研究論文

ポンプ供給圧低減による水圧モータシステムの高効率化*

八木 澤 遼**, 伊 藤 和 寿***, PHAM Ngoc Pha****, 池 尾 茂*****

Energy Efficiency Improvement of Water Hydraulic Motor System
with Reducing Pump Supply Pressure

Ryo YAGISAWA, Kazuhisa ITO, PHAM Ngoc Pha, Shigeru IKEO

Water hydraulic systems are an outstanding driving source because they have no risk of environmental pollution and fire hazard. However, conventional water hydraulic systems, as well as oil hydraulic systems, have larger energy loss for pressure loss through mainly control valves. Here, there are two solutions to achieve the energy-saving: reducing the restriction loss through control valves, and applying the energy recovery module with an accumulator. In oil hydraulic systems, the independent metering system which includes two control valves for one actuator to reduce the restriction loss through valves has been proposed. This system applies a variable displacement pump to control the pump supply flow. However, variable displacement pumps have been still at the stage of research and development in the field of water hydraulics because of the internal leakage and the difficulty of selecting materials on sliding parts. In contrast, the energy recovery module can reduce the energy consumption and be applied to water hydraulic systems.

This paper proposes two circuits which achieve each energy-saving solution for water hydraulic motor systems with a fixed displacement pump and compares the control and energy performances of these circuits. According to the experimental results, the pump supply energy of the proposed circuit which reduces the restriction loss could be reduced 40% of that of the conventional system. In contrast, the pump supply energy of the proposed circuit which applies the energy recovery module could be reduced 10% of that of the conventional system.

Key words : Water Hydraulic System, Energy Saving, Circuit, Motor, Velocity Control, Accumulator, Experimental Analysis

1. 緒 言

水圧システムは作動流体として清水を用いるため、機器の潤滑や耐食性の問題が生じるものの、高い清浄度と低い環境負荷を特長とし、様々な分野に適用されている¹⁾。しかし、水圧システムは油圧システムと同様に、制御弁において絞り損失が発生するため、ポンプの供給圧をこの分高く取らざるを得ず、結果的にエネルギー効率の低下につながっている。これに対し、要素機器単体の効率改善を除くと、システムの省エネルギー化の方法としては、システム内の圧力損失を低減化する方法と、エネルギー回生を行う方法とに分けられる。

絞り損失の低減に関しては、アンロード弁を用いる方法

の他に、制御弁での絞り損失等の無駄な動力の発生を防ぐためにIndependent metering システムが提案されている²⁾。このシステムは一つのアクチュエータに対して二つの制御弁を独立して駆動できるため、メータイン制御弁を常に全開口とすることで、そこでの圧力降下を低減させることが可能である。これに加え、このシステムはアクチュエータの必要流量を推定し、その値とポンプ供給流量が一致するようにポンプ斜板角を制御する。これにより、余分なポンプ供給流量の発生を防ぎ、結果的にポンプ供給圧を低減させることができる。このシステムは油圧システムに対しては効果が確認されている一方、水圧システムに対しては内部漏れや材料選定の難しさから、可変容量ポンプがほとんど市場に出回っておらず、これを用いて広い分野に適用した省エネルギーなシステムを構築することが難しくなっている³⁾。ポンプ供給流量を制御するために原動機の回転数を制御することも可能であるが⁴⁾⁻⁶⁾、一つの原動機が複数のポンプを駆動する場合を考えると、これは得策ではない。また、制御弁を用いずにOn/Off弁のスイッチングによってアクチュエータを制御する手法⁷⁾⁻⁸⁾も挙げられるが、このシステムの制御性能を向上させるには、一般的には弁への入力遅れと変換器の時定数の値を正確に調べておく必要

*平成30年1月25日 原稿受付

**芝浦工業大学大学院理工学研究科

(所在地：埼玉県さいたま市見沼区深作307)

(E-mail : md16092@shibaura-it.ac.jp)

***芝浦工業大学システム理工学部

****ベトナム科学技術省知的財産活用研究所

*****上智大学名誉教授

があり、広い分野への適用が難しい。

一方、エネルギー回生を行う方法は、従来は捨てられていたエネルギーを回収機構を用いて回収し、それを次の運転サイクルで活用するものであるが、特にアキュムレータを用いたエネルギー回収機構は、エネルギー変換ロスが削減できるため有効な手法である^{9)~10)}。

以上を背景として本研究では、供給源からの供給流量が一定である水圧モータ回転速度制御系に対し、ポンプの供給圧を低減させるための回路を提案する。具体的には、制御弁における絞り損失を低減させる回路と、アキュムレータを用いたエネルギー回収回路の二つを提案する。これらのシステムと、従来の水圧モータ駆動回路の制御性能およびポンプの供給エネルギーを実験により比較し、水圧システムにとってどちらの省エネルギー化手法がより有効か検証する。

2. 記 号

D	: 押しのけ容積
e	: 回転速度誤差
E	: エネルギー
P	: 圧力
q	: 流量
t	: 時間
T	: トルク
V	: 体積
η	: 比率
ω	: 回転速度

略称

ACC	: アキュムレータ
Conv.	: 従来回路
CV	: チェック弁
FW	: フライホイール
M	: 原動機
On/Off	: 電磁弁
PB	: パウダーブレーキ
Prop. 1	: 絞り損失低減回路
Prop. 2	: エネルギー回生回路
RV	: リリーフ弁
SSE	: 回転速度誤差の二乗和
SV	: サーボ弁
TV	: 絞り弁
WHM	: 水圧モータ

添字

a	: アシスト行程
A	: アキュムレータ
$A0$	: アキュムレータの初期状態
d	: 減速行程
FW	: フライホイール
in	: メータイン
L	: 負荷
$loss$	: 圧力損失

out	: メータアウト
$ref.$	: 目標値
s	: ポンプからの供給
T	: タンク
v	: 容積

3. 本研究での提案回路

3.1 従来回路 (Conv.)

省エネルギー化を行わない従来回路をFig. 1に示す。

Fig. 1 Conventional circuit (Conv.)

この回路は、水圧モータ (WHM)、チェック弁 (CV_1 , CV_2)、サーボ弁 (SV)、リリーフ弁 (RV)、原動機 (M)、定容量ポンプおよび慣性負荷 (フライホイール: FW) によって構成される。なお、パウダーブレーキ (PB) は水圧モータへの負荷トルクの模擬に用いられる。また、SVにより水圧モータの同軸上に設置されたFWの回転速度 ω_{FW} が目標回転速度 ω_{ref} に追従するように制御する。つまり、水圧モータは常にメータイン制御およびメータアウト制御で駆動する。よって、ポンプ供給圧 p_s の定常値は式(1)によって計算される。

$$p_s = p_L + \Delta p_{in} + \Delta p_{out} + p_{loss} + p_T \quad (1)$$

ただし、 $p_L (= p_2 - p_1)$ は水圧モータ負荷圧力であり、これは水圧モータを駆動するために必要な圧力である。 Δp_{in} , Δp_{out} はそれぞれSVにおけるメータインおよびメータアウトでの絞り損失、 p_{loss} は配管内での圧力損失、 p_T はタンク圧である。 p_L は水圧モータが負荷を駆動する動作の要求仕様によって決定される値であり、 p_{loss} および p_T はハードウェアの改善によって低減可能であるが、式(1)右辺において支配的ではない。一方、 Δp_{in} および Δp_{out} は回路によっては大幅な低減が可能である上、これらの支配度は大きい。よって、これらが低減されれば p_s は結果的に低下し、システムは省エネルギー化される。

3.2 絞り損失低減回路 (Prop. 1)

本研究で提案する制御弁における絞り損失を低減させる

回路をFig. 2に示す。また、水圧モータの各行程における弁の動作をTable 1にまとめる。この回路は、二つのサーボ弁 (SV_1 , SV_2) をそれぞれ独立して駆動することによって、回路全体の絞り損失を低減させる回路となっている。

Fig. 2 Reducing restriction loss circuit (Prop. 1)

Table 1 Valve operations of Prop. 1

Valve \ Phase	Deceleration	Constant velocity and acceleration
On/Off ₁	open	close
On/Off ₂	close	open
SV ₁	control	full open
SV ₂	close	control

水圧モータ減速時には、 SV_1 がメータアウトで ω_{FW} を制御する。その間、水圧モータは慣性で回転するため、ポンプからエネルギーを供給する必要はなく、電磁弁 (On/Off₁) を開口させることによってポンプをアンロードさせる。一方、水圧モータ等速運転および加速時には、On/Off₁を閉じ、On/Off₂を開口することによってポンプ供給エネルギーを水圧モータ p_2 側に導く。ここで、 SV_2 がブリードオフで ω_{FW} を制御することにより、余分なポンプ供給流量はタンクへ戻される。つまり、ポンプから水圧モータへの供給流量は SV_2 によって間接的に制御される。この時、 SV_1 は戻りの経路における絞り損失を低減させるため、全開口とする。よって、ポンプ供給圧 p_s の定常値は理論的には式(2)によって計算される。ただし、サーボ弁全開口時の圧損および電磁弁開口時の圧損は無視する。

$$p_s = p_L + p_{loss} + p_T \quad (2)$$

以上から分かるように、この回路は流体の行きと戻りで弁の絞り損失が低減され、理論的には必要最低限のポンプ供給圧力で駆動可能である。これに対し、既に提案されて

いるIndependent metering回路²⁾はアクチュエータへの供給流量を可変容量ポンプによって制御するが、ポンプ斜板角制御のみでアクチュエータを高精度に制御するのは難しいため、メータアウト絞り弁を用いて制御性能を保证している。したがって、この場合には、式(2)の右辺にメータアウト絞り損失も含むため、有効性が減少する。

なお、本提案回路は、効果の検証のため水圧モータ片側回転方向のみの駆動となっているが、ポンプ供給ラインと水圧モータ p_1 側を配管で接続し、その間に電磁弁を設けることによって、両回転方向の駆動が可能な回路となる。

3.3 エネルギー回収回路 (Prop. 2)

本研究で提案するアキュムレータ (ACC) を用いたエネルギー回収回路をFig. 3に示す。また、水圧モータの各行程における弁の動作をTable 2にまとめる。この回路は、水圧モータ減速時に発生する回収可能エネルギーをACCで回収し、次のサイクルでこれを水圧モータに供給する回路である。

水圧モータ減速時には、On/Off₂を開口することによって回収可能エネルギーをACC内に蓄える。なお、この時の水圧モータが減速する速度は、絞り弁 (TV) の開口面積とACCの初期封入ガス圧力 p_{A0} によって決定される。この間、On/Off₁の開口によってポンプはアンロードされる。

Fig. 3 Energy saving circuit (Prop. 2)

Table 2 Valve operations of Prop. 2

Valve \ Phase	Deceleration	Assist	Constant velocity and acceleration
On/Off ₁	open		close
On/Off ₂	open	close	
On/Off ₃	close	open	close
SV ₁	close	full open	close
SV ₂	close		control

ACCが回収したエネルギーを水圧モータに供給する際は、On/Off₃を開口する。この間もポンプはアンロードされる。この時、ACCから供給される圧力が水圧モータ必要圧力を超過する場合は、SV₁を絞ることによって制御性能を維持できるが、本研究ではこれを全開口とする。ACCがエネルギーを保持していない時の水圧モータ等速および加速時には、従来回路と同様にSV₂がメータインおよびメータアウトで ω_{FW} を制御する。

なお、本提案回路も効果の検証のため水圧モータ片側回転方向のみの駆動としている。

4. 実験と評価

4.1 実験条件

前章で示した従来回路 (Conv.)、絞り損失低減回路 (Prop. 1)、エネルギー回生回路 (Prop. 2) の三つの回路の実験を行う。目標回転速度 ω_{ref} は、水圧モータを600rpmまで回転させた後にFig. 4に示す目標値を与え、これに対し、アンチwindアップ機構を含むPI制御¹¹⁾をそれぞれの回路に適用し、回転速度を追従させる。ここで、10sから ω_{FW} が最初に500rpmに達するまでの行程を減速行程、20sから ω_{FW} が最初に600rpmに達するまでの行程を加速行程、その他を等速行程と定義する。また、実験で用いる水圧機器をTable 3にまとめる。なお、高圧ラインの配管内径は10[mm]である。実験にはdSPACEのDS1104 R&D Controller Boardを用い、サンプリング時間を0.01sに設定する。また、回路の定格圧力を7MPaとし、原動機の設定回転速度は900rpmである。負荷に関しては、慣性負荷は一定とし、パウダーブレーキによる負荷トルク T_L の大きさを0, 2, 4, 6, 8N・mと変化させる。水温は22～30℃に保持してそれぞれ実験を行う。

Prop. 2については、ACCの初期封入ガス圧力 p_{A0} を5.0MPaに設定する。また、減速行程時にACCが回収したエネルギーによって水圧モータのアシストを開始する時刻を15.00sとし、アシスト終了時刻を15.45sとする。ここで、アシスト終了時刻はACCが回収したエネルギーによる有効なアシストが終了する時刻に設定しており、詳しくは次節で述べる。また、絞り弁 (TV) は全開口とする。

Fig. 4 Reference rotational velocity of water hydraulic motor ω_{ref} .

Table 3 Equipment specifications for experiments

名称	定格または仕様	
アキュムレータ (ACC)	定格圧力	7MPa
	ガス容積	5L
圧力センサ	圧力レンジ	0-20MPa
原動機 (M)	定格出力	7.5kW
	定格回転速度	1500rpm
サーボ弁 (SV)	差圧7MPa時の流量	20L/min
水圧モータ (WHM)	押しのけ容積	18.6cc/rev
	定格回転速度	500-4000rpm
	定格圧力	16MPa
チェック弁 (CV)	クラック圧	0.05MPa
電磁弁 (On/Off)	差圧4MPa時の流量	30L/min
ポンプ	押しのけ容積	18.0cc/rev
	定格圧力	14MPa
リリーフ弁 (RV)	圧力調整範囲	0-14MPa
ロータリーエンコーダ	パルス数	5400ppr

4.2 制御性能の評価

T_L の大きさを4N・mとした場合のそれぞれの回路の水圧モータの回転速度 ω_{FW} をFig. 5に示す。

Fig. 5 Rotational velocity of water hydraulic motor ω_{FW} ($T_L = 4N \cdot m$)

なお、それぞれの回路において整定時間が短くなるようPIゲインをチューニングしている。同図より、Prop. 1が最も整定時間が長く、12～15sでオーバーシュートしていることが分かる。これは、Prop. 1は等速行程時、ブリードオフで ω_{FW} を制御しているからである。オーバーシュートが発生するとSV₂が開口度を大きくすることによって、水圧モータへの流入流量を少なくするが、これは直接的に水圧モータへの流入流量を低減させている訳ではないため、オーバーシュートが抑制されるまで時間がかかっている。これに対し、Conv.およびProp. 2はこの区間、メータインおよびメータアウト絞りによって ω_{FW} を直接制御するため、オーバーシュートはほとんど発生していない。

また、減速行程後のアンダーシュート量は、Prop. 2が一番大きく、Prop. 1が一番小さくなっている。Prop. 2は減速

行程時、ポンプがアンロードされているが、この行程が終了してからポンプ供給圧が上昇し始める。しかし、弁の応答時間の関係でポンプ供給圧が必要圧力に達するまで時間がかかるため、アンダーシュート量が大きくなっている。Prop. 1も同様に、減速行程時にポンプをアンロードしているが、アンダーシュート量の増加によって整定時間が長くなるのを防ぐため、減速行程時のSV₁の開口面積が比較的大きくなるようゲインをチューニングし、あえて減速を遅くしている。Prop. 2もTVを全開口としているが、減速行程においてACCが水圧モータ二次側の負荷となるため、その分減速が速くなってしまっている。一方、Conv.は減速行程時、整定時間を短くするためにSVは閉じた状態となる。その分アンダーシュートは発生するが、減速行程中ポンプはアンロードされていないため、Prop. 2に比べアンダーシュート量は少なく、整定時間も短い。

Fig. 5において14～17sのProp. 2の拡大図をFig. 6に示す。また、これと同時刻のACC接続ラインの圧力 p_A とポンプ供給圧 p_s を、Fig. 7, 8にそれぞれ示す。まず、Fig. 7を見ると、アシストが開始された15.00sから15.45sまでは高圧だが、これ以降はACCの初期封入ガス圧力である50MPaを下回っている。この時、 p_A がACC内の窒素ガスの圧力よりも低いため、ブラダは完全に膨らんでいる。よって、15.45s以降はACC内には水はほとんど無く、ACCによる有効なアシストは終了している。次にFig. 6を見ると、16s付近では回転数が ω_{ref} に対して15rpm程度減速している。これは、Fig. 8に示したポンプ供給圧 p_s の変動から説明できる。実験ではアシスト時間を15.00～15.45sとしているため、この区間は

Fig. 6 Enlarged figure of Fig. 5 from 14s to 17s in Prop. 2

Fig. 7 Pressure p_A in Prop. 2

Fig. 8 Pump supply pressure p_s in Prop. 2

Table 2に示したようにOn/Offの開口によってポンプはアンロードされている。15.45s以降はOn/Offが閉じ、SV₂が開口することによってポンプ供給エネルギーが水圧モータに送られる。しかし、弁の応答時間の関係で p_s が必要圧力に達するまで時間がかかっており、それまで ω_{FW} は減速している。

次いで、各回路の性能を定量的に比較する。ここで、Fig. 4に示した目標回転速度パターンで10～30sの動作がこの後連続して行われることを想定し、この区間の制御性能とエネルギー性能を評価する。まず、各回路の制御性能を回転速度誤差の二乗和 (SSE) により評価する。

$$SSE = \int_{10}^{30} \left(\frac{2\pi}{60} e(t) \right)^2 dt \quad (3)$$

ただし、 $e(t) (= \omega_{FW} - \omega_{ref})$ は回転速度誤差である。負荷トルク0, 2, 4, 6, 8 N·mの場合のSSEをFig. 9にまとめる。

ただし、同図はそれぞれの条件に対して5回ずつ実験を行った結果の平均値を示している。これより、Conv.に対してProp. 1は5%程度SSEが増加している。これは、Conv.は常にメータイン制御およびメータアウト制御が適用されるのに対し、Prop. 1は等速および加速行程時はブリードオフ制御、減速行程時はメータアウト制御のみが適用されるからである。一方、Prop. 2はConv.に対して10%程度SSEが増加している。これは、減速行程後およびアシスト行程後に発生するアンダーシュートが原因である。また、各回路で T_L が大きくなるほどSSEが増加する傾向が見られる。これは、水圧モータへの負荷が大きくなるほど減速行程後のアンダーシュート量が増加し、また、加速にかかる時間も増加するからである。

Fig. 10に600rpmから500rpmまで減速させる時の各回路の±5%整定時間をまとめる。これより、Conv.に対してProp. 1の場合は45%程度、Prop. 2の場合は15%程度整定時間が増加していることが分かる。

Fig. 9 Sum of square error in each circuit (N=5)

Fig. 10 Settling time in each circuit (N=5)

4.3 エネルギー性能の評価

T_L の大きさを $4\text{N}\cdot\text{m}$ とした場合のそれぞれの回路のポンプ供給圧 p_s をFig. 11に示す。また、Prop. 1における p_s と水圧モータ負荷圧力 p_L ($=p_1-p_2$)をFig. 12に示す。まず、Fig. 11のConv.を見ると、この回路はリリーフ弁のオーバーライド特性に依存して常に高い圧力を供給していることが分かる。これに対し、Prop. 2は減速およびアシスト行程時はポンプは無負荷で駆動することができるため、その分 p_s が低減されている。一方、Prop. 1のポンプも減速行程時は無負荷で駆動するため、 p_s が低減されている。その上、Fig. 12からも分かるように、等速および加速行程時も p_L に依存して p_s が変化するため、その分Conv.に比べ p_s が低減されている。なお、同図より p_s と p_L には 15MPa 程度の差が見られるが、これは式(2)で説明したように、配管内での圧力損失 p_{loss} とタンク圧 p_T に対応している。これに加え、サーボ弁全開時の圧損および電磁弁開閉時の圧損の項が式(2)右辺に加わり、結果的に p_s と p_L の差が約 15MPa となっている。

次に、前節でも述べたようにProp. 2のアシスト時間は

Fig. 11 Pump supply pressure p_s ($T_L=4\text{N}\cdot\text{m}$) Fig. 12 Pump supply pressure p_s and load pressure of water hydraulic motor p_L in Prop. 1 ($T_L=4\text{N}\cdot\text{m}$)

0.45s となったが、この理論的な値を計算する。減速行程時にACC内に蓄えられる水の体積 V_d は式(4)のように書ける。

$$V_d = \eta_v D \omega_{FWd} t_d \quad (4)$$

ただし、 η_v は水圧モータの容積効率 ($0 \leq \eta_v \leq 1$)、 D は水圧モータの押しのけ容積、 ω_{FWd} は減速行程時の水圧モータ回転速度の平均値、 t_d は減速にかかった時間である。アシスト行程時に水圧モータへ送られた水の体積 V_a は式(5)のように書ける。

$$V_a = \frac{1}{\eta_v} D \omega_{FWa} t_a \quad (5)$$

ただし、 ω_{FWa} はアシスト行程時の水圧モータ回転速度の平均値、 t_a はアシスト時間である。理論的には $V_d = V_a$ となるため、 $\eta_v = 0.95$ として t_a を求めると、この値はおよそ 0.96s となる。しかし、実際のアシスト時間は 0.45s となっており、理論値の半分以下の値となっている。これは、ACCのエネルギー回収量がサーボ弁SV₁およびSV₂における漏れによって減少したからである。10sからおよそ11sにかけてProp. 2は減速行程となるが、その直前は等速行程である。ここで、SV₂を見ると、ACCがエネルギーを回収する減速行程時これは閉じているが、等速行程時は開口している。実際、等速行程時における弁の状態から減速行程時における弁の状態に移行するには弁の切替え時間がかかるため、SV₂が完全に閉じるまで水圧モータの回収可能エネルギーの一部はここで消散してしまう。特に今回の場合、作動流体は水であるため、鉱物油の場合に比べ漏れ量が多くなる。

これに加え、水圧サーボ弁はスプールの両端を静圧軸受

で支持することで摩擦・摩耗を防ぎ、かつ静圧軸受から流失した流体を、スプール左右の圧力室の差圧を発生させるためのノズル・フラップ系のノズル流量として利用している¹²⁾。つまり、スプールが中立位置にあったとしても内部漏れが発生する。今回使用したサーボ弁の場合、弁の前後差圧を7MPaとすると、スプールが中立位置にある状態でも高压ポートからドレインポートに3L/min程度の流量が発生する。以上の理由によってACCのエネルギー回収量が低減し、結果的にアシスト時間が短くなっている。

次に、ポンプ供給エネルギーを式(6)により算出する。

$$E = \int_{10}^{30} p_s q_s dt \quad (6)$$

ここで、 q_s はポンプ供給流量であり、原動機の回転数とポンプの押しのけ容積および容積効率により推定した値を用いる。式(6)から求めた、従来回路のポンプ供給エネルギーに対する提案回路Prop. 1およびProp. 2のポンプ供給エネルギーの比 η をFig. 13にまとめる。同図より、Conv.に対してProp. 1の場合は40%程度、Prop. 2の場合は10%程度ポンプ供給エネルギーが低減された。また、Prop. 1は T_L が大きくなるほどポンプ供給エネルギーが増加している。これは、 T_L が大きくなると式(2)における水圧モータ負荷圧力 p_L が増加し、それに応じてポンプ供給圧 p_s が増加するからである。

Fig. 13 Ratio of the energy consumption η to conventional system (N=5)

5. 結 言

本研究では、供給源からの供給流量が一定である水圧モータ回転速度制御系に対し、省エネルギー化を達成するために、制御弁における絞り損失を低減させる回路 (Prop. 1) と、アキュムレータを用いたエネルギー回収回路 (Prop. 2) の二つの提案回路を考案し、実験を行った。しかし、Prop. 2は、水の漏れやすい特性や、水圧サーボ弁の内部漏れによって理想的なエネルギー回収が成されず、従来回路

に対して10%程度しかポンプ供給エネルギーが低減されなかった。一方、水は作動油に比べ粘度が小さく、配管における圧力損失が小さいため、その水の特性を生かしたProp. 1は、従来回路に対して40%程度の大幅な省エネルギー化が達成された。

しかし、Prop. 1はブリードオフ制御で水圧モータを駆動するため、オーバーシュートに対して直接的に有効な抑制手段は少ない。その解決策として、Prop. 1に有限時間内の状態を予測し、制約条件を考慮した最適制御入力を算出する制御手法等を適用することで、制御性能を改善させることが挙げられる。

参 考 文 献

- 1) 宮川新平, 望月宣宏, 山科智四郎: 水圧サーボシステムの応用, 計測と制御, Vol. 35, No. 2, p. 120-124 (1996)
- 2) Bing X., Ruqi D., Junhui Z., Min C., Tong S.: Pump/valves coordinate control of the independent metering system for mobile machinery, Automation in Construction, Vol. 57, pp. 98-111 (2015)
- 3) Rokala, M.: Analysis of Slipper Structures in Water Hydraulic Axial Piston Pumps, PhD Dissertation, Tampere University of Technology, p. 16-17 (2012)
- 4) 中野和夫, 田中豊, 戸田宜彦: 省エネルギー形電気・油圧サーボ系 (定容量形油圧ポンプの回転速度制御), 油圧と空気圧, Vol. 18, No. 2, p. 72-79 (1986)
- 5) 田中豊, 中野和夫: インバータ運転を用いた省エネルギー形定圧油圧源 (油圧源電動機の状態量からの圧力の算定), 油圧と空気圧, Vol. 20, No. 3, p. 73-78 (1989)
- 6) 田中豊, 中野和夫, 山本直行: インバータ運転を用いた省エネルギー形定圧油圧源 (第二報 二圧制御システムの実現), 油圧と空気圧, Vol. 21, No. 4, p. 78-86 (1990)
- 7) Kobayashi W., Ito K., Ikeo S., Yamada T., Takahashi K.: Study on Energy Efficiency of Water Hydraulic Fluid Switching Transmission, 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, p. 579-585 (2011)
- 8) Pha N. Pham, Ito K., Ikeo S.: Control and energy performances of water hydraulic FST and PMT systems, Mechanical Engineering Journal, JSME, Vol. 1, No. 4 (2014)
- 9) 八木澤遼, 伊藤和寿, Pha N. Pham: サクシヨンプー スト式エネルギー回生による油圧シヨベルの高効率化, pp. 74-76, 春季フルードパワーシステム講演会講演論文集 (2016)
- 10) Lianpeng X., Long Q., Bin Z., Chengbin W., Wenjing S.: Research on Hydraulic-Gas Combined Driving System for Hydraulic Excavator Boom, 10th JFPS International Symposium on Fluid Power (2017)

-
- 11) 須田信英：PID制御，朝倉書店，p. 52-53（2002）
雄一，信田昌男：水圧サーボ弁の開発，日本機械学会
12) 浦田暎三，宮川新平，山科智四郎，中尾陽一，宇佐見
論文集（B編），Vol. 63，No. 610，p. 194-201（1997）