式会社入社、制御ブレーキシステム開発担当。

1. はじめに

近年、世界的な環境意識の高まりや環境規制の強化を背景に、ハイブリッド自動車（HEV）や電気自動車（EV）などの電気を動力源とした自動車の需要が大きく伸長している。HEV/EVでは、制動時に熱として損失するエネルギーを電気エネルギーとして回収（回生）し、始動時や走行時のアシストにそのエネルギーを利用することで燃費や電費の向上が可能である。一方、回生時には回生トルクによるブレーキ力が生じるため、運転者の意図に合せて車両を停止させるには、従来の摩擦ブレーキとの協調制御が不可欠であり、それを実現する回生協調ブレーキシステムが必要になる。

従来のガソリン車のブレーキシステムには、エンジンの作り出す負圧を利用して運転者の操作力を倍力して摩擦ブレーキを作動させる方式（負圧ブース

タ方式）が使われているが、エンジンを持たないEVやエンジン停止のあるHEVではエンジン負圧を利用できない。このためHEV/EVのアシスト装置にはエンジン負圧に頼らないブレーキシステムが必要となる。

ここでは、回生による制動について簡単な解説を行うとともに、電動モータで直接マスタシリンダ内に液圧を発生させる電動型制御ブレーキユニットを用いた回生協調ブレーキについて解説する。

2. ブレーキシステム

図1に一般的なブレーキシステムの概要を示す。

ブレーキシステムはドライバがブレーキペダルを踏むと、その踏力を上流加圧ユニットで増幅し液圧に変換する。ガソリン車の場合、上流加圧ユニットには負圧ブースタとマスタシリンダが用いられる。発生した液圧は油圧配管を通し、油圧ユニットで分配されて4輪のキャリパに伝達される。キャリパはホイールシリンダで液圧を推力に変換し、摩擦材によってロータを挟み、ブレーキを動作させる。途中の油圧ユニットはABS（Anti-lock Brake System）やESC（Electronic Stability Control）を行うユニットであり電動油圧ポンプと電磁バルブによってキャリパの液圧の増減を行うことができる。

上記のシステムは基本的に油圧で摩擦材を押し付けるといった仕組みであり、車両が減速した際に失われる運動エネルギーは摩擦材とロータの間に発生する

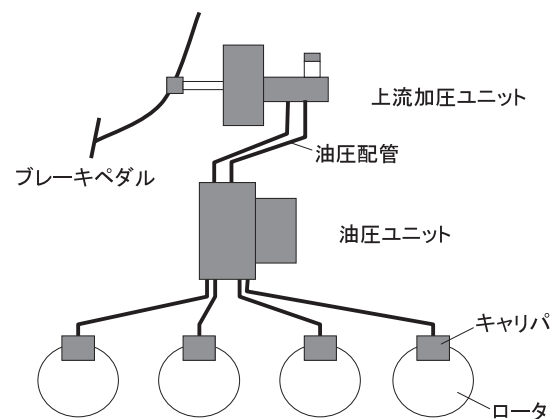


図1 一般的なブレーキシステムの概要

摩擦熱として捨ててしまうことになる。これを電気エネルギーとして回収するのがHEV/EVの回生制動である。

HEV/EVのブレーキシステムは各社さまざまであるが、一例として図2に電動型制御ブレーキユニットを用いたブレーキシステムの概要を示す。

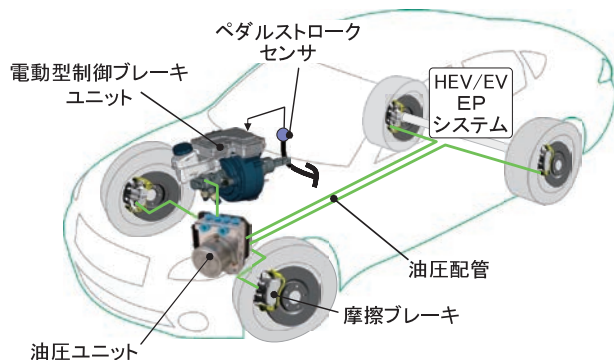


図2 HEV/EVブレーキシステムの概要

電動型制御ブレーキユニットは、ブレーキペダルの操作量をペダルストロークセンサを用いて検出し、踏力をモータでアシストすることで液圧を発生させる。電動型制御ブレーキユニットより下流は図1と同じ構成である。EP (Electric Powertrain) システムは走行するための駆動トルクを発生させるとともに、回生を行うことによって制動トルクを生み出す。これによって、HEV/EVではブレーキユニットが作り出す液圧による摩擦ブレーキと、駆動モータの回生による回生ブレーキの二種類の制動力を持つことになり、その配分調整をブレーキユニットが行うことによって運転者の意図するブレーキを実現する。

3. 回生ブレーキ

回生は発電の一種であり、モータの回転方向に対して逆方向のトルクをかけた時に行われる。

HEV/EVで用いられる駆動モータは通常、加速と巡航に使われるので、走行をアシストするようにトルクを発生させる。この場合、回転とトルクが同方向なので電源からの電力を消費する。ここで、ブレーキをかけるためにトルクを反対方向に発生させると今度はモータから電源に向かって電流が流れ、電力が充電される。これが回生制動である。

ここで発生する電力は

$$\text{電力} = \text{トルク} \times \text{回転数} - \text{損失} \quad (1)$$

で現される。トルクはそのまま回生制動による制動力に相当する。理想的には減速した車両が失った運動エネルギーがそのまま電力となる。

HEV/EVでは運動エネルギーをどれだけ回収して燃費・電費を稼げるかが重要であるので、ドライバが求める制動力を全て回生制動で実現するのが理想である。しかし、実際には、車両や走行状態によって

回収できる回生量が制限される場合がある。

たとえば、電源が一度に吸収できる電力の最大量で制限される場合がある。式(1)から、得られる電力は車両の速度に比例する。10km/hで-0.2Gの回生ブレーキを掛けた場合と、同じことを100km/hで行った場合では同じ制動力でも発電電力が10倍異なる。そのため、高速領域では、電源で吸収できるワット数に応じて回生制動力を抑える必要がある。また、電源の充電状態によっても吸収量は制限される。充電量が100%に近いほど吸収できる電力量は小さくなるため、回生制動力も小さくなる。同様に電源やモータおよびインバータの温度などによっても制限を受ける。

ここで、最大の回生制動力を小さくすれば、大部分の制動力を摩擦ブレーキで確保することになるため、電源やモータの状態による影響を無視することができるが、燃費・電費の向上効果も小さくなってしまふ。より大きな回生エネルギーを回収するためには、電源やモータの状態に応じた回生制動力と摩擦制動力の配分をコントロールすることが必要であり、それを実現するのが回生協調ブレーキシステムである。

また、車両停止中は回生力が発生しないため、必ず停止時には摩擦ブレーキへの切り替えが必要である。停止直前の低速では、トルク×回転数<損失となり、式(1)から電力が消費される状態になるので、電力を効率よく回収するためには、回生制動力と摩擦制動力は停車直前で切り替えることが必要である。その切り替えを違和感なく行うことも、回生協調ブレーキにとって重要な機能である(図3)。

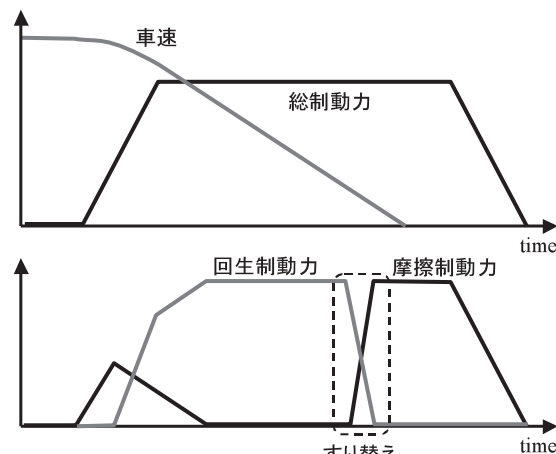


図3 回生制動力と摩擦制動力の配分

このすり替え動作において、回生制動100%→0%の変化は駆動モータのトルクで実現できるので高応答かつ高精度である。しかし、摩擦制動力を0%→100%にするのは油圧システムによるので、その機構や制御方式に依存した特性となり、燃費・電費やブレーキの特性へ影響がある。自動車に搭載でき

るサイズでどこまでその課題をクリアできるかが回生協調ブレーキのポイントの一つになる。

4. 回生協調ブレーキ

回生協調ブレーキは、いくつかの方法がある。

一つは油圧ユニットで電動油圧ポンプを利用する方式であり、ブレーキペダルの操作量と、摩擦ブレーキの油圧系とを電氣的に分離して動作することができるのが特徴である。

また、キャリパに直接モータを取り付け油圧なしで制動力をかける方式も存在する.

そして図2の電動型制御ブレーキユニットのように上流加圧ユニットを電動化する方法がある。上流加圧ユニットを電動化する場合、ブレーキペダルからマスタシリンダまでが力伝達系としてつながっており、ドライバの踏力が直接キャリパに伝わる点が特徴である。ドライバ踏力を利用できることにより、電源がない状態でも失陥時法規を満足する制動力を確保できる。また、永久磁石同期モータとボールネジを用いて直接マスタシリンダに液圧を発生させるシンプルな方式を採用することで、非常に制御性がよく、回生制動と摩擦制動のすり替えに対して有利なアクチュエータとなっている。図4に電動型制御ブレーキユニットの断面を示す。モータがボールねじを駆動しプライマリピストンを押すことでマスタシリンダ内に液圧を発生させる。また、プライマリピストンの開口部にはブレーキペダルに連結されたプランジャが貫通しておりマスタシリンダを直接加圧できる。そのため、ブレーキペダルにはプランジャを介して液圧が反力としてフィードバックされる。

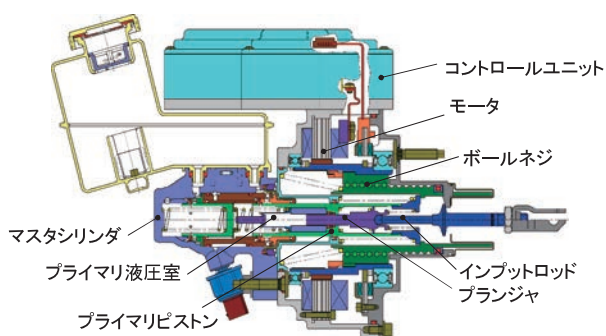


図4 電動型制御ブレーキユニット断面

図5に液圧発生原理を示す。マスタシリンダは、プライマリピストンとプランジャによって並列に加圧されるので、ブレーキペダル操作によるプランジャの変位量と同量だけプライマリピストンを変位させることにより一定の倍力比での倍力が実現できる。このときの倍力比は式(2)のように各ピストンの断面積にのみ依存する。

$$\text{倍力比}n=(A_{in}+A_{as})/A_{as} \quad (2)$$

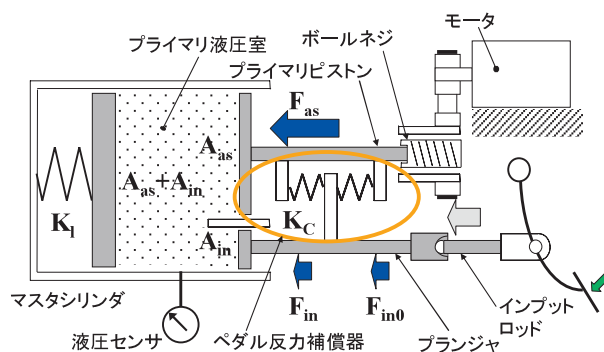
 A_{in} : プランジャ断面積 A_{as} : プライマリピストン断面積

図5 液圧発生原理

ここで、回生制動時には、回生ブレーキ量と摩擦ブレーキ量のトータルを運転者のペダル操作量に一致させるため、プランジャの変位量に対して、プライマリピストンの変位量を少なくする。すり替え時には、プライマリピストンを進めて変位量をプランジャの変位量に合せる。このときの液圧の変化がペダル反力に及ばないように、プランジャとプライマリピストンとの間にはバネが備えられており、運転者のペダルフィーリングを一定に保つことができる。

5. おわりに

環境，安全，快適をキーワードにして車が大きく変わろうとしており，自動車部品もそれに合せた変化を求められている．本稿で解説した電動型制御ブレーキユニットは，従来，油圧だけで実現していたシステムに，回生制動という時々刻々変わるものと協調させるため電気制御を導入したブレーキである．電気制御は状況に合せたフレキシブルな対応や油圧だけでは難しかった機能を実現できる．また，従来の油圧システムに慣れたドライバが，快適に意図通りの車両操作と車両挙動を実現できるようにすることが重要となる．これは，電気制御がどこまで油圧の特性を残し，どのような特性を新たに作り出すかということであり，油圧システムの特徴をよく理解した制御が不可欠である．そのような，油圧と電気を跨るシステムの一例として本解説が読者の何らかの参考になれば幸いである．

参考文献

- 1) Y. Ohtani, T. Innami, T. Obata, T. Yamaguchi, T. Kimura, T. Oshima : "Development of an Electrically-Driven Intelligent Brake Unit", SAE Technical Paper 2011- 01-00572 (2011)
- 2) T. Oshima, N. Fujiki, S. Nakano, T. Kimura, Y. Ohtani, K. Ueno : "Development of an Electrically-Driven Intelligent Brake System", SAE Technical Paper 2011-01-00568 (2011)

(原稿受付：2012年12月12日)

解説

電動油圧式電子制御パワーステアリング用 オイルポンプの開発

著者紹介



くら た ま さ か ず
倉 田 昌 和

日立オートモティブシステムズ株式会社
〒243-8510 神奈川県厚木市恩名4丁目7番1号
E-mail : masakazu.kurata.fz@hitachi-automotive-st.co.jp

1991年神奈川工科大学工学部機械システム工学科卒、同年日立オートモティブシステムズ株式会社入社、現在に至る。

1. はじめに

近年の省エネ・環境規制強化の流れから、自動車も燃費改善が進められており、それに伴いパワーステアリングシステムもモータを使った電動システムの採用が増加している。電動化の方式として中・小型乗用車向けには減速機などでモータのアシスト力を伝える電動式パワーステアリング（EPS：Electric Power Steering 以降 EPSと記述）の採用が主流となっており、大型乗用車向けには車両搭載性や機械的強度の制約などから油圧を利用する電動ポンプ式油圧パワーステアリング（HEPS：Hydraulic Electric Power Steering 以降 HEPSと記述）が採用されてきている。HEPSは油圧源の電動ポンプとアシスト部の油圧シリンダが別体化でき、車両搭載性に優れており、また、大出力化に対する機械的強度の制約が小さく、大型乗用車向けに適している。しかしながら、HEPSは従来のエンジン動力で常時ポンプを駆動させる油圧パワーステアリングに対しては、燃費改善が図られているものの、アシスト力の応答性確保のために、ステアリングを操舵していない時もモータを回転させており、ステアリングを操舵していない時にモータを停止させるEPSに対して、燃費改善で劣っている。そこで、油圧式のメリットである車両搭載性と機械的強度に対する優位性を生かした上で、EPSと同等の燃費改善効果が得られる電動油圧式電子制御パワーステアリング（Hybrid EPS：Hybrid Electric Power Steering 以降 Hybrid EPSと記述）を開発した。本稿では、Hybrid EPSのシステムコンセプトを実現するために開発した、新型電動オイルポンプについて紹介する。

2. 開発ポンプの目標性能

新型電動オイルポンプの開発は、EPSと同等以上のシステム効率とパワーステアリングシステムとしての、性能、快適性をエンジン停止状態で満足させることを目標として開発に取り組んだ。

2.1 静 粛 性

ハイブリット車への採用を考慮し、エンジン停止状態におけるステアリング操舵での静粛性向上（周辺音にマスキングされてしまう程度の騒音値の維持）を開発目標とした。

2.2 高 効 率 化

EPSと同等以上の燃費改善効果を得るためには、EPSと同等以上のシステム効率が必要であり、ポンプ吐出性能の高効率化が重要となってくる。そこで、新型電動オイルポンプでは、容積効率85%以上、機械効率85%以上の効率を開発目標とした。

2.3 双方向吐出における機械効率左右差

Hybrid EPSでは、左右の操舵方向切替えにバルブを使用せず、ポンプを双方向吐出化し、吐出方向の切替えでアシスト方向を切替え、かつ、電動モータの出力トルク（電流値）制御によって、アシスト力をコントロールすることで、システムの簡素化を図っている。そのため、ポンプの左右吐出で機械効率差が大きくなると、操舵力左右差が発生してしまうことになる。そこで、操舵力左右差を発生させない機械効率左右差の影響分析を行い、左右差10%以下を開発目標とした。なお、Hybrid EPSは、アシスト状況および転舵速度に応じて、吐出圧力、吐出流量を変化させるため、操舵時に使用されるすべての範囲となる吐出圧力0～10MPa、吐出流量0～5L/minで、機械効率左右差を満足させる必要がある。

2.4 高 応 答 性

Hybrid EPSは前述の通り、転舵状態に応じて吐出状態を変化させるため、操舵していない時や、左右操舵切返し時の吐出方向が反転する際にポンプは停止状態あるいは一時停止状態からの吐出となる。そのため、ポンプ停止状態からの吐出応答が遅い場合、アシスト遅れが発生し、操舵時に違和感を生じ

てしまうことになる。そこで、操舵時に違和感を感じることがない最大圧力発生までの圧力応答性時定数を50msとし、これを応答性の開発目標とした。

3. 目標性能達成に向けた技術開発

3.1 内接ギヤ式の採用

HEPSでは、効率を重視し外接ギヤ式を採用するものや、静粛性を考慮しベーン式を採用するものなどがあるが、Hybrid EPSでは、静粛性と圧力応答性の両立が重要となることから、内接ギヤ式を採用した。内接ギヤ式は、一般的に圧力5MPa程度までで使われており、パワーステアリングへの採用にあたっては、高圧化（10MPa）への対応が鍵となる。そこで、高効率化の開発目標である容積効率85%以上と、高圧化（10MPa）への対応を両立させるために、容積効率への寄与率が大きいチップクリアランスの狭小化を行った。チップクリアランスの狭小化は、内接ギヤ式で一般的に多く採用されている焼結成形で寸法が成立可能なチップクリアランスに対し、半減を目標に加工工法の選定を行い、これを実現させるための加工工法として、内歯はブローチ加工、外歯は成形砥石による研削加工を採用した。これにより、内接ギヤ式で最大発生圧力10MPa、容積効率85%以上を達成させた。

3.2 新工法の採用による寸法・組立て精度の向上

3.2.1 軸受け穴の共加工化

開発目標の機械効率85%以上の実現に向けて開発当初は、構成部品における寸法精度の向上や、摺動部の粗さ・形状の改善を行っていたが、ばらつきが大きく、目標への到達見通しがなかなか立てられない状態にあった。そこで、機械効率が良い部品と悪い部品の差異分析を行い、歯車とケースの接触による摺動跡の違いなどから、ポンプ回転軸を支持する別々の部品で構成された、上下2ヶ所の軸受けの位置ずれや、傾き、穴径誤差に起因する軸倒れが主要因となっていることを突き止めた。この軸倒れに繋がる軸受け穴の位置ずれ、傾き、穴径誤差を抑制する方法として、通常では別々に加工が施される軸受け穴を、図1に示す共加工に変更した。図1に示す通り本加工は、ポンプ組立て状態と同状態で上下2ヶ所の軸受け穴を同時加工するものであり、位置ずれ、傾き、穴径誤差をほぼゼロにする事が可能である。さらに、ポンプ組立時に共加工時の軸位置を再現させるために、共加工時とポンプ組立時の組立て手順を統一し、ポンプ組立時に起きる位置ずれも抑制している。

3.2.2 ボディケースと軸の相対位置合せ組立

内接ギヤ式ポンプでは、ボディケースと軸の相対位置ずれによる吐出性能への影響が大きく、一般的

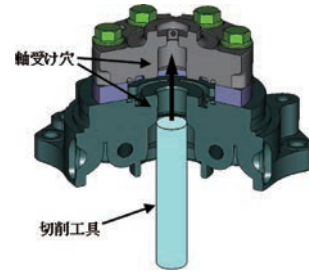


図1 共加工状態図

に使われている位置決めピンによる相対位置合せでは、幾つかの寸法ばらつきの累積により、ある程度の位置ばらつきを持ち、Hybrid EPS用ポンプで目標としている高圧化（10MPa）時の容積効率85%以上は実現困難であった。そこで、位置ばらつきを小さくするために、ボディケース組付けに治具装置を使い、軸相対位置を合わせる組立方式を採用した。図2に示す通り本組立方式は、あらかじめ軸に対するボディケースの位置を理想状態になるように、治具装置で位置合せ（隙間管理による位置調整）を行い、ボルトでボディケースを仮固定する。これにより、ポンプ組立時にボディケースを理想の位置状態に近づけることが可能となる。本組立方式によるボディケースと軸の相対位置ばらつきは、ピンによる位置決め方式に比べ1/10程に抑制でき、吐出性能への影響を最小限にすることが可能となった。

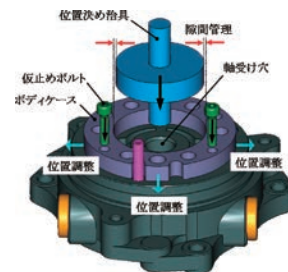


図2 位置決め組付け図

3.3 圧力バランスの最適化

内接ギヤ式ポンプは、内歯を形成するアウターロータがフローティング状態でポンプ内の圧力バランスにより回転中心が定まる構造となっている。したがって、吐出時にはアウターロータ内外の圧力差（ロータ内側高圧、外側低圧）により、外側に向う力が発生し理想回転中心に対し、ずれが生じてしまう。それにより、ボディケースとのクリアランスを狭める方向に回転中心がずれるため、高容積効率を狙いクリアランスを狭める設定とした場合、フリクションロスを生じてしまう問題が発生する。そこで、アウターロータの内側と外側の圧力バランスに着目し、内側の高圧を外側に導き、内側と外側の圧力をバラ

ンスさせ、アウターロータの外側に向う力をキャンセルしフリクションロスの低減を図った。低圧部に高压を導くため、容積効率の悪化が懸念されるが、前述の寸法および組立て精度を向上させる新工法の採用と同時に行うことで、各部のクリアランスをより最適化する事が可能になり、容積効率を悪化させる事なく、機械効率の向上を実現させた。図3に圧力導入溝による圧力バランスの最適化状態を示す。

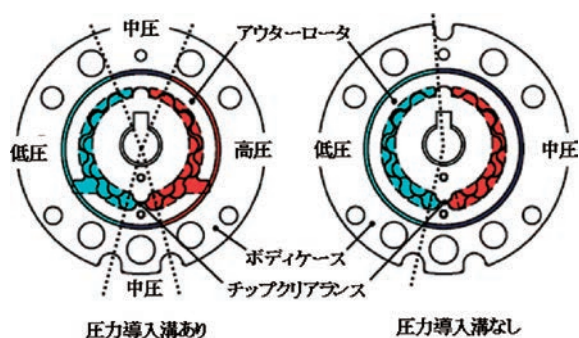


図3 圧力導入溝による圧力バランス図

3.4 補助バルブ採用による応答性の向上

システム構成に起因したシステム特有の応答遅れを改善するために、補助バルブを採用し、応答性目標を達成した。図4に補助バルブの油圧回路内の設置位置を示す。

3.4.1 吸入弁

ポンプと油圧シリンダを接続する配管には、音振や搭載上の都合からゴムホースを使用しており、そのため、圧力の上昇に伴うゴムホースの膨張により、油圧回路内の容積増加が起こる。この油圧回路内の容積増加は、クローズ回路を採用しポンプの吐出状態でアシストコントロールを行うHybrid EPSでは、油圧回路内に油量不足が発生し、適切な吐出が行えない状態となる。この状態を防ぐために、ポンプの吐出口近傍に吸入弁を設け、油圧回路内に必要な油量を補償した。

3.4.2 バイパス弁

圧力上昇時に増加した油圧回路内の油量は圧力下

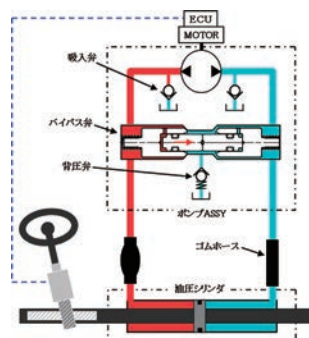


図4 補助バルブ（油圧回路内の設置位置図）

降時には余剰な油となり、応答性に影響を与えてしまうことになる。そのため、圧力降下時には、余剰油を油圧回路外へ排出する必要がある。そこで、余剰油を油圧回路外へ排出させるための弁としてバイパス弁を設けた。バイパス弁はアシストに影響を及ぼさずに、かつ、確実に作動させるために、高压側の圧力で非アシスト側となる低压側の弁を開放する構造としている。なお、本弁はポンプで発生させる圧力で動作する簡素な構造を採用した。

3.4.3 背圧弁

Hybrid EPSは前述の通り、アシスト方向の切替えをポンプ吐出方向の切替えで行っているため、アシスト方向が反転する際は、減圧を終えてから加圧を始めることになり、アシスト圧応答に遅れが発生しやすく、操舵時に違和感を感じてしまうことがある。そこで、バイパス弁の下流に、減圧時に低压側に予圧を与える背圧弁を設けた。背圧弁は、減圧が終わる前にアシスト方向の切替り側にアシスト圧を発生させるように作用するため、図5のようにアシスト圧の位相を進めることが可能となる。これにより、アシスト圧応答の遅れを防止し、操舵時の違和感を無くした。

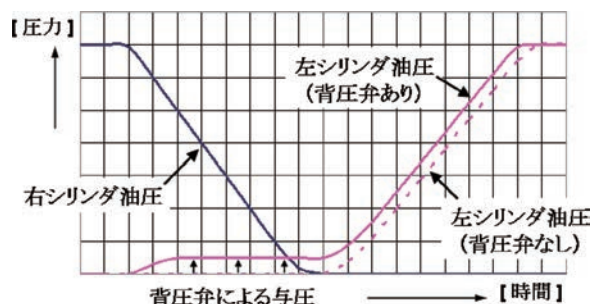


図5 背圧弁によるアシスト圧一位相進み状態図

4. おわりに

自動車の低燃費化は社会ニーズであり、低燃費化を実現する技術として電動化は、より一層重視されてきている。本開発で達成した低騒音と高効率を両立した技術は、今後発展が予測される電動油圧アクチュエータ製品の成長への貢献が期待できる。

参考文献

- 1) 高橋良和：電動油圧式電子制御パワーステアリングの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No. 53-11，p. 7-10
- 2) 西山秀徳，加藤友一，上田泰介，高橋良和：電動油圧式電子制御パワーステアリング（NHEPS）の開発，日産技報，20121269，No. 69-70，p. 61-65

（原稿受付：2012年12月24日）

解説

商用車向けACサーボモータ駆動ポンプ制御 電動油圧パワーステアリング

著者紹介



さとう やすかず
佐藤 恭一

横浜国立大学
〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5
E-mail: yasukazu@ynu.ac.jp

1994年横浜国立大学大学院博士課程修了。同年横浜国立大学講師。1998年同助教授、2012年同教授。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会、自動車技術会などの会員。博士(工学)



ひらの けんいち
平野 謙一

横浜国立大学
〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5
E-mail: ken-hirano@mui.biglobe.ne.jp

1942年横浜国立大学工学部機械Ⅱ卒。同年油研工業(株)入社。研究開発部長を経て、2001年常務取締役、2005年同社退任。油圧機器、システムの開発に従事。2010年横浜国立大学大学院博士課程修了。日本フルードパワーシステム学会会員、博士(工学)。



たなか ひろひさ
田中 裕久

横浜国立大学
〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5
E-mail: tanaka-h@ynu.ac.jp

1975年東京大学大学院工学研究科博士課程修了。東京大学助手、講師を経て1979年横浜国立大学助教授、1989年同教授、2012年同名誉教授。自動車技術会、機械学会、日本フルードパワーシステム学会、設計工学会の会員。工学博士。

1. はじめに

近年、自動車のパワーステアリング(以下、PSと記す)では、操作性の向上と省燃費への寄与が求められており、乗用車クラスのPSは、エンジン動力の一部で常時油圧ポンプ駆動し、その発生油圧により操舵力をアシストする従来の油圧機械式PSから、電動モータで必要時のみ適切な操舵力をアシストする電動式PSに移り変わってきている。一方、トラック、バスなどの大型商用車のPSは、乗用車に比べて大きな操舵力のアシストが必要なため、現在でも油圧機械式PSが主流である。しかし、今後は大型商用車においても、エンジンに代わって電動モータでポンプを駆動する電動油圧式PSのような

電動化のトレンドは強まるものと考えられる。特に、ハイブリッド大型商用車の開発や市場投入が進むためには、エンジン停止時やモータのみで走行するEVモード時の操舵の必要性により、PSの電動油圧化と動力損失の改善によるバッテリー消費量の低減が必要となる。

電動化には従来の油圧機械式PSの油圧源となるポンプを電動駆動化する方法があるが、油圧機械式PSは弁制御であるため、弁の絞り損失が大きく、ポンプからPSのアクチュエータまでの動力伝達効率が低く、バッテリー消費量の低減にはつながり難い。そこで、本稿では、さらに発展した電動油圧PSとして、油圧機械式PSの動力損失の一因である流量方向制御弁を排除したACサーボモータ駆動ポンプの流量制御による「電動油圧バルブレスPS」を提案し、その試作PSの性能と省エネ効果を紹介する。

2. 電動油圧バルブレスPSの高効率動力伝達

2.1 従来の弁制御PSの動力伝達効率

図1に、インテグラル形油圧機械式PS(以下、IPSと記す)を示す。その作動は、ハンドルの回転により入力軸を介してロータリバルブの内側スリーブが回転して弁が開き、シリンダに油圧が供給され、ピストンが操舵機構につながるセクタギヤに操舵アシストトルクを与えながら動く。入力軸はトーションバーを経てピストン内のウォームシャフトにつな

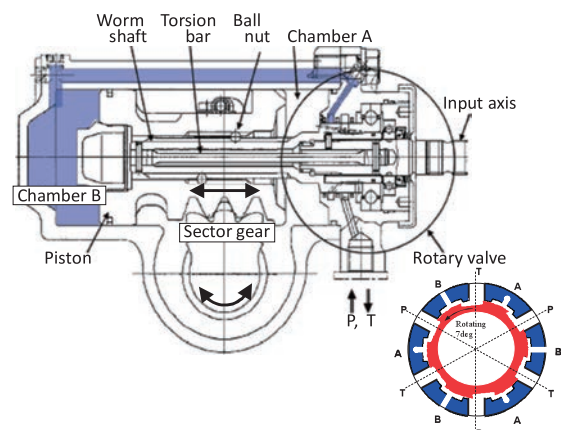


図1 インテグラル形油圧機械式PS (IPS)

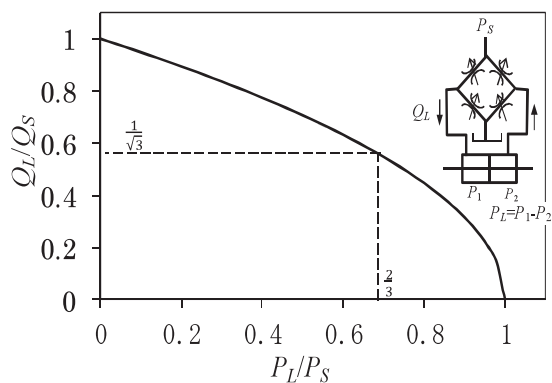


図2 4ポート弁とシリンダの負荷流量特性 (P_s : 供給圧力, P_L : 負荷圧力, Q_s : 弁の最大開度における無負時荷流量, Q_l : 負荷流量)

かっており、ピストンの移動に伴いトーションバーのねじりが減少するとともに、ロータリバルブの外側スリーブが弁を閉じる方向に回転する。この機構により、ハンドルの操舵に追従して操舵アシストトルクを与えるサーボ系が構成される。図2に、IPSを模擬した4ポート弁とシリンダの負荷流量特性を示す。油圧機械式PSでは、エンジン動力により常時ポンプが回転し、設定圧力とエンジン回転数で決まる流量による油圧動力がPSに供給される。なお、ここではピストンの受圧面積差はないものとし、弁の4つの絞り要素の開度特性はすべて同じと近似している。供給圧力 P_s 、操舵アシスト力に相当するシリンダの負荷圧力 P_L 、弁の最大弁開度における無負荷時最大流量 Q_s 、および負荷流量 Q_L の関係は次式で表される。

$$Q_L/Q_S = \sqrt{1 - P_L/P_S} \quad (1)$$

負荷の油圧動力 $P_L Q_L$ は、 $P_L = \frac{2}{3} P_s$ 、 $Q_L = \frac{1}{\sqrt{3}} Q_s$ で最大となるが、このときの弁への供給動力 $P_s Q_s$ と負荷動力 $P_L Q_L$ との伝達効率 $\eta = \frac{P_L Q_L}{P_s Q_s} = \frac{2}{3\sqrt{3}} \approx 0.38$ でたかだか38%であり、絞りによる動力損失が大きいことがわかる。ポンプの駆動を電動化すれば、PSが作動していないときの供給流量を制御できるので動力損失が改善されるが、PSの動力伝達経路には動力損失の一因である制御弁が依然として存在している。

2.2 電動油圧バルブレスPSの構成

図3に、IPSから流量方向制御弁を排除し、ACサーボモータ駆動ポンプの流量制御によりシリンダを制御するバルブレスPSの機構を示す。従来のIPSのシリンダに直接ポンプをつなげた閉回路になっており、そのほか、ピストンの面積差による流量の余剰や不足を解消する油圧回路が付加されている。図3より、ポンプとシリンダをつなぐ主管路に絞り要

素はなく、高効率な油圧動力伝達が行えることがわかる。図4は、そのシステム構成の概念図である。PSに入力されるハンドル操作トルク T_h をトルクセンサで電気的に検出し、ハンドル操作トルクに対応した操舵角がコントローラで演算される。これを目標操舵角 θ_0 として、ACサーボモータ駆動ポンプでシリンダに油圧を供給し、操舵アシストトルクを発生させる。すなわち、従来のIPSでトーションバーのフィードバック機構とロータリバルブで行っていた流量制御を、ハンドル操作トルクに基づくACサーボモータ駆動ポンプの流量制御で実現している。図5に試作バルブレスPSの写真を示す。ACサーボモータとポンプは、市販のACサーボモータ・ポンプ

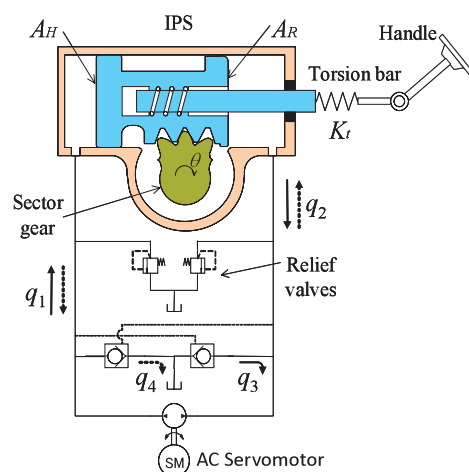


図3 電動油圧バルブレスPS

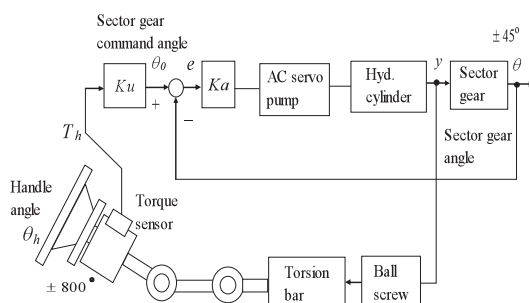


図4 電動油圧バルブレスPSのシステム構成

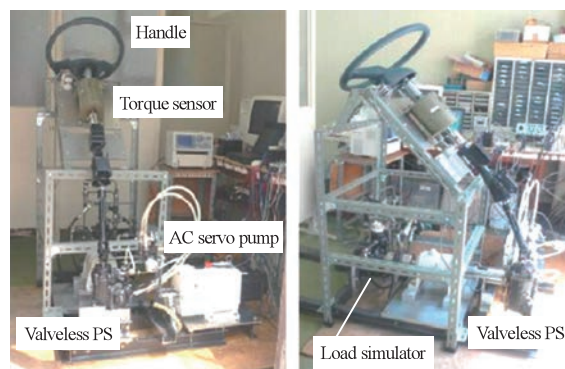


図5 試作電動油圧バルブレスPS

体のユニットを用いている。なお、操舵アシストトルクの制御系には、ハンドル操作トルクの検出が必要であるが、乗用車の電動式PSではトルクセンサがすでに用いられており、信頼性の高い技術が確立している。

3. 電動油圧バルブレスPSの省動力性能

図6にPSの模擬負荷装置の構成を示す。PSの負荷にはIPSを改良したセクタギヤと負荷シリンダが

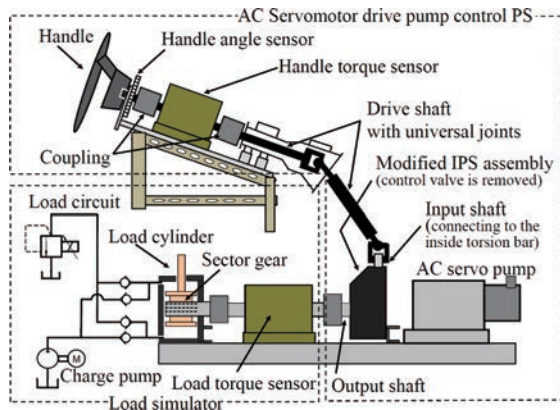
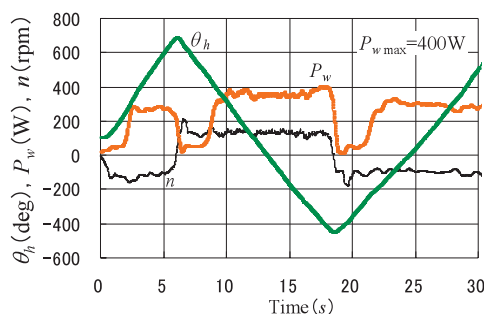
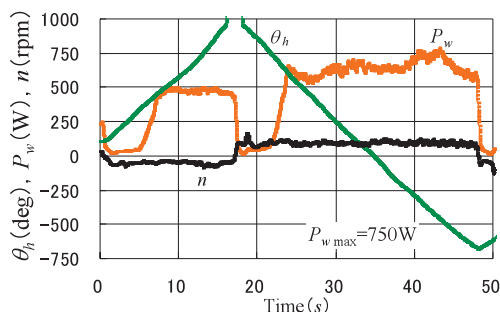


図6 電動油圧バルブレスPSと性能試験装置（模擬負荷装置）



(a) Slalom (8-Figure) turning



(b) Stationary steering (Parking operation)

図7 バルブレスPSの消費動力（(a) スラローム（8の字）旋回相当、(b) 据え切り操舵相当）

取り付けられており、負荷シリンダの圧力制御により、セルフアライニングトルク（傾転した操舵輪が直進方向に戻ろうとするトルク）、キックバックトルク（操舵輪の傾転を乱す突発的な外乱トルク）など、車速、積荷の積載状態、走行状態に応じた各種模擬負荷トルクをPSの出力軸に加えることができる。

PSの省動力性能の評価では、模擬負荷装置によりIPSを搭載した実車と同条件の負荷を試作電動油圧バルブレスPSに与え、同じ操舵操作を行ったときのポンプ駆動モータの消費電力を測定し、これを消費動力とした。

PSが作動する代表例として、スラローム旋回（8の字走行）と、車庫入れ操作等で多用する低速での据え切り操舵について、消費動力 P_w 、モータ回転数 n 、ハンドル操作角 θ_h を測定した結果を図7に示す。バルブレスPSの最大消費動力は、スラローム旋回（図7(a)）で400W、据え切り操舵（図7(b)）で750Wであり、比較対象の実車のバルブ制御IPSでは、それぞれ約2.7kWと約3kWであることから、消費動力が1/6～1/4に低減できていることがわかる。

4. ま と め

商用車向けACサーボモータ駆動ポンプ制御電動油圧PSの省動力性能に焦点を当てて解説した。省動力性能に優れた電動油圧PSは、大型商用車のハイブリッド化や電子制御によるITS（高度交通情報システム）技術の展開に寄与することが期待される。

PSには、他にも、操作フィーリング、制御性、ロバスト性、フェールセーフ、車載性などの各種要求があるが、電動油圧バルブレスPSのこれらの性能評価については文献1, 2に詳しいので、参照していただければ幸いである。

参考文献

- 1) 平野, 田中: 商用車用バルブレス電子油圧パワーステアリングに関する研究, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.40, No.6, p. 111-116 (2009)
- 2) Tanaka H., Hirano K., Sato Y.: Performance Test of an AC Servomotor Drive Pump Control Valveless Power Steering for HEV Commercial Vehicle by Using a Passive Type Electro-hydraulic Load Simulator, Proc. of 8thJFPS Inter. Symp. On Fluid Power 2011, p.92-97 (2011)

（原稿受付：2012年12月29日）

Mechatronics2012におけるフルードパワー技術研究

著者紹介



よし だ かず ひろ
吉田 和弘

東京工業大学精密工学研究所
〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町4259-R2-42
E-mail: yoshida@pi.titech.ac.jp

1989年東京工業大学大学院博士課程修了，同年同大学助手，1996年同大学助教授（現，准教授），2008年10月～2009年3月米国UCSB客員研究員，流体マイクロマシン，機能性流体の研究に従事，JFPS，JSME，IEEEなどの会員，工学博士。

1. はじめに

The 13th Mechatronics Forum International Conference (Mechatronics2012) が2012年9月17～19日にオーストリア，リンツのJohannes Kepler University, Linz (JKU) において開催された（図1）。本国際会議はメカトロニクス技術に関し，欧州を中心に2年に1回開催されている。会場となった大学は長年にわたりメカトロニクス教育が熱心に行われており，会期中には研究室見学会が催された。

今回は，世界の23ヶ国の研究者により約150件の発表が行われた。フルードパワー技術関連では，Manhartgruber 教授（JKU），Plummer 教授（University of Bath）およびWinkler氏（Linz Center of Mechatronics）によりMinisymposium: Mechatronics for Fluid Power - Fluid Power for Mechatronicsが企画され，12件の発表があった。その他のセッションにおいても7件あり，合計19件（全件数の13%）であった。以下では，各発表の概要を紹介する。

2. フルードパワー技術関連の発表内容

2.1 油圧関連

油圧関連では，システム関連4件，制御関連3件，モデル化関連4件，合計11件の発表があった。

システム関連として，Denkenaら¹⁾は，高負荷，高精度位置決めのため，双方向圧電油圧ポンプ，高速切換弁，および油圧シリンダから成るシステムを提案，構築し，実験的解析を行っている。Helbigら²⁾は，サーボモータ駆動ポンプと油圧シリンダなどから成るEHA（電気静油圧アクチュエータ）の特性，特長，フェイルセーフ動作および応用について

述べている。Winklerら³⁾は，産業用加工機械の熱変形などを補償した精密位置決め油圧システムのため，高精度化に適した駆動方式，アクチュエータ構造などを実験的に解明している。Keintzelら⁴⁾は，安定化のための制御弁を設置した高負荷，高周波数駆動の油圧アクチュエータを開発し，流体力学の効果およびマルチモード振動について実験的に解明している。

制御関連として，Jakleら⁵⁾は，デュアルソレノイドバルブのため，拡張Luenbergerオブザーバとスライディングモードオブザーバを用いた制御手法を提案し，シミュレーションで検証している。Carbiniら⁶⁾は，油圧サーボ加振機の高調波成分の効率的な補償のため，カルマンフィルタで高調波成分を推定し，補償を行う制御手法を提案し，その有効性を実験的に確認している。Bhattiら⁷⁾は，位置決め制御を行う油圧駆動ロボットの閉ループ内に信号整形フィルタを設置することにより，特性が向上することをシミュレーションおよび実験により示している。

モデル化関連として，Zanardoら⁸⁾は，バタフライ弁駆動による長い管路内の流量制御システムの設計に役立つ，包括的なモジュール形非線形動的モデルを構築し，シミュレーションにより検証している。Mikota⁹⁾は，油圧系と機構系のサブシステムが結合された油圧駆動システムの動的モデル化を行うため，新しい実験的モード解析手法を提案し，その有効性について検証している。Grossschmidtら¹⁰⁾は，インテリジェントビジュアルシミュレーション環境において，大規模で複雑な電気油圧サーボシステムのモデル化とシミュレーションを行っている。Gehringら¹¹⁾は，剛体円管内流れの入口，出口の圧



図1 Mechatronics2012開催地にて

力, 流量を表わす数学モデルに基づき, 動粘度, 密度と体積弾性係数の積などの流体の物理的パラメータを代数的に同定している。

2.2 空気圧関連

空気圧関連では, システム関連 3 件, 制御関連 2 件, 合計 5 件の発表があった。

システム関連として, Neumannら¹²⁾は, 人間と協調動作を行う空気圧駆動のロボットハンドや装具のため, 制御器の形式, 構造, および最適設計について非線形特性を考慮した検討を行っている。Manhartsgruber¹³⁾は, 2 個の切換弁とベローズを用いた空気圧駆動の力制御系をデジタルフルードパワーシステムとして構築し, 低コスト, 高精度とできる可能性を実験的に示している。Tanakaら¹⁴⁾は, 空気静圧軸受を有する 3 個の 2 自由度直動電磁アクチュエータを用いた可動範囲の広いパラレルメカニズムを提案, 試作し, 有効性を解析および実験により示している。

制御関連として, Gluckら¹⁵⁾は, 2 個の高速電磁切換弁の最適軌道制御を行う, 空気圧室の圧力の PWM 制御手法を提案し, その制御特性および騒音の低減効果を実験的に明らかにしている。Pichlerら¹⁶⁾は, 往復圧縮機のバルブの破損を異なる負荷条件下で検知するため, 測定した振動の周波数成分の時間変化のパターンに基づく手法を提案し, 実験的に検証している。

2.3 水圧／機能性流体関連

水圧／機能性流体関連では, 水圧関連 2 件, 機能性流体 1 件, 合計 3 件の発表があった。

水圧関連として, Kukkonenら¹⁷⁾は, 少数のデジタルバルブを用いた作業船推進に用いられるウォータージェット制御システムを開発し, シミュレーションおよび実験により検証している。Mairhoferら¹⁸⁾は, 連続鋳造機による品質を向上するため, 3 次元熱プロセスシミュレーション, PWM 制御された切換弁および新デザインのノズルを用いた 2 次冷却手法を開発している。

機能性流体関連として, Yoshidaら¹⁹⁾は, 電界で粘度制御できる機能性流体 ERF を用いたフレキシブルバルブを応用したマイクログリッパを提案, 試作し, その特性を実験的に明らかにしている。

3. おわりに

本稿では, Mechatronics2012 におけるフルードパワー技術関連の発表の概要を紹介した。次回は 2014 年にスウェーデン, スケブデで開催予定である。

参考文献

- 1) Denkena, B. and Pluemer, S. : Analysis of a Piezo-Hydraulically Actuated Fixing Plate for High Precision Positioning, Proc. Mechatronics2012, Vol. 2, p. 575-581 (2012)
- 2) Helbig, A. and Boes, Ch. : EHA - a New Approach for Motion Control Actuators, ibid, Vol. 2, p. 582-587 (2012)
- 3) Winkler, B. and Haas, R. : A Hydraulic Micro-Positioning System for Industrial Mill Centers, ibid, Vol. 3, p. 855-862 (2012)
- 4) Keintzel, G., Proll, Chr., Kogler, H. and Scheidl, R. : Mastering Multi-Modal Hydro-Mechanical Oscillations in High Frequency Heavy Load Hydraulic Actuators, ibid, Vol. 3, p. 936-938 (2012)
- 5) Jakle, M. and Reuter, J. : Nonlinear Observer for a Dual Coil Solenoid Valve, ibid, Vol. 1, p. 92-99 (2012)
- 6) Carbini, R., Wegener, K., Weikert, S. and Hagenbuch, H. : Effective Compensation of Higher Order Harmonics of a Servo-Hydraulic Test Shaker, ibid, Vol. 2, p. 460-461 (2012)
- 7) Bhatti, J., Plummer, A.R., Irvani, P. and Sahinkaya, M.N. : Implementation of Closed Loop Signal Shaping in a Hydraulic System, ibid, Vol. 3, p. 828-833 (2012)
- 8) Zanoardo, G.S., Passenbrunner, T.E. and del Re, L. : A Nonlinear Dynamic Model for Flow Rate Maneuvering in Long Pipes by Means of Actuated Butterfly Valves, ibid, Vol. 3, p. 918-923 (2012)
- 9) Mikota, G. : An Experimental Approach for the Dynamic Modelling of Hydraulic Drive Systems, ibid, Vol. 3, p. 924-929 (2012)
- 10) Grossschmidt, G. and Harf, M. : Modeling and Simulation of an Electro-hydraulic Servo-System in an Intelligent Programming Environment, ibid, Vol. 3, p. 939-946 (2012)
- 11) Gehring, N., Rudolph, J. and Stauch, C. : Algebraic Identification of Fluid Parameters Using Transmission Line Dynamics, ibid, Vol. 3, p. 930-935 (2012)
- 12) Neumann, R., Hildbrandt, A. and Knubben, E. : Model-Based Controller Design of a Pneumatic Robot Hand or Ortheses, ibid, Vol. 3, p. 840 (2012)
- 13) Manhartsgruber, B. : Digital Fluid Power Applied to a Pneumatic Force Control System, ibid, Vol. 3, p. 841-847 (2012)
- 14) Tanaka, Y., Kondo, H., Arai, S. and Goto, H. : Tripod Parallel Mechanism with Planar Actuators for Motion Platform, ibid, Vol. 3, p. 848-854 (2012)
- 15) Gluck, T., Kemmetmuller, W., Pfeffer, A. and Kugi, A. : Pneumatic Pulse-Width Modulated Pressure Control via Trajectory Optimized Fast-Switching Electromagnetic Valves, ibid, Vol. 3, p. 692-699 (2012)
- 16) Pichler, K., Buchegger, T., Pichler, M., Lughofer, E. and Klement, E.P. : A Visual Method to Detect Broken Reciprocating Compressor Valves under Varying Load Conditions, ibid, Vol. 3, p. 740-746 (2012)
- 17) Kukkonen, S. and Makinen, E. : A Low Resolution Digital Hydraulic Control Application, ibid, Vol. 3, p. 948-955 (2012)
- 18) Mairhofer, M., Wahl, H., Hauser, K., Dittenberger, K. and Bieregger, J. : Secondary Cooling - Intelligent Technologies for Continuous Casting Machines, ibid, Vol. 3, p. 947 (2012)
- 19) Yoshida, K., Hara, S., Eom, S.I. and Yokota, S. : A Novel Microgripper Using Flexible Electro-Rheological Valves, ibid, Vol. 3, p. 834-839 (2012)

(原稿受付 : 2012 年 12 月 12 日)

FPIC会議報告

FPMC2012におけるフルードパワー技術研究動向

著者紹介



ゆん 尹 ぞん ほ
鍾 皓

東京工業大学精密工学研究所
〒229-8503 横浜市緑区長津田町4259 R2-45
E-mail: youn.c.aa@m.titech.ac.jp

2005年東京工業大学大学院精密機械システム専攻博士課程修了。同年ボッシュ(株)入社。07年東京工業大学精密工学研究所高機能化システム助教。現在に至る。圧縮性流体の計測と制御の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会会員。博士(工学)。

1. はじめに

FPMC (The Fluid Power and Motion Control) 2012 国際会議は、バース大学とアメリカ機械学会(ASME)との共同主催で2012年9月12日から14日の間イギリスのバース大学で開催された。今回で24回目の開催になり、ヨーロッパのFPCE (The Network of Fluid Power Centres in Europe) の協賛を受けている。バースはお風呂の語源になった説もあるところで、2000年前ローマによって作られた温泉があることで有名な都市でもある(図1)。

今回のFPMC2012ではJan-Ove Palmberg教授による「Fluid Power under Pressure」との題しての基調講演と41件の講演発表が行われた。2009年以来、FPMC国際会議はイギリスのバースとアメリカ



図1 イギリスのバース

の都市で毎年交互に開催されることになり、2009年はハリウッド、2011年はワシントンDCで開催された。2013年は、スタンフォード大学(カリフォルニア州)で開催する予定である。

2. 会議プログラムと講演の紹介

2.1 会議プログラム

今回の会議は三日間にわたり、バース大学内のセミナー室で行われた。一日約14件の発表があり、三日間で合計41件の発表(内2件が日本から)が行われた。参加者は会議全体で約70名であり、日本からの参加者は6名であった。2日目はバース市内の観光と、ホテルでのバンケットが催された。

ポンプとモーター、フルードパワーの効率、デジタル機器、制御(I, II)、空気圧(I, II)、モデリング、シミュレーション、自動車と航空宇宙での応用、再生可能エネルギーのセッション別に発表された。本報告では各セッションの中の代表的な発表について紹介する。



図2 会場の様子

2.2 講演の紹介

Marco Zecchi¹⁾は、斜板式アキシシャルピストンのシリンダーブロックとバルブプレートのインタフェースの性能解析を予測する簡単なシミュレーション方法を提案している。提案した解析方法と従来の解析方法を実験結果と比較し、良く一致するこ

とを示している。

Gianluca Carconi²⁾は、3Dモデルを用いたCADによるギアポンプの解析を提案している。3D CADを用いて回転するギヤーの相対的位置を定義するパラメーター関係の使用および仮想成分の使用を特徴としている。この解析方法はギアポンプの複雑な流路面積の決定に有効であることを示している。

J. Juhala³⁾は、エネルギー貯蔵として使用される油圧アキュムレーターの特性改善について検討している。断熱されたピストンタイプのアキュムレーターを提案し、実験とシミュレーションを行った。ピストンタイプの断熱アキュムレーターがエネルギー効率を著しく改善する結果を示している。

Min Pan⁴⁾は、油圧システムの圧力脈動による流体騒音を低減するため、短形波信号波を用いた能動的制御を提案している。短形波は必要なすべての周波数を含んでいるし、正弦波による制御より計算の単純化が可能である。提案した制御法は、20dBの消音効果があり、計算量も少ないことを示している。

Jan Elvers⁵⁾は、空気圧パイプラインでの圧力波の伝播を精度よく計算することを目的に、一次元シミュレーションモデルを構築している。計算方法は特性曲線法に基づき、特に摩擦と伝熱の影響を考慮している。パイプと二つのタンクでの圧力変化を実験とシミュレーションで比較し、5%誤差範囲で一致することを示している。

Marco Zecchi⁶⁾は、建設機械用油圧シリンダーのエネルギー効率を向上するため、高圧部と低压タンクの間に中間圧力タンクを設置することを提案している。シミュレーションにより従来に比べ、13%の効率向上を示している。

Junhong Liu⁷⁾は、マルコフ連鎖モンテカルロ(MCMC)法を用いた比例弁のモデリングを提案している。MCMC法による二次元モデルはバルブの

ダイナミクスの解析において一次元モデルに比べより良い適合性を持つことを示している。

C. Dunker⁸⁾は、航空機の油圧システムにおける管路網の最適設計の方法を提示している。結果では今までのマニュアルによる設計と比較してシステムの質量を22%低減できることを示している。また設計に掛る時間が大幅に短縮される。

Rico H. Hansen⁹⁾は、海の波動によるエネルギーを電気に変換する再生可能エネルギーの研究において、重要な要素であるパワー・テイク・オフシステムの性能向上のための解析モデルを提案している。提案したモデルは現状システムで有効であり、より広い範囲での適用が可能であることを示している。

3. おわりに

最後にバース大学の印象を述べる。大学はローマンバース駅から3km程度で、隣にはゴルフ場もあり、自然豊かなところであった。学内のバス停からは国際空港とロンドンまで行くこともでき、東洋人の留学生も多く見かけられる。売店では中国、日本、韓国の食材も多く売られていた。学内には学生寮が多くあり、一般人もホテル予約サイトで利用可能であるシステムが印象的であった(図4)。



図4 バース大学

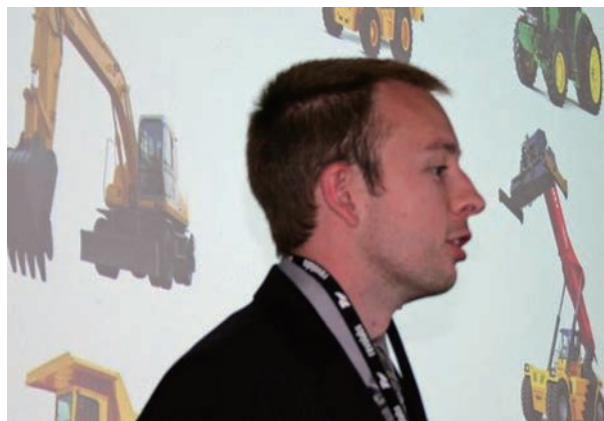


図3 研究発表の様子

参考文献

- 1) Marco Zecchiら, FPMC2012, p. 13-28 (2012)
- 2) Gianluca Carconiら, FPMC2012, p. 59-78 (2012)
- 3) J. Juhala ら, FPMC2012, p. 81-92 (2012)
- 4) Min Pan ら, FPMC2012, p. 165-177 (2012)
- 5) Jan Elversら, FPMC2012, p. 259-269 (2012)
- 6) Marco Zecchiら, FPMC2012, p. 333-346 (2012)
- 7) Junhong Liuら, FPMC2012, p. 439-449 (2012)
- 8) C. Dunkerら, FPMC2012, p. 489-503 (2012)
- 9) Rico H. Hansen ら, FPMC2012, p. 565-578 (2012)

(原稿受付：2012年12月18日)

日本ロボット学会第30回記念 学術講演会におけるフルードパワー技術研究

著者紹介



さ さ き だい すけ
佐々木 大 輔

岡山大学大学院自然科学研究科
〒700-8530 岡山市北区津島中3-1-1
E-mail: daisuke@sys.okayama-u.ac.jp

2003年岡山大学工学部システム工学科助手、
2005年同大学大学院自然科学研究科助手、2007
年同助教、現在に至る。空気圧を用いたウェア
ラブルロボットの開発に関する研究に従事。日
本フルードパワーシステム学会、日本ロボット
学会などの会員。博士（工学）。

1. 講演会概要紹介

日本ロボット学会第30回記念学術講演会が2012年9月17日(月)から20日(木)まで札幌コンベンションセンター（札幌市白石区東札幌6条1丁目）にて開催された。1983年に設立された日本ロボット学会の設立30周年という節目での開催であったため、記念式典、レセプションや一般公開事業として企画された特別記念講演、ロボット工作教室なども開催されていた（図1）。

本講演会は、ロボット関連の講演会としては国内有数の規模であり4日間の会期で、発表数は853件、参加者数は1400名であった（図2）。9月19日(水)には、特別講演が開かれ芝浦工業大学 特任教授 油田信一先生による「ロボット学100年の計」と題した講演があり参加者数は500名であった（図3）。



図1 一般公開事業の様子



図2 発表の様子

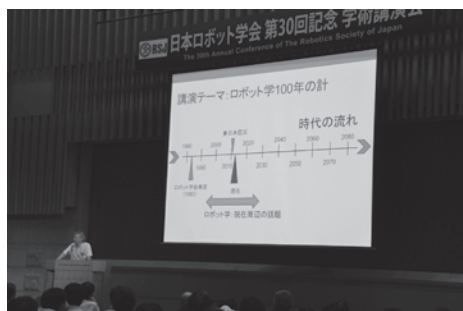


図3 特別講演

その後開催された懇親会では、会場のキリンビール園（札幌市中央区南10条西1丁目）が参加者で満席となる大変な盛況ぶりであった。参加者の移動動線上にブースが設けられた機器・カタログ・書籍展示では33社の出展があり、参加者が高い関心を持って各ブース前で説明を受けていた。

2. フルードパワー技術に関連する発表の紹介

2.1 プリッツ折り込み構造による極軽量ソフトメカニズム¹⁾

マニピュレータ先端部に取り付けるエンドエフェクタとして、質量をきわめて小さくすることにより本質的な安全性の確保を目的とした極軽量ソフトアクチュエータ（P-ELSA）の開発が行われている。このアクチュエータは非金属材料であるポリエチレンシートで機構を構成することで機構の軽量化を実現している。

アクチュエータは複数箇所を折り込んだポリエチレンシートと折り込みのないポリエチレンシートの

周囲を熱で溶着し、内部に空気室を設けた構造となっている。圧縮空気を空気室に送り込むと折り込まれたポリエチレンシートが伸長し、折り込みのないポリエチレンシートとの間に全長の差を生じさせることで湾曲する動作原理である。折り込み構造を変えることで屈曲や巻きつきなど種々の動作が容易に実現可能となっている。また、ゴム材料を使用するアクチュエータのように材料自体の伸長による変形ではなく、折り込みの伸長という機構の形状変形を利用する原理であるため低圧で駆動できると報告されている。

講演会における発表では、双方向への動作を可能とするため、折り込みのないポリエチレンシートを中心にアクチュエータを対称に配置し拮抗構造とした図4の拮抗駆動型P-ELSAの提案ならびに運動軌跡、再現性に関して報告された。拮抗駆動型P-ELSAの質量は約30gと軽量であり、研究の目的である極軽量ソフトアクチュエータを実現している。



図4 拮抗駆動型P-ELSA

2.2 作動流体の相変化を利用した高温環境用アクチュエータ²⁾

極低温、高温、強磁場、高真空などの極限環境で駆動可能なアクチュエータとして流体の相変化による体積変化を利用したアクチュエータが提案された。

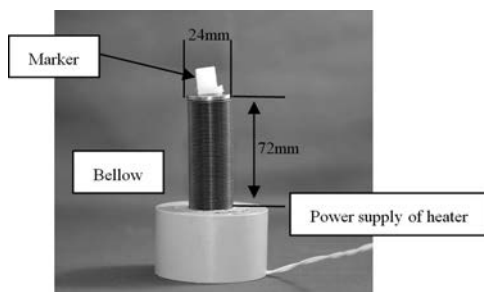


図5 ベローズ型アクチュエータ

シリンダを用いたプロトタイプのアクチュエータにおいてさまざまな温度環境において適切な流体を使用することで機構に変更を加えることなく駆動可能であると報告されている。

講演会における発表では、プロトタイプのアクチュエータで問題であったピストン-ベゼル間の摺動部位での流体の漏れ、機械的摩擦などを解決する新しい構造のアクチュエータが提案されていた(図5)。新たに提案されたアクチュエータは金属製ベローズとその内部に挿入されたヒーターから構成されており、内部に封入された流体をヒーターにより加熱する。流体が沸点に到達し、その体積増加によりベローズが動作する。また、自然冷却により流体が液化することでベローズの復元力により初期状態に復帰する原理である。内部に封入する流体として、水および水より沸点の低いジクロロメタンを用いた実験結果が報告された。恒温槽によりこれらの流体を加熱した実験の結果より両流体でのアクチュエータの駆動が確認されている。

また、高温下での駆動を実現するため水より沸点の高いアセトフェノンおよびヘキサデカンの温度変位に関するシミュレーション結果が報告されていることから、流体を適切に選定することでさまざまな温度環境下において提案するアクチュエータが駆動可能であることが期待できる。

3. おわりに

本講では、日本ロボット学会第30回記念学術講演会の概要およびフルードパワー関連技術に関して紹介した。第31回日本ロボット学会学術講演会は、2013年9月4日(水)～6日(金)に、首都大学東京(南大沢キャンパス)にて開催予定であることを申し添えておく。

参考文献

以下は全て日本ロボット学会第30回記念学術講演会予稿集DVD-ROMに収録。

- 1) 西岡, 川村: プリーツ折り込み構造による極軽量ソフトメカニズム—第3報: 拮抗駆動による位置決め特性—, RSJ2012AC4B1-4.
- 2) 松岡, 鈴森, 脇元, 山田: 作動流体の相変化を利用した高温環境用アクチュエータの開発—第4報—ベローズ型アクチュエータの開発, RSJ2012AC2I2-3.

(原稿受付: 2012年12月5日)

ICMT2012におけるフルードパワー技術関連研究

著者紹介

おむ さん いん
 厳 祥 仁

東京工業大学精密工学研究所
 〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町4259-R2-41
 E-mail : sieom@pi.titech.ac.jp

2009年大阪大学大学院工学研究科博士課程修了。同年東北大学助教、2010年東京工業大学助教、流体マイクロマシン、機能性流体の研究に従事。JFPS、JSMEなどの会員。博士（工学）。

1. はじめに

ICMT (International Conference on Mechatronics Technology) はメカトロニクス分野を含めて幅広い分野の研究発表が行われる国際会議である。今回のICMT2012は2012年10月16日から10月19日まで中国天津のHoliday Inn Tianjin Riversideで開催された（図1）。チェアマンはDante Jorge Dorantes González（図2）で、日本、韓国、マレーシア、タイ、シンガポール、フランス、ドイツ、フィンラン



図1 天津Holiday Inn Tianjin Riversideの外観



図2 開会式のDante Jorge Dorantes González



図3 バンケットの様子

ド、ロシア、オーストラリア、メキシコ、中国の参加者から、基調講演6件、口頭講演96件、ポスター講演23件で合わせて125件の講演が行われた。また10月16日の夜にはウェルカムパーティが、10月18日の夜にはバンケット（図3）が開催され、会議参加者の親睦を深めるよい機会になった。そして10月19日には会議参加者を対象としてMEMS Laboratoryと万里の長城への見学が行われた。

2. フルードパワー関連の発表

本国際会議でフルードパワー関連はメインの分野ではないが、今回は基調講演の1件を含めて、計10件のフルードパワー技術関連の発表が行われたのでその内容を紹介する。

Yoshidaは基調講演（図4）でMicro fluid power actuators using MEMS technologiesのタイトルでフレキシブルERバルブをはじめ、MEMS技術を利用したさまざまなマイクロ液圧アクチュエータに関する紹介を行った¹⁾。



図4 Yoshidaの基調講演

Yoshidaらは交流圧力源を用いた多自由度ERマイクロアクチュエータを提案し、提案したアクチュエータのラージモデルとして交流圧力源とバイモルフ形マイクロアクチュエータを試作し検証を行っている²⁾。

EomらはECFマイクロポンプの研究において対称性を持つ電極を配置し印可電圧を正負に変換することで両方向に圧力が発生するECFマイクロポンプを提案している³⁾。

YamadaらはECFマイクロポンプの3次元集積化のため、電鍍により製作するECFジェット発生用の電極対を研磨により平坦化し、再び電鍍することで高アスペクト比を持つ電極対を製作する方法を研究している⁴⁾。

KimらはECFマイクロポンプを用いてマイクロチップをクーリングする方法について研究している。ECFマイクロポンプに配置されている電極対がそのままクーリングフィンの役割をする高い効率の冷却システムを提案している⁵⁾。

ZhiらはTFPM (thin film permanent magnets) とPDMSを用いたマイクロポンプとアクチュエータを研究している。TFPMは厚さ20 μ mで直径3mm, PDMSは厚さ80 μ mがダイアフラムとして用いられている。試作したアクチュエータは実験により、特性評価を行っている⁶⁾。

KimらはMR流体をマスタスレーブ用の触覚インタペースに用いられるMRダンパの研究を行っている。この研究では磁場解析および、基礎実験により、触覚インタペースに用いられるMRダンパの有効性を確認している⁷⁾。

Jeongらはフォークリフトの比例制御弁開発の研究を行っている。比例制御弁とクラッチバックのシミュレーションによりフォークリフトの性能予測および、ギヤシフト時のショックを減らす方法を研究している⁸⁾。

Huuらはエネルギー節約のためIMVと可変容量ポンプを結合した新しいブームシリンダを研究している。エネルギー節約能力はAMESimを用いてシミュレーションしている⁹⁾。

Truongらはエンジン潤滑システムの性能向上およびパワーロス軽減などの設計基準を満たすため、ベーンポンプの数値モデルを立て、シミュレーショ

ンを目的としてポンプの幾何学解析および力学解析を行っている¹⁰⁾。

3. おわりに

本稿では国際会議ICMT2012におけるフルードパワー技術関連の発表、および基調講演の各概要を紹介した。

参考文献

- 1) Kazuhiro Yoshida : Micro fluid power actuators using MEMS technologies, Keynote Speech, ICMT2012 (2012)
- 2) Kazuhiro Yoshida, Tomoya Miyoshi, Sang In Eom and Shinichi Yokota : A Multi-DOF ER Microactuator System Using Alternating-Pressure Source, Proc. ICMT2012. p.1-5 (2012)
- 3) Sang In Eom, Shinichi Yokota, Joon-wan Kim, and Kazuya Edamura : New Design of an Electrode for ECF Jet Micro Cylinder, Proc. ICMT2012. p.6-9 (2012)
- 4) Yoshiho Yamada, Joon-wan Kim, Shinichi Yokota and Kazuya Edamura : ECF Micropump by the 3D Integration of MEMS-fabricated Triangular Prism and Slit (TPS) Electrode Pairs, Proc. ICMT2012. p.10-14 (2012)
- 5) Joon-wan Kim, Yuji Miyagawa, Shinichi Yokota and Kazuya Edamura : Study on Closed Loop ECF Micro Devices for Cooling a Micro Chip, Proc. ICMT2012. p.15-18 (2012)
- 6) Chao Zhi, Tadahiko Shinshi and Minoru Uehara : Design of a Micro Pump Actuator Using a Thin Film Permanent Magnet, Proc. ICMT2012. p.29-34 (2012)
- 7) Jae-Seung Kim, Hyung-Sub Bae, Jae-Hak Lee, Yuk-Hyung Lee, Myeong-Kwan Park : Development of Load-sensitive RCV Using Magneto-rheological Damper, Proc. ICMT2012. p.54-58 (2012)
- 8) Young-Man Jeong, Chan-Se Jeong and Soon-Yong Yang : Study on Development of Proportional Control Valve System for Forklift, Proc. ICMT2012. p.297-299 (2012)
- 9) Tien-Hoang Huu, Mashruk-Ahamad, Jong Il-Yoon, Kyoung Kwan-Ahn, Kichang-Jin : Tracking Control of Hydraulic Actuator with Energy Saving using Independent Metering Valves, Proc. ICMT2012. p.306-311 (2012)
- 10) Dinh Quang Truong, Kyoung Kwan Ahn, Nguyen Thanh Trung, Jong Il Yoon, Jae Sin Lee and Jin Bok Kim : Modelling of a Variable Displacement Vane Pump for Vehicle Engine Lubrication, Proc. ICMT2012. p.449-457 (2012)

(原稿受付：2012年12月27日)

山梨講演会2012におけるフルードパワー技術研究動向

著者紹介



すずき かつまさ
鈴木 勝正

東京都市大学工学部機械システム工学科
〒158-8557 東京都世田谷区玉堤 1-28-1
E-mail: ksuzuki@tcu.ac.jp

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。日本フルードパワーシステム学会、計測自動制御学会、日本機械学会などの会員。博士（工学）。

1. はじめに

東京から特急1時間半で武田信玄ゆかりの甲府駅に到着する。当日は晴天に恵まれ秋の行楽日和もあって、乗った特急電車は八ヶ岳などに向かう登山客などで満員であった。駅から徒歩10分の山梨大学で日本機械学会関東支部・精密工学会共催による2012山梨講演会が10月27日（土）に開催された。我々はまず武田神社に参拝してから会場入りした。本講演会では機械工学・精密工学に関する11の分野で115件の講演が行われ、特に「流体パワーによる駆動と制御」のオーガナイズドセッションでは10件の発表があり活発な討論がなされた。特別講演は「NIMSにおける高温用金属材料とコーティングの研究」と題して、物質・材料研究機構の黒田聖治氏により行われ、好評であった。

以下にオーガナイズドセッション「流体パワーによる駆動と制御」の講演内容の概要を紹介する。

2. オーガナイズドセッション「流体パワーによる駆動と制御」¹⁾の概要

(1) 油圧シリンダを用いた6自由度パラレルリンク機構の円軌道追従制御

石崎らは油圧シリンダを用いたパラレルリンク機構について、パラレルリンク機構の制御対象であるエンドエフェクタの位置や姿勢による性能変化や油圧の特徴による性能への影響を明らかにし、目標追従性能や精度を向上させることを目的としている。

エンドエフェクタの追従動作の特性を実験的に明らかにした。

(2) アイドリングストップ方式油圧源の油圧アシストによるポンプ再起動

田辺らは蓄えた作動油を油圧ポンプの吸い込み側に加えることにより油圧ポンプをモータとして動作させることによりスタータを用いることなく、ガソリンエンジンの再起動を実現させた。これによりガソリンエンジンを動力源とする油圧源のアイドリングストップ運転を行う。そして燃料の消費量をアイドリングストップ方式、リリーフ方式、アンロード方式の3種類の油圧源で比較した。実証実験により、ガソリンエンジンを用いたアイドリングストップ方式油圧源での省エネ効果を示した。



写真1 セッション終了後の記念写真

(3) ECFジェット駆動バルーン形マイクロアクチュエータ

山下らは電界共役流体（ECF：Electro-conjugate fluid）を駆動源とすることで、マイクロポンプをバルーン形マイクロアクチュエータと一体化させ、より小形かつ軽量で柔軟なマイクロ液圧アクチュエータを提案した。ECFをアクチュエータの作動流体としたとき、直流高電圧を印加するだけで駆動できるので、構造が単純であり小形化することが可能である。そのため、ECFはマイクロアクチュエータの駆動源として適しているといえる。本報ではその特性評価を行った。

(4) スリット-直方体電極対を用いた交流電気浸透マイクロポンプの特性評価

佐藤らは交流電気浸透による対流を一方向流れに変換したマイクロポンプを実現するために、管状電極と平板電極を対向させた構造を提案し、FEMシミュレーションによりその妥当性を確認した。本報ではその特性を詳細に検討するため、構造を2.5次元構造に展開した、スリット-直方体電極対を用いた交流電気浸透マイクロポンプをMEMS技術により試作し、特性評価を行った。

(5) 形状適応機能を有する多自由度ERアクチュエータに関する研究（可動電極形ERバルブの開発）

箱田らは印加電界により見かけの粘度を制御できる均一系ERF（Electro-Rheological Fluid）を作動流体とし、外部との接触をセンシングする機能を持つ電極間隔可変の可動電極形ERバルブと、これにより外部の形状に適応して屈曲、追従動作するように制御される流体アクチュエータから成る多自由度ERアクチュエータの提案、開発を行った。本報では、上流側および下流側流路で共通する1枚の平板電極が、外力により流路の高さ方向に変位し、上流側および下流側の差圧を大きく変化させることで外力を圧力変化に変換する3ポート可動電極形ERバルブを提案し、ラージモデルを試作して実験的にその特性を明らかにした。

(6) 近接スイッチを利用した空気圧シリンダの位置決め制御（終端近傍における位置決め）

柴田らは空気圧シリンダで、フィードバックセンサを使わず、近接スイッチを用いてスライダの通過や速度を検出し、得られたデータをもとに空気圧による緩制動と急制動の二段階制動で目標位置範囲に停止させるように制御弁を操作して、この制動法における終端近傍の位置決めについて実験的に検討した結果を報告した。

(7) 油圧モーションベースにおける供給圧力変動の影響について

根岸らは油圧モーションベースにおいて、必要油量が大きく、姿勢によっても負荷が大きいなど、条件としては厳しい場合に、供給圧力がどのように低

下し、どのような偏差が発生するかについて調べ、その対応策について検討した。

(8) 面圧発生用空気圧アクチュエータの開発

松本らは、マッキベン型人工筋をベースにして自作した空圧式人工筋を複数組み合わせ、適用部を直接覆い面で力を身体に伝達する柔軟なアクチュエータの開発を行った。用途はリハビリテーション機器やパワーアシストスーツへの利用を目指している。

(9) 空気圧アクチュエータを用いた二足歩行ロボットの開発

近藤らは二足歩行ロボットに産業用アクチュエータとして用いられる空気圧シリンダを用いることで、圧縮空気による瞬発的な動作、負荷によるアクチュエータの発熱が無い安全性、圧縮空気によるサスペンション効果が期待できることから、試作機を開発し人間のような跳躍や走る、圧縮性流体の柔らかい動きを活かした躍動的な動作をする二足歩行ロボットの可能性を明らかにした。

(10) 旋回流を利用した気泡除去装置の性能評価方法の提案

坂間らは旋回流を用いて気泡を分離除去する気泡除去装置において、気泡の分離除去性能を向上させるためには、装置内部で効率よく気泡を集合させることが重要であることを指摘した。本報では、集合気泡の流れの挙動に大きく影響をおよぼす旋回方向の流れと中心軸方向の流れの関係に注目し、装置の性能を評価するスパイラル係数という新たな指標を導入した。

3. おわりに

OS「流体パワーによる駆動と制御」では5つの大学からいずれも学生によって発表が行われた。それぞれ緊張している様子であったが、精力的に研究している様子が伺え、内容の濃い講演であった。今後の発展が期待される。

参考文献

- 1) 山梨講演会講演論文集No. 120-3

（原稿受付：2012年12月20日）

FPIC会議報告

計測自動制御学会 Annual Conference OS 「FULCOME-J」と流体計測制御シンポジウムに 観るフルードパワー研究動向

著者紹介



ふじ た とし のり
藤 田 壽 憲

東京電機大学工学部
〒120-8551 東京都足立区千住旭町 5
E-mail: tfujita@mail.dendai.ac.jp

2002年東京電機大学助教授。2004年東京電機大学教授となり現在に至る。本学会（編集委員・情報システム委員他）、計測自動制御学会などの会員。博士（工学）。



か とう とも のり
加 藤 友 規

福岡工業大学工学部
〒811-0295 福岡県福岡市東区白東3-30-1
E-mail: t-kato@fit.ac.jp

2007年東京工業大学大学院博士課程修了。都立高専助手～助教を経て、2010年福岡工業大学工学部知能機械工学科助教、2012年同准教授となり現在に至る。本学会（企画委員・編集委員）、精密工学会などの会員。博士（工学）、技術士（機械部門）。

1. はじめに

2012年度も計測自動制御学会では流体計測部会が主催して2つのフルードパワーに関連した講演会が企画された。ひとつはAnnual Conferenceで開催されるオーガナイズドセッション（以下OS）：FLUCOME-Jであり、もうひとつが産業応用部門大会と併設される流体計測制御シンポジウムである。これらにおけるフルードパワーに関連した研究動向についてAnnual Conferenceは加藤が、流体計測制御シンポジウムは藤田が報告する。

2. Annual Conference

2.1 Annual Conferenceの概要

Annual Conference 2012（以下SICE2012, General Chair：秋田大学工学資源学部電気電子工学科の井上浩教授）は平成24年8月20日（月）～23日（木）に秋田大学手形キャンパスを会場に開催された。この講演会はSICEの年次大会として毎年開催されているものであるが、SICE2012においては併設行事として、日本電気計測器工業会（JEMIMA）によるワークショップ「The Comprehensive and Practical Measurement &

Control Technology for Safety & Security and Energy Efficiency Activities in JEMIMA—condolences and sympathy to the victims of the Great East Japan Earthquake—（安全・安心とエネルギー高効率活用のためのわかりやすく実践的な計測制御技術～東日本大震災への哀悼の意を込めて～）」が、学会初日の8月20日13時～17時に開催されたのが特徴的であった。その他、学術講演会としてのOS・一般セッションは8月21日～23日の3日間に、12室にて計75セッションが行われ、（著者がプログラムにてカウントした限りでは）439件の講演発表があった。

2.2 OS：FLUCOME-J

SICE2012の3日目、8月22日（水）午前10時30分～12時に、OS：FLUCOME-Jのセッションが行われた。同セッションには5件の講演がエントリーされ、1件がキャンセルとなり、計4件の講演発表^{1)～4)}があった（図1）。なお、座長は慶応大学の本多敏先生と福岡工業大学の加藤友規（著者）が担当した。

4件とも興味深い発表であり、どの発表の後にも大変活発な質疑応答がなされた。しかし、4件とも空気圧の計測・制御に関する発表であったこと、セッションの参加者が10名ほどと少なかった点は、少し残念に感じられた。



図1 OS：FLUCOME-Jの様子

3. 流体計測制御シンポジウム

3.1 部門大会の概要

流体計測制御シンポジウム（以下、流体シンポ）

は平成24年11月6日(火)に東京工業大学大岡山キャンパスを会場に開催された。今年度の産業応用部門大会ではOS「スマートシティ・スマートコミュニティとSICE」が企画され、非常に関心が高いテーマであるためか、このOSの参加者は多く、熱心な聴講と質疑が行われたことが印象的であった。その他、部門大会の一般セッション、流体シンポと同じく併設されている産業シンポジウムと計測制御ネットワークシンポジウムで計34件の講演発表があった。

部門大会では表彰式も行われ、フルードパワーシステム関係では、2011年の流体シンポで「水撃を用いた空気圧圧縮機の開発」を発表した佐川氏(TMCシステム)が、40歳未満の若手研究者に贈られる奨励賞を受賞した(図2)。また今年度から流体シンポで発表した大学院生を対象にベストプレゼンテーション賞が設けられ、吉澤雄太氏(東京工業大学)が受賞したことも表彰式で発表された。

3.2 流体計測制御シンポジウム

流体シンポでは3つのセッションに分けられ講演発表^{6)~10)}が行われた。東京工業大学の北川教授、香川教授をはじめ約20名のフルードパワーの学生・研究者が参加して行われた。「流体機器・流動現象」のセッションでは5件の発表があった。その内訳は流量計2件、フルイディクス1件であった。残りはフルードパワーに密接に関連した減圧弁の低騒音化技術と静電除去内流れのCFD解析の研究であった。

「アクチュエータ・ロボティクス」のセッションでは3件の講演発表^{11)~13)}が行われた。このうち身体負荷を軽減したパワーアシストスーツと、流体ロープウェイに適用するためのスライド式柔軟流体アクチュエータの2件の研究はレスキューへの応用を目的としたものだった。またゴム人工筋の弾性を積極的に利用して高い跳躍性を実現するロボットの研究もあった。

「省エネルギー・エネルギー回生」のセッションでも3件の講演発表^{14)~16)}が行われ、空気が必要な時のみ空気圧ベンモータを電動モータで駆動したり、油圧の供給源を必要圧力に応じて供給できるよ

うに多段化したり、さらに、建設機械のブームシリンダの位置エネルギーを油圧技術で回生して省エネルギーを実現する方法が発表された。

4. おわりに

2013年度は流体計測部会が企画する講演会として、報告した2つの講演会に加えて、本学会が共催し香川利春会長が実行委員長となっている国際シンポジウムFULCOME2013が、平成25年11月18日(月)~23日(土)に奈良公会堂で開催予定である。これらの講演会や国際シンポジウムでも最先端のフルードパワーの研究が発表・聴講できるので本学会員の皆様にも是非、ご参加いただきたい。

参考文献

- 1) Masuda, H., Kato, T., Kawashima, K., Kagawa, T.: Development of a Recorder-playing Robot Using Unsteady Flow Rate Control Technique, p. 1319-1324
- 2) Fujino, K., Yamamoto, N., Taniguchi, K., Youn, C., Kagawa, T.: Analysis of the Characteristics of the Pneumatic Active Suspension System in Shinkansen, p. 1325-1330
- 3) Ishizuka, H., Hayakawa, T., Oyama, O.: Toward the Improvement of the Walking Assist System, p. 1337-1341
- 4) Li, H., Tadano, K., Kawashima, K.: Achieving: Force Perception in Master-Slave Manipulators Using Pneumatic Artificial Muscles, p. 1342-1345
- 5) Li, H., Tadano, K., Kawashima, K.: Achieving: Force Perception in Master-Slave Manipulators Using Pneumatic Artificial Muscles, p. 1342-1345
- 6) 温井: 小型後流圧検出管式差圧流量計, p. 49-51
- 7) 高橋, 尹, 香川: スリットを用いた高圧水素の低騒音減圧弁の開発, p. 53-56
- 8) 佐藤, 村山, 川上, 深田: 静電気除去ユニット内の流動解析, p. 57-60
- 9) 清水, 千葉, 廣木, 山本: ノズル寸法と噴流の遷移挙動について, p. 61-66
- 10) 山田, 藤田: U字型超音波流量計内の流れ解析と特性に関する考察, p. 67-70
- 11) 吉満, 堀: レスキュー用アシストスーツの開発, p. 71-74
- 12) 塚越, 森, 北川: スライド式柔軟流体アクチュエータの設計と応用, p. 75-78
- 13) 齋藤, 菊池, 大西, 長嶋, 川嶋: 空気圧ゴム人工筋の弾性を用いた跳躍ロボット, p. 79-82
- 14) 宮内, 小山, 吉満: 双方向型空気圧コンプレッサの開発と応用, p. 83-86
- 15) 吉澤, 芦, 留, 北川: Active Charge Accumulatorを圧力変換装置として用いる事による弁制御油圧サーボシステムの効率向上, p. 87-90
- 16) 眞田: 油圧シリンダで駆動される負荷の位置エネルギーの再生, p. 91-95

注) 参考文献1)~5)はProceeding of SICE Annual Conference 2012(2012)に、2012年産業応用部門大会講演論文集(2012)に収録、

(原稿受付: 2013年1月29日)



図2 産業応用部門賞の表彰式にて受賞者の記念撮影(右端が佐川瑞穂氏)

教 室

おもしろ油圧機構 第11回 油圧で扱う量と計測機器

著 者 紹 介



おお はし あきら
大 橋 彰

油研工業
〒252-1113 綾瀬市上土棚中4-4-34
E-mail: ak.ohashi@yuken.co.jp

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。

1. はじめに

油圧機器・システムの大きさを表す量には、主として流量、圧力、回転速度、トルク、動力などがある。これらの計測装置に注目すると、改めてなるほどと思う原理に基づいていることに気づく。本稿では油圧で扱う量と、代表的な計測機器の中から圧力計、流量計の原理と構造を解説する。

2. 油圧分野で扱う量について

油圧分野で扱う量には、SI基本単位である長さ(m)、質量(kg)、時間(s)と、上述の5例に加え、力、速さ、温度、粘度、周波数、熱量などがある。これらの量と単位を表1に整理する。

表1 油圧分野で扱う主な量と単位

量	名 称	単位	慣用単位
速 度	メートル毎秒	m/s	m/s, m/min
加速度	メートル毎秒毎秒	m/s ²	—
周波数	ヘルツ	Hz=s ⁻¹	Hz
回転速度	回転毎秒	s ⁻¹	r/min, min ⁻¹
流 量	立方メートル毎秒	m ³ /s	L/min, l/min
力	ニュートン	N=kg/m/s ²	—
圧力/応力	パスカル	Pa=N/m ²	MPa, bar
力のモーメント (トルク)	ニュートンメートル	N・m	—
エネルギー (熱 量)	ジュール	J=N・m	kW・h, kcal
仕事率(動力)	ワット	W=J/s	kW
動粘度 (動粘性係数)	平方メートル毎秒	m ² /s	cSt

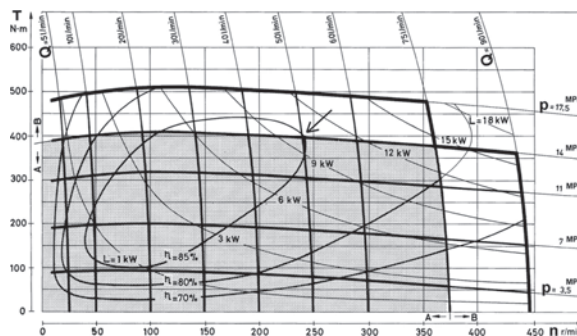
3. 油圧ポンプ・モータの特性

表2に、ポンプ・モータの仕様や特性を表す量の例を示す。表中の用語、記号、式などは、油圧システムの計画にあたって、アクチュエータとしての油圧モータ、油圧源としての油圧ポンプと電動機を選定する際にもっとも重要な諸元であり、理解しておくくと便利である。

図1は、第8回¹⁾図5に示した減速機付油圧モータ

表2 油圧ポンプ/モータの特性式

用語/記号	単位	油圧ポンプ	油圧モータ
押しのけ容積 q	cm ³	軸1回転当りに押しのける幾何学的体積	
有 効 圧 力 p	MPa	吐出圧－吸込圧	入口圧－出口圧
軸回転速度 n	min ⁻¹	入力軸回転速度	出力軸回転速度
理 論 流 量 Q_{th}	L/min	$q \cdot n / 1000$	
理論トルク T_{th}	N・m	$p \cdot q / 2\pi$	
流 量 Q	L/min	入口 $Q_{th} - \Delta Q$ ΔQ : 漏れ流量	出口 $Q_{th} + \Delta Q$ ΔQ : 漏れ流量
軸 ト ル ク T	N・m	入力 $T_{th} + \Delta T$ ΔT : 損失トルク	出力 $T_{th} - \Delta T$ ΔT : 損失トルク
入力動力 L_i	kW	$2\pi Tn / 60000$	$pQ / 60$
出力動力 L_o	kW	$pQ / 60$	$2\pi Tn / 60000$
容 積 効 率 η_v		Q / Q_{th}	Q_{th} / Q
機 械 効 率 η_m	(%)	T_{th} / T	T / T_{th}
全 効 率 η		$L_o / L_i = \eta_v \eta_m$	$L_o / L_i = \eta_v \eta_m$

図1 油圧モータの特性線図³⁾

タ $q=200\text{cm}^3/\text{rev}$ の特性例であり、第1回²⁾の油圧ポンプ特性図とは、座標が逆の関係となる。

図1のよこ軸は回転速度 n 、たて軸はトルク T であり、それぞれ流量 Q 、圧力 p と油圧モータの押しのけ容積 q によって決まる。

放物線状の曲線は動力 L であり、回転速度とトルクの積として計算される。環状の曲線は油圧モータの全効率 η を表す等効率曲線である。

図において、たとえばよこ軸の $n=250\text{min}^{-1}$ の点から上方に伸びた曲線は、負荷（トルクすなわち圧力）の上昇による回転速度の変化を示す。入口流量 $Q=50\text{L}/\text{min}$ を一定としても回転速度が低下することを意味し、容積効率に相当する。

たて軸の概略 $T=380\text{N}\cdot\text{m}$ の点から右方に伸びた曲線は、始動から高速までの回転速度とトルクの関係を示す。入口圧力 $p=14\text{MPa}$ が一定でも出力トルクが変化することを意味し、トルク効率に相当する。矢印で示した両線の交点は、 $n=240\text{min}^{-1}$ 、 $T=400\text{N}\cdot\text{m}$ 、動力 $L=10\text{kW}$ 、全効率 $\eta=85\%$ となり、一枚の特性図から代表特性が容易に読み取れる。表2の式を使用し、数値確認をすると良い。

4. 圧 力 計

4.1 ブルドン管圧力計

図2にブルドン管圧力計の外観と構造図を示す。半導体式圧力センサなどの電気式圧力計と比べ、電源やアンプなどが不要なため安価で、電気的ノイズの影響を受けないなどの特徴がある。圧力測定範囲も広いので、油圧装置の中で計測や監視用として多用される。機械式圧力計に分類される。

図中の株と称する接続部からC形のブルドン管に圧油が導かれると、扁平状円弧に成形された管断面

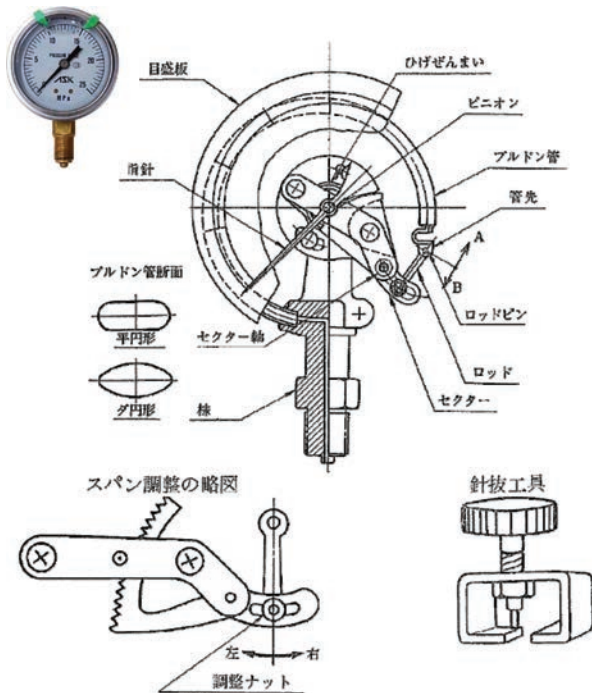


図2 ブルドン管圧力計³⁾⁴⁾

が圧力により円形に戻ろうとし、C形の曲率半径が拡大しようとして弾性変形する。この結果、管先の動きがロッド、セクター、ピニオンなどの伝達機構を通して拡大され指針に伝わる。目盛板上の指針の位置の数値の読みが圧力値となる。各機構の隙間やバックラッシュの影響はひげぜんまいによって除かれる。図右下の針抜工具は、ゼロ点がずれた場合など、指針を上図の垂直手前方向に抜いて調整するとき用いる。

機械式であるため、使用にあたっては振動のない取り付け場所を選び、取り付け方法にも配慮が必要である。圧油に脈動や衝撃がある場合は、接続部に固定絞り（スロットル）や可変絞り（ダンパナー）を使用して減衰させる。測定圧力が正しく示されないほどに絞ってはいけ⁵⁾ない。

4.2 圧力スイッチ

圧力スイッチは、圧力計の計測原理を応用した検出機器であり、設定圧力に対する計測圧力の高低に応じてon/offの電気信号を出力する。油圧装置の工程圧力が変化したことを検出して、つぎの工程に信号を伝達する場合などに用いられる。

前述のブルドン管形のほか、ベロース形、ダイヤフラム形、ピストン形のように、直接圧油を受圧部に作用させてマイクロスイッチを動作させる方式がある。そのほかメカ機構を持たない長寿命の半導体形圧力スイッチもある。図3に例を示す。

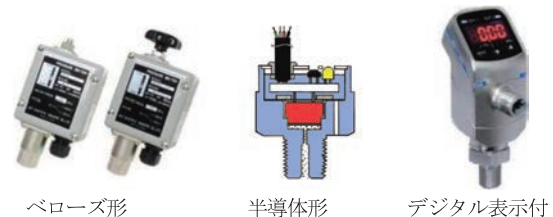


図3 圧力スイッチの例⁴⁾

4.3 圧力校正器

圧力計の校正は、装置の正しい運転を維持するために定期的に行なう必要がある。図4は、JIS B 7610 重錘形圧力天びんを圧力標準器として使用する圧力校正器の原理図である。

重錘（おもり）を載せたピストン部に発生する圧力値と、ブルドン管式圧力計などの被校正圧力計の

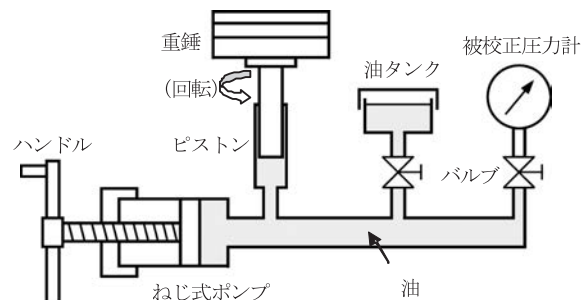


図4 重錘式圧力校正器

表示値を比較して校正する。手でハンドルを回しねじ式ポンプにより発生させた圧力を、重錘による重力と釣合わすことから「天びん」の語が用いられる。この閉じられた通路や圧力室は、まさにパスカルの原理の説明図に相当する。校正時に重錘を回転させてピストン部の摩擦を低減させるような取扱い上の注意事項も、油圧機構の特徴を表している。図から、バルブ、ハンドルなどの作動手順を推測してみると理解がより深まる。

5. 流量計

流量計測には、容積流量と質量流量の計測があり、被測定流体の種類や計測範囲に応じたさまざまな計測器がある。図5に油圧装置に使用する流量計の例を示す。左端は流量の信号をパルス信号やアナログ出力で出力する連続信号式流量計、中央の2つは流れの有無を目視確認する流量計、右端は電気接点を付属して油圧装置の動作確認と動作条件用の制御信号を出力する流量計である。



図5 流量計の例⁴⁾

5.1 容積式流量計

容積式流量計は、所定の計量室で直接かつ連続的に流量を測定することから実測式と称される。計量室内には、回転により被測定流体を流入・流出させる運動子がある。代表的な形式に歯車式、ルーツ式などがある。歯車式には2個の楕円歯車がかみ合うオーバル流量計のほか、歯車モータと同一構造のものもある。ピストン式油圧モータを計測・検査装置などに使用する場合もある。

図6にオーバル流量計の原理図を示す。

図の左方向から油が流入すると、上・下のオーバル歯車の左右の圧力差により歯車にトルクが作用し、それぞれ外側（上は右、下は左）に回転して油を右に流出させる。歯車が一回転あたりに流出する容積

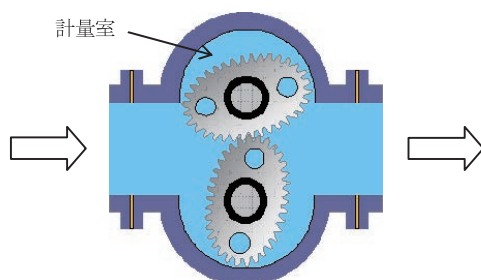


図6 オーバル流量計³⁾

（計量室容積）が一定であることから流量が計測できる。所定時間内の回転数パルス値を検出して積算した値が流量となる。パルス値をアナログ変換して瞬時値を表示するものもある。

5.2 タービン流量計

5.1の実測式に対し、タービン流量計は差圧・渦・超音波・電磁流量計などと共に推測式と呼ばれる。水車や風車の回転速度はそれらを通過する流量に比例する。この原理を利用した流量計を羽根車流量計と呼ぶ。

図7の構造図に示すように、内部に組み込んだロータ（羽根車、回転翼）の回転速度を電磁式ピックアップにより検出して流量を計測する。身近な例に水道メータがある。工業用の高精度羽根車流量計は、タービン流量計（タービンメータ）と呼ばれ、圧力損失が小さい、測定精度が高い、流量計測範囲が広い、高耐圧構造にすることが容易などの特長がある。

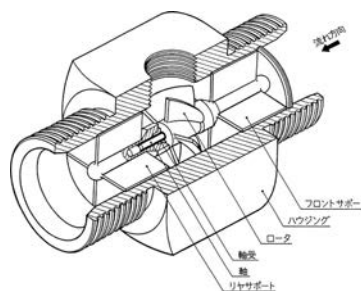


図7 タービン流量計の構造例⁶⁾

6. おわりに

ポンプ／モータの特性計測では、回転計（回転数に比例する物理現象を利用するか、一定時間内の回転の数をカウントする）、トルク計（トルクを弾性体に加えて弾性変形、すなわちねじれに基づく弾性力と平衡させ、変位や変形量を測定する）なども使用する。まずは、基本となる圧力、流量の計測について知識を得ていただければ幸いである。

なお図、写真などは、以下に示す各社の資料から引用させていただいた。ここに謝意を表す。

参考資料

- 1) 大橋：おもしろ油圧機構 第8回 油圧モータ，フルードパワーシステム，Vol. 43，No. 5，p. 307-311（2012）
- 2) 大橋：おもしろ油圧機構 第1回 基礎油圧回路，フルードパワーシステム，Vol. 42，No. 3，p. 191-193（2010）
- 3) Danfoss社，長野計器(株)，(株)オーバル資料
- 4) 濱野：油圧装置の設計から見た周辺機器，フルードパワーシステム，Vol. 41，No. 6，p.330（2010）
- 5) 武重：圧力計，フルードパワーシステム，Vol. 41，No. 6，p. 335-339（2010）
- 6) JIS Z 8765-1980タービン流量計による流量測定方法

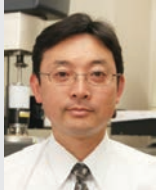
（原稿受付：2012年8月28日）

教室

入門講座「流体力学」

第4回：『噴水はどこまで上がる？』のウソ

著者紹介



たか はし つとむ
高橋 勉

長岡技術科学大学工学部
〒904-2188 新潟県長岡市上富岡町1603-1
E-mail: ttaka@nagaokaut.ac.jp

1989年東京理科大学大学院理工学研究科博士
後期課程修了。同大学助手、長岡技術科学大学
工学部助手、助教授、准教授を経て、2011年同
大学工学部教授。現在に至る。複雑流体力学、
レオ・オブティクス、流体関連振動の研究に従
事。日本機械学会などの会員、工学博士。

1. 何がウソなの？

流れ場を知ることにはすなわち「4つの次元（時刻と3つの座標）により表される4つの物理量（速度ベクトルの各成分と圧力）を明らかにすること」であることを前回の講座で学んだ。さらに、位置エネルギーと運動エネルギーに圧力を加えることで流体力学におけるエネルギー保存則を表すベルヌーイの定理を導きだし、噴水の噴出速度や最大到達高さなどを求めた。噴水や水道管の設計はこれでばっちり計算可能、と言いたいが残念ながら現実の流れ場はもう少しややこしいのである。前回の講座では最後の最後にこの説明にはウソがある、と大変失礼な予告編を書いてしまった。『ウソ』という言葉は誤解を招くので『大胆な仮定』と言い直そう。実は大胆な（無茶な）仮定は説明中にいくつも紛れ込んでいたのだが、その中でも特に『まさつがない（理想流体）』と『一次元流れ』の二つは現実とかけ離れた仮定である。それぞれの大胆な仮定の意味と、より現実に応じた考え方による流れの計算方法を勉強しよう。

2. まさつがあったら何が起こる？

まずはまさつがない、という仮定について考えてみよう。

問題4-1：流体力学でまさつの持つ意味は？ 固体運動で考えるまさつと何が違う？

剛体の力学でまさつがない場合とある場合について比較してみよう。床に置かれた荷物を引っ張ることを考える。このとき荷物と床の間にまさつがなければ、どんなに弱い力であっても荷物を動かすことが可能である。まさつがある場合はある程度以上の力を加えなければ荷物は動かない。これを静止まさつという。また、いったん動き出した荷物をさらに動かし続けるためには力を加え続ける必要があり、これを動まさつという。静止まさつと動まさつはともに床に対する押しつけ力に比例することから、固体のまさつ運動を検討する場合には静止まさつ係数と動まさつ係数の二つを考慮する必要がある。

一方、本講座第1回において勉強したように流体はどんなに弱い力であっても力が加わった瞬間に流動が開始する。つまり、まさつを考慮しているにもかかわらず静止まさつ係数がゼロであるようにみえる。また、流体では力（応力）の大きさに比例して流動（変形速度（せん断速度））が速くなる。これをニュートンの粘性法則とよび、粘性係数 μ の大小で流れやすさが決まる。粘性係数は動まさつ係数と似ているが、壁面との滑り抵抗を表す動まさつ係数に対して粘性係数は流体の変形抵抗を表す指標である。このように、流体におけるまさつの効果は固体の挙動と単純比較することは難しい。そこで、実際の流れを例としてまさつの有無による流動の違いを検討しよう。

問題4-2：垂直なパイプの中を重力により流動する流体の速度を求めよ。

先の荷物を引っ張る事例を流体に置き換えてみよう。流体は荷物のようにロープで引っ張ることができないので、第3回の問題3-3(c)で示した垂直に立てたパイプの中を重力により落下する流体の流れを例に考えてみる。重力は流体のどの部分にも均等に

下向きに作用している（このような力を物体力という）。パイプの壁面にまさつがなければ流体には重力以外に外力が作用しないため形を変えることなく落下し、落下速度は質点や剛体の運動と同じになる。

壁面に接触する面（界面という）に注目しよう。まさつがある場合、荷物に作用する引っ張り力が静止まさつ力を超えると床と荷物の接触面ですべりが生じる。これに対して流体ではどんなに強い力が加わっても壁面に接している流体は壁面に付着して滑らず、流体の速度は壁面と同じ速度となる。これを『滑りなし（no-slip）条件』といい、流体と固体壁の界面における基本的な境界条件となる。壁面で流体のすべりを考慮する必要があるのはプラスチック射出成形加工や多孔質体を壁面とする場合、あるいはマイクロチャンネルや壁面近傍のミクロ的な現象を考慮する場合など特殊な例に限られ、ほとんどの流れ場では滑りなし条件が適用できる。

まさつの存在は壁面での滑りなし条件以外にも流体の運動に大きな影響を与える。図1に示すようにパイプの中の流体を木の年輪のような同心円筒状の薄い層の集合体と考えよう。各層は剛体運動をするとして仮定する。それぞれの層には重力による下向きの力が作用しており、同時に各層の間にもまさつは存在する。薄い層のうち壁面と接しているものは滑りなし条件により壁面と同じ速度、すなわち静止している。その内側の層は重力により下方に動き、これに対してまさつによる力が上向きに作用する。

流動開始からある程度時間が経過すると重力とまさつ力はつり合い状態に達して流体の平均流速 V （平均落下速度）は一定値となる。このときの V を計算してみよう。流体はパイプ内径に対して十分に長い範囲に満たされているものとする。図1に示すように半径 r の位置にある厚さ Δr の層は軸対称なので円筒形状の微小要素となる。円筒の長さを ΔL としておく。この要素に作用する重力 Δmg は流体の密度を ρ とすると、円筒の体積が $2\pi r \Delta r \Delta L$ であることから

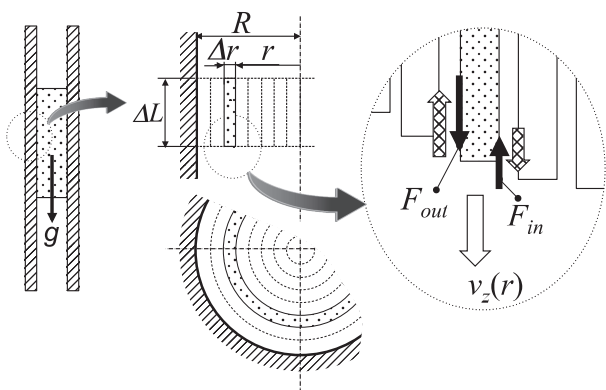


図1 垂直なパイプ内を重力で流れ落ちる流体

$$\Delta mg = \rho(2\pi r \Delta r \Delta L)g \quad (1)$$

と表される。円筒面の外側と内側に作用するまさつ力を F_{out} 、 F_{in} とし、その差を ΔF とする。まさつ力と重力が釣り合うので下向きを正とすると以下の式が得られる。

$$\Delta mg + (F_{out} - F_{in}) = 0, \therefore \Delta mg = -\Delta F \quad (2)$$

式(1), (2)より流動方向に作用するまさつ力の半径方向に対する増加率は対象とする層の半径位置に比例することがわかる。

$$\frac{\Delta F}{\Delta r} = -(2\pi \rho \Delta L g) r \quad (3)$$

さらに、まさつ力は円筒面に作用するせん断応力 τ と側面面積の積であるから

$$F = \tau(2\pi r \Delta L) \quad (4)$$

と表される。これより半径方向のせん断応力のこう配は

$$\frac{\Delta \tau}{\Delta r} \approx \frac{\partial \tau}{\partial r} = -\rho g \quad (5)$$

となり、各層に作用するせん断応力は半径の増加に比例して大きくなる（重力と反対方向に作用するので負の値となる）。なお式(5)では層の厚さ Δr をゼロに近づけたときの極限が微分を表すという定義を用いている。

F と τ を固体の動まさつ力のように界面の滑りにより発生するように説明したが、流体の場合は動まさつと異なり壁面への押しつけ力には依存せず各層の間の相対速度の大きさに依存する。もう少し正確に説明すると流体のまさつにより発生するせん断応力は微小要素のせん断変形に対する抵抗力であり変形速度（せん断速度）に比例する。すなわちこれがニュートンの粘性法則である。これを今回の問題に適用すると、近似的に Δr だけ離れた相対速度が Δv である層より受けるせん断応力は速度こう配 $\Delta v / \Delta r$ に比例する。粘性係数を μ とするとニュートンの粘性法則より半径位置 r における流体の層の落下速度 v_z と τ の関係は以下の式で表される。

$$\tau = \mu \frac{\Delta v_z}{\Delta r} \approx \mu \frac{\partial v_z}{\partial r} \quad (6)$$

これを式(5)に代入する。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) = -\rho g \quad (7)$$

式(7)を積分し、境界条件として滑りなし条件（ $r = \pm R$ において $v_z = 0$ ）を適用すると半径方向の速度分布は以下ようになる。

$$v_z = \frac{\rho g}{2\mu} (R^2 - r^2) \quad (8)$$

定常状態における平均流速 V は以下のように求まる。

$$V = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R v_z(2\pi r) dr = \frac{\rho g R^2}{4\mu} \quad (9)$$

つまり、理想流体では流速はパイプ内径とは無関係に時間とともに増加しつづけるのに対して、まさつを考慮すると V はある時刻で一定となり、その値は粘性係数が高い流体では小さく、さらにパイプ内径の二乗に比例して大きくなる。このように、流動の様子はまさつの有無で考慮すべき影響因子が増加する。

3. 一次元の流れ場は作れるか？

まさつがなければパイプ内で流体は変形せずに滑って移動する。変形しないので半径方向にわたり速度は均一となる。しかし現実にはまさつがあることで式(8)の速度分布が形成される。半径方向に速度の分布がありそれが軸対称であることからこの流れ場は二次元流動と見なせる。断面積が変化するパイプや曲がり部、パイプへの流入・流出部では複雑な速度分布が形成されその過程で付加的にエネルギー損失が生じる。前回の講座で学んだベルヌーイの定理はまさつ（粘性）によるエネルギー損失を考慮していないため、現実の問題に適用する際には経験的に得られている各種損失を付加した修正式を使わなくてはならない。

ところで、理想流体の流れはベルヌーイの定理と連続の式から流れ場の予測ができたが、一次元流れを仮定できない現実の流れ場には適用できない理由を別の面から検討してみよう。ベルヌーイの定理は流体力学的エネルギー保存則であった。エネルギーはスカラー量であるためベルヌーイの定理は1本の式で表される。連続の式は質量保存を表しており、こちらもスカラー量を対象とするため式は1本である。流れ場を理解するためには4つの物理量、すなわち流速のベクトル3成分と圧力を任意の座標 (x, y, z) と時刻 t に対して知る必要がある。基礎式が連続の式とベルヌーイの定理では式が2本しかなく4つの未知数を知ることができない。つまり一次元流れを仮定して未知数が圧力と一つの流速成分に支配される状況にしか適用できないのである。先に説明したとおり、現実の流れは複雑な速度分布を持つため一次元で表される流れ場は存在しない。では、二次元、三次元の問題に対してはどのように対峙すれば良いのだろうか。

4. 運動量保存則を適用しよう！

以下の問題を考えてみていただきたい。質点の力学の基本的な問題である。

問題4-3：速度 v で移動する質量 m の質点が短い時間 Δt 後に速度が v' に変化した。質点に作用した力 F を求めよ。

力の作用した時間の前後で速度が変化することから運動エネルギーに差が生じており、その差が力の作用により得られたエネルギーである。力を作用させるとその力と移動距離の積が仕事（エネルギー）の増加量となる。この問題の場合は移動距離が与えられておらず、代わりに力が作用していた時間がわかっている。このような場合はエネルギー保存則を利用するよりも運動量保存則を利用する方が便利である。質点に作用する力と作用時間の積は力積とよばれ質点の運動量の増加量と等しい。これを力積の法則という。運動量は質量と速度の積で与えられるので力積の法則を適用すると以下の式が得られる。

$$m\mathbf{v}' - m\mathbf{v} = \mathbf{F}\Delta t \quad (10)$$

ただし、 $\mathbf{F}$ 、 $\mathbf{v}$ 、 $\mathbf{v}'$ はそれぞれ力と速度を表すベクトル量である。つまり、エネルギーは大きさはあるが方向がないスカラー量であるのに対し、運動量は力と同じく大きさや方向を持つベクトル量となる。式(10)の両辺を Δt で除し、速度の変化を $\Delta\mathbf{v} = (\mathbf{v}' - \mathbf{v})$ とすると以下の関係が得られる。

$$m \frac{(\mathbf{v}' - \mathbf{v})}{\Delta t} = \mathbf{F} \quad \therefore m \frac{\Delta\mathbf{v}}{\Delta t} = \mathbf{F} \quad (11)$$

ここで、 $\Delta\mathbf{v}/\Delta t$ は質点の加速度を表すので式(11)は慣性力（質量×加速度）が質点に作用する力 $\mathbf{F}$ に等しいことを表しており、これを運動方程式とよぶ。運動方程式はベクトル量で書かれる式であるから座標軸方向の3つの式に分けて書くことができる。

流体力学では4つの未知数（3つの速度成分と圧力）を求める必要があるが、運動方程式と連続の式を連立すると4本の方程式が得られ未知数と方程式の数が一致するので解を決定できる。水道管やガス管などの流れ場を一次元に単純化して大まかな流れを予測する場合にはベルヌーイの定理も利用できるが、現実の流れを正しく理解するには運動方程式を用いる必要がある。式(11)は質点の運動に対する方程式であるから、これを流体力学に対応した方程式に作り替えよう。

流体力学における運動量保存則を計算するためには運動量流束を計算するのが正当であるがテンソル解析の知識が必要となる。ここでは面倒な数学を避けて力のつり合いから考えてみよう。

問題4-4：水が満たされたタンクの側面に長さ L 、内径 $2R$ の円形断面パイプが水平に取り付けられている。タンクの水面上からパイプ中心までの深さを h 、水の粘性係数を μ とするとき、パイプ内の平均流速 V を求めよ。

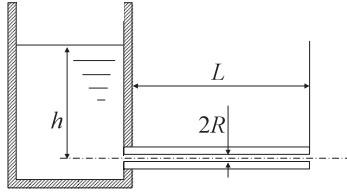


図2

前回の講座の問題3-4で勉強したように、理想流体の場合にはパイプの中でまさつがないことからタンクにあいた穴から流出する流れの速度は水深 h だけで決まり、その穴にパイプをつないだ場合もパイプの長さに関係なく $V = \sqrt{2gh}$ となる。

問題4-2と同じくパイプの中の流体を同心状の薄い円筒形の集合と考えよう。図3のように一つの円筒には円筒内側面、外側面およびタンク側と出口側のリング状平面の4つの面がありそれぞれに流動方向の力が作用する。流動により生じるまさつ力は問題4-2と同様に内外側面に作用し、その合力 ΔF_s を

$$\Delta F_s = (F_{out} - F_{in}) = \Delta \tau \Delta A \quad (12)$$

とする。 $\Delta \tau$ はせん断応力、 ΔA は側壁面の面積である（薄いので内外側面の面積は同じとする）。また、問題4-2とは異なりパイプの入口（タンク接続部）には水圧が加わっており出口は大気に開放されていることから大気圧となっている。流れ方向に向かって圧力が変化しているので円筒のタンク側と出口側の平面に作用する圧力をそれぞれ P_{in} 、 P_{out} とする。円筒内外側面にも圧力が作用しているがこれらは流動方向の力として作用しないので無視する。円筒の軸方向長さを ΔL とすると圧力による力はリング状平面の面積 $\Delta A'$ と圧力の積で求まる。円筒が薄い層であることから $\Delta A'$ は円筒部の内径 r と厚さ Δr より $\Delta A' = 2\pi r \Delta r$ で近似的に表される。パイプの流動方向への圧力増加量を ΔP とすると圧力変化による流れ方向の力は

$$\Delta F_p = (-P_{out} + P_{in}) \Delta A' = -\Delta P \Delta A' \quad (13)$$

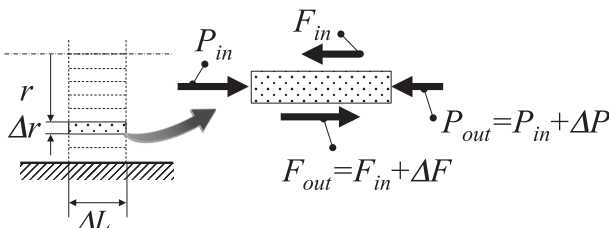


図3 パイプ内の円筒領域に作用する軸方向の力

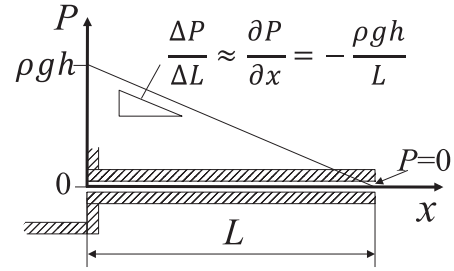


図4 パイプ内の軸方向の圧力こう配

これらの力を合計するとこの円筒形に作用する流れ方向の合力 ΔF は

$$\begin{aligned} \Delta F &= \Delta F_p + \Delta F_s = -\Delta P \Delta A' + \Delta \tau \Delta A \\ &= -\Delta P (2\pi r \Delta r) + \Delta \tau (2\pi r \Delta L) \end{aligned} \quad (14)$$

となる。

次に運動方程式(11)の左辺である慣性力、すなわち質量と加速度の積を求める。円筒形領域にある流体の質量は式(1)と同様に $\Delta m = \rho (2\pi r \Delta r \Delta L)$ で得られる。加速度については本講座第2回で学んだように流体力学ではオイラーの見方を使う必要があり、第2回の式(2)を利用する。これより円筒形の運動に関する慣性力は軸方向 (x 軸) の流速を v_x とすると以下のように表される。

$$\Delta m \frac{\Delta v_x}{\Delta t} = \rho (2\pi r \Delta r \Delta L) \left\{ \frac{\Delta v_x}{\Delta t} + \Delta x \frac{\Delta v_x}{\Delta L} \right\} \quad (15)$$

式(14)、(15)を式(11)に代入し、両辺を円筒の体積で除すと

$$\rho \left(\frac{\Delta v_x}{\Delta t} + v_x \frac{\Delta v_x}{\Delta L} \right) = -\frac{\Delta p}{\Delta L} + \frac{\Delta \tau}{\Delta r} \quad (16)$$

となる。 $\Delta P / \Delta L$ は図4に示す流れ方向への圧力こう配である。 ΔL などの微小量についてゼロへの極限をとると微分の定義より以下の偏微分方程式を得る。

$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial r} \quad (17)$$

ニュートンの粘性法則（式(6)参照）を用いて τ を速度こう配で置き換えると以下のようになる。

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \\ \therefore \rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial r^2} \end{aligned} \quad (18)$$

式(18)は水平に置かれたまっすぐなパイプの中を流れるニュートン流体の運動方程式である。

式(18)と連続の式を基礎式として問題4-4を解く。断面積の変わらないまっすぐなパイプであり半径方向や旋回方向の速度成分 v_r 、 v_θ は無視できるので連続の式は

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} = 0 \quad (19)$$

で与えられる。タンクの容量が十分大きく水位がほとんど変わらないと仮定すると流量が一定の定常流動となるので式(18)の左辺第1項は無視できる。すなわち、

$$0 = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial r^2} \quad (20)$$

となる。パイプ内の圧力がタンクの水圧、すなわち ρgh から大気圧（ゼロとする）まで一定の割合で下がるとすると図4に示すように $\partial P / \partial x$ は $-\rho gh / L$ となる。式(20)を積分し、滑りなし条件（ $r = \pm R$ において $v_x = 0$ ）を適用すると半径方向の速度分布は以下のようになる。

$$v_x = \frac{\rho gh}{2\mu L} (R^2 - r^2) \quad (21)$$

平均流速 V は

$$V = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R v_x (2\pi r) dr = \frac{\rho gh R^2}{4\mu L} \quad (22)$$

となり水位 h に比例し、パイプの長さ L に反比例、そしてパイプの半径 R の二乗に比例して大きくなることがわかる。

5. 運動方程式を使おう

まさつを考慮することで壁面における速度の条件や変形（速度こう配）に伴う応力の配慮が必要となり、理想流体の流れとは大きく異なる結果が導かれた。式(22)で得られた結果は実験結果に良く一致する。まさつの影響を考慮した流体（粘性流体）の運動の解析には式(18)で示したような運動方程式を使用するのが適切である。式(18)は円筒座標系で書かれたナ

ヴィエ・ストークス方程式（N-S方程式）の軸方向成分を表している。実は、問題4-2もN-S方程式を用いて解くのが一般的で、N-S方程式において加速度がゼロとなる時の結果が式(2)に相当する。N-S方程式については次回に解説しよう。

6. 他にもウソが含まれる？

ところで、未知の複雑な現象に対しては大胆な仮定を用いて解析することで大まかな挙動を予測することがある。その場合、次第に妥当な仮定に修正して、より現実に近い解を得るような手順を用いることが多い。パイプ内の流れに関して前回の講座でまさつなしという仮定により大まかな予測を行い、今回はまさつを考慮してより現実的な解を得た。しかし、まだいくつもの「ウソ（大胆な仮定）」が含まれている。例えば、流れが層状であるという仮定は流速が遅いときには妥当であるが速くなると流れが乱れて半径方向や旋回方向の速度が生じ、妥当性が崩れる。こうなると実際の平均流速は式(22)と一致しなくなる。また、圧力は本当にパイプの入口から出口まで一様に減少するのだろうか？入口や出口近くでも同様と仮定してよいだろうか？怪しい仮定が他にも多々含まれる。より厳密な解析を行うには、どのような仮定を用いて解析し、それが現実とどの程度一致するのか、妥当性があるのか、などを見定める目を持つことが必要である。

（原稿受付：2012年12月26日）

トピックス

ISO/TC 131/WG 4 空気圧機器の信頼性評価

著者紹介



おねやま なお たけ
小根山 尚 武

SMC株式会社技術研究部
〒300-2493 茨城県つくばみらい市絹の台4-2-2
E-mail: oneyama@smcjp.co.jp

1968年早稲田大学大学院修了。SMC(株)において空気圧機器およびシステムの開発と研究に従事。日本機械学会会員、日本フルードパワーシステム学会会員、日本フルードパワー工業会空気圧部会長、ISO/TC131プロジェクトリーダー。

1. はじめに

空気圧機器の信頼性試験と流量特性試験に関する審議が、近10年間のISO/TC 131（フルードパワーシステムおよび機器）における空気圧分野で過半の時間を占めた。日本が主導的な役割を果たしたこれらの規格のうち、信頼性試験について、2012年11月のパリ会議で内容が固まった改正版に基づいて、規格体系と内容の要点を報告する。

2. 審議経過と規格体系

メーカー・製品・機種により、まちまちになっている空気圧機器の寿命評価方法を統一すべきとの米国自動車業界の要請に対応し、2003年にISO/TC 131/WG 4：信頼性試験が新設され、審議が始まった。対応して、日本フルードパワー工業会に、高橋浩爾名誉教授（上智大学）を主査とする、空気圧機器の信頼性分科会が、新設された。

まず、下記の4規格が、2007年に発行された。カッコ内は、整合して2011年に発行されたJIS番号を示す。

ISO 19973-1：Part 1：通則（JIS B 8672-1）¹⁾

ISO 19973-2：Part 2：方向制御弁（JIS B 8672-2）²⁾

ISO 19973-3：Part 3：ピストンロッド付シリンダ³⁾

ISO 19973-4：Part 4：減圧弁（JIS B 8672-4）⁴⁾

翌2008年から、各国一斉に実施したラウンドロビンテストおよびその他の検証試験結果を盛り込むための改正、2010年からPart 5：チェック弁・速

度制御弁等⁵⁾の新規追加について、第2ラウンドの審議が開始された。これらは、2012年11月のパリ会議におけるDIS段階の審議によって、内容の明細が固まり、最終段階の投票へ移行することが決定された。

注) ISO規格制定手順は、NP（提案段階）→WD（作成段階）→CD（委員会段階）→DIS（照会段階）→FDIS（承認段階）→ISO（規格発行）であり、各段階の進捗は加盟国の承認投票に基づく国際会議の審議を経た決議による。

3. Part 1：通則

Part 1は、基本用語の定義、一般的な試験手順、試験条件、解析、評価方法の規定および全Partに共通する技術要件を記述する。

(1) 用語

製品が、所定の条件下で所定の期間中、所定の機能を果たす確率を「信頼度（Reliability）」、製品が所定の機能を失うことで、機器の特性がしきい値に達することを「故障（Failure）」、および機器の漏れ量や切換圧力などの特性の劣化を判定するための臨界値を「しきい値（Threshold level）」という。

(2) 試験

圧力：630±30kPa、温度：23±10℃、空気の質：ろ過度5μm、圧露点+7℃、無給油の一般試験条件において、各機器に規定された試験回路と周波数により、繰り返し作動試験を行う。標本（Sample）の大きさは7台以上とし、その70%以上の台数が故障するまで、途中で修理を行わずに、試験を継続する。

(3) 初回故障の判定

漏れ量や作動圧力などの測定値は、非常に変動が大きい。そこで、日本提案に基づく3点移動平均によって平滑化した値が、しきい値を初めて超えるサイクル数で故障と判定する。

(4) 解析

故障サイクル数と故障確率を求め、メディアンランク回帰法（Median Rank Regression: MRR）あるいは最尤推定法（Maximum Likelihood Estimation:

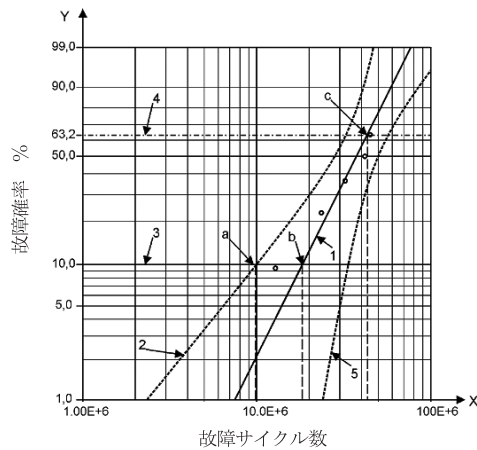


図1 ワイブル確率紙

MLE)を用いるワイブル解析により、最適回帰線を求める。

図1はワイブル確率紙を示す。MLEによる回帰線1は、傾きが分布の「形状母数 β 」，故障確率が63.2%に達するcが「尺度母数（特性寿命） η 」である。これより、母集団の故障確率が10%に到達する「 B_{10} 寿命」bおよびフィッシャーのマトリクス法による「95%信頼限界（ B_{10} ） $_{95\%}$ 」aを算出する。

(5) 漏れ量のしきい値

内部漏れと外部漏れの総漏れ量のしきい値 q は、供給絶対圧力 p ，機器の呼びサイズ D およびしきい値クラス m とする日本提案に基づく基準式： $q = 10^m pD$ を用いて設定する。 D は、バルブ系は音速コンダクタンス C の平方根に比例する呼び径，シリンダはボア径とする。図2に、バルブ系の C に対する漏れ量のしきい値を示す。

(6) 試験結果例

日本で実施した方向制御弁とシリンダの試験結果例を、附属書に掲載している。図3は、メタルシール式5ポート電磁弁について、最後の1台が 468×10^6 サイクルで作動停止に至るまでの特性値変化を示す。漏れ量は初期に急上昇の後、緩慢な変化をたどり、切換圧力は漸増して全サンプルがしきい値を超過した。24時間休止後の切換圧力の B_{10} 寿命は、 30.5×10^6 サイクルであった。

(7) 計算方法の詳細

中途打ち切りを含む打ち切りデータの計算方法，指定の信頼度に対する寿命の実証試験，異常値の取扱い，およびJISではワイブル解析のための数学的補遺などを、附属書に掲載している。

4. Part 2：方向制御弁

Part 2は、電磁弁などの方向制御弁について、試験回路，試験方法，測定項目およびしきい値を規

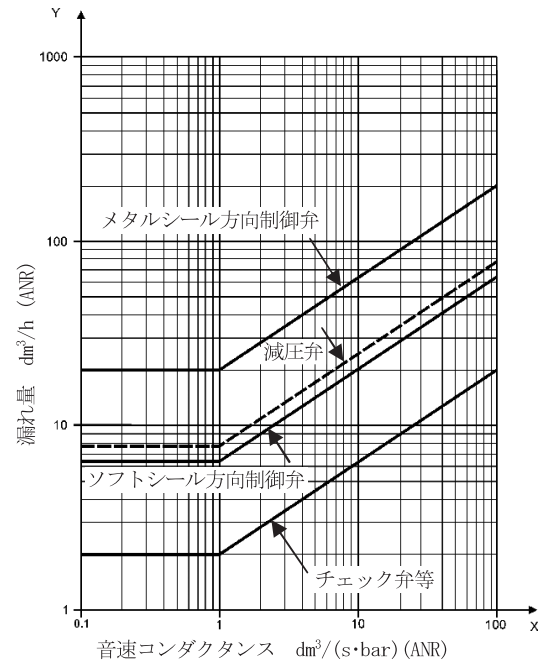


図2 バルブ系の漏れ量しきい値

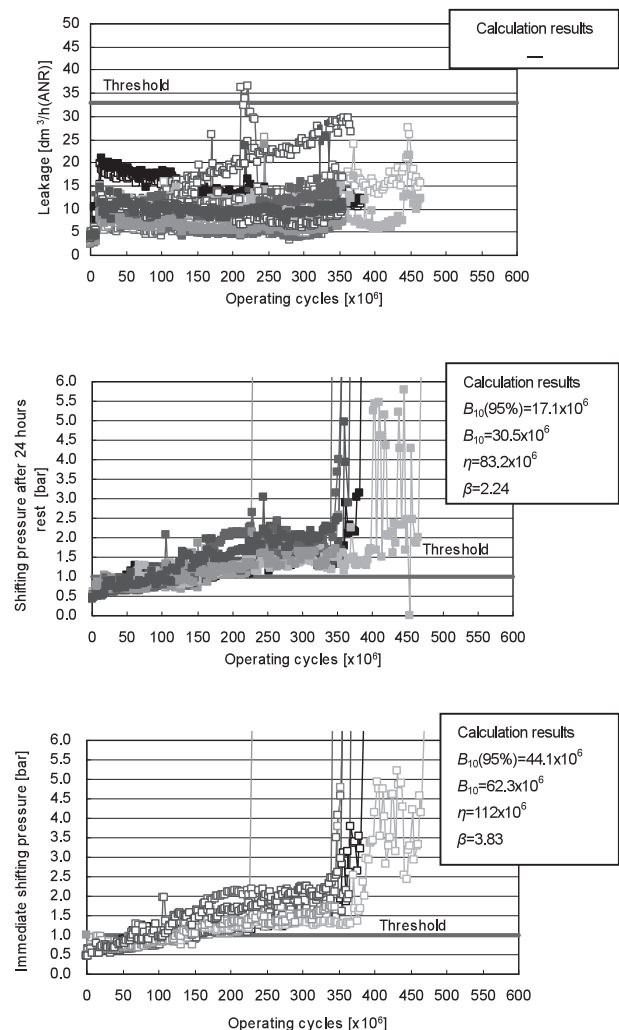


図3 電磁弁の故障プロセス

定する。作動ポートに所定容積を接続して、供給空気の充填・放出を繰り返す。容積は、供試機器の音速コンダクタンスにほぼ比例し、Part 4：減圧弁およびPart 5：チェック弁などにも共通する値が、Part 1に規定されている。機能故障、漏れ量、切換圧力および24時間休止後の切換圧力を、定期的（たとえば週1回）に測定する。漏れ量のしきい値は、図2に示したように、ソフトシールとメタルシールの2クラスを規定し、切換圧力のしきい値は、製品仕様の最低作動圧力とする。

5. Part 3：ピストンロッド付シリンダ

シリンダを水平に取付け、複動シリンダは所定質量の横荷重を負荷し、単動シリンダは横荷重なしで、繰り返し往復作動させる。ストローク時間、漏れ量および最低作動圧力を測定する。

平均ピストン速度が500mm/s $\pm$ 50%になるようにストローク時間を設定し、ストローク端に40%のクッションおよび休止の時間（クッション無シリンダは20%の休止時間）を設ける半サイクルとする。サイクル時間内にストローク端に未到達を故障とみなす。漏れ量のしきい値は、Part 1によるボア径比例値とし、最低作動圧力のしきい値は、表1に示すボア径対応値とする。これらは、いずれも日本提案に基づく改正値である。

表1 シリンダの最低作動圧力しきい値

Cylinder bore size mm	Minimum working pressure kPa (bar)
8	300 (3,0)
10	260 (2,6)
12	
16	
20	200 (2,0)
25	
32	
40	160 (1,6)
50	
63	
80	130 (1,3)
100	
125	
160	100 (1,0)
200	
250	
320	80 (0,8)
	50 (0,5)

NOTE Values are valid for both directions of stroke.

図4は、ボア径50mm、ストローク160mmのClass 3シリンダについて、最後の1台が100 $\times$ 10⁶サイクルで作動停止に至るまでの特性値変化を示す。ストローク時間はまったく変わらず、最低作動圧力は往復ともに緩慢な変化であった。しきい値が18dm³/h (ANR) の漏れ量は、全サンプルがしきい値を超過し、 B_{10} が7.74 $\times$ 10⁶サイクル、 η が43.2 $\times$ 10⁶サイクルであった。

6. Part 4：減圧弁

図5に示す回路において、減圧弁5の下流容積6に設定圧力の空気を充填し、放出するサイクルを繰り返す。これは、JISをベースとする日本提案に基づくもので、弁が、必ず全閉と全開を繰り返すので、一定の作動条件が得られる特徴がある。漏れ量のしきい値は図2により、設定圧力のしきい値は初期値からの変化が $\pm 7\%$ または ± 10 kPaとする。

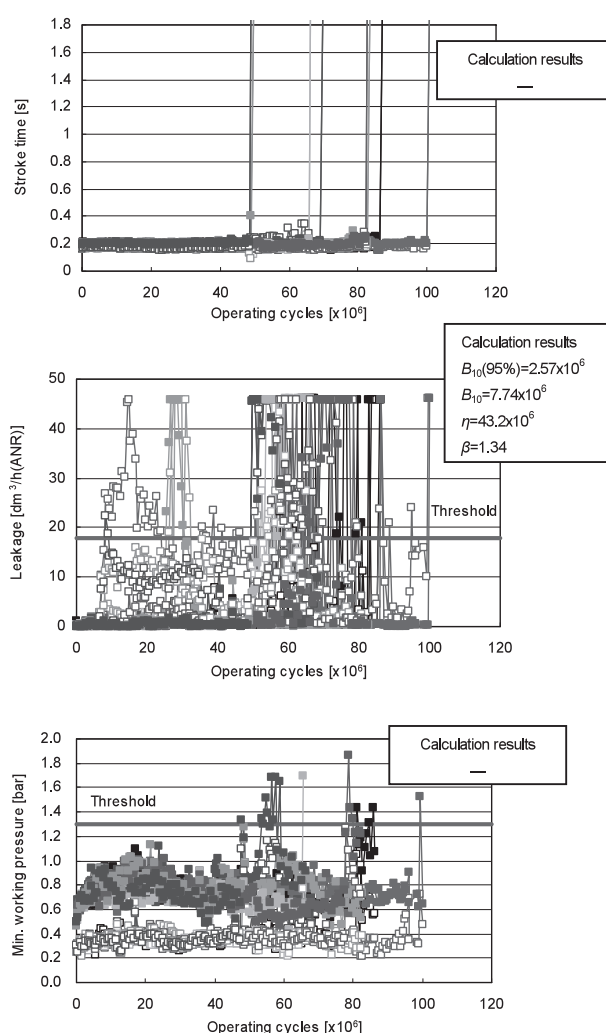


図4 シリンダの故障プロセス

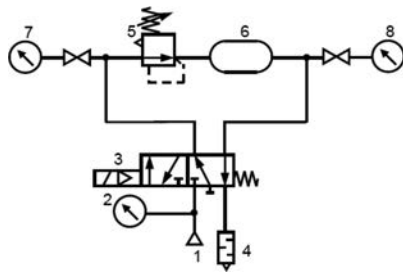


図5 減圧弁の試験回路

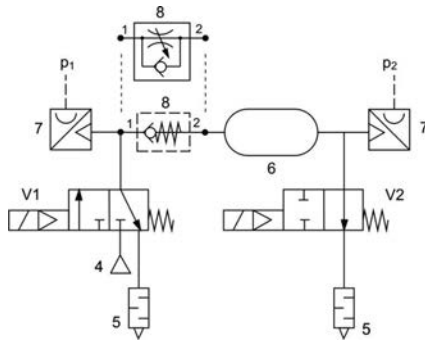


図6 チェック弁および速度制御弁の試験回路

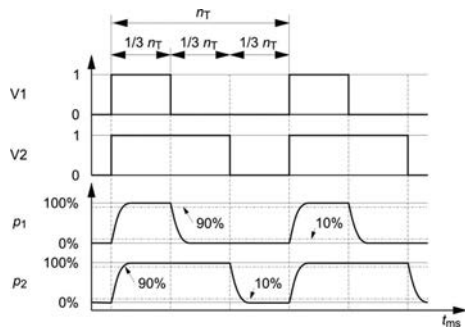


図7 チェック弁および速度制御弁の作動シーケンス

7. Part 5：チェック弁など

新たに追加されるPart 5は、チェック弁、速度制御弁、パイロット式チェック弁、急速排気弁、シャトル弁およびAND弁を対象とする。JISをベースとする日本提案に基づくチェック弁および速度制御弁の回路を図6に、作動シーケンスを図7に示す。漏れ量のしきい値は図2により、切換圧力のしきい値は製品仕様の最低作動圧力とする。

8. 加速寿命試験

試験期間を大幅に短縮可能にするものとして、加速寿命試験が韓国(機械技術院信頼性試験センター)から提案された。図8に示すように、加速寿命試験は、製品の寿命がストレス(温度、圧力など)に依存する性質を利用し、高ストレスにおける短時間の

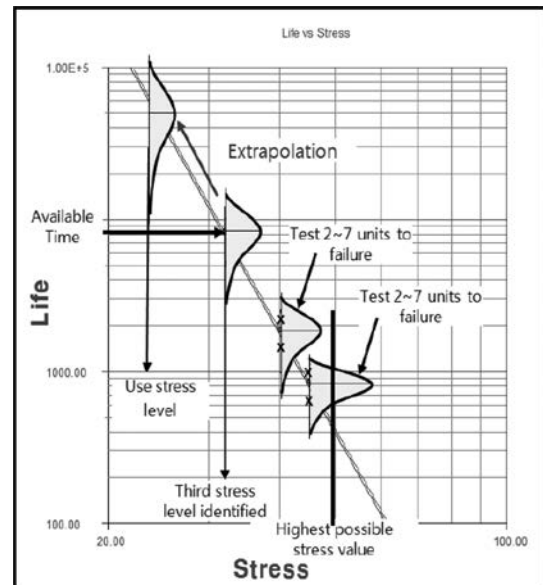


図8 加速寿命試験の原理

試験結果を用いて、通常条件における寿命を推定する試験方法である。空気圧機器については、有効性の検証試験が不足している現状なので、規格化審議は保留にされている。

9. おわりに

ISO規格は、企業間の健全な国際競争をはかり、顧客満足度を高めるためのグローバルスタンダードであるべきである。しかし、審議段階では、国・企業の利益を背景とする排除の論理が濃厚に現れ、勝つか負けるかの状況があらわになる。歴史的に、参加国数すなわち投票権数の過半を占める欧州の意向が通りやすい。本報は、証拠データにものを言わせる論理的アプローチを武器に、欧州勢の協調をとりつけ、日本が主導的な役割を果たした空気圧機器の信頼性試験規格について概説した。

参考文献

- 1) ISO/PWI 19973-1 : Pneumatic fluid power – Assessment of component reliability by testing – Part 1 : General procedures
- 2) ISO/PWI 19973-2 : –Part 2 : Directional control valves
- 3) ISO/PWI 19973-3 : –Part 3 : Cylinders with piston rod
- 4) ISO/DIS 19973-4 : –Part 4 : Pressure regulators
- 5) ISO/DIS 19973-5 : –Part 5 : Non-return valves, shuttle valves, dual pressure valves, one-way adjustable flow control valves, quick-exhaust valves

(原稿受付：2012年12月5日)

トピックス

アメリカ駐在日記

著者紹介



たむら かずや
田村 和也

SMC株式会社

〒101-0021 東京都千代田区外神田 4-14-1
秋葉原UDX15F

E-mail: Tamura.kazuya@smcjp.co.jp

1989年東海大学工学部動力機械工学科修了、同年SMC株式会社に入社、空気圧機械部品などの研究開発に従事。2001年よりアメリカ・カリフォルニア州に駐在、2011年に帰国、日本電気学会会員。

1. はじめに

筆者は2001年3月からアメリカのカリフォルニア州に仕事で赴任することとなった。最初の4年を北カリフォルニアのSan Jose、その後6年を南カリフォルニアのIrvineに家内と娘と3人で過ごした。ここではそのアメリカ駐在生活で経験してきたことや感じたことなどを少しではあるが紹介させていただこうと思う。

2. アメリカ人

日本以外の国に行くと人間の多様性に気づかされるが、アメリカほど多様な人間が住んでいる国もほかにあるまい。日本にてテレビや映画などで見ることのできるアメリカ人はごく一部の人たちで、実際にはとてもいろいろな人たちが住んでいる。アメリカ人はどういう人？と聞かれても、あまりに多くの人がいて説明に困ってしまう。結局のところアメリカ人とはこうである、という一般論は成り立たないのではないかなと思う。

本来、歴史的に見れば、アメリカ人といえる人たちはネイティブアメリカンの人たちしかいない。しかし、現在の文化はメイフラワー号の時代から彼の地に移住してきた多くの人たちが作ってきたものである。ヨーロッパ大陸から移民が始まってせいぜい500年で世界一の大国になったのは、この多様性とまったく関係がないわけではあるまい。

アメリカは現在でも多くの移民を迎えている。筆者は最初の4年をシリコンバレーに駐在したがIT

バブルの時代には国策でインドや中国など他の国から多くのIT技術者が移住してきた。また、多くの学校には世界中の優秀な頭脳が集まってきて研究を進めている。アメリカは積極的に移民を国益に活用しているのである。

また、アメリカで働く人は仕事を良く替えることがある。もし個人の能力が現在の仕事では十分発揮できないのであれば、別の仕事に就くことでより社会の発展に貢献できるようになることもあるであろう。能力を生かすことのできる仕事にめぐり合えた人は長くその仕事に就くことも少なくない。

フレキシブルな社会が変化に対する適応性を高め、発展を加速させているのではないだろうか。

3. 子育て、教育

子供がいる駐在員家庭において、子供の教育は大きな問題のひとつであろう。

筆者の娘も駐在中に幼稚園・小学校にて教育を受けた。平日は現地校に通学し、週末土曜日には日本人学校に通学していた。駐在していたカリフォルニアは日本人の多い地域であり、日本人学校も近所にあり、また学習塾もあったため、駐在員家庭としては比較的恵まれた環境にあったと思う。

父母が英語で苦労することが多いため、駐在員の中には家庭でも英語で話していたご家庭もあったようであるが、筆者の家庭では子供には英語で会話することを禁じていた。それでも、現地校で先生や友人と過ごして英語にさらされる時間は日本語で会話している時間よりも長いため、小さいころからアメリカに住んでいる子供は日本語よりも英語での思考が強くなってしまう。

人から聞いた話で恐縮であるが、アメリカにいる日本人の子供はみな勝手にバイリンガルになるものではなく、そのように教育していかないといけないものだ。娘の通っていた日本人学校で聞いた。子供の成長過程において、まずはどちらかの言語を軸にすることが人格形成の上で重要であり、そして個人の持つ能力を日本語と英語に振り分けて、両方のバランスをうまくとりながら成長を助けていかなければ

ればならないのだそうだ。

そんな難しいことを心配しなくても、海外駐在は成長の環境を与えてくれるものだし、親が心配しなくても子供は環境に適応するもののである。

一方、学校にもよるがボランティア活動などへの参加の要請が頻繁にあったり、子供の宿題の面倒をみたり（親の関与は折込積みのようなものである）、親は子供が小学生の間は忙しい。またカリフォルニアの場合、14歳まで一人で家に放置してはならず子供だけの留守番は違法であったりして、子供が小さいうちは親の関与が大きいように感じた。一方で、大学生になるときにほとんどの子供は自分の将来を決定し、家を出て経済的にも独り立ちをして親離れをするケースが多い。もっとも、昨今高等教育費用の高騰により借金を抱えて卒業する人が増加していることは社会問題になっているようであるが。

4. 医 療

駐在員にとっては健康も心配のひとつである。引っ越したらすべきことのひとつにホームドクターを探すことがある。

アメリカにももちろん外科や皮膚科など専門医は存在する。しかし、まずははじめにホームドクターに相談して判断してもらうのが一般的である。風邪など一般的な病気はホームドクターで対応してもらい、薬を処方してもらうなどが可能である。もしホームドクターで判断のつかない場合は、分析医を紹介してもらいそこでの分析結果から治療方針を決定、必要に応じて専門医を紹介してもらう。

筆者の家内もアメリカ駐在時に盲腸を患った。おなか痛いというのでホームドクターに連れて行ったところ、ただちに盲腸と診断してもらい、近くの緊急病院で処置してもらえるよう手配してもらったことがある。ホームドクターを訪問して手術が完了するまでおおよそ半日、本当にありがたかった。ちなみに、緊急病院では手術の方法やリスクなどの説明が行われたが、医療用語は普段聞きなれない言葉ばかりだし気持ちは焦るしで、何をいわれたのかからきし頭に入らなかったことを良く覚えている。

アメリカは医療先進国である。しかし、それは高い医療費に基づいたものであるように思われる。家内の盲腸も日本円にして総額300万円以上の医療費がかかった。しかしそのほとんどは健康保険でカバーしてもらうことができた。一方で、保険がなくて高いレベルの医療処置を受けることができなかったり、病気や怪我で破産してしまう人があるという話を聞くことがある。

筆者は会社からの手厚い支援で心配することなく

業務に集中することができたが、アメリカによらずどの国に駐在するにしても駐在員とご家族には健康に十分注意して欲しいと思う。

5. 車 社 会

アメリカは車社会である。全米ほとんどの場所で車は生活に必須なのではないだろうか。

運転免許の取得はとてもやさしい。筆者の住んでいたカリフォルニアでは、選択式筆記試験と15～20分程度の路上実技試験があるのみである。近所のDMV（Department of Motor Vehicles）を探して試験の予約さえできれば、あとはDMVの指示通り順番にこなせばよい。ちなみに、カリフォルニアの筆記試験には「上り坂の2方向道路で駐車する場合、前輪はどうするか？」という設問がある。サンフランシスコの急坂を意識したのだろうか？ちなみに正解は「左に回し、ふち石につくまで後退する」である。

路上試験は運に左右されることがある。受験中に乱暴な運転をする車や緊急車両が出てきたり、路上に飛び出す人が居たりして再試験をいい渡された人たちの話を聞いた。

合格してもなかなか送られてこない。とりあえず紙切れ一枚の仮免許でしばらく運転することになるが、ひどいときには交付されるまでに半年もかかった、などという話もある。

さて、免許を取得したら車を入手する。車の入手も簡単である。日本では、新車は受注生産が基本であるが、アメリカではディーラーが車を仕入れて店頭販売をするのである。そのため、店頭で「これください！」と車を購入し、いきなり乗って帰ることも可能なのである。値引き交渉は日本と同じ。

車の運転も日本と比べて簡単である。車間距離が広くてみな運転マナーが良い。道も広く、歩行者もいないため安心して運転できる。特にフリーウェイの運転は楽である。しかし、ひとつ気をつけなければならないものがある。それは、「Car pool lane」とか「HOV Lane」とかいわれるものである。これは複数の人数が乗っていないと走ることのできない車線のことであり、渋滞緩和策としてとても有効な手段だと思う。一人でここを運転して警察に捕まると多額の罰金を請求されるので、アメリカで運転する機会のある人は覚えていて欲しい。

6. 国立公園・州立公園

アメリカは広大な国である。この広い国土にはほかに類を見ないたくさんの自然がある。これらの自然保護のために多くの国立公園・国定公園がある。

筆者のいた西海岸は特に多くの公園があり、これを訪問するのは筆者の趣味であった。筆者の気に入った国立公園をいくつか紹介させていただきたい。

6.1 ヨセミテ国立公園

カリフォルニア州にある国立公園。ヨセミバレーを中心とした多くの自然を有する国立公園。サンフランシスコやロサンゼルスなどカリフォルニアの大都市圏から車で気軽に訪問することができる公園である。ヨセミテに行くのであれば春がお勧め。雪解け水によって滝の水量が増水してきれいに見えるからである。秋に行くといくつかの滝は水が干涸びてしまっている。

6.2 グランドサークル

おそらくアメリカで一番有名な国立公園であろうグランドキャニオンをはじめとする多くの国立公園などが集まっている、ユタ州・アリゾナ州・コロラド州・ニューメキシコ州をまたがる地域のこと。昔の西部劇などで見た景色はこのエリアで多く見るこ

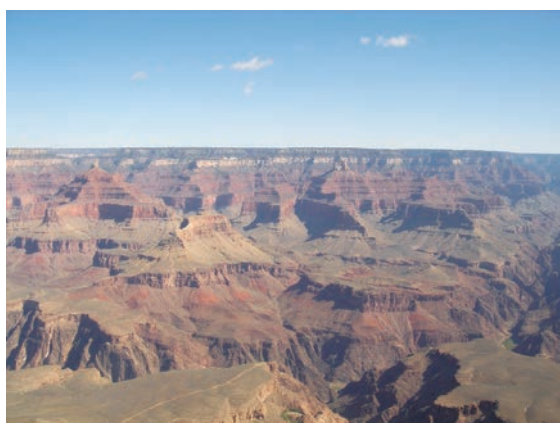


図1 グランドキャニオン ヤバパイポイント



図2 アラスカ ハバード氷河

とができる。

グランドサークルでは自分で車を運転して各地を回るしかしかない。しかも、まとまっているとはいえないものの、主要な公園だけ回ろうと思っても最低1週間は欲しいとことである（図1）。

6.3 イエローストーン国立公園

イエローストーンは蒸気を吹き上げる間欠泉で有名な国立公園であるが、そのほかにも多くの自然が保護されている。今でもバッファローや熊やエルクやその他多くの動物を間近に観察することができる。夏だけでなく、雪に囲まれる冬に訪れる人もいそうである。隣接するグランドティートン国立公園もすばらしい。

6.4 アラスカ

アラスカはアメリカの最後のフロンティアとも呼ばれるほど手付かずの自然が残っている。国立公園として保護されている自然を大した苦勞もせず楽しめるのは本当にアメリカならではである。特に船に乗って海から眺める氷河は圧巻である（図2）。

7. おわりに

日本は海外諸国との付き合いなしでは成り立たない。日本人は海外にもっと出て行き、海外の人たちのことを理解すべきである。確かに言葉の壁はあるが、外国人から見ればほとんどの日本人は十分に英語ができる。よく日本人がアメリカ人に“Sorry, I can't speak English.”といったりするが、アメリカ人にすれば、“Sorry, I can't speak Japanese.”であり、“日本語ができなくてごめんなさい。”ではないのである。英語は第2外国語としてとても多くの国の人が教育を受けている言語であり、日本人はもっと自信をもって海外の人と対話を試みるべきである。決して一般論に流され想像だけで判断することなく、自分で納得がゆくまで相手と判り合う努力をすれば、必ず最良の結論を見出すことができるのである。

余計なこともたくさん書いたが、少しでもこれからアメリカを訪れる方たちのお役に立てれば幸いである。

最後に、アメリカでの駐在を支えてくれた多くの方々や会社に感謝の気持ちを表したい。また10年も一緒にがんばってくれた家族にも感謝している。

（原稿受付：2012年12月4日）

研究室紹介

岡山大学大学院自然科学研究科知能機械制御学研究室

著者紹介

のり つぐ とし ろう
則次俊郎岡山大学大学院自然科学研究科
〒700-8530 岡山市北区津島中3-1-1
E-mail: toshi@sys.okayama-u.ac.jp

1974年岡山大学大学院工学研究科修士課程修了、津山工業高等専門学校を経て、1986年岡山大学工学部助教授、1991年同教授、2005年同大学院自然科学研究科教授、現在に至る。日本JFPSなどの会員、日本機械学会、日本ロボット学会、計測自動制御学会のフェロー、工学博士。

1. はじめに

本研究室は、工学部機械系学科と大学院における制御工学とロボット工学関連の教育を担当するとともに、各種機械システムの制御と応用に関する研究を実施している。特に、長年にわたり空気圧を中心とした研究を進め、空気圧サーボ系の高機能化制御と応用、空気圧ゴム人工筋の開発と人間支援ロボットへの応用などの研究を実施している。

現在の研究室スタッフは、則次俊郎教授、高岩昌弘准教授、佐々木大輔助教、田原吉則技術専門職員、青木弘道研究員であり、それぞれの役割分担を遂行することにより研究室を運営している。

本稿では、研究室の主な活動を述べた後、現在の研究室の主な研究課題を紹介する。

2. 研究室の概要

2.1 学会および研究会活動

本研究室では、第24回日本ロボット学会学術講演会（2006年）および日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会（Robomec2011）などの岡山での開催をお世話した。また、岡山地域の産学官連携組織により、おかやまロボット研究会（会長 和田 力岡山大学名誉教授、幹事 則次俊郎）とおかやま生体信号研究会（会長 則次俊郎、幹事 高岩昌弘ほか）を主宰している。このような地域の研究会活動を通して空気圧技術の啓蒙や実用化の促進を

図っている。

2.2 研究概要

現在の主な研究課題は次のようである。

a) 空気圧ゴム人工筋を用いた人間支援ロボット

身体装着型パワーアシスト装置の実用化を目指して、剛体のフレームに人工筋を取り付けた外骨格型装置と外骨格を用いない軽量・柔軟な衣服状装置（パワーアシストウェアと呼んでいる）を開発している。

外骨格型装置は、図1に示すように、剛体のフレームに図2に示すマッキベン型空気圧ゴム人工筋を取り付けたものであり、比較的大きな支援力を必要とする立ち上がり動作や腰部伸展動作などの支援を目的として開発している。3章で述べる歩行訓練装置は、その応用事例の一つである。

パワーアシストウェアは、本研究室独自の方式であり、剛体のフレームを用いず、ゴムや布などの柔軟な素材のみで衣服状パワーアシスト装置の実現を目指すものである。大きな支援力の発生は困難であるが、装着性に優れるため長時間や常時着用が可能であり、日常生活の支援などへの応用が期待される。パワーアシストウェアは、空気圧ゴム人工筋ならではの可能な方式である。4章で述べるパワーアシストグローブは、その開発事例の一つである。

b) 空気圧パラレルリンクロボットのリハビリ応用

空気圧シリンダを用いた6組の空気圧サーボ系を並列に設置してスチュワート型パラレルリンクロ



図1 外骨格型下肢動作支援装置

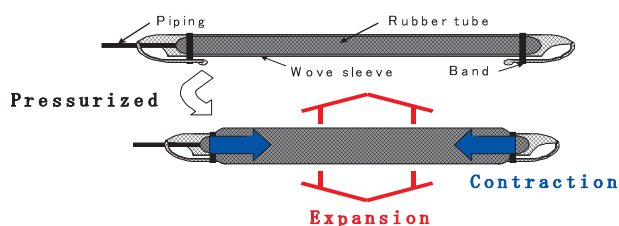


図2 マッキベン型空気圧ゴム人工筋

ボットを構成したものである。この種のロボットは、油圧サーボによる航空機コックピットの乗員訓練装置などに古くから利用されているが、近年、中型の電動平行リンクロボットが、高速の組み立て作業や箱詰め作業に使用されている。

本研究室では、図3に示すような空気圧平行リンクロボットの手首リハビリテーションへの応用研究を実施している。筆者が、昭和50年代中期に空気圧シリンダの位置決め制御の研究を始めたころと比較すると、6組の空気圧シリンダの連続的な協調制御が可能になったことは隔世の感がある。その要因は、低摩擦シリンダや速応性に優れた電空比例制御弁の使用、また、外乱オブザーバを用いた制御法の導入などにある。

本装置の多自由度運動機能は手首などの多自由度関節部のリハビリテーションに有効であり、また、空気の圧縮性による柔軟性は、リハビリテーションで要求される微妙な力調整に有利であり、各種訓練装置としての実用化が期待される。



図3 空気圧平行リンクロボット

c) 空気圧源の小型化

身体装着型パワーアシスト装置の実用化にあたり、その用途によっては、ウェアラブルな空気圧源が必要である。本研究室においても、従前より小型コンプレッサの開発に取り組み、いくつかのプロトタイプを試作しているが、現時点では、本研究室で開発しているパワーアシスト装置を駆動できるウェアラブルなコンプレッサの実現には至っていない。

最近、一つの方法として、コンプレッサと制御弁の間に弾性素材によるタンクを挿入する方法を提案している。コンプレッサから供給される圧縮エネルギー

ギーをタンク内の圧力エネルギーとタンク素材の弾性エネルギーとして蓄積するものであり、タンクから一定エネルギー放出時のタンク内圧力の低下量が固定容積タンクの場合に比べて小さい。これにより、タンク内の初期充填圧力を低くでき、コンプレッサの吐出圧力を低く抑えることができる。

このように、コンプレッサ自体ならびに使用サイドの両面から小型化の努力が必要であり、今後の研究に期待する。

3. リハビリ支援装置の医工連携研究

本研究は、2.2 a) で述べた外骨格型装置のリハビリテーション装置としての実用化を目指したものであり、岡山大学病院総合リハビリテーション部および地域の企業2社と共同開発を進めている。装置は中型コンプレッサ、電空比例制御弁、空気圧ゴム人工筋により駆動される支援装置およびコントローラから構成される。アクチュエータとして空気圧ゴム人工筋を用いることにより、小型・軽量・柔軟で装着感に優れたリハビリテーション支援装置を実現している。支援装置への操作指令として、スイッチやタッチパネルの他に音声入力も備えている。

図4および図5に病院で実証試験中の2種類の支援装置を示す。図4の歩行支援装置は、立ち上り、歩行、座り込みの一連の動作を支援できる。基本的な構造は図1と同様であり、図2に示すマッキベン型ゴム人工筋を使用している。装置の足裏にタッチセンサを取り付け、歩行タイミングに合わせてゴム人工筋への空気の給排を制御している。

図5は、手指の曲げ伸ばしを支援するグローブ型の訓練装置である。曲げ動作は図6に示すような湾曲型空気圧ゴム人工筋を指背側に取り付けたものである。指の伸展動作にはマッキベン型ゴム人工筋を使用している。湾曲型ゴム人工筋は、本研究室で独自に開発したものであり、ベローズ状の繊維チューブにゴムチューブを内挿したものである。ゴムチューブに圧縮空気を供給すると軸方向に伸長するが、非伸長素材により片側の伸長を抑制することにより、図のような湾曲動作が得られる。ゴムチューブへの供給圧力により湾曲角度を制御できる。図5の装置は、装着者自身の音声入力により、指の曲げ伸ばし動作ができるようになっている。

現在、両装置とも岡山大学病院において患者さんに装着していただき、支援力、支援タイミング、装着方法などの検討を進め、技術的には十分な実用レベルに達している。ちなみに、この種の用途においては、空圧源を身体に装着する必要がなく、2.2 c) で述べたような問題は生じない。

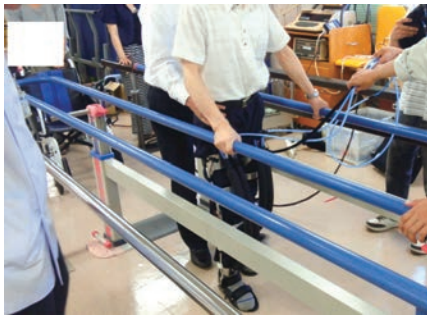


図4 病院における歩行訓練の実証試験



図5 グローブ型手指訓練装置



図6 湾曲型空気圧ゴム人工筋（加圧時）

4. パワーアシストウェアの開発

上述の骨格型装置と並行して、外骨格を有しない軽量・柔軟な衣服状パワーアシスト装置（パワーアシストウェア）の開発を進めている。

パワーアシストグローブは、その開発事例の一つである。図7は初期に試作したプロトタイプである。手袋の指背の部分に図6に示した湾曲型空気圧ゴム人工筋を取り付けることにより指の曲げ動作を支援する。ゴム人工筋に供給する空気圧力により曲げ角度や把持力を支援することができる。たとえば、親指と人差し指によるつまみ動作において、ゴム人工筋への加圧力が500kPaの場合に、4.5N程度のつまみ力を発生できることが確認されている。

続いて、指の屈曲・伸展の両動作の支援が可能なグローブの開発、筋電とニューラルネットワークを用いたグローブ制御法などの研究を進めている。

この種の装置は、ユーザに届けるための実用化

（商品化）の努力をする必要がある。本研究室では、このような観点から、産学連携を進めている。図8は、共同研究先の企業より2011年4月に発売したパワーアシストグローブである。商品として販売するためには、機能や性能に加えて外観デザインも重要である。図8には、そのような点も加味されている。また、エネルギー源にCO₂ボンベを使用し、システム一式をウェアラブルとしている。

現在、本グローブは各種展示会への出展や医療機関への紹介を通じてマーケティングを展開している。

その他、上肢や下肢、腰部などの動作支援を目的としたパワーアシストウェアを開発中である。

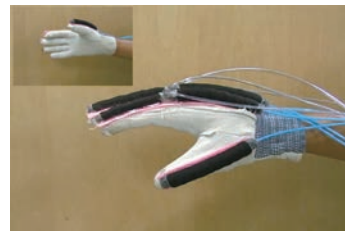


図7 パワーアシストグローブのプロトタイプ



図8 商品化されたパワーアシストグローブ

5. おわりに

外骨格を有しない衣服状のパワーアシストウェアはゴム人工筋ならではの形態であり、今後、着衣の下に着用できるインナーウェアなどへの発展が期待される。また、福祉や介護、医療への応用を考える場合には医工連携が不可欠であり、さらに研究成果の実用化のためには産学連携が効果的である。

個々の研究課題についての詳細は研究室のWebなどを参照いただければ幸いである。

（原稿受付：2012年10月8日）

企画行事

平成25年度企画行事紹介

著者紹介



おおうち ひでとし
大内 英俊

山梨大学大学院医学工学総合研究部
〒400-8511 山梨県甲府市武田 4-3-11
E-mail: ohuchi@yamanashi.ac.jp

1978年東京工業大学大学院博士課程修了。1979年東京工業大学精密工学研究所助手。1984年山梨大学工学部助教授。2004年同教授。油圧制御、空気圧制御、圧電アクチュエータに関する研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会などの会員。工学博士。



さくら い やす お
桜井 康雄

足利工業大学工学部
〒326-8558 栃木県足利市大前町268-1
E-mail: ysakurai@ashitech.ac.jp

1986年上智大学大学院博士前期課程修了。富士重工業(株)、上智大学助手等を経て2000年足利工業大学講師。2001年同大学助教授。2007年同大准教授。2009年同大教授。油空圧システムの動特性解析、ECFの研究に従事。日本フルードパワーシステム学会等の会員。博士(工学)。

1. はじめに

企画委員会は、委員長(大内英俊、山梨大学、学会理事)、副委員長(高崎邦彦、(株)TAIYO)、幹事(桜井康雄、足利工業大学、学会理事)を含め、学校側委員14名、企業側委員17名および学会事務局で構成されている。本委員会は、講演会およびセミナー等の学会の集会事業の企画立案および実施を担当する。

本稿では、未確定な部分もあるが、平成25年度実施予定の企画行事の内容を紹介する。

2. 平成25年度行事予定

2.1 春季フルードパワーシステム講演会

平成25年の春季講演会は、主査を内堀委員(宇部高専)、副査を竹村委員(慶応大学)としたワーキンググループで具体案を検討している。5月30日(木)、31日(金)に機械振興会館において開催することが確定している。なお、31日(金)の午

後は製品・技術紹介セッション(主査:山下委員、SMC(株))を行い、その後、本学会の総会を予定している。また、2から3セッション程度のオーガナイズドセッションも企画している。これらのオーガナイズドセッションは本学会で現在活動中の研究委員会にも企画をお願いする予定である。特別講演も実施する方向で準備を進めている。なお、特別講演は学会の公益性を考慮し、一般の方々にも公開する。例年同様、講演申込締切りは4月上旬、講演論文提出締切りは講演申込締切り日から10日から2週間後を予定している。これらの詳細は学会誌本号の会告あるいは本学会のホームページを参照されたい。

2.2 春季講演会併設セミナー

本セミナーは春季講演会の前日である29日(水)に機械振興会館を会場として開催することが確定している。学会の企画事業を担当する企画委員会と学会誌の作成を担当する編集委員会との合同企画である。例年、学会誌3月号をテキストとしてセミナーを実施している。先に学会誌で同じテーマの特集を組み、そこに解説記事を執筆された方々の中から数名の方を講師にお招きし、この学会誌をテキストとして、ご講演いただき、解説記事の内容を深く理解する機会を設けている。

平成25年の本セミナーは、編集委員会が主導で特集号を作成し、セミナーの実施のみを企画委員会が担当する。企画委員会ではセミナー実施にあたり主査を和田委員(CKD(株))としたワーキンググループにより準備を進めているところである。平成25年3月号(Vol.44 No. 2)の特集号のテーマは「自動車技術とフルードパワー」であり、現在、4件の講演を予定している。

2.3 秋季フルードパワーシステム講演会

平成25年の秋季講演会は、11月7日(木)、8日(金)に神戸での開催を予定している。主査を竹村委員(慶応大学)、副査を内堀委員(宇部高専)、ワーキンググループメンバーを曾谷委員(川崎重工業(株))としたワーキンググループで、開催準備を進めている。本講演会についてのアナウンスは学会誌7月号の会告から開始する予定である。

2.4 オータムセミナー

平成25年度のオータムセミナーは風戸委員（（公財）鉄道総合技術研究所）を主査としたワーキンググループで準備を進めている。開催時期は10月中旬、テーマは鉄道関係を中心とし、鉄道総研の見学と講演をセットで行うことも視野に入れ実施案を策定中である。本セミナーについては学会誌7月号の会告から案内を開始する予定である。

2.5 ウィンターセミナー

平成25年度のウィンターセミナーは平成26年2月末から3月上旬の間に実施を予定している。主査を林委員（（株）IHI）としたワーキンググループで実施する予定である。なお、内容は油圧関連で行う予定である。本セミナーについては、学会誌11月号の会告から案内を開始する予定である。

2.6 学会主催公益事業

フルードパワー技術は様々な産業分野の機器に利用されており、世の中において必要不可欠な基幹となる技術である。この技術は縁の下力持ちとしての存在が強いため、日常生活を送っている方々の目にとまることが少ないのが現状である。このような技術を多くの方々に認識してもらうこと、すなわち、フルードパワー技術に関する啓発活動を行うことは、本学会の重要な責務であり、将来的に本学会のさらなる発展につながっていくものと考えている。

そこで、平成20年度（2008年度）より、本学会では足利ユネスコ協会（栃木県足利市）の主催で毎年開催されている足利ユネスコ学校への後援（10万円の資金援助）を開始した。足利ユネスコ学校は小学3年生から6年生の児童を対象としている。平成24年度の足利ユネスコ学校は、8月6日（月）から10日（金）の間、足利工業大学を会場として57名の生徒の参加を得て実施された。本年度の本学会とフルードパワー技術の紹介は、開校式の直後、生徒57名、保護者約30名、関係者約20名に対して、動画を中心に行った。本後援事業は、参加募集対象、参加者が足利市の児童に限定されるものの、新聞記事（両毛新聞平成24年9月20日（木）版）で取り上げられ、本学会およびフルードパワーという言葉の啓発活動として、平成24年度も大きな成果をあげたものと考えている。なお、ユネスコ学校の一環

として行われる11月の絵画展にはコマツ（（株）小松製作所）殿、日立建機（（株）殿）からそれぞれ2台ずつ建機の模型を寄贈していただき、一般社団法人日本フルードパワーシステム学会会員企業・（株）小松製作所賞、日立建機（株）賞として授与した。

平成25年度の足利ユネスコ学校に対する本学会の後援については平成25年1月の理事会に諮る予定である。

2.7 特別教育講座

OHC-Sim特別研究委員会が主催する特別教育講座を企画委員会はサポートしてきた。平成24年度は8月28日（火）に「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—」と題した特別教育講座を東京電機大学東京千住キャンパスで実施した。この講座では、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あるいは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た。平成25年度も前年と同じテーマで8月末あるいは9月初旬に実施する方向で準備を進めている。本講座の案内は学会誌7月号で行う予定である。

3. おわりに

本稿では平成25年度に実施を予定している企画事業について紹介した。不確定な部分も多々あるが本稿を執筆した時期が平成24年11月下旬であったことをご容赦願いたい。各事業とも詳細が確定次第、学会ホームページ、学会誌会告で速やかにアナウンスするよう努めている。企画委員会では会員の方々に満足いただけるような企画事業を実施するよう努力しているが、出席者の確保に頭を痛めていることも事実である。これには会員の方々に企画情報を速やかに届けることも必要であり、事務局から講演会、セミナー等の情報を会員の皆様に電子メールで送っている。これに加え、会員の方々には学会HPに1ヶ月に1度はアクセスしていただき、新しい情報をご確認いただくようお願いし、本稿の結びとする。

（原稿受付：2012年12月5日）

企画行事

平成24年度オータムセミナー開催報告 「フルードパワー技術を活かす油圧作動油の最新動向」

著者紹介

ひょう どう のり かず
兵 藤 訓 一

東京計器株式会社
〒327-0816 栃木県佐野市栄町 1-1
E-mail : n-hyoudou@tokyo-keiki.co.jp

1993年株式会社トキメック（現 東京計器株式会社）入社 油圧機器・システムの設計に従事、日本フルードパワーシステム学会会員

1. はじめに

平成24年度オータムセミナー「フルードパワー技術を活かす油圧作動油の最新動向」が平成24年11月9日（金）にJX日鉱日石エネルギー株式会社中央技術研究所において開催された。本稿では、本セミナーの趣旨および当日行われた3件の講演内容の概要について報告する。

2. 開催趣旨

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る。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る。

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、非常に重要である。

そこで本セミナーでは、「フルードパワー技術を活かす油圧作動油の最新動向」というテーマで企画し3名の講師に鉱油系作動油、含水系作動油、合成系作動油といった作動油の最新動向について講演をいただいた。

また、本セミナーは、JX日鉱日石エネルギー株式会社中央技術研究所にて関連施設の見学会も行った。

3. 講演の概要

3.1 水グリコール系作動油の特徴と最新の開発動向

はじめに、株式会社MORESCOの兼松直弘氏より「水グリコール系作動油の特徴と最近の開発動向」と題する講演をいただいた。

油圧作動油の役割、要求される性能、油圧作動油の分類などの説明から始まり、水グリコール系作動油の成分構成と特徴、そして使用されている市場や使用例を説明いただいた。高圧噴霧試験では各種作動油の着火・燃焼状態を動画で説明いただき、水グリコール系作動油は火源があっても炎を出さないという、水の特性を活かした難燃性について解説いただいた。

続いて、水グリコール系作動油を使用した場合の注意事項について、機器選定、日常の注意点、廃水処理などについてわかりやすく解説いただいた。

最後に最近の開発事例としてダイカストマシン向けという具体的な事例について紹介いただいた（写真1）。



写真1 講演される兼松氏

3.2 環境対応型難燃性作動油

つぎに、日本クエーカーケミカル株式会社の武田健吾氏による講演「環境対応型難燃性作動油」では、作動油の分類をISO6743-4に基づき説明いただいた。

合成エステルと天然油脂（菜種油）の違いについては分子構造モデルを使ってその構造の違いを化学的にわかりやすく解説いただいた。

作動油の難燃性を数値化し定量的に評価する方法としてFactory Mutual Standard 6930やFM認証、そして作動油の生分解性の評価方法としてCEC法とOECD法について説明をいただいた。環境中に漏洩した潤滑油の生態系への影響を考慮すると完全分解性を評価するOECD法が重視されているとのこと。

最後に生分解性作動油を導入したメリットについて、実際に海外で発生した作動油漏洩事故事例を数件紹介いただいた。いずれの事故も環境対応型難燃性作動油を使用していたため大事には至らなかった様子であり、大変興味深い内容であった（写真2）。



写真2 講演される武田氏

3.3 省エネルギー型油圧作動油の最新動向

最後に、JX日鉱日石エネルギー株式会社の置塩直史氏より「省エネルギー型油圧作動油の最新動向」と題して講演をいただいた。

はじめに、工場を取り巻く省エネルギー対策および改正省エネ法の説明をいただいた。続いて油圧作動油（鉱物油）の変遷と省エネルギー型作動油の取り組みについて年代別に説明いただいた。

省エネルギー型作動油には、摩擦の低減、配管抵抗の低減、そして高粘度指数化による実機マシンのウォームアップ時間の短縮など、多くの効果があることを説明いただいた。また、Zn系作動油と比較してポンプ内部部品の温度上昇が低減できるなど興味深い効果を紹介いただいた。

実機の適用事例では、射出成型機、プレス機、工作機械、押出し機など多くの事例で電力削減効果があることを紹介いただいた（写真3）。



写真3 講演される置塩氏

4. おわりに

セミナー参加者は、油圧機器メーカ、装置メーカ、ユーザー、油圧作動油メーカ、学生など幅広い層に参加いただいた（写真4）。

セミナー参加者からのアンケート結果では、各作動油メーカの作動油の特徴、最新動向、環境・省エネに対する取り組みを知ることができ、有意義であったとの感想が多く寄せられた。また、午前中に実施した見学会も大変好評であった。

油圧作動油はフルードパワー技術を支える重要な要素であるため、本セミナ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に活かされれば幸いである。

最後に、本セミナーの企画・運営にあたり、貴重な講演をいただいた講師の方々、会場の提供をいただいたJX日鉱日石エネルギー株式会社様、並びにご協力いただいた関係各位に感謝の意を表し、報告を終える。

（原稿受付：2012年12月5日）



写真4 セミナー集合写真

会 告

〈理事会・委員会日程〉

2月8日	基盤強化委員会
2月20日	委員長会議
3月25日	編集委員会
3月26日	企画委員会
3月29日	理事会

〈第5回 理事会〉

1月25日 15:00～17:00 機械振興会館5S—1
(出席者19名)

- 1) 平成24年秋季講演会の開催状況について
- 2) 平成25年春季講演会の準備状況について
- 3) 平成24年度学会賞候補選考について
- 4) 次世代油圧動力伝達システムワークショップについて
- 5) 若手育成道場について
- 6) ジュニア員・学生会員募集チラシについて
- 7) 特別研究委員会延長申請について
- 8) 公益事業『足利ユネスコ学校』について
- 9) 学会の財務基盤の強化の進捗状況について
- 10) 評議員会開催について
- 11) 会員の推移と入退会者について
- 12) 各委員会からの報告
- 13) その他

〈委員会報告〉

第4回委員長会議

12月7日 15:00～17:00 機械振興会館B3—8
(出席者8名)

- 1) 平成24年秋季講演会の開催状況について
- 2) 平成24年春季講演会の準備状況について
- 3) 平成24年度フェロー認定者推薦について
- 4) 委員会の学会賞募集について
- 5) 学会の財務基盤の強化の進捗状況について
- 6) 各委員会の報告
- 7) その他

第4回基盤強化委員会

12月14日 15:00～17:00 機械振興会館B3—7
(出席者8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
- 3) フルードパワー・バーチャルミュージアム
- 4) その他

第4回編集委員会

1月28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20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) 執筆要綱、依頼フォーマットについて

第3回企画委員会

2月1日 15:00～17:00 機械振興会館6—62室

(出席者21名)

- 1) 平成24年度実施事業に関する報告・審議事項
 - ・秋季講演会終了報告について
 - ・ウインターセミナーについて
 - ・その他
- 2) 平成25年度実施の事業に関する報告・審議事項
 - ・春季講演会開催準備について
 - ・講演会併設セミナーについて
 - ・秋季講演会について
 - ・オータムセミナーに
 - ・オータムセミナーについて
 - ・その他
- 3) その他審議・確認事項
 - ・会誌3月号の掲載予定会告記事について
 - ・最優秀講演賞内規について
 - ・WGの構成について
 - ・その他

第3回情報システム委員会

1月8日 15:00～17:00

東京電機大学北千住キャンパス (出席者7名)

- 1) FPIC会議報告担当者について
- 2) 講演論文集の電子化について
- 3) 学会誌バックナンバーの学会ホームページ公開について
- 4) 情報システム委員会規程の改定案について
- 5) 国会図書館からのオンライン資料説明会について
- 6) 学生会員のデータ更新方法の確認について
- 7) HPのリニューアルの状況について
- 8) その他

会 告

平成25年春季講演会併設セミナー

「自動車技術とフルードパワー」

(編集・企画委員会合同企画)

開催日時：2013年5月29日(水) 13:00～16:30

開催場所：機械振興会館 本館 地下3階 研修1

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-8

開催趣旨：自動車において、フルードパワーは動力伝達系、懸架装置系、操舵性能、制動性能等に深く関わる基盤技術であり、今日の自動車技術の発展に大きく寄与しています。一方、従来フルードパワーが担っていた機能のいくつかは、電動化が大きく進展していることも事実であります。しかしながら、HV、PHV、EV等、新世代のエコカーにおいては、電動とフルードパワーの競合といった側面よりも、電気・電子技術とフルードパワー技術を融合することで、お互いの特徴をより引き出すとともに、地球環境問題を見据えた、新技術開発を進めることがますます重要となると考えられます。以上のような背景から、標記のテーマで自動車技術とフルードパワーに関する最新の研究、技術開発成果に関するセミナーを開催いたします。

なお、本セミナーは学会誌を担当する編集委員会と、講演会やセミナーの企画を担当する企画委員会の合同企画事業の第10回目です。先に学会誌(本号)で同じテーマで特集を組み、執筆された方々の中から講師を数名お招きし、

この学会誌をテキストとして、本セミナーにおいてご講演いただき、解説記事を深く理解する機会を設けるものです。

春季講演会との併設開催ですのでフルードパワーシステムの最新情報を得る絶好の機会であります。ぜひ春季講演会とセットでの参加登録をお勧めします。

受講料：

本誌掲載の会告「平成25年春季フルードパワーシステム講演会のお知らせ」の「7. 参加登録」をご参照ください。

テキスト：

学会誌44巻第2号(本号)の特集ページをテキストとして使用します。お持ちの方はご持参ください。

申込方法：

当学会のホームページ(<http://www.jfps.jp>)から行ってください。

お問い合わせ：

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

プログラム：

13:00～13:05 編集委員長挨拶 吉田和弘(東京工業大学)

13:05～13:50 「自動車用トルクコンバータ内の油圧解析技術」

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 山口健

13:50～14:35 「回生協調ブレーキ」

日立オートモティブシステムズ株式会社 上野健太郎

14:35～14:50 休憩

14:50～15:35 「New V6エンジン用VTEC with VCMシステムの紹介」

Honda R&D Americas, Inc 林泰宇

15:35～16:20 「商用車向けACサーボモータ駆動ポンプ制御電動油圧パワーステアリング」

横浜国立大学 佐藤恭一

16:20～16:25 企画委員長挨拶 大内英俊(山梨大学)

司会：和田重伸(CKD株式会社)

会 告

日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会 共催

平成25年春季フルードパワーシステム講演会のお知らせ

開催日：平成25年5月30日(木)，31日(金)

講演募集要項

平成25年春季フルードパワーシステム講演会を下記のとおり開催します。29日午後には編集委員会と企画委員会の合同企画による併設セミナー「自動車技術とフルードパワー」を予定しております。また、特別講演として明治大学の向殿政男教授による講演を、オーガナイズドセッションとして「フルードパワーシステム・要素機器のシミュレーションとモデリング」，「ヒューマンサポート・フルードパワー」を企画いたしました。その他に製品技術紹介・技術懇談会などを計画しております。

詳細は後日、学会ページに掲載いたしますので、ご確認くださいませようお願いいたします。皆様の積極的なご参加をお待ちしております。

1. 開催日時：平成25年5月30日(木)～31日(金)

9：00～17：00（予定）

2. 会場：機械振興会館 本館

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-8

(http://www.jspmi.or.jp/about/access.html)

なお、講演会場は午前8：30から使用可能です。また、受付は8：45から行います。

3. 講演会の種類：学術講演。基本的に講演内容はフルードパワーシステムの分野に関連するものに限りま。

4. 講演申込者の範囲：共催両学会の会員およびその会員を含むグループ。ただし、講演者は会員に限りま。

5. 講演申込要領：

- (1) 申込方法：講演申込者は、当学会のホームページ (http://www.jfps.jp) 上で講演申込を行ってください。詳細はホームページをご覧ください。

(注) 郵送、FAXでの申込は受けつけません。なお、また、講演申込後の講演タイトル等の変更はできませんのでお申し込み時に十分ご注意ください。また、ご講演日時のご指定はプログラムの編成作業上承ることができませんので、ご了承ください。

- (2) 講演申込締切日：平成25年4月3日(水)

- (3) 前刷原稿の書式：1題目につき3頁（図・表含む）。サンプルファイルを学会ホームページからダウンロードしてご使用ください。

- (4) 前刷原稿締切日：平成25年4月17日(水) 必着

締め切りを論文集作成に必要な最小日数で設定しました。締切日に未着の原稿は論文集に掲載できない場合がありますのでご注意ください。

- (5) 前刷原稿提出方法：PDF化した原稿ファイルを本ページ上からご提出ください。詳細はホームページをご覧ください。PDF化に際しましては図・写真の画質にご確認ください。なお、ファイルサイズは2MBまでです。

6. 講演会の形式：

- (1) 講演時間：1題目につき20分（講演15分，討論5分）を予定
- (2) 座長：会員中からあらかじめ見識ある方を人選します。
- (3) 講演論文集：申込講演の前刷原稿をオフセット印刷し，一冊に編集します。
- (4) 討論：講演発表時に，5分間討論の時間を設けてありますが，さらに講演会終了後1ヶ月間は会員より「書面による討論」を受け付けています。講演者はその討論に対して学会へ書面をもって回答することを原則とします。
- (5) 論文集への投稿：講演者は講演会終了後の討論締め切後，「日本フルードパワーシステム学会論文集」に投稿できます。

7. 参加登録：

- (1) 講演会の参加者は参加登録が必要です。また，講演会の講演者は前刷原稿締切日（平成25年4月17日(水)）までに事前登録が必要です。参加登録は，学会ホームページ (http://www.jfps.jp) 上で行ってください。詳細はホームページをご覧ください。
- (2) 登録料：登録料には各種講演の聴講料および講演論文集1冊の代金が含まれます。なお，参加登録者は，技術懇談会に参加することができます。

事前登録（平成25年5月15日(水) まで 厳守）の方は、次の表に示す割引料金となります。

	正会員 賛助会員企業の社員	名誉員・シニア員・ ジュニア員・学生会員	日本フルードパワー工業会会員企業の 社員、共催・協賛団体の会員（正会員）	一般
講演会	18,000円	10,000円	20,000円	23,000円
併設セミナー	14,000円	5,000円	16,000円	19,000円
講演会＋併設セミナー	30,000円	13,000円	34,000円	40,000円

※ただし講演者の方は上記7. (1)の通り、前刷原稿締切日（平成25年4月17日(水)）までに事前登録をお願いいたします。
講演会と併設セミナーを同時に事前登録されますと、併設セミナー分の登録料が2,000円割引となります。

平成25年5月16日(木) 以降（講演会当日を含む）のご登録の場合

	正会員 賛助会員企業の社員	名誉員 学生会員	日本フルードパワー工業会会員企業の 社員、共催・協賛団体の会員（正会員）	一般
講演会	20,000円	15,000円	22,000円	25,000円
併設セミナー	15,000円	7,000円	17,000円	20,000円

注1 シニア員、ジュニア員の割引料金は事前登録の場合のみ適用されます。事前登録締切り以降の場合は、正会員と同料金での受付となります。

注2 会員資格について不明な点は、事務局までお問い合わせください。

注3 同一の講演者が複数の講演を行う場合、2件目以降は、1講演につき7,000円が加算されます。

(3) 別売り講演論文集料金：登録料に含まれる1冊の講演論文集とは別に論文集を購入される場合、正会員・名誉員・賛助会員企業の社員6,000円、フルードパワー工業会会員企業社員、協賛・共催団体社員8,000円、一般10,000円で当日受付にて購入できます。また、学会ホームページ（<http://www.jfps.jp>）から講演論文集申込書をダウンロードしE-mailに添付して学会宛（info@jfps.jp）に送信する方法でも購入できま

す。ただし、発送は講演会終了後となります。

連絡先：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
E-mail info@jfps.jp
TEL 03-3433-8441
FAX 03-3433-8442

会 告

平成25年春季フルードパワーシステム講演会

オーガナイズドセッション講演募集のご案内

「フルードパワーシステム・要素機器のシミュレーションとモデリング」
「ヒューマンサポート・フルードパワー」

一般社団法人日本フルードパワーシステム学会 企画委員会

春季フルードパワーシステム講演会では、以下の2つのオーガナイズドセッション（OS）を企画いたしました。積極的なお申し込みをいただきましたら幸いです。

・「フルードパワーシステム・要素機器のシミュレーションとモデリング」

オーガナイザー：中田 毅（東京電機大学特任教授）
田中 和博（九州工業大学教授）
幸田 武久（京都大学准教授）
桜井 康雄（足利工業大学教授）

本OSは、「OHC-Sim特別研究委員会」と「機械系技術者と制御技術者のシステムモデリングの接合研究委員会」と合同で企画したOSです。油圧、水圧、空気圧システムおよびそれらのシステムに利用されている要素機器のシミュレーション事例あるいはモデリングのノウハウに関する事例、および、シミュレーションを実現するためのソフトウェアの現状についての研究発表を募集します。

・「ヒューマンサポート・フルードパワー」

オーガナイザー：高岩 昌弘（岡山大学）
赤木 徹也（岡山理科大学）

圧縮性に起因する低剛性特性が本質的な安全性として機能する空気圧機器や、システムの小型化により高出力/重量比特性のさらなる有用性が期待できる油圧・水圧機器な

どは、人間を支援するシステムとしても大きく期待されています。本OSでは、レスキューや医療・福祉ならびに生活支援など、ヒューマンサポートという観点からフルードパワーの可能性を探るべく基礎から応用に至る講演を広く募集いたします。

講演申込方法、講演原稿書式、申込および原稿の提出期限などは全て一般講演と同じですので講演募集要領をご参照ください（詳細は後日、掲載いたします）。なお、オーガナイズドセッションに講演を申し込まれる場合は、申込書の「その他」の欄に「フルードパワーシステム・要素機器のシミュレーションとモデリング」、「ヒューマンサポート・フルードパワー」と明記してください。なお、申込件数とプログラム編成の都合上、OSで申し込まれても一般講演に、または一般講演で申し込まれてもOSに振替させて頂く場合がございますので、あらかじめご了承ください。

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

会 告

触れて学べる！ 入門者向き実習講座

「油空圧技術」

空気圧システム制御の実務(M1303)

主 催：一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

協 力：独立行政法人高齢・障害・求職者雇用支援機構
大阪職業訓練支援センター
関西職業能力開発促進センター（ポリテクセン
ター関西）

募集要項

方 針：企業においてはじめて油空圧技術に携わる人材
を対象とした導入教育。座学で学んだ内容を実
習で体験し、興味と理解を深める教育をおこな
う。

期 間：平成25年6月12日(水)～14日(金)

会 場：ポリテクセンター関西（大阪府摂津市三島）
<http://www.ehdo.go.jp/osaka/>

対 象：以下の要件を満たす者

- (1) 原則として企業に勤務し、事業主の推薦ならびに保
証のある者
- (2) 工業高校、普通科高校、大学を卒業、もしくはこれ
と同等の学力があると認められる者

研修概要：参加者は油圧と空気圧の双方の講義と実習を受
けることができます。

- (1) 講義 6月12日(水) 9:15～16:00
・油空圧技術の特徴 ・基礎公式 ・作動油と圧縮空
気の性質
講師：横浜国立大学 教授 眞田 一志 先生
神奈川工科大学 准教授 吉満 俊拓 先生
- (2) 実習 6月13日(木) および14(金)
9:15～16:00

①油圧実習：主な油圧機器と油圧回路

講師：ポリテクセンター関西 正木 克典 伊東 丈

②空気圧実習：主な空気圧機器と空気圧回路

講師：ポリテクセンター関西 正木 克典 伊東 丈

定 員：約24名（定員になり次第締め切らせていた
だきます）

研修費用：1名につき 12,100円（消費税込み）お申し
込みと同時に下記にお振込みください。

*受講料には、講義のほか教科書、教材費、実
習受講費も含まれています。

*研修費用振込先：三井住友銀行 日比谷支店
（普）7611417
名義：シャダンハウジン ニホンフルードパ
ワーシステムガツカイ

修了証書：講義と実習の修了者には、一般社団法人 日本
フルードパワーシステム学会より、修了証を授
与します。

申込方法：一般社団法人 日本フルードパワーシステム学
会事務局にお問い合わせ下さい。

申込期限：平成25年5月31日(金)

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丁目5番
22号 機械振興会館 別館102

TEL：(03) 3433-8441

FAX：(03) 3433-8442

E-mail:info@jfps.jp

会 告

フルードパワー道場8

「フルードパワーに生かせる電子回路技術(2)」 開催のお知らせ

基盤強化委員会企画

開催趣旨：

知識や経験の不足など、わが国のものづくり産業が抱える多くの問題が指摘されております。知識や経験を伝承し共有する面からも、(一社)日本フルードパワーシステム学会では明日のフルードパワーを担う技術者の方々に積極的に学会活動に参加し、企業と学会、企業と企業のヒューマンネットワークを築く交流の場を設けることが大切であると考えております。また、これらの方々に企業と学会、企業間での橋渡しを担っていただく契機を提供できればと願っています。

そこで、技術者に軸足を置いた横断的な交流を目指し、(一社)日本フルードパワーシステム学会でなければならないサロンのような雰囲気の企画「若手育成フルードパワー道場」を2006年度より開催しております。2012年度は「フルードパワーに生かせる電子回路技術」と題し、フルードパワー機器にマイコンなど電子回路を組み込む(エンベデッド)際に必要な知識を提供しました。この企画は大変好評で「より突っ込んだ知識が欲しい」とのご要望がありました。また、「若手」だけでなく誰でも参加できる方がよいのでは、との基盤強化委員会の反省もありました。

そこで2013年度は新たに「フルードパワー道場8」と改名し、「フルードパワーに生かせる電子回路技術(2)」と題した企画を実施します。電子回路組み込み技術は機器の高機能化に必須であることは公然の事実ですが、ノウハウをブラックボックス化し独自性を保つ強力な武器ともなり、今後ますます重要となることは明かです。2012度の企

画をベースに、道場8ではマイコンやプログラマブル高機能集積回路に関する知識、開発ツールおよびデジタル電子回路を記述する言語など利用技術に関して、より突っ込んだ実践的知識を提供します。講師として機械技術者を迎え、機械技術者にとって障壁となる事項やそのクリア手法などについてのノウハウを語ってもらいます。また可能な限り実習を含めより理解しやすい内容にします。

会場は芝公園の機械振興会館内あるいは実習の都合に応じて都内・近郊を予定しています。講義(実習)終了後は講師を囲んで懇談会を開催します。講師および参加者同士と情報を交換する貴重な機会です。奮って参加ください。

開催時期および題目(予定)：

- 2013年5月 フルードパワーの組み込みに必要な電子技術(電子回路および開発ツール)
- 2013年8月 フルードパワーにおける組み込み実例
- 2013年11月 マイコンを使った組み込み実習
- 2014年2月 ハードウェア記述回路を使った組み込み実習

参加費：5万円(4回分一括)(賛助会員企業の方なら、会員、非会員を問わず参加できます。)

参加者定員：20名(定員になり次第締め切ります)

以上

会 告

学会誌バックナンバーの学会ホームページ内の
会員ページでの公開のお知らせ

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会
情報システム委員会委員長 藤田 壽憲
会誌編集委員会委員長 吉田 和弘

この度、会員サービス向上の一環として、学会誌および
論文集のバックナンバーの一部（32巻7号～42巻6号、
2001年11月号～2011年11月号）を電子データ化し、学
会ホームページ内の会員ページで公開いたしましたので、
お知らせいたします。ご活用いただければ幸いです。

なお、次年以降は毎年12月を目処に前年度1年分をま
とめて公開していく予定です。（例：2012年に出版され
た43巻の公開は2013年12月）また2012年43巻以降は著
者からカラーで提供された図や写真は、製本時にはモノ
クロのままですが、電子データはそのままカラー表示した
ものとなります。

また電子データはpdfファイルで提供しており、各記事
へのリンクは、しおりに加え、目次にも貼ってあります。
これらの電子データの著作権は学会にありますので、学会

に許諾なく、次の行為を禁止します。

- ・会誌電子ファイルの再配布
- ・個人的使用を除く、会誌電子ファイル情報の全部また
は一部のコピーや改編
- ・会誌電子ファイル情報の全部または一部の第三者への
公開

「公開するバックナンバーを増やして欲しい」「公開は必
要性が低い」など、長文から1文まで、どんなものでも結
構です。ご要望やご意見がある場合は、お気軽に情報シ
ステム委員会宛メール（joho-ml@jfps.or.jp）
にご連絡下さい。

会 告

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

トライボロジー会議 2013春 東京

主 催：一般社団法人 日本トライボロジー学会
 開 催：2013年 5月20日(月)～ 22日(水)
 会 場：国立オリンピック記念青少年総合センター（〒151-0052 東京都渋谷区代々木神園3-1 センター棟）

Dynamics and Design Conference 2013 第13回「運動と振動の制御」シンポジウム

総合テーマ：「海を越え，国を超え，世代を超えて！」

主 催：一般社団法人 日本機械学会 機械力学・計測制御部門
 開 催：2013年 8月26日(月)～ 30日(金)
 会 場：九州産業大学（福岡市東区松香台2-3-1）

第324回講習会31回日本ロボット学会学術講演会

主 催：一般社団法人 日本ロボット学会
 開 催：2013年 9月 4日(水)， 5日(木)， 6日(金)
 会 場：首都大学東京南大沢キャンパス（〒192-0397 東京都八王子市南大沢1-1）

会 告

会 員 移 動

会員の種類	正 会 員	海 外 会 員	学 生 会 員	賛 助 会 員
会 員 数 (2月10日現在)	923	15	157	103
差 引 増 減	+18	0	+2	0

(注1) 正会員の内訳 名誉員14名・シニア員22名・ジュニア員184名

正会員

星野 享道 (マックス㈱)	溝田 武人 (福岡工業大学)
鹿倉 講一 (SMC㈱)	桑原 修 (SMC㈱)
近藤 哲弘 (川崎重工業㈱)	引地 雄一 ((有) エムサポート)
大澤 拓也 (マックス㈱)	鈴木 豊 (川崎重工業㈱)
玉島 英樹 (川崎重工業㈱)	藤野 英三 (SMC㈱)
小倉 浩史 (SMC㈱)	富田 勝憲 (SMC㈱)
川田 元一 (SMC㈱)	二宮 誠 (川崎重工業㈱)
佐竹 正彦 (SMC㈱)	大西 正貴 (川崎重工業㈱)
神永 晋 (住友精密工業㈱)	松寄 英祐 (住友重機械工業㈱)
諸麦 俊司 (長崎大学)	

学生会員

皆川 祐輔 (早稲田大学)	前島 祐三 (信州大学)
---------------	--------------

編集室

次号予告

—特集「ものづくり教育（企業編）」—

〔巻頭言〕「ものづくり教育（企業編）」

吉田 和弘

〔解説〕

企業における「ものづくり」教育の重要性

藤原 清志

大きな動く機械を作っている会社が、若い技術者に託す未来への希望

高田 龍二

産学連携出前授業：空気圧システム卓上実験

香川 利春, 黎 しん

ポリテクセンター関西におけるものづくり教育

正木 克典

総合重工業におけるものづくり教育 油圧機械部門における人材育成の取り組み

内山 智行

機械・自動車部品メーカーにおけるモノづくり教育

熊谷 利美

日中若手研究者交流

佐藤 恭一

〔教室〕おもしろ油圧機構 第12回 代表的油圧回路

大橋 彰

入門講座「流体力学」第5回：マグロはなぜ速く泳げる？

高橋 勉

〔トピックス〕ISO/TC131/SC5/WG3空気圧機器の流量特性試験方法

小根山尚武

中国駐在員日記

笹沼誠一郎

〔研究室紹介〕福岡工業大学研究室紹介

溝田 武人

〔企画行事〕平成24年秋季フルードパワーシステム講演会

加藤 友規

平成25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）
 栗 林 直 樹（川崎重工業）
 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 成 田 晋（KYB(株)）
 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）
 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44巻, 第2号 (2013)

平成25年3月

目次

研究論文

1. 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2報, 負荷流量一定時の省エネルギー)
杉村 健, 大田 真平, 鈴木 勝正, 野中謙一郎 29
2. 保存系支配方程式の高解像度スキームによる非定常層流圧力損失の
高速高精度計算法
中尾 光博, 川嶋 健嗣, 香川 利春 35
3. 気泡除去装置の設計と評価に関する研究 (第1報, 放気口径の選定)
坂間 清子, 鈴木 隆司, 田中 豊 43

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

Vol.44, No.2

March 2013

Contents

Paper

1. Energy Saving of Oil Hydraulic Pump Unit by Idling Stop Using Accumulator
(2nd Report: Energy saving at constant load flow rate)
Ken SUGIMURA, Sinpei OTA, Katsumasa SUZUKI, Kenichirou NONAKA 29
2. High Speed and Accurate Computing Method for Transient Response of
Pneumatic Transmission Line Using Conservative Governing Equations
Mitsuhiro NAKAO, Kenji KAWASHIMA, Toshiharu KAGAWA 35
3. A Study on Design and Estimation of Bubble Eliminator
(1st Report: Selection of Diameter of Vent Port)
Sayako SAKAMA, Ryushi SUZUKI, Yutaka TANAKA 43

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

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2報, 負荷流量一定時の省エネルギー)

杉村 健**, 大田 真平**, 鈴木 勝正***, 野中 謙一郎***

Energy Saving of Oil Hydraulic Pump Unit by Idling Stop Using Accumulator
(2nd Report: Energy saving at constant load flow rate)

Ken SUGIMURA, Sinpei OTA, Katsumasa SUZUKI, Kenichirou NONAKA

As a result of a shortage of energy resources such as oil and the need to protect the earth's environment, energy saving efforts have been made in a number of fields. In the case of hydraulic equipment, energy saving in pump units is key because this unit is the major consumer of energy.

Up to the present, variable-displacement hydraulic pump units (VD pump units) and inverter-control hydraulic pump units (INV pump units) have been widely employed. Here the authors propose the use of an intermittently operated hydraulic pump unit coupled with an accumulator (ACC pump unit). In a previous report, the superiority of the ACC pump unit was demonstrated through an experiment using a modeled machine tool and a simplified load model. In this report, we compare electric power consumption, pump output pressure, rotation speed and efficiency of the VD pump unit, INV pump unit and ACC pump unit when hydraulic fluid is supplied to the load at a fixed flow rate. In addition, the effects of the accumulator volume and the pressure ratio between the upper and lower limits on efficiency and the ON-OFF switching period of the ACC pump unit are determined.

Key words : Energy Saving, Oil Hydraulic Pump unit, Accumulator, Idling Stop, Efficiency

1. 緒 言

地球環境の保護や石油などのエネルギー資源の枯渇対策などから、様々な分野で省エネが進められている。油圧分野においても省エネは重要な課題であり、多くの工夫がなされている。油圧装置による作業では作動油の使用流量が大幅に変化する場合が多いが、固定容量形の油圧源ポンプを可変容量形（以下VD油圧源と呼ぶ）にすることやインバータ駆動（INV油圧源）にすることにより油圧源の省エネを図ってきた。可変容量形やインバータ駆動形はそれ以前の方法に比べて、出力流量を必要量まで低下させ、無駄を抑えることができる。それにより消費エネルギーを低下させることができるが、ポンプの効率も同時に低くなる。

この様な時、油圧源にアキュムレータを用いると、アキュムレータの蓄圧機能を使ってポンプ駆動用電動機の間欠的な運転、いわゆるアイドリングストップ式運転（ACC油圧源）が可能となり無駄な消費電力の削減が実現できる。この方式は技術的に難しいことではなかったが、従来ポン

プを頻繁にON-OFFする使用法は積極的には用いられて来なかった¹⁾。最近、この方式を採用した工作機械が一部出荷され、高い評価を得ている。

ACC油圧源ではポンプが回転する時は、常にポンプの最大流量でかつ高効率の状態運転し、余った流量をアキュムレータに蓄積させて、一定量蓄積して圧力が設定値を上まわった時にポンプを停止させる（アイドリングストップ）。停止中はアキュムレータより作動油が供給される。圧力が設定値を下まわった時点で再びポンプを回転させる。これを繰り返すことにより、ポンプは常に高い効率の状態でのみ回転されるのでトータルとして高い効率を得られる。著者らはACC油圧源の上述した優位性を、最初に工作機械で油圧を利用することを想定したモデルを用いた実験により示し²⁾、続いて間欠的に負荷に作動油を流す単純化したモデルを用いた実験により示した³⁾⁻⁵⁾。この優位性は作動油を流している時間の割合が特に短い場合に顕著になる⁶⁾。

本論文ではアクチュエータが連続作動する場合に着目し、変動がなく一定の流量を負荷に供給する場合のACC油圧源の省エネ性能を示す。

ACC油圧源は他の油圧源と異なりON-OFF動作を継続して行うので、停止時には静かであるが、再起動時に多少の衝撃を発生させるとともに、大きな電力のピークが発生し電気系統に負担が掛かる⁵⁾。またアキュムレータを利用し

*平成24年1月16日 原稿受付

**東京都市大学大学院機械システム専攻
(所在地 東京都世田谷区玉堤1-28-1)

***東京都市大学機械システム工学科

ているため、圧力を上昇と下降させる必要があるのですが、例えば負荷の必要圧力が決まっている場合には、余分な圧力上昇を必要とするため効率の低下をまねく。そこでACC油圧源におけるアキュムレータの容積および下限に対する上限設定圧力の比が、効率とポンプのON-OFF動作の周期に及ぼす影響を明らかにする。

2. 主な記号

E_L : 負荷消費エネルギー
 E_p : ポンプ出力エネルギー
 L_L : 負荷消費動力
 L_n : 電動機消費電力
 P_0 : アキュムレータ封入圧力
 P_d : 下限圧力
 P_L : 負荷側の必要圧力
 P_u : 上限圧力
 p : アキュムレータ内の圧力
 Q_L : 油圧源の負荷流量
 Q_p : ポンプ回転時の流量
 q_i : アキュムレータ部流入流量

r_p : 上限下限の圧力比 (P_u / P_d)
 r_q : 負荷流量比 (Q_L / Q_p)
 t : 時間
 V_0 : アキュムレータ容積
 V_d : 下限圧力での窒素体積
 V_u : 上限圧力での窒素体積
 V : アキュムレータ内の窒素体積
 η_a : アキュムレータの効率
 η_u : 油圧源の効率
 κ : 比熱比

3. 実験装置

本研究の実験装置の構成をFig. 1に示す。①が油圧源の負荷で、絞り弁と流量計で構成されている。図では②のACC油圧源と接続された構成を示しているが、③のVD油圧源または④のINV油圧源とも接続して計測する。ACC油圧源とVD油圧源のポンプと電動機は共用しており、ACC油圧源ではカットオフ圧力を十分高く設定することにより、実験の範囲では固定容量形ポンプとして動作させている。アキュムレータはブラダ形を使用している。これらの油圧源

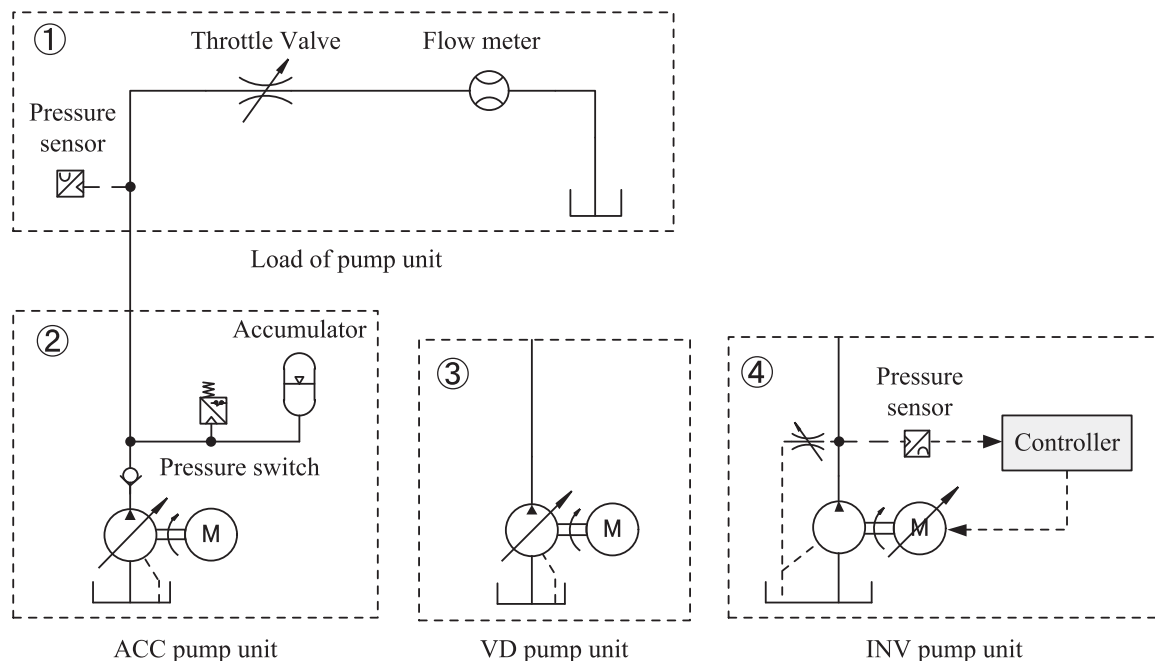


Fig. 1 Experimental equipment

Table 1 Parameter values of pump unit from catalogue

	ACC pump unit, VD pump unit	INV pump unit
Type	Vane	Gear
Displacement volume [cc/rev]	8.0 (Maximum)	5.7 (Fixed)
Maximum operating pressure [MPa]	4.0	4.0
Rated output of electric motor [kW]	0.75	1.5

Table 2 Experimental condition

$P_d = 2.6 \text{ MPa}$
$P_u = 3.0 \text{ MPa}$ (Except Fig. 9 and 12)
$V_0 = 3.0 \text{ L}$ (Except Fig. 10 and 11)
$\kappa = 1.4$
Viscosity: $4.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Temperature: $30 \pm 3 \text{ }^\circ\text{C}$

は前報⁵⁾と同一である。各カタログ値をTable 1に、実験条件をTable 2に示す。

4. 各油圧源の特性の比較

4.1 ACC油圧源の特性

ACC油圧源の運転中の各部の変化の一例をFig. 2に、特性の測定結果をFig. 3に示す。出力圧力は上限と下限の各設定圧力の間を上下する。本研究では負荷に一定圧力 P_L を供給することを目的として評価する。ここでは下限圧力を P_L としている。実際の出力圧力が負荷に必要な圧力 P_L を上まわった場合には減圧弁など何らかの方法で減圧して P_L にする必要があるため、油圧源が出力して負荷で消費される動力 L_L (Output power) の計算では、(1式のように、実際の出力圧力が P_L を上まわる場合でも計算用の圧力として P_L を用いる。(2式で L_L と電動機消費電力との比を求め、油圧源の効率 η_u とする。

$$L_L = P_L Q_L \quad (1)$$

$$\eta_u = \frac{L_L}{L_N} \quad (2)$$

一般的にはポンプの効率として、ポンプ軸動力に対する

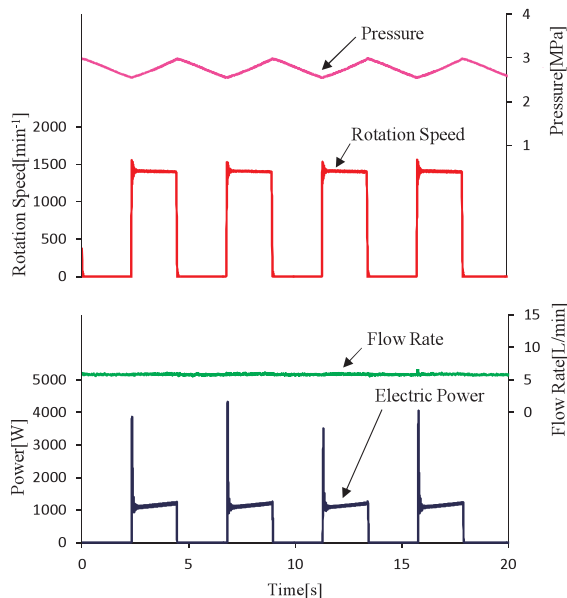


Fig. 2 Output pressure, rotation speed, flow rate and electric power of ACC pump unit

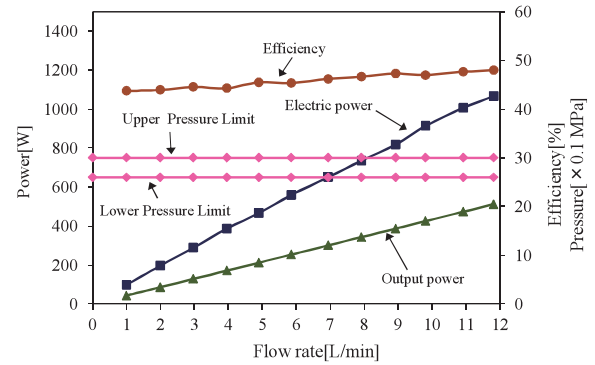


Fig. 3 Characteristics of ACC pump unit

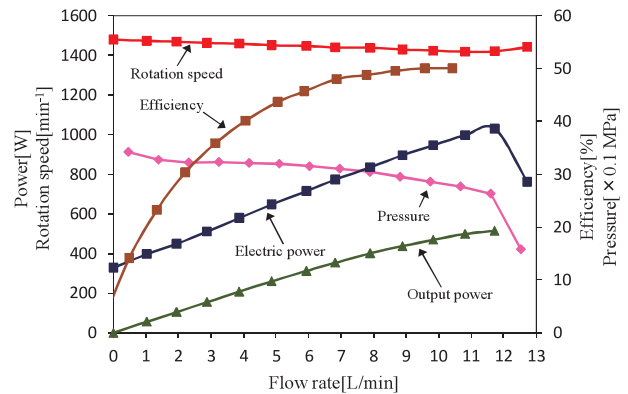


Fig. 4 Characteristics of VD pump unit

油に与えられた動力(油動力)の比を用いる場合が多い。それに比べ本研究の効率 η_u は電動機効率による低下分および余分な圧力上昇による損失分を含むので前者のおおよそ80%程度になっている。

Fig. 3に示されるように、ACC油圧源の効率 η_u は流量を変えても殆んど変化しないのが特長である。

4.2 VD油圧源の特性

VD油圧源の特性の測定結果をFig. 4に示す。VD油圧源では、カットオフ圧力が2.6MPaになるようにフルカットオフ圧力を3.4MPaに設定した。負荷に必要な圧力 P_L をカットオフ圧力に設定しているため、4.1節と同様にそれ以上の圧力上昇分は不要(損失)と考える。流量の減少に伴って負荷消費動力と効率が低下している。電動機の回転速度は $1,400 \text{ min}^{-1}$ から $1,500 \text{ min}^{-1}$ 程度まで変化している。

4.3 INV油圧源の特性

INV油圧源の特性の測定結果をFig. 5に示す。流量を増加させるとポンプ回転速度が増加し、流量 14 L/min 程度まで吐出圧力が殆んど変化せず一定値2.6MPaに保たれている。また効率も流量と共に増加している。

4.4 3種類の油圧源の効率の比較

ACC油圧源、VD油圧源、INV油圧源の3種類の油圧源の効率を取り出し、Fig. 6に示す。流量が最大吐出量付近では3者の効率の差は小さく、それぞれの最大効率となる。流量を減少させるのに従ってVD油圧源、INV油圧源では効

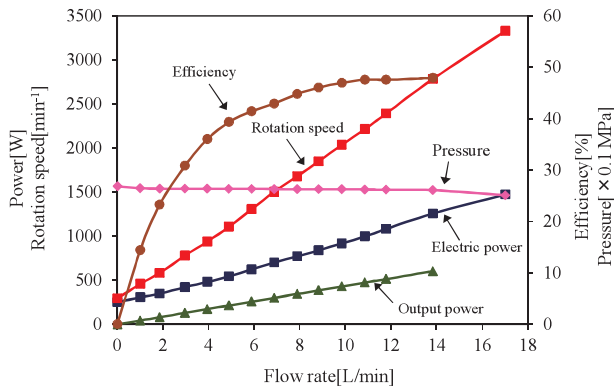


Fig. 5 Characteristics of INV pump unit

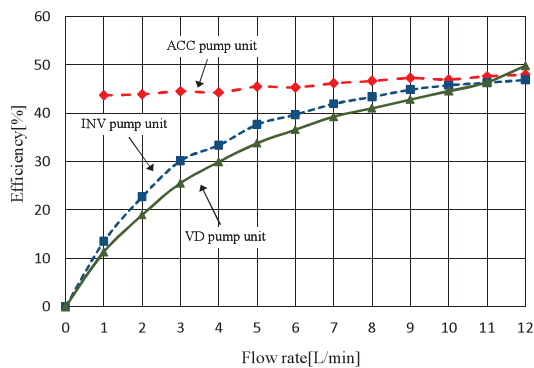


Fig. 6 Efficiency and flow rate of each pump unit

率が減少し、流量0で効率は0となる。一方ACC油圧源の効率は流量によってあまり変化せず、しかも高い値を保っている。これは効率の高い領域でだけでポンプを回転させ、必要の無い時は停止させるからである。従って流量の少ない使用状態でACC油圧源は優れた特性を示す。

一般的に油圧を利用する場合には、最大吐出流量だけで使用する時間はむしろ少なく、流量を0から最大吐出流量の間で変化させて利用する時間が長いと考えられるので、ACC油圧源を使うことによって省エネとなる場合が多い。

5. ACC油圧源における効率と切替え周期に及ぼすアキュムレータ容積と設定圧力比の影響

前章でACC油圧源が優れた効率特性をもっていることを示したが、アキュムレータ内の窒素を圧縮して作動油を蓄積と放出をさせるため、それに伴って圧力を上下させる必要があるのが欠点である。下限圧力を負荷の必要圧力とする場合に、それよりも高い圧力をポンプで発生する必要があるため、その分は損失と考えなければならない。またポンプは一定回転速度ではなく、起動と停止を頻繁に繰り返さなければならない。ここでは下限圧力に対する上限圧力の比とアキュムレータ容積が効率と切り換え周期に及ぼす影響について明らかにする。

Fig. 7のようにアキュムレータを取り付けて負荷に一定流量 Q_L を供給する場合について、Fig. 8に一例（理論計算

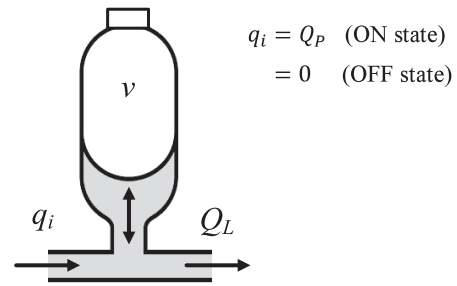
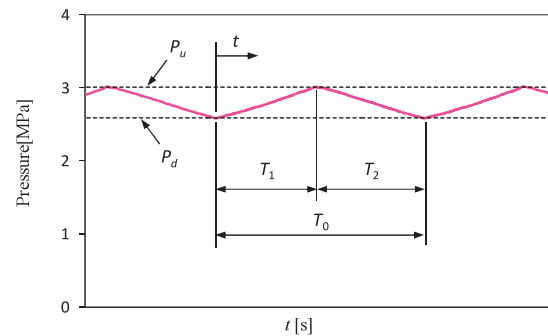


Fig. 7 Input flow and load flow of accumulator

Fig. 8 Pressure p of ACC pump unit

結果)を示すように、初めから T_1 の間ポンプが一定速度で回転し、アキュムレータに余剰油が蓄積され、次に T_2 の間ポンプが停止し、この間にはアキュムレータより作動油が吐出される $0 < t < T_1 + T_2$ の間の一周期を考える。作動油の圧縮性を無視し、ポンプは瞬時に起動して一定回転速度に到達し、停止も瞬時に行われると仮定する。圧力 p は、 $P_d < p < P_u$ であり、この間の圧力変化は短時間の現象と考え、可逆断熱変化（等エントロピー変化）を仮定すると^{7),8)}、気体の状態式は(3)式で表される。

$$pv^\kappa = P_d V_d^\kappa = P_u V_u^\kappa \quad (3)$$

ここで κ は窒素の比熱比で1.4とする。

アキュムレータの封入圧力と下限圧力の関係には十分時間をかけた変化として等温変化を仮定すると、両者の関係は次式で表される。

$$P_0 V_0 = P_d V_d \quad (4)$$

$0 < t < T_1$ の間はポンプが回転しているので、アキュムレータ内部の窒素体積は次式で表される。

$$v = V_d - (Q_p - Q_L)t \quad (5)$$

(3)式を用いて変形すると、アキュムレータ内部の圧力は次式で表される。

$$p = P_d \left(\frac{V_d}{V_d - (Q_p - Q_L)t} \right)^\kappa \quad (6)$$

$t = T_1$ の時、(7)式が得られ、 T_1 が(8)式で表示される。

$$V_d - V_u = (Q_p - Q_L) T_1 \quad (7)$$

$$T_1 = \frac{V_d}{Q_p - Q_L} \left\{ 1 - \left(\frac{P_u}{P_d} \right)^{-\frac{1}{\kappa}} \right\} \quad (8)$$

一方、 $T_1 < t < T_1 + T_2$ の間はポンプが停止しているので、アキュムレータ内部の窒素体積は次式で表される。

$$v = V_u + Q_L(t - T_1) \quad (9)$$

(3)式を用いて変形すると、アキュムレータ内部の圧力は次式で表される。

$$p = P_d \left\{ \frac{V_d}{V_d \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{1}{\kappa}} + Q_L(t - T_1)} \right\}^{\kappa} \quad (10)$$

$t = T_2$ の時、(11)式が得られ、(3)式を用いて変形すると、ポンプ停止時間 T_2 は(12)式で表される。

$$V_d - V_u = Q_L T_2 \quad (11)$$

$$T_2 = \frac{V_d}{Q_L} \left\{ 1 - \left(\frac{P_u}{P_d} \right)^{-\frac{1}{\kappa}} \right\} \quad (12)$$

作動油の蓄積と放出の一周期を T_0 とすると、次式で表される。

$$T_0 = T_1 + T_2 = \frac{V_d}{Q_p} \frac{1}{\frac{Q_L}{Q_p} \left(1 - \frac{Q_L}{Q_p} \right)} \left\{ 1 - \left(\frac{P_u}{P_d} \right)^{-\frac{1}{\kappa}} \right\} \quad (13)$$

次にポンプからの供給エネルギーを求めると、ポンプはONの間だけ出力し、この間のポンプ出力エネルギー E_p は次式で表される。

$$E_p = \int_0^{T_1} p Q_p dt \quad (14)$$

p に(6)式を代入すると、次式が得られる。

$$E_p = \frac{P_d V_d}{(\kappa - 1) \left(1 - \frac{Q_L}{Q_p} \right)} \left\{ \left(\frac{P_u}{P_d} \right)^{1 - \frac{1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad (15)$$

負荷消費エネルギー E_L の算出に当たっては、圧力を p ではなく負荷側の必要圧力 P_d を用いると、

$$E_L = (T_1 + T_2) Q_L P_d \quad (16)$$

であり、(13)式を代入して、次式で表される。

$$E_L = V_d P_d \frac{\left\{ 1 - \left(\frac{P_u}{P_d} \right)^{-\frac{1}{\kappa}} \right\}}{\left(1 - \frac{Q_L}{Q_p} \right)} \quad (17)$$

E_p に対する E_L の割合をアキュムレータの効率 η_a と定義すると、

$$\eta_a = \frac{E_L}{E_p} = \frac{(\kappa - 1) \left\{ 1 - \left(\frac{P_u}{P_d} \right)^{-\frac{1}{\kappa}} \right\}}{\left(\frac{P_u}{P_d} \right)^{1 - \frac{1}{\kappa}} - 1} \quad (18)$$

である。

次に(13)式および(18)式で示される周期と効率の計算結果と実験結果を示す。Fig. 9に下限設定圧力に対する上限設定圧力の比 r_p およびポンプ吐出流量に対する負荷流量の比 r_q が油圧源の効率 η_u と切換え周期 T_0 に及ぼす影響を示す。 $Q_p =$

125L/minである。負荷流量が大きくなると、ポンプ運転時間 T_1 が長くなり、負荷流量比が1に近づくとも無限大になる。反対に負荷流量比が0に近づくともポンプ停止時間 T_2 が無限大になる。したがってFig. 9, Fig. 10のように T_1 と T_2 の和である周期 T_0 は(13)式より両端で無限大、中央で最小値をとる。圧力比 r_p が大きくなるのに従って切換え周期 T_0 は長くなるが効率 η_u は低下するのが分かる。

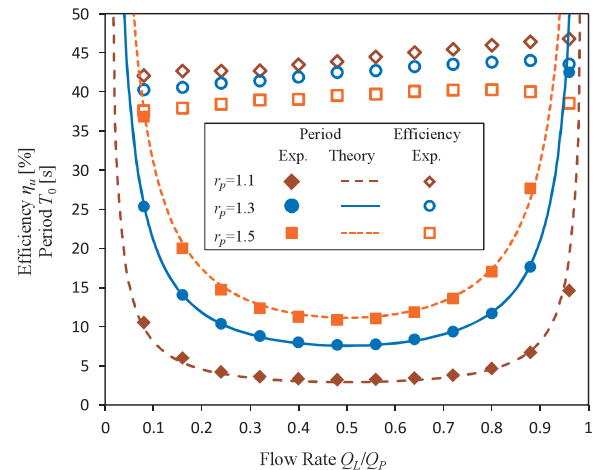


Fig. 9 Effect of pressure ratio and flow rate on efficiency η_u and period T_0 of ACC pump unit

Fig. 10にアキュムレータ容積および負荷流量が油圧源の効率 η_u と切換え周期 T_0 に及ぼす影響を示す。アキュムレータ容積により周期は大幅に変化するが効率はあまり変化しないことが分かる。

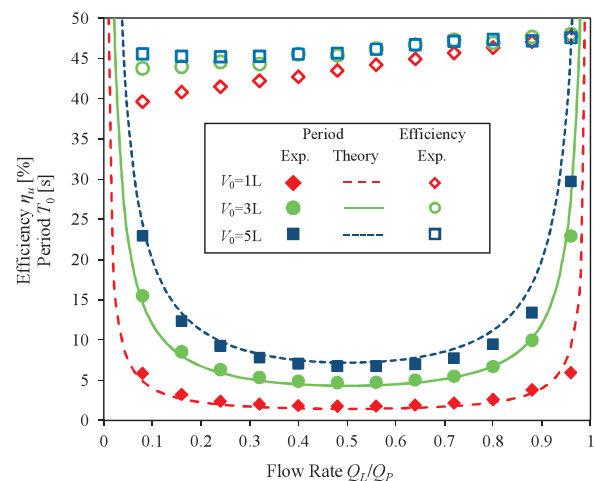


Fig. 10 Effect of accumulator volume and flow rate on efficiency η_u and period T_0 of ACC pump unit

Fig. 11は負荷流量比 r_q が48%のときのアキュムレータ容積に対するアキュムレータ効率 η_a と周期 T_0 の関係を示す。理論計算では周期 T_0 は比例で効率 η_a は一定となるが、実験結果も計算値に近い値となっている。

Fig. 12は同じ負荷流量比 r_q での圧力比 r_p がアキュムレータ

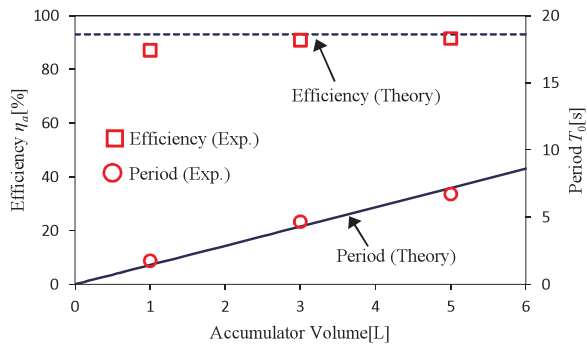


Fig. 11 Effect of accumulator volume on efficiency η_a and period T_0 of ACC pump unit

の効率 η_a と周期 T_0 に及ぼす影響を示す。圧力比の増加に対して理論計算の周期 T_0 は増加、効率 η_a は減少となっている。実験結果も理論計算結果とよく一致している。

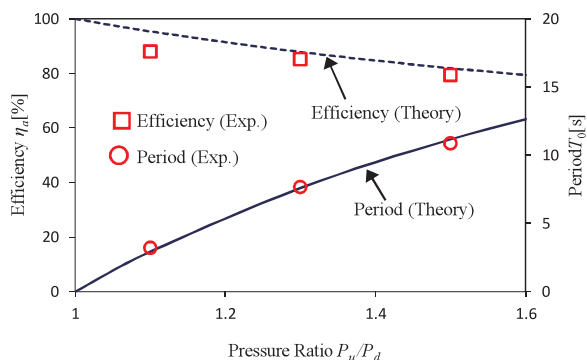


Fig. 12 Effect of pressure ratio on efficiency η_a and period T_0 of ACC pump unit

6. 結 言

著者らは3種類の油圧源により効率の比較を行って来ており前報で、工作機械で油圧を利用することを想定したモデルによる実験、および間欠的に負荷に作動油を流す単純化したモデルによる実験によりACC油圧源が優れていることを明らかにした。今回の研究では、一定流量を定常的に負荷に供給する場合でも、ポンプの可能な最大吐出流量よりも少ない流量を負荷に供給する場合にはACC油圧源が優れていることを示した。

アキュムレータ容積および下限に対する上限設定圧力の

比が効率と切り換え周期に及ぼす影響について明らかにした。

最後に、実験を行うに当たり、本学卒研学生の安藤邦生氏、山田兆路氏の助力を得たことを記して謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 内田條治：高効率化への考察，油圧化設計，Vol. 13, No. 11, p. 10-13 (1975)
- 2) Katsumasa Suzuki, Yoshitaka Niimura, Kazutoshi Akitani, Ken Sugimura: Energy Saving of Oil Hydraulic Pump Unit by Idling Stop Method Using an Accumulator, 10th International Conference on Fluid Control, Measurements, and Visualization, Moscow Russia (2009)
- 3) Ken Sugimura, Katsumasa Suzuki: Energy Saving of Oil Hydraulic Pump Unit by Idling Stop Using an Accumulator, 7th International Fluid Power Conference, Aachen Germany (2010)
- 4) Ken Sugimura, Katsumasa Suzuki, Shinpei Ota, Teturo Doi: Energy Saving of Oil Hydraulic Pump Unit by Idling Stop Using an Accumulator, 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere Finland (2011)
- 5) 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, pp. 14-20 (2011)
- 6) 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)
- 7) 中野和夫，田中豊：油圧用ブラダ形アキュムレータのエネルギー収支（第1報 熱時定数の実験的検討），油圧と空気圧，Vol. 22, No. 6, p. 96-102 (1991)
- 8) 田中豊，中野和夫：油圧用ブラダ形アキュムレータのエネルギー収支（第2報 連続サイクルにおけるエネルギー効率の評価），油圧と空気圧，Vol. 23, No. 3, p. 99-105 (1992)

研究論文

保存系支配方程式の高解像度スキームによる
非定常層流圧力損失の高速高精度計算法中尾 光博^{**}, 川嶋 健嗣^{***}, 香川 利春^{***}High Speed and Accurate Computing Method for Transient Response of
Pneumatic Transmission Line Using Conservative Governing Equations

Mitsuhiro NAKAO, Kenji KAWASHIMA, Toshiharu KAGAWA

A highly accurate unified computation of transient response in pipelines is desirable in order to improve pneumatic components. This paper deals with a high resolution simulation of transient response in laminar pipe flow by solving the governing equations directly. The authors employed a TVD scheme for computation of its stable and less diffusive properties. To apply this scheme, the governing equations must be described for a conservative system. The time-dependent friction loss in laminar pipe flow, which had only been discussed for a non-conservative system, was therefore transformed into a conservative system and solved with the Chakravarthy-Osher TVD scheme. Computations for a pneumatic pipeline with several pipe diameters were performed. The computations for the developed method were compared with the standard CIP method, and showed higher resolution, more stable computation and shorter computation time than the CIP method. The developed method can be easily applied to turbulent or high-amplitude pipe flow by simply changing the friction term.

Key words : Pneumatic system, TVD, Pipe flow, Frequency-dependent friction, CFD

1. 緒 言

空気圧機械は清潔であり、重量対出力比が大きく、安価であることから産業分野で広く用いられている。近年では、空気圧ゴム人工筋肉を用いたりハビリ用ロボット¹⁾や手術用ロボット²⁾も研究されている。空気圧機器の使用には管路が不可欠であるが、管路の伝達特性が機器の動特性に大きく影響することから、管路の特性解析に関する研究が広く行われてきた。

気体の管路内流れの解析においては、流れ場の状態と圧縮性流体の性質の両方を考慮しなければならない。管路内流れは、油圧の場合はほぼ層流とみなしてよいが、空気圧の場合には層流と乱流及びそれらの遷移域の場合が混在する。また、圧力振幅の大きさによっても管路の特性は異なり、小振幅領域では線形であるが、大振幅領域では非線形性が強くなる³⁾。

小振幅領域においてはBrownらによる微小振幅を仮定した線形化モデル⁴⁾が実験とよく一致することが確認されている。微小振幅の場合に管路の過渡応答を計算するには、Zielkeによる管内の流速分布を考慮した非定常層流圧力損失⁵⁾を用いなければならず、畳み込み積分を含むために膨大な計算時間が必要であった。香川らは非定常層流圧力損失を精度よく指数関数の和で近似する方法⁶⁾を示し、さらに北川らは空気圧管路の非定常層流圧力損失の高速高精度計算法⁷⁾を示した。

これらの研究で用いられた特性曲線法では空間刻みと時間刻みが一意な関係をもつため、管路網の計算への適用が困難である。吉田らはCFL条件を満たす限り空間刻みと時間刻みを自由に決定できる差分法に着目し、高精度の差分法であるCIP (Cubic-interpolated propagation) 法⁸⁾を非定常圧力損失の高速高精度計算法に適用し、その有効性を確認した⁹⁾。しかし、微小振幅を仮定した支配方程式を用いているため、乱流場や大振幅領域への適用が困難である。

大振幅域において管路内の流れが乱流の場合の支配方程式を解いた例¹⁰⁾は存在するが、簡単な差分法を用いているため計算精度が十分でない。また、水流を対象として最適化有限要素法を適用し、乱流域を含む流体過渡現象を解析した例¹¹⁾もあるが、圧縮性の影響が大きな空気圧系には本質的に適用できない。近年、空気圧機器の省エネルギー化や高速・高精度化が求められており、そのためには空気圧

*平成24年1月23日 原稿受付

**鹿児島大学大学院理工学研究科機械工学専攻

(所在地 鹿児島市郡元1-21-40)

(E-mail: nakao@mech.kagoshima-u.ac.jp)

***東京工業大学精密工学研究所

(所在地 神奈川県横浜市緑区長津田町4259)

(E-mail: kkawashi@pititech.ac.jp)

管路のあらゆる状態を統一的に扱うことのできる高精度の解析方法の確立が必要である。

そこで本研究では、流れが層流・乱流のいずれの場合でも、圧力振幅が小振幅領域でも大振幅領域でも適用可能な、空気圧管路内流れの高精度解析法の構築を将来的な目的とする。そのためには微小振幅領域で線形化した支配方程式を扱う今までの手法は不適切であり、元の支配方程式を直接解く必要がある。このような場合に特性曲線法を適用しようとする、3つの圧力波の特性線を全て考慮しなければならないため、収束計算が必要となり¹²⁾極めて計算時間が長くなる。そこで数値解法として差分法を用いる。しかし、差分法においても複数の状態変数に対する支配方程式を連立して解く場合は計算が不安定になるため、古くから人工粘性を加えて計算を安定化させる方法が研究されてきた¹³⁾。近年の圧縮性流体力学分野においては、保存形の支配方程式を用いた高次精度風上差分法が主流である。これはTVD (Total Variation Diminishing) 条件¹⁴⁾を満たすように非線形の数値粘性を加えることで数値拡散を抑えながら高解像度の計算を可能とするものである。この方法を管路系の解析に適用すれば高精度な計算が期待できる。しかし、非保存形の支配方程式において導出された高速高精度計算法は保存形への適用例がない。

そこで本報では研究の最初の段階として、非定常層流圧力損失の高速高精度計算法が容易に保存形に変換できることを示し、保存系支配方程式のTVD高解像度スキームにより解析する。計算方法としては高解像度で比較的簡単な3次のChakravarthy-Osherスキームを用いる¹⁵⁾。そして特性曲線法の解を基準解として今まで空気圧管路の計算に用いられてきたCIP法との比較から提案手法の有効性を明らかにする。

2. 主 な 記 号

A : 係数行列
 b : 人工粘性の係数
 c : 音速
 D : 管路の内径
 D_n : 無次元直径 ($4\mu L/(\rho c D^2)$)
 E : 単位質量あたりの内部エネルギー
 e : 単位体積あたりの全エネルギー ($=\rho(E+u^2/2)$)
 F : 数値流束ベクトル
 f, g : 非定常層流圧力損失項
 H : 単位質量あたりの全エンタルピー ($=(e+p)/\rho$)
 L : 管路の長さ
 n : 格子分割数
 N : 非保存形から保存形への変換行列
 p : 圧力
 P_{atm} : 標準気圧 ($=101.3\text{kPa}$)
 Pr : プラントル数

Q : 変数ベクトル
 q : 人工粘性
 S : 生成項行列
 t : 時間
 u : 流速
 x : 管路軸方向座標
 γ : 比熱比
 Δt : 時間刻み
 Δx : 格子刻み
 μ : 粘性係数
 ρ : 密度
 T : 無次元時間

添え字

1/2 : 格子境界における値
 $*$: 非保存形の値
 i : 格子番号
 L : 左側
 R : 右側

3. 支配方程式

3.1 非保存形支配方程式

微小振幅領域においては、管路内の流れは多くの場合層流である。本来、円形管路内の層流流れは少なくとも2次元軸対象流れとして扱う必要があるが、断面積一定の円形管路内の非定常層流流れにおける圧力損失は平均流速の時間微分から計算することができる⁵⁾。そのため、管路内の流れを1次元として扱うことが可能であり、非保存形における連続の式、運動方程式、エネルギー方程式は次式で表される。

$$\frac{\partial Q^*}{\partial t} + A^* \frac{\partial Q^*}{\partial x} + S^* = 0 \quad (1)$$

ただし、各行列は以下のように定義される。

$$Q^* = \begin{pmatrix} \rho \\ u \\ p \end{pmatrix}, A^* = \begin{pmatrix} u & \rho & 0 \\ 0 & u & 1/\rho \\ 0 & \gamma p & u \end{pmatrix}, S^* = \begin{pmatrix} 0 \\ f^*(x, t) \\ g^*(x, t) \end{pmatrix}$$

生成項 S^* に含まれる $f(x, t)$ と $g(x, t)$ は流速分布を考慮した非定常層流圧力損失項で、それぞれ以下の式で表される。

$$f^*(x, t) = \frac{32\mu}{\rho D^2} \left[u + \frac{1}{2} U(x, t) \right] \quad (2)$$

$$g^*(x, t) = \frac{16(\gamma-1)\mu}{Pr D^2} G(x, t) \quad (3)$$

これらは本来畳み込み積分が含まれるが、計算時間の増大の原因となるので高速高精度計算法を用いて計算すると、以下のように近似できる。

$$\begin{aligned}
 U(x, t) &\approx \sum_{i=1}^{n_f} y_{f_i}(x, t) \\
 &= \sum_{i=1}^{n_f} \{ \exp(-n_{f_i} \Delta \tau_f) y_{f_i}(x, t - \Delta t) \\
 &\quad + m_{f_i} \exp(-n_{f_i} \Delta \tau_f / 2) (u(x, t) - u(x, t - \Delta t)) \}
 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned}
 G(x, t) &\approx \sum_{i=1}^{n_g} y_{g_i}(x, t) \\
 &= \sum_{i=1}^{n_g} \{ \exp(-n_{g_i} \Delta \tau_g) y_{g_i}(x, t - \Delta t) \\
 &\quad + m_{g_i} \exp(-n_{g_i} \Delta \tau_g / 2) (u(x, t) - u(x, t - \Delta t)) \}
 \end{aligned} \quad (5)$$

係数 m_{f_i} と m_{g_i} 及び n_{f_i} と n_{g_i} は北川らの導出した値⁷⁾を用いればよく、無次元時間は次式で表される。

$$\Delta \tau_f = \frac{4\mu\Delta t}{\rho D^2} \quad (6)$$

$$\Delta \tau_g = \frac{4\mu\Delta t}{\rho D^2 \text{Pr}} \quad (7)$$

3.2 保存形支配方程式への変換

式(1)で表される非保存形支配方程式と同一の現象を表す保存系支配方程式が次式で記述できるとする。これは保存形の1次元Euler方程式を局所的に線形化したものに生成項が加わった形である。

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + S &= \frac{\partial Q}{\partial t} + A \frac{\partial Q}{\partial x} + S \\
 &= 0
 \end{aligned} \quad (8)$$

各行列は以下の通りであるが、非保存形と比較すると未知変数ベクトルが異なるため、他の行列も異なる。

$$\begin{aligned}
 Q &= \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ e \end{pmatrix}, \quad F = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ (e+p)u \end{pmatrix}, \quad S = \begin{pmatrix} 0 \\ f(x, t) \\ g(x, t) \end{pmatrix} \\
 A &= \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -0.5(3-\gamma)u^2 & (3-\gamma)u & \gamma-1 \\ -Hu+0.5(\gamma-1)u^3 & H-(\gamma-1)u^2 & \gamma u \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

今までの非定常層流圧力損失の高速高精度計算法は非保存形の支配方程式のみに適用されてきた。保存系支配方程式の生成項におけるこれらの項 $f(x, t)$ と $g(x, t)$ を導出するには、式(1)から式(8)への変換行列 N を考える。すると式(9)が得られる。

$$N \left(\frac{\partial Q^*}{\partial t} + A^* \frac{\partial Q^*}{\partial x} + S^* \right) = \frac{\partial Q}{\partial t} + A \frac{\partial Q}{\partial x} + S \quad (9)$$

ここで N は以下のように求められる。

$$N = \frac{\partial \begin{pmatrix} \rho & \rho u & e \end{pmatrix}}{\partial \begin{pmatrix} \rho & u & p \end{pmatrix}} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ u & \rho & 0 \\ u^2/2 & \rho u & 1/(\gamma-1) \end{pmatrix} \quad (10)$$

式(2), (3), (9), (10)から保存系支配方程式における $f(x, t)$ と $g(x, t)$ は以下の式になることがわかる。

$$f^*(x, t) = \rho u f^*(x, t) \quad (11)$$

$$g(x, t) = \rho u f^*(x, t) + \frac{1}{\gamma-1} g^*(x, t) \quad (12)$$

式(11)と式(12)を用いることで、非定常層流圧力損失の高速高精度計算法は容易に保存系支配方程式へ適用できる。

4. 計算法

4.1 TVDスキーム

支配方程式における対流項を単純な差分近似で解くと数値的な振動が発生し、物理的でない解となる。そこで、古くから人工粘性を加えて安定化する方法が研究されている¹³⁾。近年主に用いられるTVDスキームは数値粘性を局所的に加えることで、数値拡散を極力抑え、高精度に物理的に合理的な解を得る方法である¹⁴⁾。

本研究では計算法としてTVDスキームの中で高解像度かつ比較的簡単なことから、Chakravarthy-Osherスキームの3次風上差分に相当する場合（以下3rd CO）を用いる¹⁵⁾。COスキームは近似的な特性曲線法であり、格子間の数値流束を計算に用いるので、Fig. 1に示すような変数が同じ格子点で定義されるコロケート格子を用いる。支配方程式は式(8)の保存形を用い、時間項をEuler陽解法で離散化すると、以下の式となる。

$$Q_i^{next} = Q_i - \frac{\Delta t}{\Delta x} (F_{i+1/2} - F_{i-1/2}) - S \Delta t \quad (13)$$

添え字 i は格子番号である。 F は i 番目の格子と隣接する格子の間の数値流束を意味し、TVDスキームでは安定化された数値流束を用いて時間発展を計算する。格子境界上の変数の流束 F を近似的に求めるが、TVD条件を満たすようにminmod関数を用いて流束を制限する。

$$\begin{aligned}
 F_{i+1/2} - F_{i+1/2}^{Roe} &+ \frac{1}{6} \minmod [\Delta F_{i-1/2}^+, b \Delta F_{i+1/2}^+] \\
 &+ \frac{1}{3} \minmod [\Delta F_{i+1/2}^+, b \Delta F_{i-1/2}^+] \\
 &- \frac{1}{6} \minmod [\Delta F_{i+3/2}^-, b \Delta F_{i+1/2}^-] \\
 &- \frac{1}{3} \minmod [\Delta F_{i+1/2}^-, b \Delta F_{i+3/2}^-]
 \end{aligned} \quad (14)$$

ただし、minmod関数は以下の式で定義される。

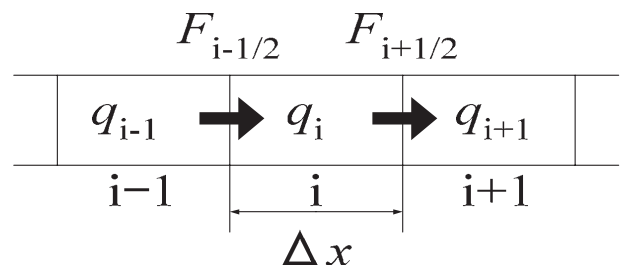


Fig. 1 Collocated grid system

$$\min\text{mod}(X, Y) = \begin{cases} X & (XY \geq 0, |X| \leq |Y|) \\ Y & (XY \geq 0, |X| > |Y|) \\ 0 & (XY < 0) \end{cases} \quad (15)$$

式(14)中の ΔF は流束の差分であり、以下ようになる。

$$\Delta F_{i+1/2}^{\pm} = (NT_R \Lambda^{\pm} T_L)_i (Q_{i+1}^* - Q_i^*) \quad (16)$$

これらの式中の各行列は以下ようになる。

$$T_R = \begin{pmatrix} 1 & \rho/2c & -\rho/2c \\ 0 & 1/2 & 1/2 \\ 0 & \rho c/2 & -\rho c/2 \end{pmatrix}, T_L = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -1/c^2 \\ 0 & 1 & 1/\rho c \\ 0 & 1 & -1/\rho c \end{pmatrix}$$

$$\Lambda^{\pm} = \begin{pmatrix} \lambda_1^{\pm} & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^{\pm} & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^{\pm} \end{pmatrix}$$

$$\lambda_1^{\pm} = \frac{u \pm |u|}{2}, \lambda_2^{\pm} = \frac{u+c \pm |u+c|}{2}, \lambda_3^{\pm} = \frac{u-c \pm |u-c|}{2}$$

$$F^{\pm} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \rho \begin{pmatrix} 1 \\ u \\ u^2/2 \end{pmatrix} \lambda_1^{\pm} + \frac{\rho}{2\gamma} \begin{pmatrix} 1 \\ u+c \\ H+cu \end{pmatrix} \lambda_2^{\pm} + \frac{\rho}{2\gamma} \begin{pmatrix} 1 \\ u-c \\ H-cu \end{pmatrix} \lambda_3^{\pm}$$

$$F_{i+1/2}^{\text{Roe}} = F_{i+1/2}^{+} + F_{i+1/2}^{-}$$

また、 b はTVD的な解を得るための係数であり、

$$1 \leq b \leq 4 \quad (17)$$

の範囲になければならない。本研究では、計算の安定化のために $b=1.0$ を採用し、これは最も人工粘性の影響が大きい場合である。

4.2 CIP法

比較対象として、3rd COスキームと同じ空間3次精度のCIP法⁸⁾を用いる。CIP法は移流方程式の数値解法の1つであり、隣接する2つの格子点における変数の値とその微分値を用いて、格子点間を3次式で補間することで、高精度な解析を可能としている。移流方程式の解法であるので、生成項を含む非保存形支配方程式をそのまま解くことができないので、次のような2つの式に分割する。

$$\frac{\partial Q^*}{\partial t} + \begin{pmatrix} u & 0 & 0 \\ 0 & u & 0 \\ 0 & 0 & u \end{pmatrix} \frac{\partial Q^*}{\partial x} = 0 \quad (19)$$

$$\frac{\partial Q^*}{\partial t} = - \begin{pmatrix} 0 & \rho & 0 \\ 0 & 0 & 1/\rho \\ 0 & \gamma p & 0 \end{pmatrix} \frac{\partial Q^*}{\partial x} - S^* \quad (20)$$

本報で対象とするような過渡応答の計算のためには複数の方程式を連立して解く必要がある。吉田ら⁸⁾のように微小振幅領域で線形化した支配方程式において特性線に沿った適合方程式を解く場合は未知数が少ないため計算が安定であるが、線形化せずに支配方程式を直接解く場合、計算が振動的になってしまい、物理的な解が得られない。そこで本研究では、計算の安定化のために尾形らによる人工粘性¹⁶⁾を用いる。この人工粘性は以下の式で定義され、 $u > 0$ である場合には以下の式で表される。

$$q = b \begin{cases} -\rho c \Delta u + \frac{\gamma+1}{2} \rho (\Delta u)^2 & \text{if } \Delta u < 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (21)$$

人工粘性係数は推奨値である0.75とした。人工粘性は式(20)に加えられ、以下ようになる。

$$\frac{\partial Q^*}{\partial t} = - \begin{pmatrix} 0 & \rho & 0 \\ 0 & 0 & 1/\rho \\ 0 & \gamma p + (\gamma-1)q & 0 \end{pmatrix} \frac{\partial Q^*}{\partial x} - S^* \quad (22)$$

本研究で用いるCIP法の計算において生成項がない場合は衝撃波管問題に相当し、尾形らによって妥当性が確認されている¹⁶⁾。

本報のCIP法で最終的に解く式は式(19)と式(22)である。式(19)は移流方程式であるのでCIP法をそのまま適用して解き、式(22)は差分法により解く¹⁷⁾。計算格子は計算の安定化のためにスタガード格子を用いるが、これはスカラー量である圧力・密度・温度とベクトル量である流速を半格子ずつずらして定義する格子系である。

4.3 境界条件

境界条件は管路入口に対応する格子点上で圧力及び密度が一定とし、流速を計算する。ただし、各変数の勾配は0とする。管路出口の格子点上では流速0 m/sの固定値を与え、他の変数は計算する。

5. 空気圧管路モデルの解析

5.1 検討方法

前節で説明した計算法を用いて、Fig. 2で示す断面が直径 D の円形である真っ直ぐな管路を対象として解析を行った。初期条件として管路内の圧力が大気圧で一定であると、入口の圧力 P_{in} を $t=0$ において $\Delta p=500\text{Pa}$ だけ上昇させたときの管路末端の圧力 P_{end} の過渡応答を調べた。温度は293Kとして、粘性や密度は標準気圧下における値を用いた。管路の長さ $L=1.0\text{ m}$ とし、管摩擦の影響を調べるために管路の内径 D は無次元数 $D_n=4L\mu/(\rho c D^2)$ の値が0.1, 0.001, 0.0となるような値とした。無次元数 D_n は北川らが導入した管路過渡応答を支配する無次元パラメータ⁷⁾であり、管路軸方向の伝播を支配する時間パラメータ $T_L=L/c$ と管路内の軸方向の非定常流速分布の発達を支配する時間パラメータ $T_N=\rho D^2/(4\mu)$ の比である。 $D_n=0.0$ は D が無限大の極限であり、管路内径が十分大きく摩擦を無視できる場合に相当する。 $D_n=0.0$ の計算を行った理由は、計算が不安定になり易く数値的な粘性の影響が大きいので、計算方法そのものの特性を把握しやすいからである。1通りの L と Δp のみについて試行するが、計算結果は全て無次元化して表記し、さらに微小振幅領域は線形領域でもあるため問題ない。基準解の計算法として、実験との比較から妥当性が示されている北川らによるBrownらの微小振幅領域における線形化モデル^{4), 18)}の特性曲線法による高速高精度計算法を用い、格子分割数 $n=100$ とした。3rd COスキームとCIP法に

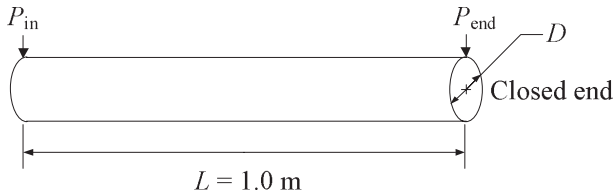


Fig. 2 Target pipeline of this study

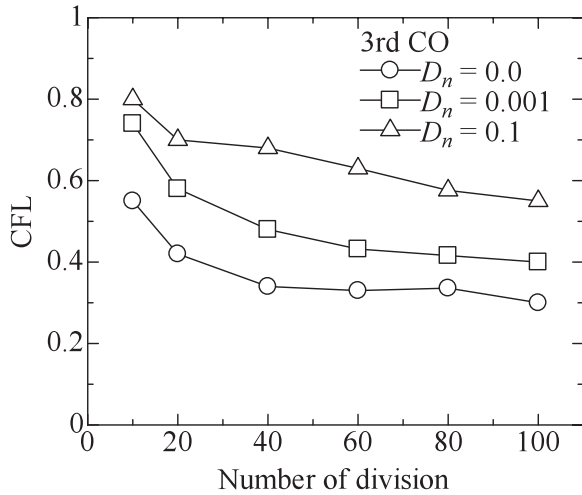


Fig. 3 Upper limits of the CFL number against the number of pipeline divisions with 3rd CO scheme

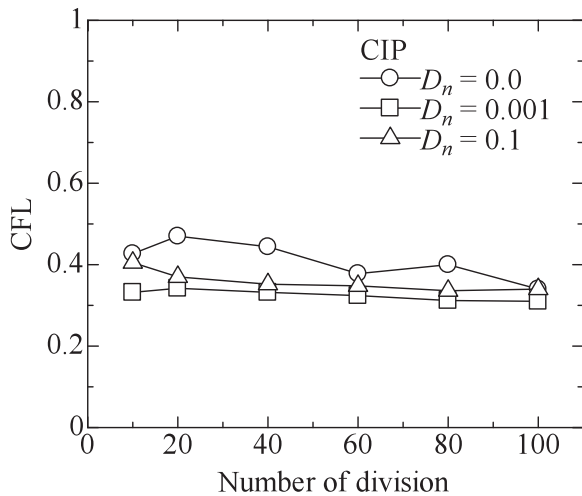


Fig. 4 Upper limits of the CFL number against the number of pipeline division with CIP method

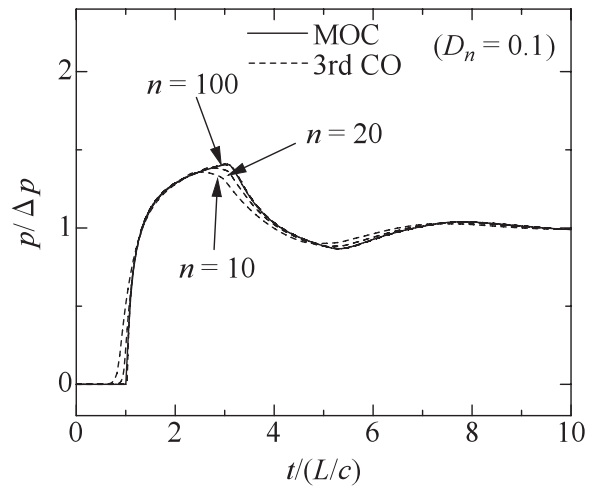
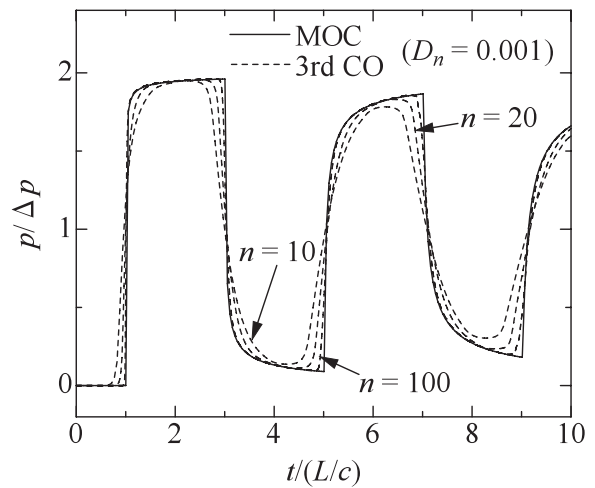
については数種類の n について試行し、格子分割数が計算解に与える影響を調べた。

5.2 計算の安定性

一般に差分法における計算の精度と安定性はCFL条件に依存する。そこで、まずは音速についてのクーラン数CFL

$$CFL = \frac{c\Delta t}{\Delta x} \quad (17)$$

に対する計算の安定限界を調べた。具体的にはそれぞれの計算条件において5通りの管路分割数 $n = 10, 20, 40, 60, 80, 100$ に対してCFLを0.01刻みで変化させ、十分長い時間 $t/(L/c) = 200$ まで安定に計算が行えるかどうかを確かめ、

Fig. 5 Comparison of the pressure responses among the method of characteristics (MOC) result and the 3rd CO results ($D_n = 0.1, b = 1.0$)Fig. 6 Comparison of the pressure responses among the method of characteristics (MOC) result and the 3rd CO results ($D_n = 0.001, b = 1.0$)

CFLの安定上限を調べた。

Fig. 3に示すのはそれぞれの D_n に対する3rd COスキームの安定限界となるクーラン数である。安定限界のCFLは管路分割数の増大に伴い単調に減少し、また D_n の増大によって単調に増大していることがわかる。計算においては時間分割の決定法が問題となるが、計算の安定性が単調な性質を持つことから、最も不安定である $D_n = 0$ の場合のCFLを用いることで常に安定に計算できると考えられる。

Fig. 4に示すのはそれぞれの D_n に対するCIP法の安定限界となるクーラン数である。3rd COスキームの場合とは異なり、安定限界のCFLはほぼ一定であるが、同一の D_n に対して単調ではない。また、 D_n の増大に対して必ずしも安定限界が向上するわけではなく、本報で試行した3通りの D_n の中では $D_n = 0.001$ が最も不安定であった。しかし、計算の安定限界が D_n に対して単調でないため安定に計算できる条件を求めることは困難である。

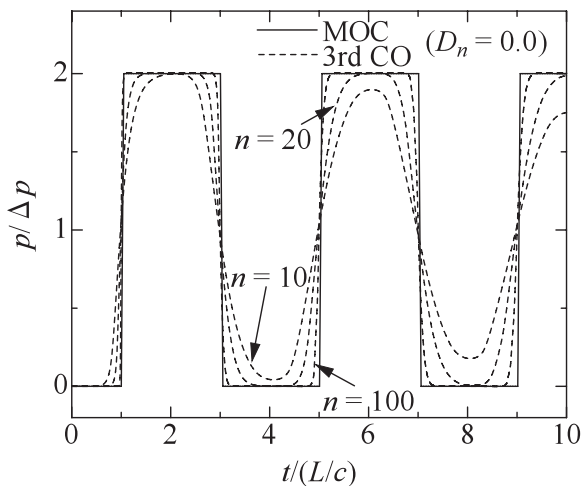


Fig. 7 Comparison of the pressure responses among the method of characteristics (MOC) result and the 3rd CO results ($D_n = 0.0$, $b = 1.0$)

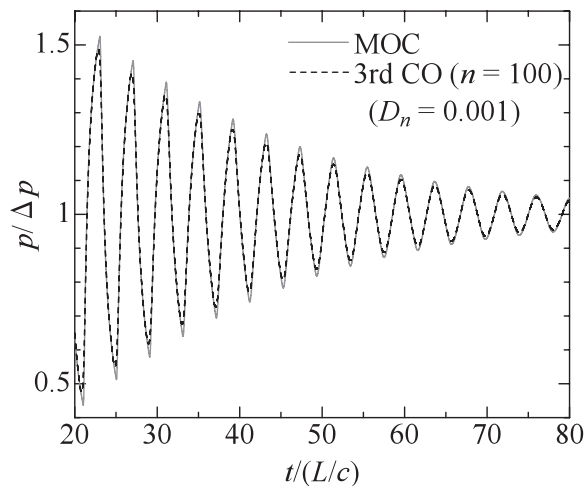


Fig. 8 Comparison of the pressure responses among the method of characteristics (MOC) result and the 3rd CO results ($D_n = 0.001$, $b = 1.0$)

5.3 計算解の比較

線形化モデルを特性曲線法で解いた結果 (MOC)、保存形支配方程式を直接3rd COスキームで解いた結果、非保存形支配方程式を直接CIP法で解いた結果を比較した。一般に差分法においてはCFLが1に近いほど計算精度は向上する。特性曲線法ではCFL=1, 3rd COスキームでは $D_n=0$ における安定限界のCFL, 計算の安定限界の決定が困難であったCIP法においてはそれぞれの D_n における安定限界のCFLを用いた計算結果を用いた。

Fig. 5からFig. 7に3種類の格子分割数の3rd COスキームによる3種類の D_n についての計算結果と特性曲線法(MOC)の計算結果の比較を示す。 $n = 100$ の場合を比べると、特性曲線法の結果と極めてよく一致しており、これは非定常層流圧力損失の高速高精度計算法が保存系支配方程式に上手く適用できていることを示している。格子分割数の影響を調べると、分割数が少ないほうが特性曲線法との誤差が小さくなっており、 D_n が大きい場合の方が差は小さい。格子分割数の増大に伴い誤差が低減されるのは差分法の誤差が低減されるためであり、 D_n が大きい場合に誤差が低減されるのは、管摩擦が大きいため管路の特性として高周波成分がカットされ、基準解が鈍った波形になるからである。最も厳しい計算条件であるFig. 7の D_n を0とした場合において、3rd COスキームは1周期目において特性曲線法の解と極めて良く一致しているが、時間の発展に伴って僅かずつではあるが誤差が増大している。

Fig. 8では3rd COスキームによる分割数100, $D_n = 0.001$ とした場合の $t/(L/c) = 80$ までの計算結果を特性曲線法の計算結果と比較しているが、時間が発展しても数値粘性の影響が問題となっていない。これは圧力損失による波形の減衰が数値粘性による減衰よりも支配的なためであり、このことから分割数100あれば $D_n = 0.001$ 以上の管路の過渡応答の計算には実用上十分である。また、Fig. 7からわかるよう

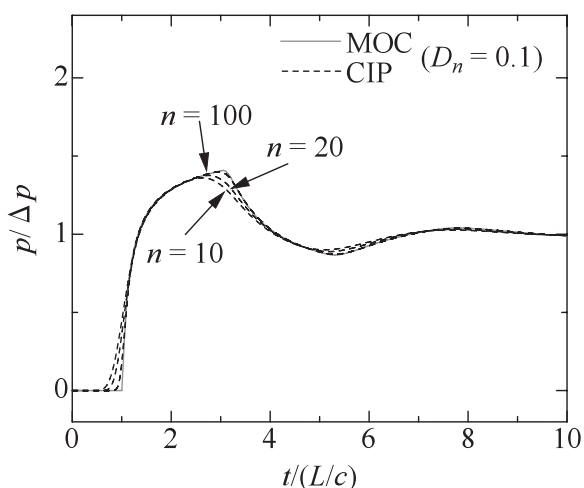


Fig. 9 Comparison of the pressure responses among the method of characteristics (MOC) result and CIP results ($D_n = 0.1$, $b = 0.75$)

に格子分割数を増やした場合の計算精度向上の度合いが大きい点から、より小さな D_n の管路に対しても格子分割数の増大によって計算精度の確保を図ることが容易であると考えられる。

Fig. 9からFig. 11に非保存形支配方程式をCIP法により解いた結果と特性曲線法 (MOC) による計算結果の比較を示す。格子分割数が多いほど特性曲線法に近づいている点は3rd COスキームと同様であるが、全体的に解の鈍りが大きく、格子分割数の増大による誤差の低減効果も3rd COスキームよりも小さい。波形の鈍りの原因として考えられるのは空間及び時間方向の差分化誤差と減衰項として作用する人工粘性である。どちらの計算方法も時間方向の差分方法はEuler法であり、空間方向の差分は3次精度であるので、この波形の鈍りの主な原因は人工粘性によるものであり、TVDスキームは数学的考察を基に局所的に非線形の人工粘性を加えることで計算の安定化と散逸の低減を効果的

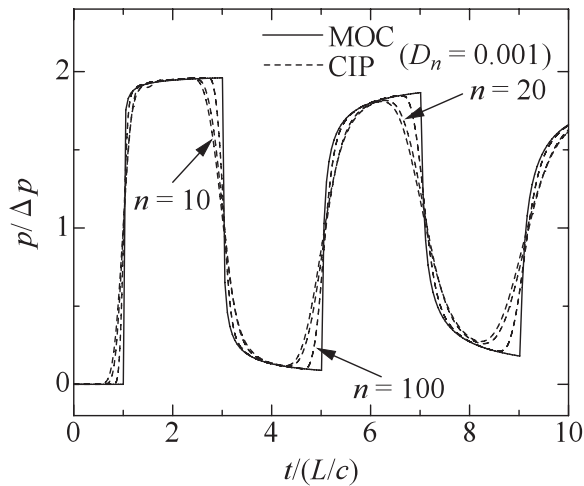


Fig. 10 Comparison of the pressure responses among the method of characteristics (MOC) result and CIP results ($D_n = 0.001$, $b = 0.75$)

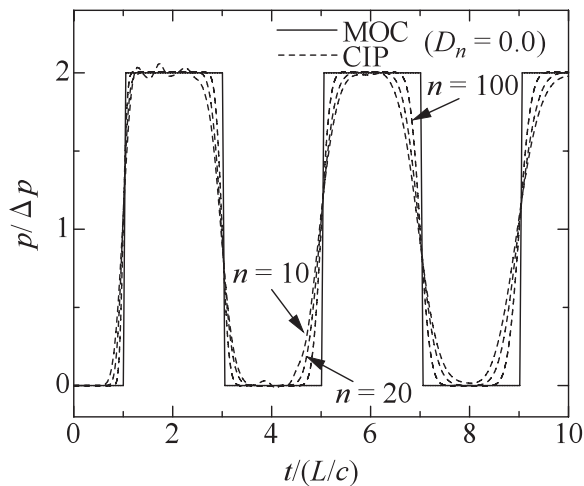


Fig. 11 Comparison of the pressure responses among the method of characteristics (MOC) result and CIP results ($D_n = 0.0$, $b = 0.75$)

に行えていると考えられる。

5.4 計算時間の比較

最後にそれぞれの計算方法における計算時間の比較を行った。まずTable 1に示すのは同一の格子分割数における各計算方法の時間進行1ステップあたりの計算時間を特性曲線法 (MOC) の計算時間で規格化したものである。特性曲線法の計算時間が最も短く、CIP法、3rd COスキームはそれぞれ特性曲線法の約1.1倍、2.2倍であった。総合的な計算時間の比較は同程度の精度をもつ計算に対して行うべきである。そこで3rd COスキームとCIP法の計算精度がほぼ同程度となる条件を試行錯誤的に調べた。Fig 12の $D_n = 0.001$ における3rd COスキームで $n = 40$ の場合とCIP法で $n = 100$ の場合の計算解の比較では3rd COスキームの方が計算精度が良い。この場合の総合的な規格化した計算時間をTable 2に示すが、同等以上の計算精度においてCIP法と比較して3rd COスキームは20%以上高速に計算できることが

Table 1 Normalized computation times of 1 time step

	MOC	CIP	3rd CO
Normalized time	1.0	1.1	2.2

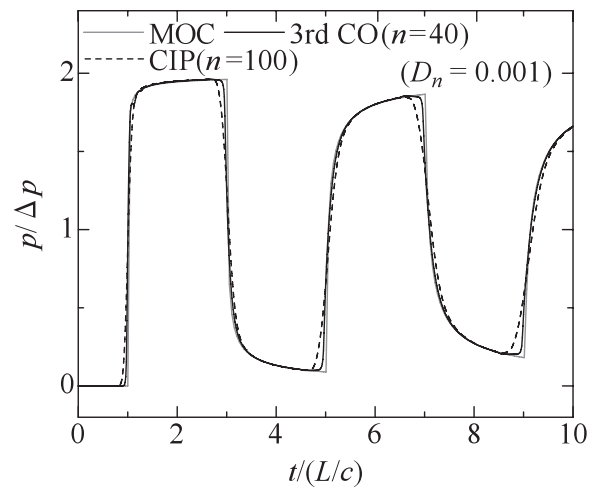


Fig. 12 Comparison of the pressure responses between the 3rd CO result with $n = 40$ and the CIP result with $n = 100$

Table 2 Total computation times

	MOC	CIP	3rd CO
Normalized time	1.0	8.3	6.3

わかった。CFL = 1で計算可能なMOCと比較すると約6倍の計算時間が必要となってしまうが、特性曲線法は分岐を含む管路網への適用は難しく、さらに微小振幅領域のみで使用可能な線形化モデルを使っている。一方、今回3rd CO法で用いた保存系支配方程式は、生成項さえ変更すれば乱流場や大振幅領域にもそのまま適用可能であり、汎用性が高い。

6. 結 言

本研究では、空気圧管路内流れを統一的に扱える高精度解析法の構築を目的として、研究の最初の段階として微小振幅領域に焦点を当て、非定常層流圧力損失の計算を行った。将来的に統一的な解法とするために、差分法により元の支配方程式を直接解く方法を採用した。計算方法として保存形の支配方程式を用いた高次精度風上差分法に着目し、TVDスキームである3次のChakravarthy-Osherスキームを用いた。

まず、非保存形の支配方程式において導出された高速高精度計算法が保存形に容易に変換可能であることを示した。導出された保存系支配方程式を3次のCOスキームで解き、計算解を特性曲線法及びCIP法と比較した。計算結果の比較から、構築手法は非保存系支配方程式をCIP法で解く場合と比較して0.8倍以下の計算時間でより高精度であること

がわかった。本手法は線形化等のモデル化を行っていないため、線形領域のみを扱うモデルと比較すると計算時間の面で不利であるが、生成項を変更するだけで乱流場や大振幅領域にも適用可能である。これらの場合への適用は今後の課題としたい。

参 考 文 献

- 1) 則次敏郎：ゴム人工筋を用いたリハビリテーション支援ロボット，油圧と空気圧，Vol. 28, No. 1, p. 29-34 (1997)
- 2) Tadano, K., Kawashima, K. and Kagawa, T.: Development of a Master Slave Manipulator with Force Display using Pneumatic Servo System for Laparoscopic Surgery, International Journal of Assistive Robotics and Mechatronics, Vol. 8, No. 4, p. 6-13 (2007)
- 3) 北川能，香川利春，真田一志，岡田敬夫：空気圧管内流れの過渡特性に関する研究，計測自動制御学会論文集，Vol. 33, No. 4, p. 227-233 (1997)
- 4) Brown, F. T.: Transient Response of Fluid Lines, Transactions of ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 84, No. 4, p. 547-553 (1962)
- 5) Zielke, W.: Frequency-Dependent Friction in Transient pipe Flow, Transactions of ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 90, No. 1, p. 109-115 (1968)
- 6) 香川利治，李一永，北川能，竹中利夫：特性曲線法における非定常層流圧力損失の高速高精度計算法，日本機械学会論文集B編，Vol. 49, No. 447, p. 2638-2644 (1983)
- 7) 北川能，香川利春，竹中利夫：空気圧管路の過渡応答の特性曲線法による高速高精度計算法，計測自動制御学会論文集，Vol. 20, No. 7, p. 648-653 (1984)
- 8) Yabe, T. and Aoki, T.: A Universal Solver for Hyperbolic Equations by Cubic-Polynomial interpolation 1. One-Dimensional Solver, Computer Physics Communication, Vol. 66, p. 219-232 (1991)
- 9) 吉田真，香川利春：CIP法における非定常層流圧力損失の高速高精度計算法，日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 36, No. 4, p. 109-114 (2005)
- 10) 香川利春，星野毅夫，小山紀，清水優史：圧縮性流体の管路容量系における非定常流れに関する研究，計測自動制御学会論文集，Vol. 28, No. 6, p. 655-663 (1992)
- 11) 真田一志：最適化有限要素モデルによる管路の流体過渡現象のシミュレーション，日本油空圧学会論文集，Vol. 31, No. 1, p. 1-6 (2000)
- 12) 川越茂敏，鹿毛一之，松尾一泰，ほか2名：一次元非定常圧縮性管内流れの特性曲線法による解法，機械の研究，Vol. 38, No. 12, p. 1347-1352 (1986)
- 13) Von Neumann, J. and Richtmyer, R. D.: A Method for the Numerical Calculation of Hydrodynamic Shocks, Journal of Applied Physics, Vol. 21, p. 232-237 (1950)
- 14) Harten, A.: High Resolution Schemes for Hyperbolic Conservation Laws, Journal of Computational Physics, Vol. 49, p. 357-393 (1983)
- 15) Chakravarthy, S. R., Osher, S.: A New Class of High Accuracy TVD Schemes for hyperbolic Conservation Laws, AIAA paper 85-0363 (1985)
- 16) Ogata, Y. and Yabe, T.: Shock Capturing with Improved Numerical Viscosity in Primitive Euler Representation, Computer Physics Communications, Vol. 119, p. 179-193 (1999)
- 17) 矢部孝，内海隆行，尾形陽一：CIP法，森北出版株式会社 (2003)
- 18) Brown, F. T.: A Quasi Method of Characteristics with Application of Fluid Lines with Frequency Dependent Wall Shear and Heat Transfer, Transactions of ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 91, No. 2, p. 217-227 (1969)

研究論文

気泡除去装置の設計と評価に関する研究*

(第1報, 放気口径の選定)

坂間 清子**, 鈴木 隆司***, 田中 豊****

A Study on Design and Estimation of Bubble Eliminator (1st Report: Selection of Diameter of Vent Port)

Sayako SAKAMA, Ryushi SUZUKI, Yutaka TANAKA

Hydraulic systems feature compact, high-output power and rapid response. However, when air bubbles are mixed into the hydraulic oil, they lower the efficiency of hydraulic systems and contribute to instrument malfunctions. Therefore, it is important to eliminate these bubbles from the oil. Our project team has been developing an active bubble elimination device termed a bubble eliminator, which removes air bubbles using a swirl flow. The shape of the device affects the removal performance, so the choice of shape parameters is key to improved performance of the device. The purpose of this study is to optimize the shape parameters of the bubble eliminator. We focus particularly on the optimal diameter of the vent port. In order to determine this parameter, flow behaviors in the bubble eliminator are investigated in the laboratory with transparent bubble eliminators and numerical analysis of the experimental conditions. The validity of numerical simulation is verified by comparing its results with flow patterns obtained from image photos of an experimental flow visualization. Numerical analysis is carried out under fixed conditions, and an optimal diameter for the vent port is determined.

Key words : Bubble, Bubble eliminator, CFD, Flow visualization, Hydraulic system

1. 緒 言

作動油を動力伝達媒体として用いる油圧システムは、小形ながら高い出力が得られるという特徴を有するが、近年、機器の更なる小形化、高出力化が求められており、それに伴いシステムの高圧化が進んでいる¹⁾。しかしながら、システムの高圧化は、油圧作動油に対する熱的負荷の増大やキャビテーション発生等の原因となる。このキャビテーションにより析出した溶解空気は、システムの効率の低下²⁾や、キャビテーションエロージョンを引き起こす。また、油中の気泡は、断熱圧縮による油温上昇のために作動油の劣化促進³⁾の原因ともなり、積極的に取り除く必要がある。

これらの問題を解決するために、著者らは旋回流を用いて気泡を除去する気泡除去装置を開発し、従来の研究で、実験や数値解析の結果からこの気泡除去装置が効率よく気

泡を除去することを明らかにしている⁴⁾。一方、油圧システムの性能を向上させる方法として、高剛性作動油を用いた研究⁵⁾が行われているが、気泡除去装置を用いて気泡を取り除くことで、従来の油でも同様の効果が期待できる。また、アキシアルピストンポンプ内のキャビテーション噴流の可視化実験や数値解析⁶⁾、キャビテーション噴流による壊食実験⁷⁾等が行われており、その現象や低減方法が明らかにされているが、油中気泡を積極的に分離除去しなければ問題の解決にはならない。作動油タンクの小形化を目的としたサイクロン形気泡除去装置の開発例⁸⁾が報告されているが、形状パラメータなどは明らかにされていない。

著者らの従来の研究では、作動流体の条件や気泡除去装置の各部の形状パラメータを種々変更して流れの数値解析を行うことで、作動流体や各形状パラメータの条件の違いが気泡の除去性能におよぼす影響について明らかにしている⁹⁾。しかしながら、気泡除去装置の性能向上には、装置の形状パラメータの最適化が不可欠である。

本研究では、気泡除去装置内の流れの可視化実験と数値解析を用いて気泡除去装置の最適設計を行うことを目的とする。まず第1報では、集合した気泡を取り除く際の通り道となる放気口に注目し、放気口径の選定について検討する。

*平成24年1月27日 原稿受付

**法政大学大学院デザイン工学研究科システムデザイン専攻

***オーパスシステム(株)

(所在地 東京都目黒区中目黒3-18-1)

****法政大学デザイン工学部システムデザイン学科

(所在地 東京都千代田区富士見2-17-1)

(E-mail : y_tanaka@hosei.ac.jp)

2. 主な記号

D_3 : 放気口径
 Q : 体積流量
 V : 質量流量
 E_H : 作動油流出率
 E_B : 気泡除去率
 添字
 H : 油
 B : 気泡
 i : 流入口
 o : 流出口

3. 気泡除去装置の構造と原理

Fig. 1に気泡除去装置の構造と原理を示す。気泡除去装置は、二つの流入口とその流れを接線方向から受ける流入管路部、一定傾斜を持つテーパ管路部、それに続く流出口、流出口と反対側に設置される放気口により構成されている。この装置は、接線方向からの油の流入により旋回流を作り出し、油より比重の小さい気泡（空気）が中心に集まることを利用している。中心に集まった気泡は、背圧により放気口から外部へ排出される。回路内の作動油の流体エネルギーを利用することで使用することができ、他の動力源を必要としない。

4. 可視化実験と数値解析の比較

4.1 可視化実験

気泡除去装置内部の流れを可視化するために、透明アクリルで作成した気泡除去装置を用いて可視化実験を行った。Fig. 2に実験装置の回路図を示す。可変モータにより吐出量0.6~30L/minでトロコイドポンプを動作させ、容量30Lのタンクから作動油をアクリル製の気泡除去装置に流入させる。使用しているタンクには、気泡を取り除くためのフィルタや隔板等は設けられていない。ポンプの吸い込み側には、作動油に一定量の空気を混入させるためにコンプレッサが設けられている。コンプレッサから空気圧用の精密な絞り弁を介して空気を混入させ、流量計のモニタを確認しながら

ら空気量を調整する。気泡除去装置に流入する油と気泡は、気泡除去装置内で分離され、流出口と放気口の2つのポートから流出する。気泡除去装置の放気口側には、ニードルバルブが設置されている。通常、ニードルバルブは開いた状態で使用し、集められた気泡は連続的に放気ラインを通して除去される。放気口側のニードルバルブを閉めると、集められた気泡は合体し、気泡柱を形成する。気泡除去装置の上流側と下流側には、それぞれコリオリ式流量計が取り付けられており、各ポートの流量データが得られる。ア

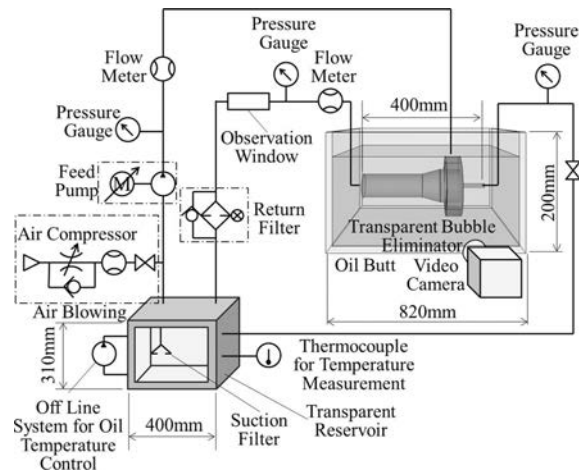


Fig. 2 Experimental fluid circuit for flow visualization

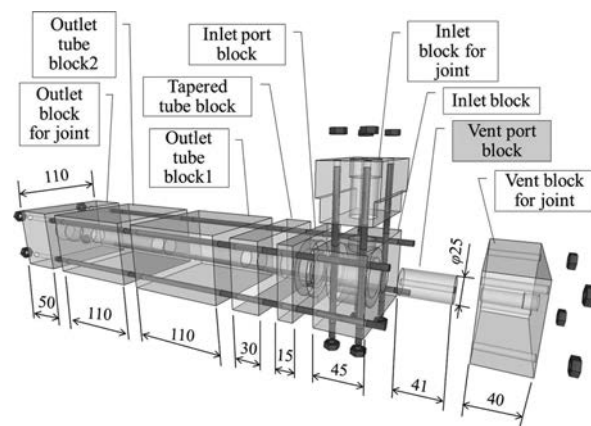


Fig. 3 Transparent bubble eliminator for experimental flow visualization

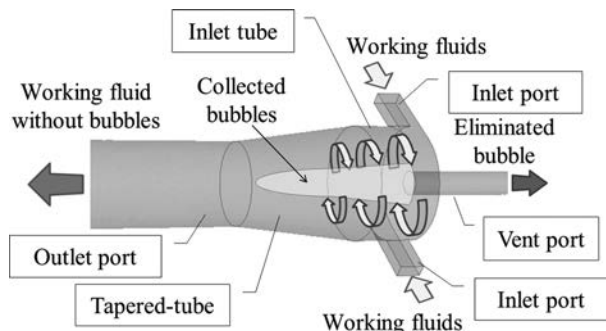


Fig. 1 Design and principle of bubble eliminator

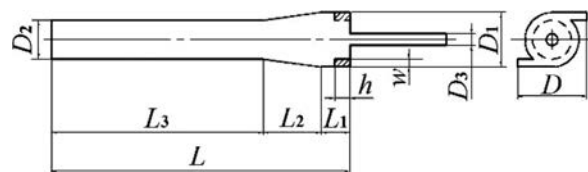


Fig. 4 Geometry of bubble eliminator

Table 1 Dimensions of standard model

D	D_1	D_2	D_3	w	h	L	L_1	L_2	L_3	[mm]
36	28	20	6	3	6	265	15	30	220	

クリルによる屈折の影響を取り除くために、気泡除去装置は油で満たされた油槽に浸されており、この気泡除去装置の内部の流れの様子を観察するために、1秒間で240フレームの撮影が可能なデジタルカメラが取り付けられている。

Fig. 3に可視化実験に使用した気泡除去装置の分解図を示す。実験に用いた気泡除去装置は、9つの透明アクリルパーツで構成されており、ロッドとナットにより固定されている。それぞれのパーツを組み替えて使用することで、異なる形状パラメータで実験を行うことが可能である。本報では、放気口径の違いによる装置内部の流れの違いを検討するため、放気口管路ブロックのみを交換して実験を行う。

Fig. 4とTable 1に気泡除去装置の基準の寸法を示す。実験では、基準の形状パラメータ ($D_3 = 6\text{ mm}$) から放気口径 D_3 を 2 mm , 4 mm , 8 mm と変更し、それぞれの流れの挙動を観察した。実験は、油温が 40°C になるまで装置を運転してから行い、気泡除去装置に流入する流量をおよそ 20 L/min 、油の動粘度は $31.3\text{ mPa}\cdot\text{s}$ 、コンプレッサにより混入させる気泡量を 0.3 L/min に設定し、この条件を基準として実験を行った。ただし、作動油中には既に気泡が混入しており、実際にはこれよりも多い気泡が混入している。このとき、放気口側の絞りを閉じ、流入した流体の旋回流が十分に減衰し流出口からポアズユ流れで流出すると仮定すると、流出口側の中心軸方向の平均流速は 1.06 m/s であり、下流管路径 D_2 を代表長さとしたときのレイノルズ数は 707 である。

Fig. 5は可視化実験で撮影された画像の一例と、各部位の説明図である。このとき、放気口側のバルブは閉じられた状態であり、集合した気泡が白黒画像では白く合体し、気泡柱を形成している。この気泡柱は、放気口を閉じて約 500 ms で、下流側へ 45 mm 程度まで成長する。

Fig. 6は放気口径を変更して行った実験で撮影されたそれぞれの動画中の1フレームである。放気口側のバルブは開いた状態で実験を行っており、集合した気泡は定常的に放気口から押し出されている。ここで、 Q_i と Q_o は、それぞれ流量計で測定された気泡除去装置に流入する流体の体積流量、流出口から流出する流体の体積流量である。気泡が集合する位置に注目すると、放気口径が大きくなるほど、気泡の集合する位置が放気口の出口方向に移動することがわかる。また、放気口内の気泡を観察すると、放気口に流れ込む気泡の量は放気口径が大きくなるほど多くなり、より多くの気泡が除去されていることがわかる。Fig. 7はコリオリ流量計により測定された質量流量の値である。 V_i と V_o は、それぞれ気泡除去装置に流入する流体の質量流量、流出口から流出する流体の質量流量であり、横軸に放気口径、縦軸に質量流量の値をとっている。放気口径が大きくなるほど、気泡と共に放気口から流出する油の量も増え、コリオリ式流量計で測定される流入口から流入する油と流出口

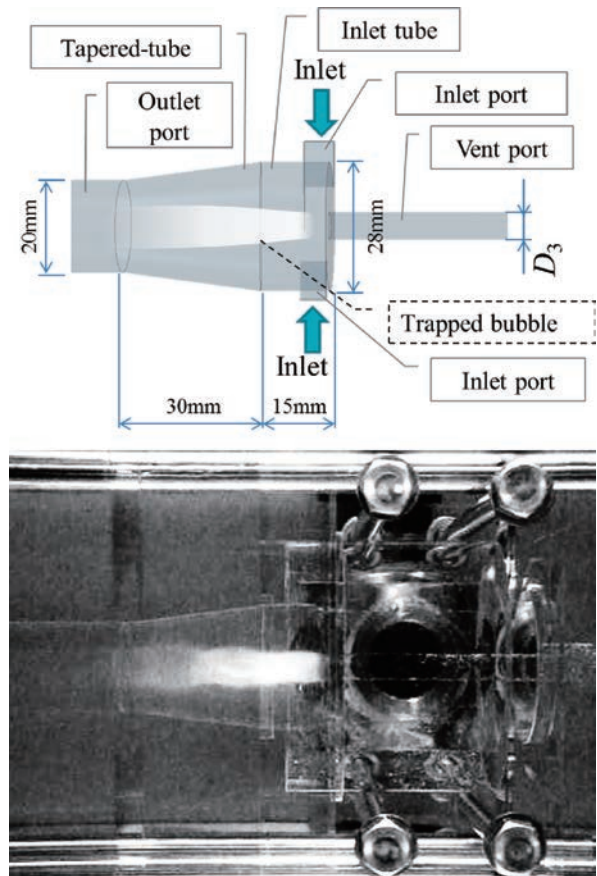


Fig. 5 Illustration for experimental flow visualization

から流出する油の質量流量の差が大きくなり、油の損失が増加する。これらの定量的な評価については、第5節で、数値解析の結果から算出される油の損失量を評価する作動油流出率 E_{ti} と放気口から除去される気泡の除去量を評価する気泡除去率 E_b の二つの指標を用いて説明する。

4.2 数値解析

前項で得られた可視化実験の結果と比較するために、可視化実験の条件に合わせて、数値解析を行う。本研究では、解析ソフトウェアSTAR-CDを用いて気泡除去装置内の流れの数値解析を行っている。作動流体は、油と空気の気液二相流として扱っている。放気口の入口部を原点として、装置の中心軸上に z 軸をとり、格子系には収束性に優れるポリヘドラルメッシュを使用している。Fig. 8に座標系と格子系の設定を示す。可視化実験と同様に、 $2, 4, 6, 8\text{ mm}$ の放気口径のモデルを用いて数値解析を行った。気泡除去装置への流入量と、流出口と放気口からの流出比は、実験で得られた値と同じとし、油の動粘度は $31.3\text{ mPa}\cdot\text{s}$ とした。従来の研究⁹⁾で、混入気泡の割合が変わっても後で述べる気泡除去率に大きく違いが出ないことが確認されているため、本報では混入気泡の割合は定性的な比較をしやすい 5% とした。また、混入気泡は合体したりせず、その粒子径は 0.3 mm とした。

Fig. 9に気泡除去装置の z 軸を通る縦断面の気泡含有率分

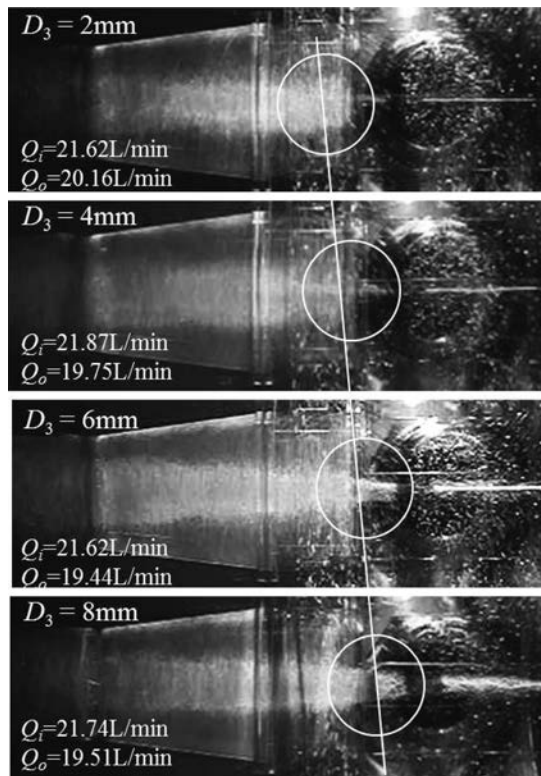


Fig. 6 Photograph frames with changes of vent port diameter

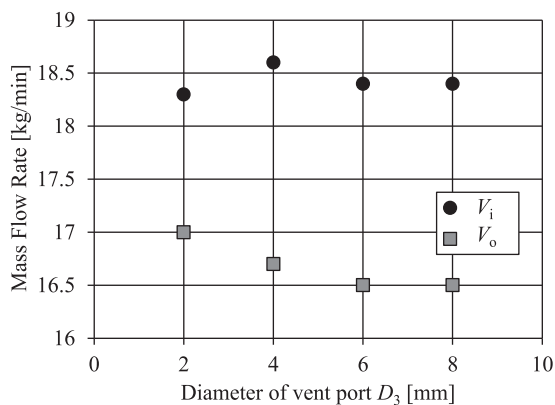


Fig. 7 Inlet and outlet flow rate

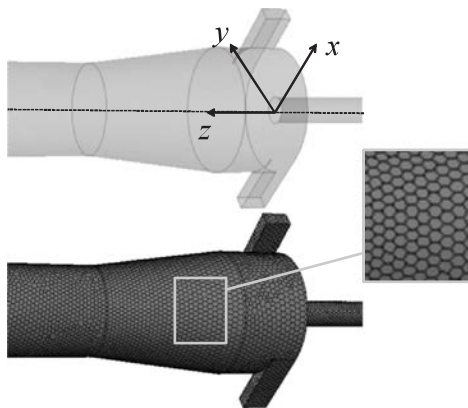


Fig. 8 Mesh and coordinate definition for CFD

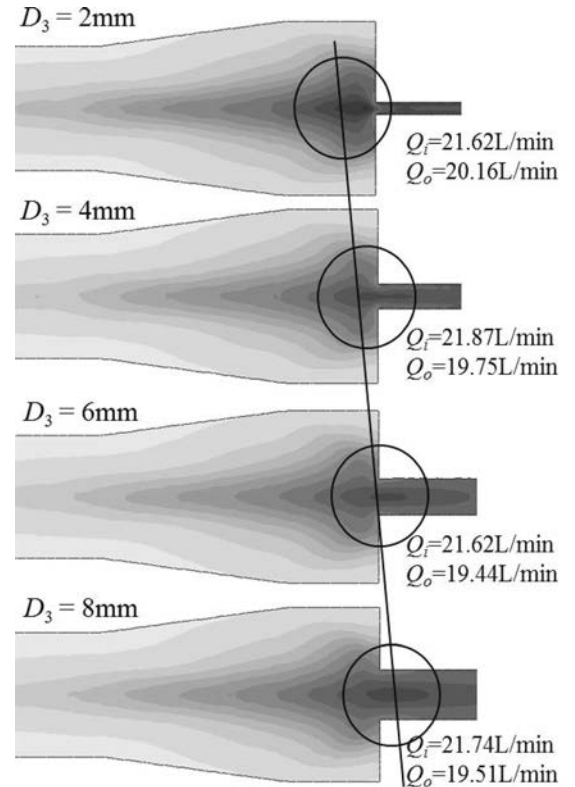


Fig. 9 Volume fraction of bubbles along longitudinal section

布を示す。放気口径が大きくなるほど、気泡の集合する位置が放気口の出口方向に移動することがわかる。また、放気口径が小さいものの方が放気口中の気泡の割合が高く、放気口径が大きくなるにつれて、放気口から気泡とともに除去される油の損失が増えることが確認できる。以上のように、Fig. 6の可視化実験とFig. 9の数値解析の結果は気泡の集合する位置が定性的によく一致しており、数値解析の妥当性が確認された。

5. 放気口径の選定

以上の結果を踏まえ、数値解析を用いて放気口径の選定を行う。ただし前節では、可視化実験の条件に合わせて数値解析を行ったが、本節では気泡除去装置への流入流量はすべて20L/min、流出口と放気口からの流出比は、流出口と放気口の面積比とし、条件を固定する。その他の流体条件は前節の条件と同一とする。また、装置形状については、前節の条件に放気口径が10, 14mmの2通りの形状モデルを加えて、計6通りの条件で解析を行った。

Fig. 10に気泡除去装置内の気泡の含有率分布を示す。放気口径が小さくなるほど、気泡が放気口入口付近に集合し、放気口径が大きくなるほど、気泡が最も集まる位置が放気

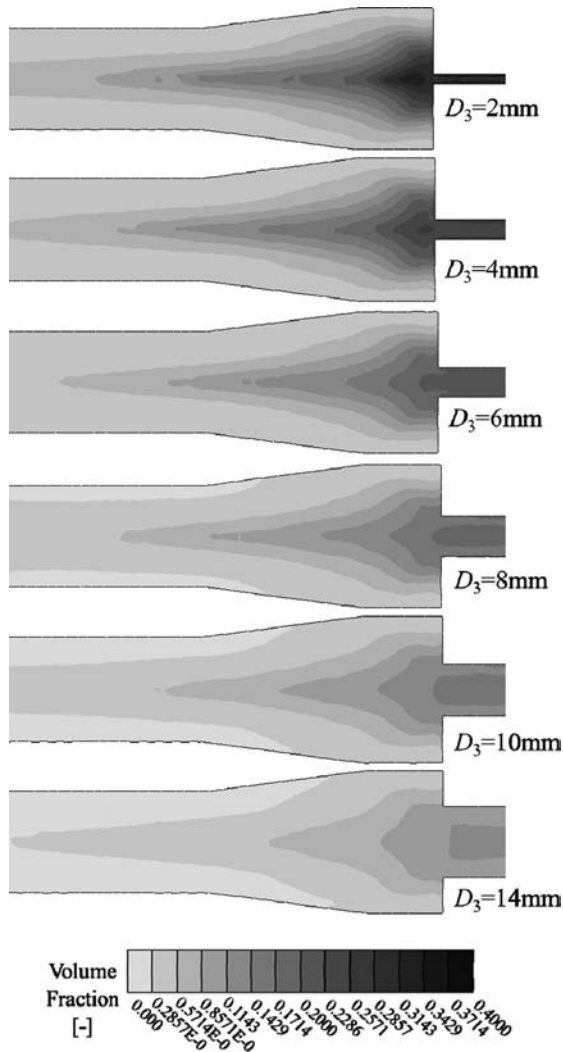


Fig. 10 Volume fraction of bubbles in various diameters of vent port

口の出口方向に移動することがわかる。また、放気口径が小さいものの方が、放気口中の油に対する気泡の割合が大きく、放気口径が大きくなるほど、放気口中の油に対する気泡の割合が小さいことがわかる。したがって、放気口径が大きいほど、放気口から流出する油の量が多く、油の損失量が多い。Fig. 11は、放気口径が14mmの場合の装置断面のx-z成分の気泡の速度と、放気口径が2～14mmの装置中心軸上の流れのz成分の速度を示している。流出口へ向かう流れを正としているため、放気口へ向かう流れの速度は負の値をとる。装置断面の気泡の速度ベクトルと中心軸上のz方向速度成分の値から、流入管路部からテーバ管路部にかけて放気口へ向かう流れが生じることがわかる。また、放気口径が大きいほど放気口へ向かう流れが大きいことがわかる。したがって、放気口径が大きいほど、集合した気泡が放気口から除去されやすい。

以上のことから、油の損失を減らすには、放気口径を小さく設計し、気泡を放気口入口付近に集めやすくする必要があるが、集めた気泡を少しでも多く放気口から排出させ

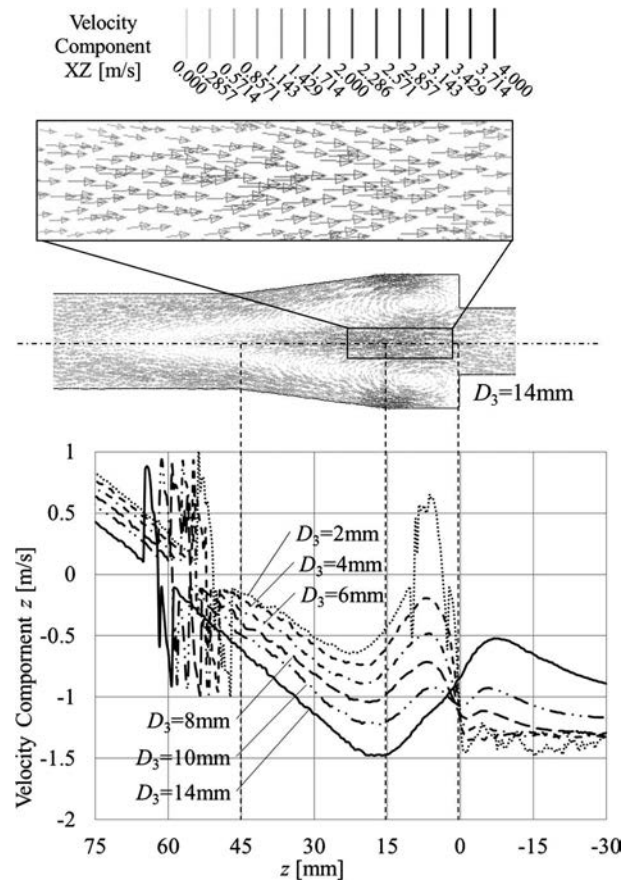


Fig. 11 Velocity of bubbles in various diameters of vent port by numerical simulation

るには、放気口径を大きくとり、放気口の出口方向への流れを多くする必要がある。すなわち、気泡の除去量と油の損失量にはトレードオフの関係がある。

ここでは、数値解析結果を用いて両者の関係を定量的に評価するために、作動油流出率 E_H と気泡除去率 E_B の二つの評価指標を導入する。作動油流出率 E_H [%]と気泡除去率 E_B [%]を、それぞれ以下の二式で定義する。

$$E_H = \frac{Q_{Ho}}{Q_{Hi}} \times 100 \quad (1)$$

$$E_B = \frac{Q_{Bi} - Q_{Bo}}{Q_{Bi}} \times 100 \quad (2)$$

ここで、 Q_{Hi} [L/min]と Q_{Bi} [L/min]は、それぞれ気泡除去装置の流入口から流入する油の体積流量と気泡の体積流量を表し、 Q_{Ho} [L/min]と Q_{Bo} [L/min]はそれぞれ気泡除去装置の流出口から流出する油の体積流量と気泡の体積流量を表す。したがって、作動油流出率 E_H と気泡除去率 E_B が共に大きい方が、気泡の除去性能は高いと評価できる。

Fig. 12に放気口径と気泡除去性能の関係を示す。横軸に放気口径をとり、点線は作動油流出率、実線は気泡除去率を表している。放気口径が小さいほど、作動油流出率は向上するが気泡除去率は低下し、放気口径が大きいほど、作動油流出率は低下するが気泡除去率は向上する。また、作動油流出率を表す曲線と気泡除去率を表す曲線は、放気口

径が13から14mm程度のときに約70%の値で交わる。この交点が最も気泡の除去量と油の損失量のバランスのとれた点であり、この条件においては、放気口径が13から14mm程度が最も効率のよい放気口径であるといえる。他の形状パラメータや作動流体の条件が異なる場合でも、この評価方法を用いることで最適な放気口径を求めることが可能である。

6. 結 言

本報では、放気口を含む気泡除去装置全体を透明アクリルで作成して可視化実験を行い、放気口径の違いにより気泡除去装置内の流れの挙動が異なることを明らかにした。また、可視化実験の条件に合わせて数値解析を行い、可視化実験の結果と数値解析の結果が定性的によく一致していることを確認した。さらに、作動油流出率と気泡除去率の二つの評価指標を用いて、最適な放気口径を検討し、放気口径の選定方法を示した。今後は、他の形状パラメータとの関係性を考慮し、より除去性能の高い気泡除去装置の設計法を検討する。

本研究は、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」の一部として実施されたことを付記して、実験に協力いただいた株式会社ティーエヌケーの田中信之氏、三科一男氏、川村仁人氏をはじめ関係者に謝意を表す。なお、本研究の数値解析は法政大学情報メディア教育研究センターのソフトウェアを用いて実施された。

参 考 文 献

- 1) Brendan Casey: Mobile Hydraulic Equipment-Increasing the Pressure-, Machinery Lubrication Magazine, January (2008)
- 2) 竹内二三生: 電気油圧サーボ式試験機とともに, 油圧と空気圧, Vol. 26, No. 3 (1995)
- 3) Backe and Lipphardt: Influence of the Dispersed Air on the Pressure, CI Mech. Eng., C97/76, p. 77-84 (1976)
- 4) Tanaka, Y., et. al: Visualization of Flow Fields in a Bubble Eliminator, J. Visualization, Vol. 4, No. 1, p. 81-90

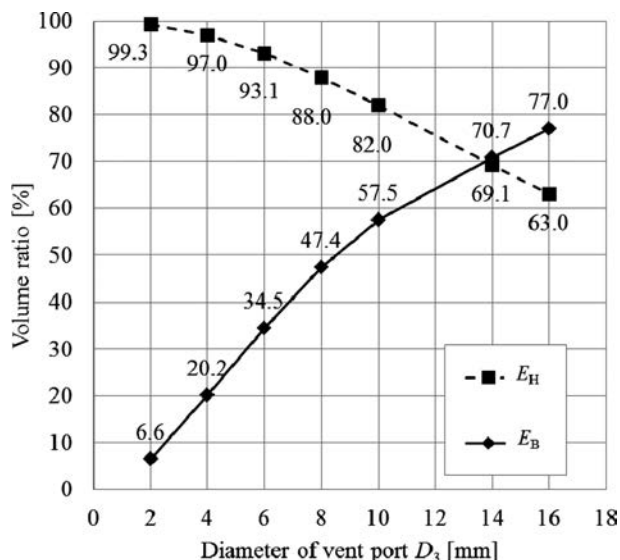


Fig. 12 Volume ratio in various diameters of the vent port

(2001)

- 5) 留滄海, 芦金石, 坪内俊之, 大坂一人, 大場孝一, 北川能: 高剛性作動油による油圧サーボシステムの性能向上 (第1報, 圧力応答の向上), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 42, No. 2, p. 25-30 (2011)
- 6) 築地徹浩, 高瀬拓也, 野口恵伸: アキシアルピストンポンプ内のノッチからのキャビテーション噴流の可視化解析, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 42, No. 1, p. 7-12 (2011)
- 7) 風間俊治, 三浦頼仁: 噴流キャビテーション壊食の低減 (絞り出口および噴流衝突面近傍形状による流れ場制御), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 38, No. 6, p. 77-82 (2007)
- 8) 小西晃子, 石井庄太郎, 野原達郎: 作動油タンクの小型化, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 39, No. 5, p. 272-275 (2008)
- 9) 田中豊, 坂間清子, 鈴木隆司: 数値解析による気泡除去装置の設計指針の確立, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, No. 100-3, p. 46-47 (2010)

〒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