研究論文

油圧スイッチング制御回路のシミュレーション解析に関する研究*

斎藤 隆 允**, 鈴木 茂***, 伊東 孝 彦****, 眞田 一 志*****

A Study on Simulation Analysis of a Fluid Switching Transmission

Takanobu SAITO, Shigeru SUZUKI, Takahiko ITO, Kazushi SANADA

As a continuously variable transmission, authors proposed a fluid switching transmission system (FST) that could be a solution for energy saving. In this study, a highly precise model of the FST system was developed in order to analyze performance of the FST system by simulation. It was imperative to carry out detailed analysis of the energy loss of components, such as oil motor, oil pump, flywheels, hoses and joints, etc. Thermal dynamics determine oil temperature and viscosity which influence energy loss. Simulation results showed a good agreement with experimental results. A technique for building a highly precise simulation model of the FST system was established.

Key words : Oil-Hydraulics, Simulation, Continuous Variable Transmission, Fluid Switching Transmission, Energy Saving

1. はじめに

油圧伝動回路は、油圧ポンプで発生した動力を油圧モータに伝え、仕事をさせるための動力伝達を担う回路である。たとえば、ハイドロスタティックトランスミッション(HST)がその一例であり、省エネルギー効果が期待されている油圧トランスフォーマに関する研究^{1)~3)}も行われている。これらの油圧伝動回路では、油圧ポンプあるいは油圧モータを可変容量形とすることによって、速度やトルクの無段階制御を実現している。

本研究は、定容量形のポンプとモータを用いた新しい油圧伝動回路について、その時間応答を高精度に再現するシミュレーションモデルの構築手法を明らかにすることを目的とする。本研究で対象とする油圧伝動回路は、Fluid Switching Transmission (FST) と呼ばれる新しい制御方式⁴⁾⁵⁾を適用した油圧回路で、定容量形のポンプおよびモータと、アキュムレータ、2個の電磁切換弁から構成されている。定容量形のポンプとモータを用いながら、電磁切換弁の開閉を制御することによって、圧力や流量を無段階に制御できる点に特長がある。FST方式油圧伝動回路は半導体スイッチング回路と相似性⁶⁾があることが指摘されており、スイッチング動作を行う方向切換弁の過渡応

答特性⁷⁾についても検討されている。さらに、FSTで駆動されるフライホイールを搭載した鉄道車両の実験結果も報告⁸⁾⁹⁾されている。このように、FSTは、鉄道車両をはじめとする移動体の駆動回路への応用が期待されている。FSTの適用範囲をさらに広げるためには、FST方式油圧伝動回路の最適設計や実現される駆動特性などを、あらかじめ定量的に把握することが求められている。そのためには、時間応答を高精度に再現できるシミュレーションモデルの構築手法を確立する必要がある。本研究は、FST方式油圧伝動回路の実験装置を対象として、要素機器の詳細なモデリングを積み重ね、精度の高いシミュレーションが可能なモデルの構築手順を明らかにすることを目的とする。

第2章ではFSTの概要を紹介する。第3章では要素機器のモデルについて述べる。特に、圧力損失と熱収支に焦点を当てたモデリングを行う。第4章では、実験結果とシミュレーション結果を比較検討する。第5章で、本研究の結果をまとめて述べる。

主な記号

D	油圧ポンプ、油圧モータの押しのけ容積
$E_{loss\,total}$	回路全体のエネルギー損失
E_{tank}	タンクから放出される熱エネルギー
I_1	フライホイールFW1の慣性モーメント
I_2	フライホイールFW2の慣性モーメント
n	ポリトロップ指数
P_{acc}	アキュムレータの窒素ガスの絶対圧力
P_{atm}	大気圧(絶対圧力)
p_{acc}	アキュムレータの窒素ガスのゲージ圧力
p_1	油圧ポンプの圧力
$p_{1\,loss}$	ポンプ側の管路における圧力損失

*平成16年10月7日 原稿受付

**日立製作所(横浜国立大学大学院修了)

***サクサ株式会社

****雪ヶ谷制御研究所

*****横浜国立大学大学院工学研究院

(所在地 〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5)

sanada@ynu.ac.jp

p_2	油圧モータの圧力
p_{2Loss}	油圧モータ側の管路における圧力損失
p_{pLoss}	油圧ポンプの圧力損失
q_a	アキュムレータへの流量
q_1	油圧ポンプの吐出流量
q_2	油圧モータの吸込流量
T_i	油圧ポンプのトルク
$T_{FW1Loss}$	FW1損失トルク
T_2	油圧モータのトルク
$T_{FW2Loss}$	FW2損失トルク
T_{mLoss}	油圧モータの損失トルク
T_m	IPMモータのトルク
t	時間
V_a	ガス体積
ν	作動油粘度
θ	作動油温度
ω_1	フライホイールFW1の角速度
ω_2	フライホイールFW2の角速度

2. FST実験装置の概要

FST方式油圧伝動回路の実験装置をFig. 1に示す。定容量形ポンプ、定容量形モータ、アキュムレータAccおよび電磁切換弁VS1、VS2などで構成されている。フライホイールFW2は、車両などの空気抵抗やころがり抵抗による走行抵抗と質量による慣性抵抗を模擬した有効なモデルとして用いられている。FW2の回転数などを検出し、目標値などと比較して、電磁切換弁の開閉操作を行った。実験装置の主な仕様をTable 1に示す。本実験装置の油圧ポンプはIPMモータで駆動されている。ポンプ入力軸にはフライホイールFW1を取り付けている。FW1の運動エネルギーの放出・蓄積は、駆動モータ出力トルクとポンプ負荷トルクの大小関係による。ポンプ負荷トルクの方が大きい場合は、駆動モータ出力トルクにFW1の回転が減速する際に発生する慣性トルクが付加されてポンプを駆動することとなり、このときFW1の運動エネルギーは放出される。ポンプ負荷トルクの方が小さい場合は、駆動モータ出力トルクと負荷トルクの差分で、FW1の回転は加速される。すなわちFW1に運動エネルギーが蓄積されることになる。慣性モーメントは、実験装置の構成部品特性、制御目標等により最適な値を選定している。なお、ポンプの負荷トルクは電磁切換弁の開閉状態およびアキュムレータの圧力値により左右される。ポンプの吐出部とタンクとの間の電磁切換弁VS1が開の時はアンロード状態となり、負荷トルクの大きさは理論的に零になる。よってFW1はモータ駆動トルクによって加速され、運動エネルギーが蓄積されることになる。VS1が閉の時はポンプの負荷トルクはアキュムレータの圧力値に依存し、その値が駆動トルクより大きければFW1の運動エネルギーが放出され、小さければ運動エネルギーが蓄積される。またアキュムレータと油圧モータM1の間の電磁切換弁VS2は、主にVS1が閉の時に開閉動作を行い、ポンプの負荷トルクは開、閉いずれの場合もアキュムレータ圧力に依存することになる。なお、ポンプとモータは、同型の油圧モータを2台購入して、その1台をFW2を駆動する油圧モータとして使用し、他の1台をIPMモータで駆動される油圧ポンプとして使用した。すなわち、FSTの応用においては、油圧ポンプが油圧モータとして動作する運転モードや、油圧モータが油圧ポンプとして動作する運転モードが想定されるからである。

次に、駆動源を一定速、定馬力で運転し、フライホイールFW2を目標回転数である2,400rpmまで加速した実験結果のポンプの起動から定常状態までの時間応答特性をFig. 2に示す。起動直後の短時間のうちに、フライホイールFW1の回転数 ω_1 は制御目標回転数である1,500rpmに到達し、多少の変動はあるものの、ほぼ一定の回転数を維持している。このように、定馬力制御をおこなう場合は、定容量形油圧ポンプを一定回転数で制御できるため、駆動源やポンプの最も効率の高い運転点近傍の回転数で運転することも可能となる。このことにより、エネルギー蓄積装置と併用する場合等では、駆動源を間欠運転することでさらなる省エネルギー化も可能となる。また負荷状況により駆動源をパースシャルロードになる制御も可能である。アキュムレータの圧力 p_{acc} が上昇し、フライホイールFW2が回転を始める。その後、電磁切換弁の開閉を繰り返すことにより、回転数 ω_2 は目標回転数である2,400rpmとなるように実験を行った。アキュムレータの圧力 p_{acc} の変動は、電磁切換弁の開閉に起因したものである。下段のプロットは、油圧タンクで測定した油温 θ の実験結果である。実験開始時に油温は17℃であったが、その後上昇し、時刻350sでは約19℃になった。室温は15.3℃であった。

次に、駆動源を一定速、定馬力で運転し、フライホイールFW2を目標回転数である2,400rpmまで加速した実験結果のポンプの起動から定常状態までの時間応答特性をFig. 2に示す。起動直後の短時間のうちに、フライホイールFW1の回転数 ω_1 は制御目標回転数である1,500rpmに到達し、多少の変動はあるものの、ほぼ一定の回転数を維持している。このように、定馬力制御をおこなう場合は、定容量形油圧ポンプを一定回転数で制御できるため、駆動源やポンプの最も効率の高い運転点近傍の回転数で運転することも可能となる。このことにより、エネルギー蓄積装置と併用する場合等では、駆動源を間欠運転することでさらなる省エネルギー化も可能となる。また負荷状況により駆動源をパースシャルロードになる制御も可能である。アキュムレータの圧力 p_{acc} が上昇し、フライホイールFW2が回転を始める。その後、電磁切換弁の開閉を繰り返すことにより、回転数 ω_2 は目標回転数である2,400rpmとなるように実験を行った。アキュムレータの圧力 p_{acc} の変動は、電磁切換弁の開閉に起因したものである。下段のプロットは、油圧タンクで測定した油温 θ の実験結果である。実験開始時に油温は17℃であったが、その後上昇し、時刻350sでは約19℃になった。室温は15.3℃であった。

3. FSTのモデリング

シミュレーション解析を行う目的は、FST方式の適用範囲を拡大する際の技術資料を提供することにある。実際に応用を検討する際には、油圧伝動回路としての特性だけでなく、省エネルギーの効果や小型化なども検討項目に挙げられる。回路における動力損失は省エネルギーの効果を示す

Fig. 1 An experimental system of FST

Table 1 Specification of experimental system

Pump/Motor	Displacement volume	14.5×10^{-6}	m ³
Accumulator	N ₂ gas volume	0.004	m ³
	preload pressure	3.2	MPa
FW1	Total Inertia	0.6	kgm ²
	Weight	20.6	kg
	Diameter	$\phi 0.4$	m
	Height	0.06	m
	Thickness	0.025	m
FW2	Total Inertia	5.02	kgm ²
	Weight	92.8	kg
	Diameter	$\phi 0.5$	m
	Height	0.24	m
	Thickness	0.035	m
Hydraulic fluid	ISO VG32		
Drive Motor	Set revolution	1,570	rpm

Fig. 2 Experimental results of a FST system

ためには必須の解析項目である。一方で、小型化を指向する場合には、油温上昇も把握する必要がある。回路における動力損失の多くが作動油の温度上昇をもたらすため、動力損失の定量的な評価は重要な解析課題である。

3. 1 要素機器の基礎式

(a) 油圧ポンプ

油圧ポンプ、IPMモータ、およびフライホイールFW1の回転の運動方程式は、回転部分の慣性モーメントを I_1 、IPMモータの発生トルクを T_m 、油圧ポンプのトルクを T_1 、フライホイールFW1におけるトルク損失を $T_{FW1Loss}$ とすれば、次式で表される。

$$T_m = I_1 \dot{\omega}_1 + T_1 + T_{FW1Loss} \quad (1)$$

油圧ポンプのトルク T_1 は、ポンプの吐き出し圧力 p_1 とポンプの圧力損失 p_{pLoss} 、およびポンプの押しのけ容積 D を用いて、次式で表される。

$$T_1 = D (p_1 + p_{pLoss}) \quad (2)$$

油圧ポンプの吐き出し圧力 p_1 からポンプ側の管路の圧力損失 p_{1Loss} を差し引いた値が、アキュムレータの圧力に等しい。ガスの絶対圧力を P_{acc} とし、大気圧を P_{atm} とすると、次式の関係が成り立つ。

$$P_1 - P_{1Loss} = a (P_{acc} - P_{atm}) \quad (3)$$

ただし、係数 a は電磁切換弁VS1の開閉に応じて下記の値をとる。

$$a = \begin{cases} 1 & \text{VS1 is closed} \\ 0 & \text{VS1 is opened} \end{cases} \quad (4)$$

油圧ポンプの吐き出し流量 q_1 は、回転数を ω_1 とすると次式で表される。

$$q_1 = D \omega_1 \quad (5)$$

(b) 油圧モータ

油圧モータとフライホイールFW2の回転の運動方程式は、回転部分の慣性モーメントを I_2 、油圧モータのトルクを T_2 、フライホイールFW2におけるトルク損失を $T_{FW2Loss}$ とすると、次式で表される。

$$I_2 \dot{\omega}_2 = T_2 - T_{FW2Loss} \quad (6)$$

油圧モータのトルク T_2 は、吸い込み口圧力 p_2 とモータにおけるトルク損失 T_{mLoss} を用いて次式で表される。

$$T_2 = D p_2 - T_{mLoss} \quad (7)$$

油圧モータの吸い込み口圧力 p_2 は、アキュムレータのガスの絶対圧力 P_{acc} 、油圧モータ側の管路の圧力損失 p_{2Loss} などを用いて次式で表される。

$$p_2 = b (P_{acc} - P_{atm}) - P_{2Loss} \quad (8)$$

ここで、係数 b は電磁切換弁VS2の開閉に応じて以下の値をとる。

$$b = \begin{cases} 0 & \text{VS2 is closed} \\ 1 & \text{VS2 is opened} \end{cases} \quad (9)$$

油圧モータの流量 q_2 は次式で表される。

$$q_2 = D \omega_2 \quad (10)$$

(c) アキュムレータ

アキュムレータ内の封入ガスの体積を V_g とし、ポリトロップ変化を仮定すれば、ガスの絶対圧力 P_{acc} は次式で表される。

$$P_{acc} = P_{acc0} \left(\frac{V_{g0}}{V_g} \right)^n \quad (11)$$

ただし、添字0は、ガス封入時の値を表す。

アキュムレータへの流入流量を q_a とすれば、ガス体積 V_g の時間変化は次式で表される。

$$\frac{dV_g}{dt} = -q_a \quad (12)$$

アキュムレータへの流入流量 q_a は、電磁切換弁VS1と

VS2の開閉に応じて、ポンプ流量 q_1 とモータ流量 q_2 を用いて次式で表すことができる。係数 a と b は式(4)と式(9)で定義される。

$$q_a = a q_1 - b q_2 \quad (13)$$

3.2 管路における圧力損失

ポンプ側とモータ側の管路における圧力損失である p_{1Loss} と p_{2Loss} は、管路、フィルタ、チェック弁、および電磁切換弁における圧力損失を合計したものである。

管路の圧力損失は、円管や、エルボ管およびベント管における圧力損失の合計である。円管における圧力損失は円管内定常層流圧力損失を仮定して求めた。また、使用している継ぎ手についても、損失係数 ζ 、流量 q 、流路面積 A 、密度 ρ を用いて次式をもとに、圧力損失を可能な限り求めた¹¹⁾。

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} \left(\frac{q}{A} \right)^2 \quad (14)$$

電磁切換弁の開閉状態によって流路が異なるため、開閉状態に応じて場合分けした。圧力損失を計算するためには、動粘度と流量が必要である。動粘度は、後述の熱収支の計算から求められる油温の関数として算出した。管路の流量はポンプあるいはモータの回転数に比例するので、管路における圧力損失を回転数の関数として定式化し、シミュレーションに用いた。

3.3 フライホイールの損失トルク

フライホイールによる損失トルクは、周囲の流体に影響する流体摩擦損失（風損）と、軸受けに影響する軸受け摩擦損失（軸損）に大別される。FW1はリムアンドディスク形、FW2は円柱形であり、それぞれ円板部分および側面部分について風損を計算した。また軸受けについては、速度と荷重に起因する軸損を計算した。

円板部分の風損トルク T_R は次式で与えられる¹²⁾。

$$T_R = 0.5 C_{FR} \rho_a \omega^2 R^5 \quad (15)$$

ここで、 C_{FR} は円板部の摩擦抵抗係数、 ρ_a は空気の密度、 R はフライホイール半径、 ω は回転数である。円板部の摩擦抵抗係数 C_{FR} は、円板部の半径 R の位置における流れの状態（層流あるいは乱流）で異なり、レイノルズ数 $Re_R = \omega R^2 / \nu$ に応じて次式で算出される。

$$C_{FR} = \begin{cases} \frac{1.953}{\sqrt{Re_R}} : Re_R < 3 \times 10^5 : \text{laminar} \\ \frac{0.0728}{(Re_R)^{1/5}} : 3 \times 10^5 < Re_R : \text{turbulent} \end{cases} \quad (16)$$

側面部分の風損トルク T_l は次式で与えられる¹²⁾。

$$T_l = C_{FL} \rho_a \pi B \omega^2 R^4 \quad (17)$$

ここで、 C_{FL} は側面部の摩擦抵抗係数、 B はフライホイール高さである。側面部の摩擦抵抗係数 C_{FL} は、レイノルズ数 $Re_L (= 2 \pi \omega R^2 / \nu)$ に応じて算出されるが、詳細な計算式は参考文献¹²⁾に示されているので割愛する。

軸受の軸損は、転がり軸受けの速度に起因する軸損と、

荷重に起因する軸損に分けて考え、参考文献¹³⁾をもとに算出した。

風損と軸損をあわせてフライホイールにおける損失トルクとし、ポンプあるいはモータの回転数の関数として定式化し、シミュレーションに用いた。なお、FW1の損失トルクは入力エネルギーに対して損失として扱い、FW2の損失トルクは車両等の空気抵抗を模擬していることから、有効な負荷として用いている。

3.4 熱収支のモデリング

配管の圧力損失は、作動油の動粘度 ν に依存しており、動粘度 ν は油温 θ によって変化する。そのため、シミュレーションでは、熱収支の計算を行って作動油の温度を計算し、温度によって変化する動粘度を求める必要がある。実験で使用した作動油はISO VG32であり、Waltherの式を用いて油温 θ から動粘度 ν を求めた。

$$\log_{10} \log_{10} (\nu + 0.7) = A - B \log_{10} (273 + \theta) \quad (18)$$

ここに、 A と B は作動油によって決まる定数であり、ここでは以下の値を用いた。

$$\begin{cases} A = 9.53 \\ B = 3.74 \end{cases} \quad (19)$$

回路全体で作動油の温度分布が一様であると仮定して、油タンクの熱収支を考慮した。油圧回路全体のエネルギー損失 $E_{lossTotal}$ は次式で表される。

$$E_{lossTotal} = p_{1Loss} q_1 + p_{2Loss} q_2 + p_{pLoss} q_1 + T_{mLoss} \omega_2 \quad (20)$$

油タンクから放熱されるエネルギーを E_{tank} とし、次式で表した。

$$E_{tank} = k (\theta - \theta_{room}) \quad (21)$$

ここで、 θ_{room} は室温を表す。実験時の室温は15.3℃であった。係数 k はタンク表面積と放熱係数の積であるが、後述するように、予備実験によって定めた。

これらのエネルギーの差が油タンク内の作動油の温度上昇に使われるとすると、次式が成り立つ。

$$\frac{d\theta}{dt} = C (E_{lossTotal} - E_{tank}) \quad (22)$$

ここで、 C は熱容量に関する係数であり、予備実験によって定める。

係数 C と k を定めるために予備実験を行った。装置を運転させ、2,000sで装置を停止させた。約3,300sでフライホイールFW2が停止した。その後、6,000sまで、油温を測定し続けた。実験結果をFig. 3に示す。油温は、はじめ約15℃であったが、装置の運転により、最高35℃まで上昇し、装置停止後に徐々に降下した。装置の運転開始から1,000sまでの期間に、温度上昇の遅延が見られる。

実際にFST方式が採用される機器を含めた一般的な油圧機器が運用されている状態では、作動油の温度はある程度一定に保たれるので問題にならないと考えられるが、温度上昇の遅延原因を推定する。この遅延が出る主な要因は、作動油の温度上昇に最も大きく影響するFW2 (M1) の

2,400rpm運転状態の温度上昇率と、FW2停止後で作動油の流れが停止した状態での温度下降率に着目して各係数 (C, k) を決定したためと考える。また、制御状態によって使用する流路が異なることも影響していると考えられる。さらに詳細に遅延が発生する要因を運転状態の違いから推定する。

まず、この予備実験を大きく二つの状態に分けるとする。0–2,000s間を、主にFW2 (M1) が2,400rpmで回転している状態としてこれをcase1とし、2,000–6,000s間をFW2 (M1) が停止している状態、すなわち作動油が停止している状態をcase2とする。この場合、case1の温度上昇の要因はM1の圧力損失が主となり、装置管路、タンクなどの放熱特性とのバランスで温度上昇率が決定される。次にcase2では、作動油の循環がないので最も表面積が大きいタンク表面からの放熱量が温度下降率の主たる要因であると仮定する。

ここで、case1をさらに3つの状態に分ける。FW2を2,400rpmまで加速運転している状態 (0–300s) をcase1-1とし、FW2が2,400rpmに達した後、駆動源がパーシャルロードになった状態 (300–500s) をcase1-2、さらにFW2の回転数を2,400rpmで維持する運転を続けた状態 (500–1,000s) をcase1-3とする。case1-1部で、温度上昇率がシミュレーション結果より低くなっている原因は、case1ではFW2が2,400rpmで回転している状態としたのに対し、この間ではFW2の平均回転数が2,400rpmより低いためと考えられる。また、FSTの特徴である制御弁 (VS1, VS2) の開閉動作により、作動油が流れる流路が切り換わることで、熱収支の関係が変化するためと推定される。case1-2部では、作動油の温度が減少しているが、これはcase1-1部のVS2制御状態時に使用していなかったために冷却されたVS1系の流路を再度使用することで、作動油が一時的に冷却されたためと推定される。case1-3部では、case1-2部で使用を再開した流路を含めた装置全体の温度が均衡し、再度温度が上昇し始めている。ここで、温度上昇率がシミュレート値より高くなっている要因は装置全体の温度が飽和状態に達していないためと推定され、その後 (1,000s以降) は熱収支の均衡がとれてシミュレート値に近い値が実験でも得られていると推定できる。また、case2でもシミュレート値より実験値の方が若干低くなっている部分がある。これもcase1と同様に作動油の循環量の違いによると推定できる。このように、FST制御では、制御状態により使用する流路が異なるため、詳細なモデリングを行うには、さらに実験の細分化を行う必要がある。

この油温の測定結果に合うように係数 C と k を調整したシミュレーション結果を同図に示す。大局的にみれば、全体に実験結果をよく再現している。

3.5 油圧ポンプと油圧モータの損失

本実験装置では、2個の油圧モータを購入して、それ

ぞれモータおよびポンプとして使用した。実際、Fig. 1に示す回路においても、電磁切換弁VS2が閉鎖されると、回転状態にあるフライホイールFW2の慣性によって油圧モータが回転を続け、電磁切換弁VS2と油圧モータの間に分岐して接続されているチェック弁が開かれ、タンクから作動油を吸い込んで、ポンプ動作を行う状態がある。油圧モータがポンプとして動作しているときの損失を調べるため、IPMモータで駆動される側の油圧ポンプ (本来は油圧モータ) を用いて、油圧モータにポンプ動作を行わせた状態でのトルク損失を測定する予備実験を行った。

まず、電磁切換弁VS2を閉じ、電磁切換弁VS1を開いた状態で装置を運転する。油圧ポンプから吐き出された作動油はタンクにアンロードされる。駆動負荷が小さいため、インバータがトルクを適正值に調節し、フライホイールFW1を設定回転数に保つので、定常状態におけるインバータのトルク表示値 T_m を読み取る。定常状態であることを考慮すると、式(1)、式(2)、および式(3)から、次式が成り立つ。

$$T_m - T_{FW1Loss} = D (P_{acc} - P_{atm} + p_{iLoss} + p_{pLoss}) \quad (23)$$

アキュムレータの圧力は圧力センサで検出している。また、ポンプ回転数も検出しているので、フライホイールのトルク損失 $T_{FW1Loss}$ とポンプ側の管路の圧力損失 p_{iLoss} も既知である。これらの値を用いると、ポンプにおける圧力損失 p_{pLoss} が求められる。これに、押しのけ容積 D を乗じると、油圧モータにポンプ動作を行わせたときのトルク損失 T_{mLoss} を求めることができる。FW1の設定回転数を変えて同様

Fig. 3 Experimental results of oil temperature

の手法により p_{pLoss} と T_{mLoss} を算出した結果、これらは ω_1 に対して線形で近似することができ、 T_{mLoss} は次式で表すことができた。これは油圧モータのカタログ値と比べ、約15%高かった。

$$T_{mLoss} = 0.0126\omega_1 \quad (24)$$

3. 6 IPMモータ

駆動源に用いたIPMモータは、インバータにより速度制御が行われており、1,570rpmで定速運転するように設定されている。シミュレーションでは、速度のP制御系を構成し、トルクの上限值を設定してこれを模擬した。

4. シミュレーション

シミュレーションは実験装置と同様にサンプリング時間を50msとし、さらに切換弁の開閉応答時間を50msとした。アキュムレータの窒素ガスのポリトロプ指数は、平均圧力、蓄積時間および吐出時間などから、カタログに記載されていた最も条件に近い値として1.42を用いた。

シミュレーション結果をFig. 4に示す。実験結果と比較すると、駆動側回転数、負荷側回転数およびアキュムレータ圧力のいずれも非常によく一致している。両者をより詳細に比較すると、負荷側回転数が2,400rpmに到達する300s付近で、圧力波形が若干異なっているが、これはIPMモータのトルクを完全に模擬できていないことが原因だと考えられる。

Fig. 5は、負荷側回転数が2,400rpm時における動力の内訳を表示したものである。負荷側が2,400rpmで定速運転している約20秒間について、各種エネルギーを累積し、その割合を求めた。全動力はおよそ1.7kWであり、入力エネルギーとはほぼ一致した値となった。そこで、動力の内訳を解析した結果、全動力の約7割が油圧ポンプと油圧モータに係るものであることがわかった。

5. 考 察

本研究の目的は、FST方式油圧伝動回路の精度の高いシミュレーションが可能なモデルの構築手順を明らかにすることであり、その中で重要な課題は各種動力損失の解析であった。そこで各種機器の損失をカタログ値だけでなく、理論計算や実験値をモデルに用いることで、その精度を十分に高めることができた。Fig. 5の動力分布からもわかる通り、必要動力の大半が油圧ポンプと油圧モータによるものであった。FSTの性能は他の油圧制御方式と同様に油圧ポンプと油圧モータに大きく依存することがわかり、これらのモデル化に実験値を用いたことが、モデルの高精度化に大きく寄与したといえる。配管での圧力損失については、ゴムホースでの圧力損失だけでなく、使用している全ての継手について、形状を可能な限り考慮して計算した。その結果、ゴムホースに比べ、継手での圧力損失が大きいことが判明した。このことから、油圧回路に用いられる継

手も重要な要素であるということが言える。

6. おわりに

本研究では、FSTにおける各種機器の損失を詳細に解析することで、精度の高いシミュレーションモデルを作成することができた。しかし、現状では、油圧回路における作動油温度は一様であるとして取り扱っているが、実際には温度分布が生じている。さらにFST方式では、その特長のひとつである電磁切換弁のスイッチング制御により、配管流量、流路長や流れる油量等が、従来方式とは異なっている。このことから、温度分布がFST性能にどの程度影響を及ぼすのか、より詳細な解析が望まれる。また今回のシミュレーションでは電磁切換弁のスイッチング動作について、カタログ値からの静特性を考慮したのみに留め

Fig. 4 Simulation results

Fig. 5 Power distribution

たが、スイッチング動作はFSTの根幹であるため、動特性に関してもより詳細な解析が望まれる。ただし、取り扱い動力範囲にも左右されるが、油圧回路全体の損失の中で電磁切換弁の過渡応答時における損失が占める割合は小さいと想定される⁷⁾。

今後は、FSTを車両に搭載するなどの応用分野への適用が期待される。今回製作したシミュレーションモデルの構築手法を適用し、具体的なシミュレーションのためのモデル開発を行うことなどが今後の検討課題であると考ええる。

参 考 文 献

- 1) M. Richter, Moderne Antriebskonzepte im Presenbau, Olhtdraulik und Pneumatik, 40-10, 688/694 (1996).
- 2) 喜多, FFC方式の液圧可変ポンプ/モータ, 油空圧技術, 32-3, 56/62 (1993).
- 3) 馬, 池尾, 油圧トランスフォーマを用いたシリンダ駆動系の省エネルギー効果, 日本フルードパワーシステム学会論文集, 35-1, 15/21 (2004).
- 4) 伊東, 関, 青山, 島田, 鈴木, 油圧制御における新理論の展開, 平成14年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, p. 34/36 (2002).
- 5) 鈴木, 青山, 吉田, 山野, 関, 伊東, 油圧制御における新方式の試作, 実験報告, p. 37/29 (2002).
- 6) 関, 伊東, 鈴木, 油圧スイッチングを半導体パワー制御スイッチングに対比させた解析, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, p. 193/194, (2003).
- 7) 伊東, 関, 鈴木, 油圧スイッチング制御 (FST) の効率に与える開閉弁過渡応答特性の影響, 伊東, 関, 鈴木, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, p. 195/196, (2003).
- 8) 鈴木, 島田, ほか4名, 新油圧制御方式 (FST) で駆動されるフライホイール搭載鉄道車両, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, p. 197/198, (2003).
- 9) 伊東, 関, 乗り物のエネルギー消費量を削減する実験の報告, 日本機械学会第10回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, p. 325/328, 2003.
- 10) 斎藤, 鈴木, 伊東, 眞田, FST方式油圧駆動回路のシミュレーションによる特性解析, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, p. 191/192, (2003).
- 11) 日本油空圧学会編, 油空圧便覧, オーム社, p. 17/162, (1999).
- 12) 古谷善正, 村上光清, 山田豊: 流体工学, 朝倉書店, 1995, 192-207
- 13) J. プレンドライン, P. エッシュマン, L. ハスバルゲン, K. ワイガンド: ころがり軸受実用ハンドブック, 工業調査会, 1996, 193-203