

遮断器用油圧操作装置の動作時間
安定化に関する研究

平成 29 年 3 月

山 下 透

目次

主な記号.	iv
第1章 序論	1
1.1 電力用遮断器および遮断器用油圧操作装置の概要.	1
1.1.1 電力の送電における遮断器の位置付け.	1
1.1.2 遮断器の役割.	2
1.1.3 遮断器の変遷.	3
1.1.4 ガス遮断器の操作方式.	5
1.1.5 ガス遮断器の基本構造と動作.	7
1.2 従来の油圧操作装置の問題点・課題.	8
1.2.1 油中溶解空気による動作時間ばらつき.	8
1.2.2 2台の油圧操作装置の動作時間安定化.	10
1.3 本研究の目的と論文構成.	10
第2章 常時高圧安定回路方式	13
2.1 緒言.	13
2.2 常時高圧安定回路方式の構成と動作原理.	14
2.2.1 基本的な考え方.	14
2.2.2 構成.	14
2.2.3 動作.	16
2.3 常時高圧安定回路方式の基本設計方法.	18
2.3.1 戻り回路.	18
2.3.2 ラッチ.	20
2.4 結言.	22
第3章 油圧操作装置の動作解析方法	23
3.1 緒言.	23
3.2 管路流れの数値モデル.	24
3.2.1 一次元流れ.	24
3.2.2 圧力損失.	25
3.2.3 油柱分離のモデル化.	25
3.3 可動部の数値モデル.	26

3.3.1	運動方程式.	26
3.3.2	弁同士の接触・衝突.	27
3.3.3	ラッチ係合条件式.	27
3.4	結言.	30
第4章	常時高圧安定回路方式の基本動作特性	32
4.1	緒言.	32
4.2	基本動作試験.	32
4.2.1	1段増幅弁方式.	32
4.2.2	2段増幅弁方式.	36
4.3	動作解析と試験結果の比較.	40
4.3.1	1段増幅弁方式.	40
4.3.2	2段増幅弁方式.	42
4.4	油柱分離の影響の考察.	45
4.4.1	1段増幅弁方式.	45
4.4.2	2段増幅弁方式.	46
4.4.3	空洞消滅時における油撃.	47
4.5	動作解析による常時高圧安定回路方式の設計検討.	48
4.5.1	戻り回路.	48
4.5.2	ラッチ機構.	50
4.6	結言.	52
第5章	常時高圧安定回路方式の動作安定性	54
5.1	緒言.	54
5.2	開閉動作試験と解析結果の比較.	55
5.3	動作安定性の考察.	57
5.3.1	排油増幅弁背部容積.	57
5.3.2	弁ストローク.	60
5.3.3	弁座径.	61
5.4	動作安定範囲の検討.	62
5.4.1	排油増幅弁背部容積.	63
5.4.2	弁ストローク.	65
5.4.3	弁座径.	66
5.4.4	絞り径.	67
5.5	結言.	68
第6章	ピストンダッシュポット制動特性	70
6.1	緒言.	70
6.2	ダッシュポット制動動作の数値モデル.	71

6.2.1	ダッシュポット圧.	72
6.2.2	可動部の運動方程式.	73
6.3	ダッシュポット制動モデルの検証.	74
6.3.1	ダッシュポット形状.	74
6.3.2	動作試験と解析の比較.	75
6.3.3	臨界レイノルズ数.	76
6.3.4	2 質点モデル質量比.	78
6.4	ダッシュポット制動特性の評価.	79
6.4.1	制動特性評価の考え方.	79
6.4.2	ダッシュポット寸法・形状による影響評価.	81
6.5	結言.	87
第 7 章	油圧操作装置の 2 台駆動方式	88
7.1	緒言.	88
7.2	油圧操作装置の 2 台駆動方式の構成.	89
7.2.1	同期駆動方式.	89
7.2.2	順次駆動方式.	90
7.3	管路単体の圧力伝達特性.	91
7.3.1	管路単体のモデル化.	91
7.3.2	圧力伝達特性.	91
7.3.3	圧力低下時間.	94
7.4	同期駆動方式の駆動特性の検証.	96
7.4.1	試験・解析モデル.	96
7.4.2	同期ずれ.	97
7.4.3	動作時間.	99
7.5	順次駆動方式の駆動特性の検証.	101
7.5.1	試験・解析モデル.	101
7.5.2	遅延時間.	101
7.5.3	遅延時間の調整.	103
7.6	結言.	104
第 8 章	結論	106
付録 A	一次元管路流れの理論解の計算方法	109
参考文献		112
謝辞		116

記号の説明

主な記号を次に示す。特殊な記号の使い方については本文中に示す。

a	: 管路の流路面積
Acc	: アキュムレータ
A_D	: ダッシュポット受圧面積
A_f	: パッフアの受圧面積
a_o	: 絞り R_o の流路面積
A_p	: ピストンロッド側の受圧面積
a_r	: ラッチ支持軸からラッチ先端部角 R 中心までの垂直距離
a_1	: 係合時のラッチ支持軸からラッチピン接触位置までの垂直距離
b	: ラッチ支持軸からラッチ係合平面までの距離
b_1	: 係合時のラッチ支持軸とラッチピン間距離
c	: 流量係数
c_a	: 油中の音速
C_c	: 絞りの収縮係数
c_m	: 粘性減衰係数
c_{mp}	: ピストンの粘性減衰係数
c_o	: 絞り部の流量係数
c_r	: ラッチ支持軸からラッチ先端部角 R 中心位置までの距離
$c_1 \sim c_3$: 評価変数の重み係数
d	: 管路径
D	: 排油弁（あるいは排油増幅弁）の弁体の直径
d_a	: 基準直径
D_c	: ダッシュポットカップ径
d_d	: ピストンヘッド径
d_{d1}, d_{d2}	: ピストンヘッド部 1, 2 の径
d_h	: 水力直径 ($=2h$)
d_k	: 絞り R_k の径
d_{Lo}	: 低圧側絞り R_o の径
D_m	: 電磁弁の穴径
d_m	: 電磁弁のロッド径
d_o	: 電磁弁流路断面積の相当径

D_p	: ピストン径
D_{pi}	: 慣性力に対するダッシュポットの基本制動力の比
D.P.S.	: 分布定数系の理論解 (Distributed Parameter System)
d_r	: ピストンロッド径
d_l	: ラッチピストンの径
d_u	: 排油増幅弁弁座径
DV	: 排油弁 (Discharge Valve)
DV-a	: 排油増幅弁 (Discharge amp. Valve)
d_w	: 給油増幅弁弁座径
D_1	: 排油弁 (あるいは排油増幅弁) の弁座の直径
$d_1 \sim d_3$: 絞り 1~3 の径
D_2	: 給油弁 (あるいは給油増幅弁) の弁座の直径
d_4	: 戻り回路とシリンダのピストンヘッド側を繋ぐ管路の径
E	: 制動特性評価値
e	: 反発係数
EM-C	: 閉路用電磁弁
EM-O	: 開路用電磁弁
F_a	: ピストンに作用する力の合計 (拘束力を除く)
F_c	: ピストンの投入力
F_D	: ダッシュポット制動力
f_f	: 摩擦力
f_h	: 油圧力
F_o	: パッファ反力
F_p	: ピストンの開放力
f_r	: ラッチピストンの保持力
f_l	: ピストンとラッチの拘束力
f_v	: 対向する弁からの作用力
h	: ダッシュポット部すき間
H.A.	: 油圧回路解析 (Hydraulic Analysis)
HCS	: 油柱分離 (Hydraulic Column Separation)
HD _A	: 油圧操作装置 A
HD _B	: 油圧操作装置 B
HD _M	: 主接点用油圧操作装置
HD _R	: 抵抗接点用油圧操作装置
Hi	: ピストン可動部の慣性力に対する油圧駆動力の比
h_1, h_2	: ダッシュポット部 1, 2 のすき間

I	: ラッチの慣性モーメント
k	: ばね定数
k_r	: ラッチの回転ばね定数
L	: 管路の長さ
l	: ラッチ支持軸とラッチピン間の距離
L_a	: 基準管路長さ
L_c	: 制御管路長さ
L_D	: 圧力勾配長さ
L_m	: ラッチ支持軸回りの投入力モーメントの腕長さ
L.P.S.	: 集中定数系の理論解 (Lumped Parameter System)
L_r	: ラッチ支持軸とラッチ角 R 中心間の水平距離
L_{rst}	: ラッチピストンのストローク
L_{st}	: 排油弁 (あるいは排油増幅弁) のストローク
L_1, L_2	: ピストンヘッド部 1, 2 の長さ
M	: 消弧室質量
m	: 可動部質量
m_c	: 流路面積比 = a_o/a
m_1, m_2	: 弁 1, 2 の質量
n	: ダッシュポット部の段数
N_f	: ピストンに作用する軸直角方向の力
P	: 圧力
P_{a0}	: アキュムレータの初期油圧
P_d	: 低圧 (大気圧)
P_D	: ダッシュポット圧
P_{Dp}	: ダッシュポットピーク圧
$P_{d1} \sim P_{d3}$: 順次駆動方式の油圧回路内の圧力
P_{e1}, P_{e2}	: 単一管路の両端の圧力
P_f	: パッファ圧
$P_{s1} \sim P_{s4}$: 同期駆動方式の油圧回路内の圧力
P_0	: 初期油圧あるいは定格圧力
P_1	: 戻り回路圧
P_2	: 排油弁あるいは排油増幅弁の背圧
P_3	: ラッチピストン背圧
P_4	: ピストンヘッド圧
P_5	: 排油弁の背圧
P_6	: 増幅弁切替室圧

P_7	: 給油増幅弁背圧
P_8	: 高压管路圧
q	: 流量
q_1, q_2	: 単一管路の両端の流量
R	: ラッチピン半径
r	: ラッチ先端角 r 部曲率半径
Re	: レイノルズ数
Re_c	: 臨界レイノルズ数
Re^*	: 修正レイノルズ数 $= Re \phi(\alpha)$
R_k	: 高压側絞り
R_o	: 低压側絞り
$R_1 \sim R_3$: 絞り 1~3
r_1	: ラッチピストン支持力のモーメントの腕長さ
r_2	: ピストン軸直角力のモーメントの腕長さ
r_3	: ラッチばね力のモーメントの腕長さ
s_a	: 安全率
SV	: 給油弁 (Supply Valve)
SV-a	: 給油増幅弁 (Supply amp. Valve)
T	: 時間
T_C	: ピストンが開路端からストロークの 10%に到達するまで時間
T_d	: 制動中のピストンがストローク端に到達するまでの制動時間
T_D	: 遅延時間
T_m	: 電磁弁全開時間
T_O	: ピストンが閉路端からストロークの 10%に到達するまで時間
T_{P_1}, T_{P_2}	: P_1, P_2 の一定圧までの低下時間
T_r	: ラッチに作用するトルクの合計 (拘束力によるトルクを除く)
t_1	: ラッチ係合完了時間
$T_1 \sim T_3$: $P_{s1} \sim P_{s3}$ の弁動作圧までの低下時間
t_2	: 排油弁全開時間
t_3	: 排油弁戻り動作開始時間 (2段弁方式の場合は排油増幅弁)
t_4	: ラッチピストン背圧 50%回復時間
T_4	: 接点開放までの時間
u_e	: ピストンのストローク端速度
u_h	: 排油弁戻り動作時の平均速度 (2段弁方式の場合は排油増幅弁)
u_{ho}	: u_h の最大速度
u_p	: ピストンの平均速度

u_{po}	: u_p の最大速度
V	: 油室容積または排油増幅弁背部の容積
V_a	: 基準油室容積 = $(\pi d_a^2/4)L_a$
V_{c1}	: 排油弁背部に発生する空洞の体積
V_{c2}	: 排油増幅弁背部に発生する空洞の体積
v_1	: 弁 1 の衝突前の速度
v_1'	: 弁 1 の衝突後の速度
v_2	: 弁 2 の衝突前の速度
v_2'	: 弁 2 の衝突後の速度
X	: 消弧室の変位
x	: 変位
x_L	: 給油弁ストローク
x_p	: ピストン変位
x_{st}	: ピストンストローク
x_1	: 給油弁変位
x_2	: 排油弁変位
y_L	: 給油増幅弁ストローク
y_1	: 給油弁増幅変位
y_2	: 排油弁増幅変位
z	: 流路長さ
z_D	: 遅延弁変位
z_L	: 遅延弁全開位置

ギリシャ文字

α	: 直径比 = d/D
α_L	: 最大荷重係数
β	: 油の圧縮率
ΔP	: 圧力損失
ΔP_D	: ダッシュポット部の圧力損失
ΔP_L	: ダッシュポット部の層流による圧力損失
ΔP_T	: ダッシュポット部の乱流による圧力損失
Δt	: 動作時間
Δx	: 圧力損失部の流路長さ
ζ	: 接続部要素の圧力損失係数
Θ	: ラッチ直線係合部の基準位置からの角度 (= $\theta_0 + \theta_1$)
θ	: ラッチの回転角度

θ_0	: ラッチの初期位置における基準位置からの角度
θ_1	: ラッチ係合時における初期位置からの角度
θ_0	: $L_m=0$ となる時の角度 θ
λ	: 管路摩擦の圧力損失係数
ν	: 油の動粘性係数
ρ	: 油の密度
σ_Y	: 材料耐力
τ	: 交流電力の周期
φ, ψ	: ラッチの回転位置を表すための補助角度
$\phi(\alpha)$: 形状係数

第1章 序論

1.1 電力用遮断器および遮断器用油圧操作装置の概要

1.1.1 電力の送電における遮断器の位置付け

電力は、高度情報化社会において基幹エネルギーの一つであり、電力の安定供給により現在の高度な技術発展に大きく貢献している。特に、電子機器の急速な普及や社会環境の高度化に伴い、これまで以上に電圧変動・瞬時電圧低下の抑制等による電力品質の向上などの安定電源が要求されている。

電力の供給のために、国内では図 1-1 に示すような電力系統が構成されており^[1]、各発電所で作られた電力は、送電線、変電所、配電線などを介して各需要家に送られる。送電線の起点は発電所であり、これらの発電所では数千 V~2 万 V の電圧の電気を発生させ、これを発電所に併設された変電所により送電に効率のよい電圧として 27 万 5000V~50 万 V という超高電圧に変電されて送り出される。昇圧することにより電流を少なくし、発熱による送電ロスを少なくするため、送電ロスが少なくなれば長距離の区間の効率的な送電が可能となる。

この間、変電を繰り返して徐々に電圧を下げてゆき、各地に設けられた超高圧変電所では 15 万 4000V まで、1 次変電所では 6 万 6000V にまで下げられ、一部は鉄道会社や大規模工場に送られて各企業内の変電設備で必要な電圧に落とされる。残りは中間変電所に送られ、さらに低い 2 万 2000V、6600V に変電されて大規模なビ

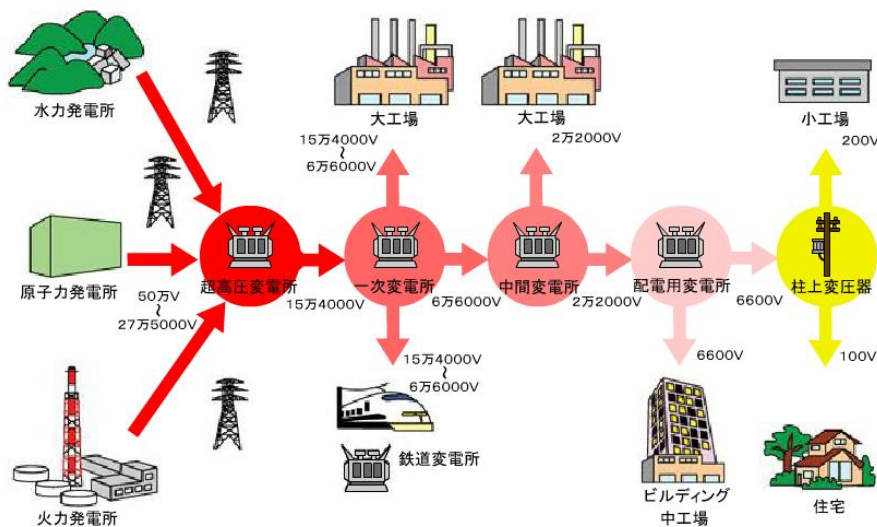


Fig. 1-1 Transmission and distribution of electricity^[1]

ルや中規模工場へ配電される。また、街中の電線にも 6600V で配電され、電柱の柱上変圧器で 100V または 200V に変圧されて、引込線から各家庭へと送られる。

変電所の基本的な機器構成を図 1-2 に示す^[2]。図の左側の一次側の電力を二次側の電力に変換して右側から送出することが、変電所の基本的な役割となる。このように変電所は主に変圧器により電圧を変える場所であるが、この役割の他にブレーカの役割とスイッチの役割がある。ブレーカの役割とは、送電線につながる設備に故障があった場合、故障箇所に向かって流れる大きな故障電流を瞬時に遮断し、故障箇所を切り離すことである。これにより需要家に送る電気の電圧低下などの影響を最小限にとどめている。スイッチの役割とは、各地の発電所の運転状況や、電気の流れを止めて行う変電設備や送電設備などの保守点検に合わせて、電気の回線の接続と切り離しを行っている。これにより電気の流れをコントロールし、どこかの送電ルートが停止していても、別のルートで電気を送ることになる。このように変電所は電気のネットワークの中で「変圧・ブレーカ・スイッチ」の 3 つの大きな役割を果たしている。

以上の役割のために変電所の機器構成として、電圧を変える「変圧器」、電力設備の故障時などに電流を切る「遮断器」、送電装置の点検などで高電圧状態から回路を切り離す「断路器」、回路の電圧や電流を計測する「計器用変圧器・計器用変流器」、落雷の時に雷の電気を地面に逃がす「避雷器」などを備えている。

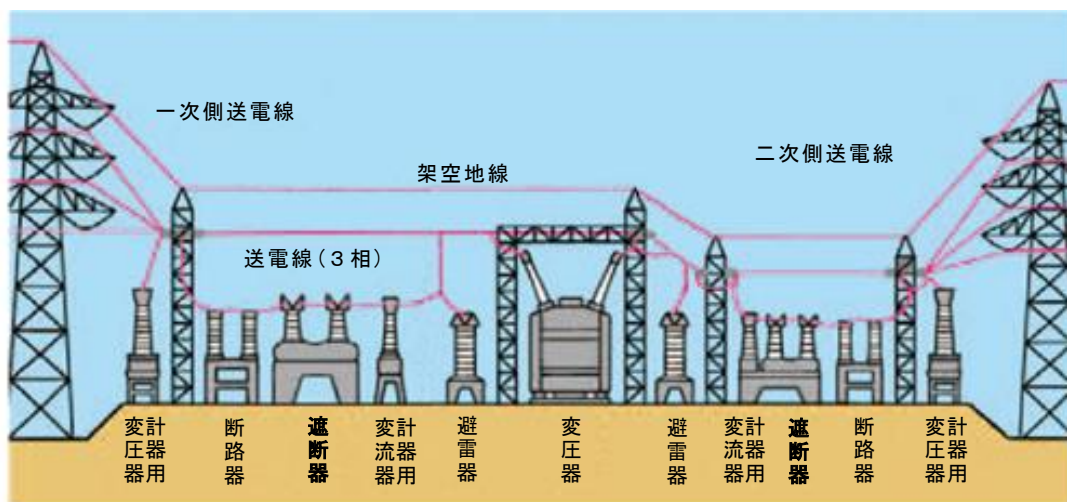


Fig. 1-2 Outline of basic apparatus configuration in substation

1.1.2 遮断器の役割

以上のように構成された電力系統において、電力機器の保護機器としての要となる遮断器は、電力品質の向上に果たす役割は極めて大きく、電力系統における電気回路の開閉に対して、その頻度によらず確実に動作を行うことができる高い動作信頼性が要求されている。

電力用遮断器は、通常時は大地から絶縁された主回路において、電流を安定的に流通する役割を担っている。しかし、電力系統内において、線路と大地間で電氣的なつながりができる地絡や、線路間でつながりができる短絡などの事故が発生すると、送電線路に故障電流が流れるため、発電機や変圧器などを事故から保護し電力供給の信頼性を維持する必要がある。そのため、電力系統における遮断器には、地絡や短絡などで生じる系統の異常時の電流を瞬時にかつ確実に遮断するという他の開閉機器とは大きく異なった機能が要求されることになる。

この電流を遮断する電気接点を開閉するために、油圧操作装置などの機械的駆動機構が用いられる。通常、電気接点などの可動部質量：15～150 kg を駆動力：数 k～100 kN で駆動し、数 10 ms の短時間内に 5～15 m/s の高速度で切り離す開路動作を行うことになる^[3]。さらに、事故を除去した後は、送電停止時間を最短にして電力系統の安定度を維持するため、数 100 ms～数秒後という短時間内に電気接点を投入する閉路動作を行うことも必要となる。また、遮断器は保護機器として用いられるため、その開閉動作頻度は年間数回～数 10 回と低い場合が多い。

遮断器は、その電流遮断という機能を達成するために、通常、電気接点部はアークを発生・消滅させる消弧室を有しており、その内部は消弧媒体となる気体や液体で満たされている。遮断器の分類はその機能や構造によってさまざまであるが、消弧媒体および消弧方法による分類が多く用いられている。歴史的に見れば遮断器の消弧媒体には水、油、空気などの各種の液体や気体を用いられてきたが、現在最も多く用いられるものは SF₆ ガスである。現在の電力用遮断器の主流は SF₆ ガスを消弧・絶縁媒体とするガス遮断器 (Gas Circuit Breaker : GCB) である。

1.1.3 遮断器の変遷

遮断器はその役割のために、要求される機能や性能は系統電圧や系統構成に大きく影響を受けて目覚ましい発展を遂げてきた。図 1-3 に遮断器の変遷の概要を示す^[4]。遮断器変遷の特徴として、①電流遮断の消弧媒体が油から空気、さらには SF₆ ガスへと変遷してきたこと、②機器の形態が時代の要請とともに変化してきたことが挙げられる。GCB が実用化される以前の主な遮断器は油遮断器 (OCB) および空気遮断器 (ABB) であり、これらは消弧媒体として鉱油および空気を用いている。

鉱油はアークに触れると水素や各種の低分子量の炭素化合物に分解される。OCB はこの分解エネルギーの吸収によってアークが冷却されることを利用するもので、冷却によってアークの導電率が低下し遮断が行われる。OCB は 1920 年前後から欧州や米国において実用化され始め、日本では、1926 年に 154kV 系統で国内遮断器が使用され、それから約 25 年後の 1952 年に 275kV 系統の遮断器が開発された。その後 1960 年代までに最盛期を迎え、1970 年代後半まで製作されている。鉱油の絶縁性能の制約から遮断部における電圧はあま

	1940年代	1950年代	1960年代	1970年代	1980年代	1990年代	2000年代
油遮断器 (OCB)	碍子形主流		タンク形主流				
	空気操作装置						
空気遮断器 (ABB)	低圧ABB導入	高圧ABB多重切					
		空気操作装置					
ガス遮断器 (GCB)			碍子形からタンク形へ	二圧式から単圧式へ		遮断点数低減	
			油圧操作装置適用	空気操作装置適用開始	ばね操作装置適用開始		
真空遮断器 (VCB)			平板式			自然拡散電極式	高電圧化
			電磁操作式		ばね操作装置適用開始		

Fig. 1-3 Transition of circuit breakers in Japan

り高くできず、例えば 168kV OCB では 4 点、300kV OCB では 8 点の電気接点を直列に接続して遮断するように構成されていた。

OCB は遮断不能時の火災、あるいは汚れた油中での点検の困難さなどの欠点があり、次第に空気遮断器 ABB に移行する。ABB は圧縮空気をアークに吹付けて冷却し、電流の零点で電気接点間に残留するイオンを急速に吹き飛ばし、また再結合させることによって消弧を行う。ABB は 1930 年代から 40 年代にかけて欧州で実用化され始め、国内では 1953 年に 24kV での実用化が始まり、その後、1960 年代の後半にかけて、その高性能化に伴って適用が拡大された。50kA、2 サイクル遮断が可能であることや、直列に接続された多数の接点により遮断容量を増やすことができるため 550kV の機器まで発展した。

しかし、ABB は爆発的な操作音や耐震性に問題があることから、SF₆ ガス遮断器である GCB に移行する。GCB は、SF₆ ガス応用の機器として、わが国では 1965 年に初めて 77kV 系統に適用された。その後、GCB の優れた実用性能が認められて急速に普及し、その性能も飛躍的な向上を遂げてきた。1969 年に SF₆ ガス使用の基本特許実施権が失効すると同時に相次いで製品化され、1972 年には 500kV 系統に導入された。実系統へ適用された初期の GCB 消弧室は、小さな操作力で大きな遮断容量を得ることができる、高圧 SF₆ ガスの蓄圧室を備えた二重圧力式の消弧方式によるものであった。この方式は、より構造が簡単で大きな操作力を必要とする単一圧力式のものへと次第に移り変わっていった。中でもパフア式 SF₆ ガス遮断器は、その構造の簡素さと、SF₆ ガスが他の消弧媒体に比べて特に優れた消弧性能を有していることから、現在では配電電圧から最高送電電圧に至る幅広い階級の電力系統において、電力用遮断器の主流となっている。

このように、日本では OCB から ABB、さらに GCB へと短期間に変遷した。GCB は、

高圧・大容量の電力系統に適応した遮断性能を有することは勿論のこと、経済性や保守・点検性など日本独自の社会環境への適用にも優れた遮断器となった。

1.1.4 ガス遮断器の操作方式

消弧室を駆動する操作装置は遮断器の重要な構成要素の一つである。遮断器は常時は閉路状態で静止しており、いわゆる待機状態にあるが、地絡や短絡などの系統の故障時には、速やかに故障を除去するために、系統の制御指令に応じて高速度で遮断動作を行うことが要求される。また故障が除去されれば、系統の擾乱を最小限に食い止めるため、速やかに投入動作を行う必要がある。しかも、これらの制御指令は不規則に発せられる。このように遮断器には特殊な動作特性が要求されるため、遮断器の操作装置はかなり特殊な動作を行うことになる。

図 1-4 に GCB に適用されてきた主な操作装置の変遷を示す^[5]。主に空気操作装置、油圧操作装置、そしてばね操作装置の各種の操作方式が提案され、消弧室の変遷や高出力化に対応して各種改良が加えられ、実用性能の向上が図られてきた。また、操作装置の各操作方式の特長を生かした形で GCB への適用が進められてきた。

GCB の実用化当初より使用されてきたのが油圧操作装置である。小形で大出力、高速化が可能であるなど油圧特有の多くの利点を有しており、特に大きな操作力を必要とする 240kV 以上の超高压クラスの GCB への適用が進められ、現在でも GCB に適用されている。また、油圧操作装置と同様に GCB の実用化当初に使用されていた操作装置に空気操作装置がある。1980 年代までは改良がなされ発展していったが、操作時の爆発音が大きいことなどから、次第に利用が減ってきた。それに代わって発展してきたのがばね操作装置である。高出力化・小形化・軽量化が図られ、現在 GCB に適用されている。

	1960年代	1970年代	1980年代	1990年代	2000年代
油圧操作装置	GCB国産 1号機	大容量化	高圧力化		
空気操作装置	油・空気遮断 器で使用	空気投入 ばね遮断			
ばね操作装置			コイルばね	トーシオン バー	

Fig. 1-4 Transition of operating devices for GCB in Japan

ここでは、GCB として現在主に適用されている空気、油圧、ばねの各操作方式について、その適用の変遷と方式の概要について述べる。

(1) 空気操作方式

開路・閉路の各動作の駆動力として 15 気圧前後の圧縮空気を用いる方式である。圧縮空気がエネルギー源として手軽なことや、空気圧シリンダのサイズを変えて出力を広範囲に変えられるため、72kV から 550kV に至る様々のクラスの遮断器に用いられている。開閉の一方の動作を空気圧で行い、他方をばねで駆動する方式のものも多い。

空気操作装置は、GCB が実用化された 1960 年代より適用されてきており、1970 年代には高速・高出力化などの技術課題に対応するため、各種の改良がなされて発展していった。1980 年代に入って空気操作方式は、コンプレッサの保守、点検に手間がかかることおよび操作時の圧縮空気の開放音が大きいのなどの理由から、日本では次第に圧縮空気を用いない、いわゆる「エアレス化」が進められ、最近では、油圧操作方式やばね操作方式が主流となりつつある。

(2) 油圧操作方式

油圧操作装置は、アキュムレータに蓄圧された高圧油を駆動力の伝達媒体に用いる方式であり、開路・閉路共に油圧力で駆動する場合が多い。アキュムレータ内のエネルギーの蓄圧媒体としては窒素ガスが主に用いられる。定格油圧としては、31.5 MPa が多く用いられ、空気圧の場合に比べて高い圧力を用いるため装置の小形化が図れるという利点がある。また、駆動力の伝達媒体としてほぼ非圧縮性と見なせる油を用いるため動作の応答性が優れている。以上のことから油圧操作方式は、大形の遮断器に適用されることが多い。

ガス遮断器用油圧操作装置は、日本では 1965 年にフランスの技術を導入して初めて実用化された。高速・高出力化に適し動作信頼性が高いことから、1970 年代以降国内各メーカーで開発が進められ、定格電圧 72~1000 kV まで広範囲に用いられている。1980~1990 年代には油圧回路の高信頼度化、高油圧化、材料・シール性能の向上により、油圧操作装置の小形化、高性能化、高信頼度化が図られ、さらに遮断部の高性能化、小形軽量化に対応して、操作装置の一層の小形軽量化が実現されている。

(3) ばね操作方式

開路・閉路の各動作の駆動力としてばねに蓄勢したエネルギーを用いる方式であり、投入ばねと遮断ばねを有している。投入ばねは電動機により蓄勢され、閉路指令によって投入ばねに蓄勢されたエネルギーにより閉路動作を行い、それと同時に遮断ばねを蓄勢する。この遮断ばねに蓄勢されたエネルギーによって次の開路動作が行われる。

機械的なばねがエネルギーの蓄勢手段としては必ずしも効率の良い方法ではないため、比較的の小形の遮断器に適用される例が多いが、1980 年代から空気操作装置の「エアレス化」のニーズに対応して、開発および GCB への適用が盛んに行われるようになった。また、GCB の消弧室の小形軽量化を進めることで操作装置に必要とされる駆動エネルギーの低減が可能となったこと、および油圧操作装置に比べて保守・点検作業の省力化が可能などの

理由から、ばね操作装置の適用が拡大しつつある。

1.1.5 ガス遮断器の基本構造と動作

図 1-5 に代表的なガス遮断器の構成を示す。図では電気接点（コンタクト）の投入状態を示しているが、電気接点とパuffaを構成する遮断部が、絶縁性ガスである SF_6 ガスを充填したタンク内に収納されている。破線部は遮断器の駆動部であり、遮断部の可動部の一端はタンク外に突出して、リンク機構を介して操作装置によって駆動される。図では、遮断部の駆動に油圧操作装置を用いた場合を示しており、事故発生後、瞬時に動作させるため、蓄圧された窒素ガス式のアキュムレータを備えている。遮断部の可動部を直線駆動することにより、電気接点を開放してアークを発生させると同時に、パuffaによって圧縮された SF_6 ガスを電気接点に発生したアークに吹付けて吹き消し、電流の遮断を行う。三相交流の各相に図 1-5 に示すような個別の遮断器を用いる場合は、基本的には 3 台の操作装置を同時に動作させて各相の接点を駆動することになる。

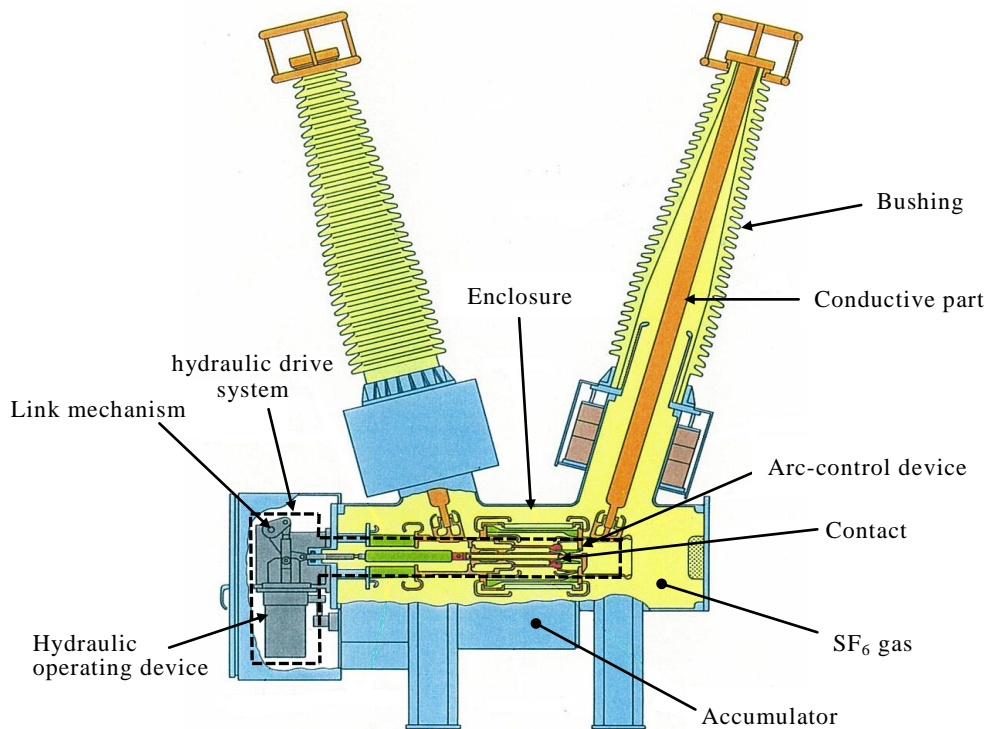


Fig. 1-5 Schematic of typical gas circuit breaker

1.2 従来の油圧操作装置の問題点・課題

1.2.1 油中溶解空気による動作時間ばらつき

従来の油圧操作装置の油圧回路の一例を図 1-6 に示す^[4]。油圧回路は、電磁弁や複数の増幅弁を含む油圧制御部および差動式油圧ピストン（以下、ピストンという）で構成されている。電磁弁の開放により増幅弁を順次動作させ、最終的にピストンのヘッド側を高圧あるいは低圧に切り替えてピストンを駆動する。

図 1-7 は、このように構成された油圧回路の各位置におけるピストン周りの圧力変動を模式的に表したものである。閉路位置においてはピストンヘッド側の圧力は高圧に保たれ

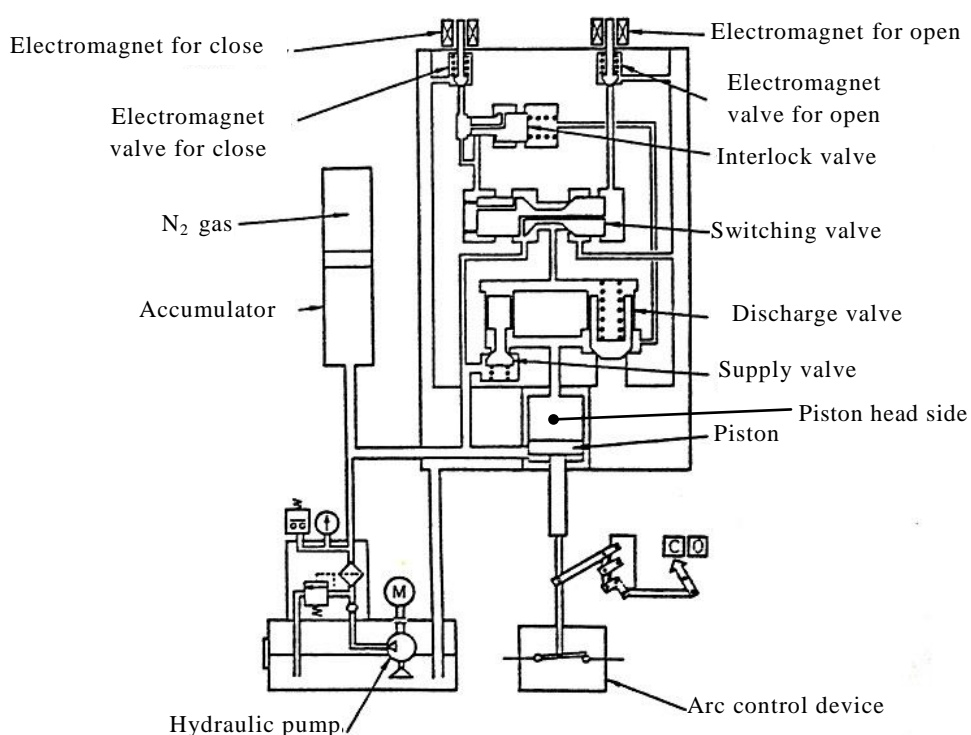


Fig. 1-6 An example of hydraulic circuit of conventional hydraulic operating device

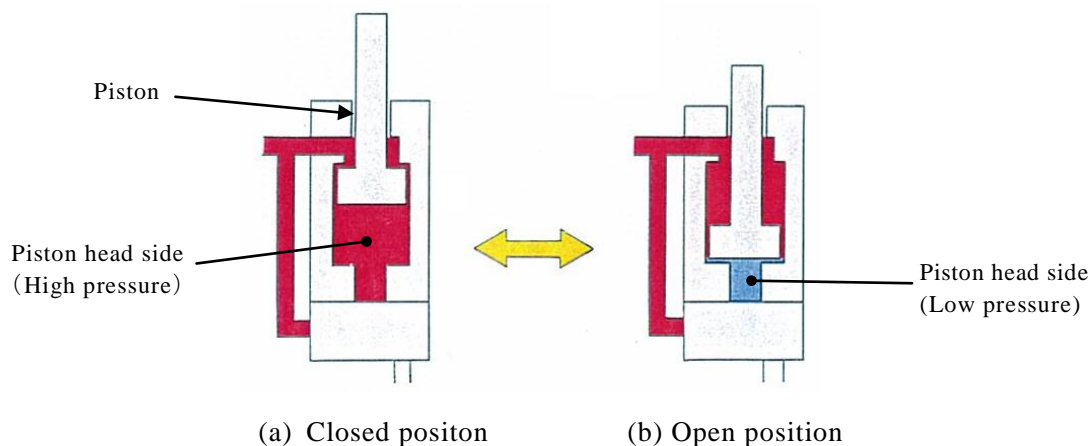


Fig. 1-7 Schematic of conventional hydraulic piston

ており、開路位置においてはピストンヘッド側の圧力は低圧状態となっている。このように、ピストンヘッド側の圧力を切り替えてピストンを動作させる油圧回路方式を、いわゆる高低圧変動回路方式と呼んでいる。

この回路方式は、弁などの動作に伴う作動油の油柱分離による空洞の発生や、油中に溶解込んだ空気が気泡となるなど低圧回路中に気泡が混入すると、図 1-8 に示すように次の高圧切り替え時にこの空気を圧縮する過程で油圧力の伝達が遅れ、特に閉路動作の遅れが顕著になる。しかも、電力系統内で用いられる遮断器は、送電線路が三相で構成されているため、各相の接点をそれぞれ個別の油圧操作装置で駆動する場合は、電氣的な制約から各相遅滞なく安定的に動作する必要がある。そのため、気泡による動作時間の遅れが三相の閉路時間に不揃いを生じさせるという問題を有していた。

また、遮断器は一般に閉路状態のままで数 10 日～数ヶ月という長時間の通電状態となることが多いため、アキュムレータのシールパッキンから浸透してくる窒素ガスが高圧油中に過飽和の状態で溶解込むことになる。このため、遮断器の操作により開路状態となり、高圧回路が低圧回路に切り替った状態で長期間放置されると、作動油中に溶解している過飽和の窒素ガスが気泡に成長し、図 1-8 に示した気泡の混入時と同様の現象が発生する。従って、初期組立時のならし操作あるいは回路の構成や機器の配置によって油圧回路中への空気の混入が防止できたとしても、開路と閉路の切り替えによって回路が高圧から低圧に切り替わる時に作動油中に溶解した空気が気泡化するため、従来の高低圧変動回路では動作時間のばらつきの問題を解決することは困難であった。

さらに、高圧と低圧に変動する回路中への空気の混入を避けるために、回路中の油と空気が置換されないよう油圧回路の大気へ連通する部分に対し、図 1-9 に示すように低圧タンク中の油面の高さを高く保つ必要があり、その結果、油圧操作装置を取り付ける方向の制約や、低圧油面の高さを確保するために新たに低圧タンクを設ける必要があるなど、配置構成上の制約や大形化の問題が生じていた。

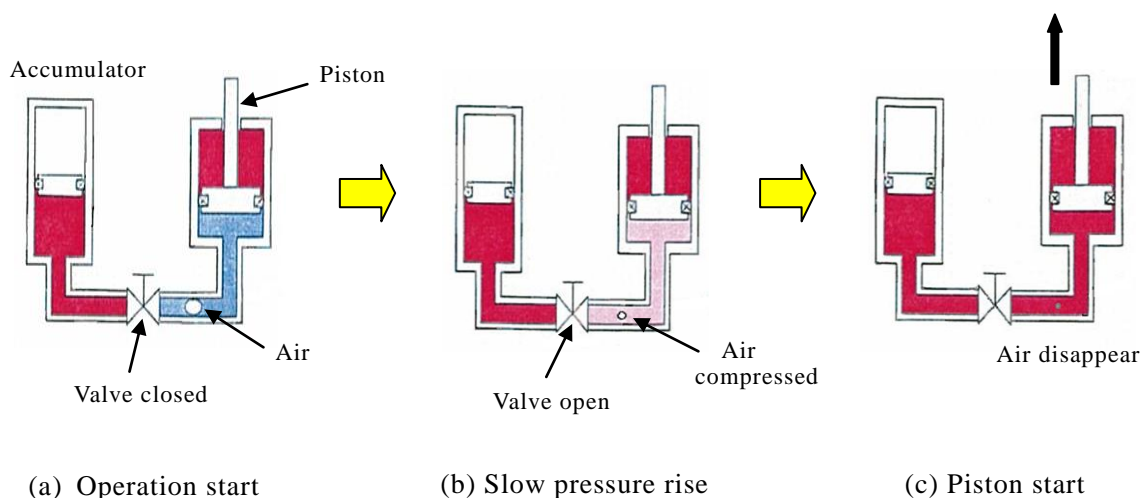


Fig. 1-8 Delay of operation caused by air in hydraulic circuit

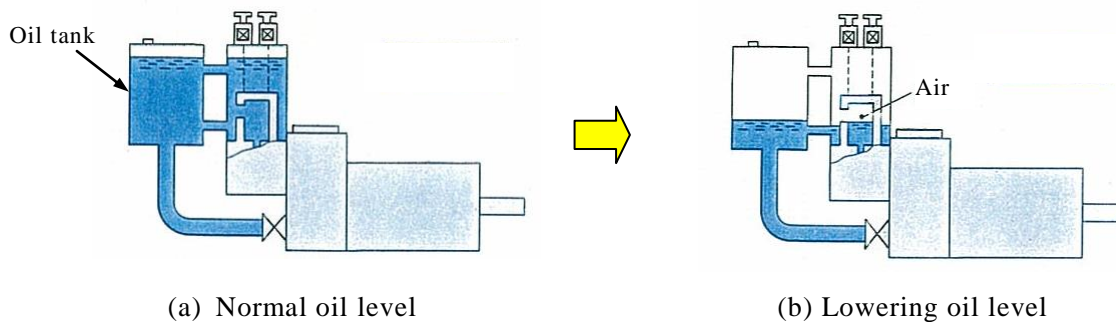


Fig. 1-9 Replacement of oil with air due to lowering oil level
(conventional hydraulic operating device)

1.2.2 2 台の油圧操作装置の動作時間安定化

高電圧大容量の電力系統に適用される電力用遮断器の場合、三相交流の 1 相において複数の電気接点を複数の操作装置で駆動することがある。例えば、1 相に複数の接点を直列に接続した、いわゆる多点切の構成において、通常 1 台の操作装置で 2 個の接点を駆動するため、2 点切を超える構成の場合には複数の操作装置によって複数の接点を駆動することになる。この場合、各接点における電気的な遮断負荷のばらつきを抑えるために、操作装置の駆動を同期させることが遮断性能の確保のために必要となる。

また別の例として、電流遮断時に発生する遮断サージと呼ばれる急激な電圧上昇を抑制する目的で抵抗遮断方式が適用される場合は、主接点に抵抗接点が並列に接続され、主接点駆動用と抵抗接点駆動用の 2 台の操作装置を設けることになる。この動作としては主接点開放後に抵抗接点を順次開放することになり、主接点開放から抵抗接点開放までの時間差を安定的に確保することが必要である。

従って、遮断器の 2 台の油圧操作装置を同期あるいは順次駆動するためには、それぞれ個別の油圧操作装置が安定的に動作する必要があるとともに、油圧操作装置の配置構成や部品の加工精度、温度変化による油の特性変化などの影響を受けにくい、時間安定的に動作する油圧回路が必要となる。この課題の解決も動作時間安定化技術開発の目的の一つである。

1.3 本研究の目的と論文構成

本研究の目的は、以上の問題の解決のために、遮断器用の油圧操作装置の動作時間安定化技術の開発が主要な目的である。そのために、個別の油圧操作装置として、油圧回路内で発生した気泡やそれらが結合するなどによりできた空洞が、油圧操作装置としての主要な動作に影響を及ぼすことがなく、遮断器の各相の動作時間を安定化させる油圧回路方式を提案し、その動作が確実に実行されることを検証することである。また、遮断器の 1 相に

において、一つの制御部で複数の油圧操作装置を駆動するように構成された場合においても、各油圧操作装置の動作時間を安定化させる油圧回路方式を提案し、その機能を検証することである。

本論文は全 8 章より構成されており、各章の概要は以下の通りである。

第 1 章では、本研究の工業上の背景となる電力用遮断器および遮断器用油圧操作装置の概要について述べ、従来の油圧操作装置を動作させる上での問題点を指摘し、本研究の目的と構成を示した。

第 2 章では、従来の問題点を解消するために、油圧操作装置の新油圧回路方式について述べる。この油圧回路方式は、油圧回路内の高低圧の切り替えを開路・閉路動作の瞬時のみに限定し、各動作完了後は全ての回路内の油圧を常に高压に保つようにしたものである（以下、常時高压安定回路方式という）。常時高压安定回路方式の回路構成と動作について述べるとともに、本回路方式を構成する油圧回路構成要素やラッチ機構の設計の考え方について示す。

第 3 章では、油圧操作装置の油圧回路内の流れおよび弁やピストンなどの可動部の動作について、その解析方法を示す。油圧回路の管路内の流れについては、油圧回路解析として一次元流れの連続の式および運動方程式を用いる。油圧回路のモデル化において、弁の動作中に発生する弁背部の油柱分離による空洞や弁の衝突などを考慮する。ピストン可動部の動作については、常時高压安定回路方式の主要な構成要素であるラッチ機構においてラッチとピストンの係合の拘束条件を導出する。ピストン可動部の動作解析ではこの拘束条件の元で運動方程式を解くことになる。

第 4 章では、常時高压安定回路方式の油圧操作装置を試作し、動作試験を実施する。また、第 3 章で示したモデル化による解析を行う。弁動作や油圧波形、ピストン動作についての解析結果と実測結果の比較から、本解析方法が油圧操作装置の動作を模擬する上で妥当であることを示す。また、常時高压安定回路方式による油圧操作装置の基本的な動作特性について調べ、弁の動作や油柱分離などの現象の考察を行い、常時高压安定回路方式が油柱分離による影響を受けない油圧回路であることを確認する。さらに、常時高压安定回路方式を設計する上で重要な、主ピストンのストローク端位置検出回路を構成する絞りやラッチが、油圧操作装置の動作に及ぼす影響を解析により求め、設計適用可能範囲などの評価を行う。

第 5 章では、常時高压安定回路方式による油圧操作装置の動作安定性について検証する。ピストンが開路側のストローク端位置からラッチに保持されるまでの戻り動作時における弁等の動作に関して、弁変位と圧力の測定および解析により、常時高压安定回路方式に関連した油圧回路の諸元によっては連続的な開閉動作振動が起り得ることを示す。また、解析により、上記の油圧回路の諸元に対して振動的な開閉動作の発生メカニズムと要因を考察する。さらに、解析により安定した動作となるための油圧回路定数の範囲について調べる。

第6章では、常時高圧安定回路方式のピストンのストローク端位置検出回路が安定的に機能するためには、ピストンが開路側のストローク端で安定的に停止する必要がある。ここでは高速で大質量を駆動するピストンの、ストローク端におけるダッシュポットによる制動特性について調べる。ダッシュポット部の環状すき間流れおよびピストン可動部全体の弾性を考慮したモデル化を行い、実測との比較による油圧回路解析とピストン可動部の動作解析の評価を行う。具体的には、ダッシュポット部の圧力損失の式を環状すき間流れのレイノルズ数によって判別して用いることや、ピストン可動部の運動をその弾性を考慮した2質点モデルとして扱い、実機のピストン変位とダッシュポット圧との比較により、解析の有効性を確認する。また、ピストンの制動特性の解析による評価について示し、環状すき間やダッシュポット径などダッシュポットを設計する上で、寸法諸元が制動特性に及ぼす影響について考察を行う。

第7章では、一つの制御部で常時高圧安定回路方式の油圧操作装置を2台制御する同期駆動方式および順次駆動方式の構成を提示し、動作時間を安定的に確保するための検討を行う。まず、各油圧操作装置を制御するためにそれらを接続する長い管路が必要となり、しかもその管路の両端は絞りや容積で構成されることになる。このような管路を単体でモデル化し、油圧回路解析により圧力伝達特性や動作時間への影響を調べて、管径や管路長さなど接続管路の最適な形状を設計する上での指針を得る。また、理論解との比較を行い油圧回路解析の妥当性を検証する。これらを基に、提示した両駆動方式が時間安定的に動作することを解析と実測により示し、さらに解析を用いて各駆動方式における管路の諸定数が油圧操作装置の動作特性に及ぼす影響を調べる。同期駆動方式については、接続管路による2台の操作装置の同期ずれなどの動作時間への影響を調査する。順次駆動方式については、環境変化による動作時間への影響や2台の操作装置が順次動作する時間間隔の調整について考察を行う。

第8章は、本論文の結論である。第2章から第7章で得られた主要な成果についてまとめ、第1章で示した本研究の目的が達成されていることを示している。

第2章 常時高圧安定回路方式

2.1 緒言

遮断器用油圧操作装置の電気接点の切り替え動作は、接点に繋がるピストンのロッド側の油圧を高圧にしたまま反対側（以下、ヘッド側）の油圧を低圧あるいは高圧に切り替えることにより、ピストンを駆動して開路動作と閉路動作を行う。

従来の遮断器用油圧操作装置の各動作における油圧の状態は、開路動作時にピストンのヘッド側を低圧にし、次の閉路動作まで低圧に保ち、閉路動作時はヘッド側を高圧にし、次の開路動作まで高圧に保たれる^{[6][7]}。このような構成の場合、特に開路状態では油圧回路内の多くの部分が低圧状態に保たれることになり、弁などの動作に伴う作動油の油柱分離による空洞^[8]や、絞りなどにおいて油中に溶け込んだ空気が気泡となって発生^[9]することになる。このような空洞や気泡は、油圧回路の動作特性に影響を及ぼすことがわかっている^[10]。遮断器の動作においても動作時間がばらつく要因となり、各相が安定的に同期して動作できないことになる。

以上のような問題点を解消するため、油圧回路内の高低圧の切り替えを開路・閉路動作の瞬時のみに限定し、各動作完了後は全ての回路内の油圧を常に高圧に保つようにした油圧回路である常時高圧安定回路方式を開発した。また、このような油圧の切り替えを可能とするために、ピストンの閉路方向の動作を油圧駆動によるラッチにより制御するようにしたものである^[11]。

遮断器が待機時に回路全体を高圧に保つことは、作動油を長時間高圧下で保持することになり、動作時に発生・混入した残留気泡を消滅させることになる。また、低圧になる時間も動作時の瞬時に限られるため、気泡が発生しにくく時間とともに気泡が拡大することがないことから、動作安定性に優れているといえる。なお、これによって、油圧制御回路とラッチ機構を付加することになり構造が若干複雑となるが、従来回路に比べて動作時間のばらつきが小さいことの利点が大いと考えられる。

ここでは、本研究における常時高圧安定回路方式の構成と動作について示し、常時高圧安定回路方式の主な構成要素である油圧制御回路とラッチ機構の設計の考え方を示す。遮断器は電圧クラスが高くなるほど大形・大出力となり、適用される油圧操作装置の弁の段数が多くなっている。本方式が弁やピストンの動きと関連して動作するものであり、全体として動作が安定的に行われるためには弁段数との関連も考慮しておく必要があることから、1段増幅弁方式および2段増幅弁方式の油圧操作装置について示す^[11]。

2.2 常時高圧安定回路方式の構成と動作原理

2.2.1 基本的な考え方

油圧回路中の空気や窒素ガスを完全に除去することは困難と考えられることから、油圧回路中に空気などが存在しても必要な動作時に影響を及ぼさないような油圧回路であれば、遮断器用油圧操作装置としては問題ない。これに対する一つの方策として、回路内の油圧の高低圧切り替えを開路・閉路動作の瞬時のみに限定し、動作完了後は全ての回路内の油圧を常に高圧に保つ常時高圧安定回路方式の油圧回路が考えられる。図 2-1 にその動作原理を示す。この油圧操作装置のピストンは、閉路位置(a)ではピストンに作用する差圧力で保持され、開路位置(c)は小形の油圧ピストン（以下、接点を駆動するピストンと区別してラッチピストンという）で常に押圧されるラッチで保持される。また、開路位置から閉路位置への切り替えは、ラッチピストンによるラッチへの押圧力を解放することにより行う。

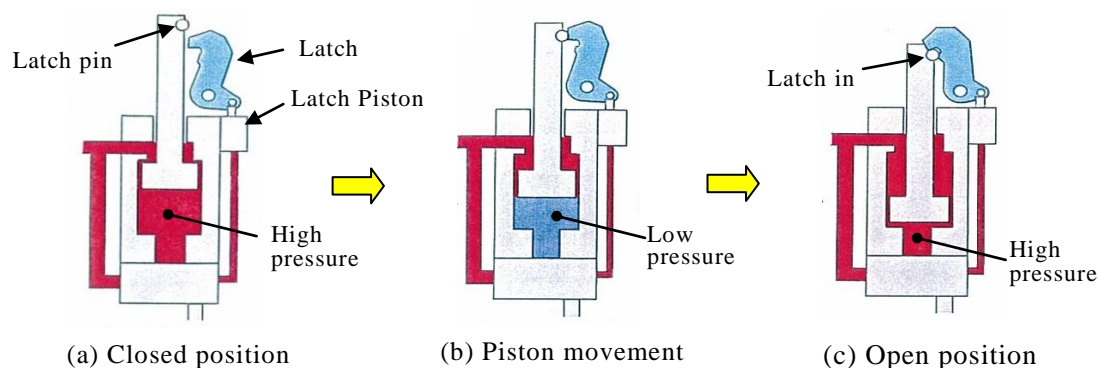


Fig. 2-1 Operation principle of hydraulic stabilization system

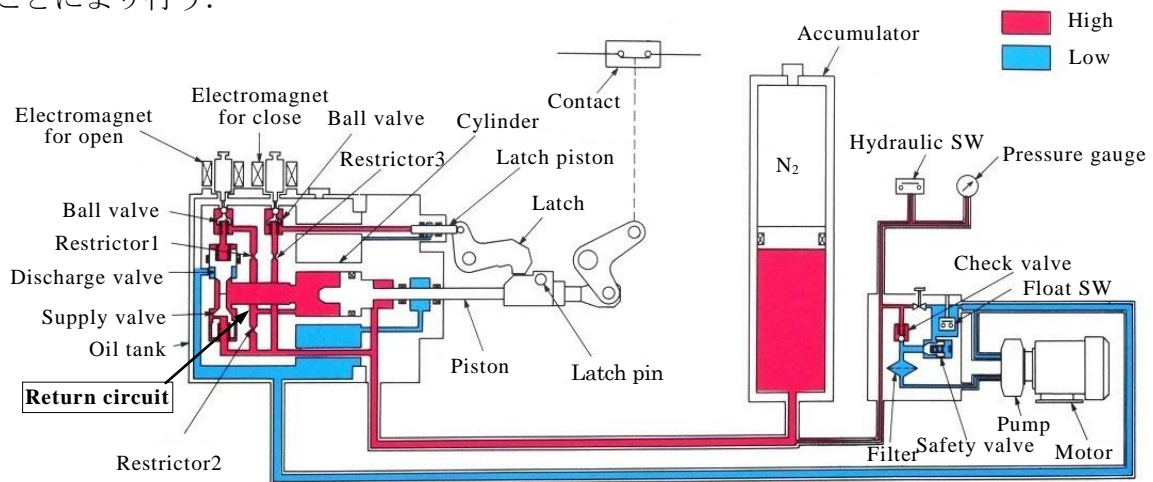
2.2.2 構成

常時高圧安定回路方式を用いた油圧操作装置の具体的な回路構成として、図 2-2 に増幅弁の段数が 1 段の場合の閉路状態と開路状態を示している。図において、ピストンのロッド側には常に高圧が供給されており、ヘッド側は給油弁と排油弁により高圧と低圧に切り替わる。排油弁の背部には開路用電磁弁が接続されており、電磁弁の開放・閉止により排油弁背部の油圧が切り替わり、排油弁の動きが制御される。

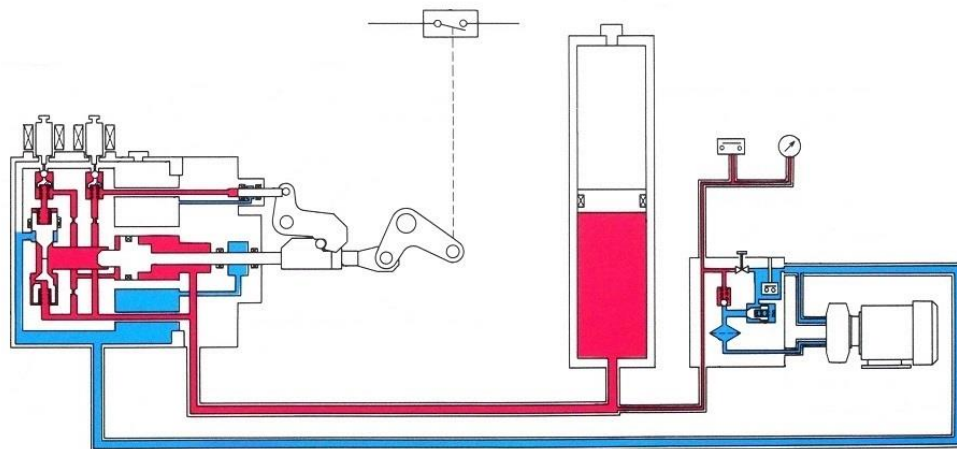
また、排油弁の背部は、高圧部と 2 個の絞りを介して接続し、それらの絞りを繋ぐ管路とシリンダのピストンヘッド側とを接続した油圧回路（以下、戻り回路という）が形成されている。ピストンが開路側のストローク端位置では、ピストンがこの戻り回路の接続口を閉止することになる。

さらに、油圧操作装置のピストン出力側にはラッチが設けられており、ラッチ先端の平面部がピストン先端の直線案内部に支持されてスライドし、ピストンが開路側のストローク端に到達する直前で案内がなくなり、ラッチが図の時計方向に回転してピストンに設け

られたラッチピンと係合することになる。この時ラッチはラッチピストンで常に押圧されているため、ピストンはその位置を保持する。なお、絞り3はチェック弁となっており、ラッチピストン側の圧力が高い場合は絞り3を閉止する構造としている。これは、ラッチ係合時にラッチピストンからの油の逆流を防いで、ラッチの保持を確実にするものである。なお、ラッチの解除は、ラッチピストンの油圧を低圧にしてラッチの保持力を取り除き、ピストンの閉路方向の力（以下、投入力という）によりラッチを反時計方向に回転させることにより行う。



(a) Closed position



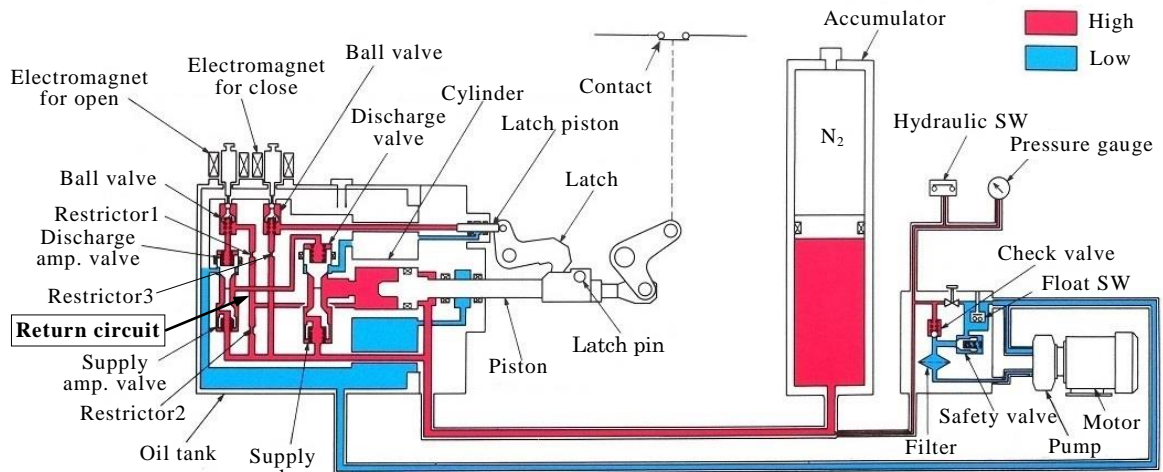
(b) Open position

Fig. 2-2 Constitution of hydraulic operating device using hydraulic stabilization system holding constant high pressure (1-stage valve system)

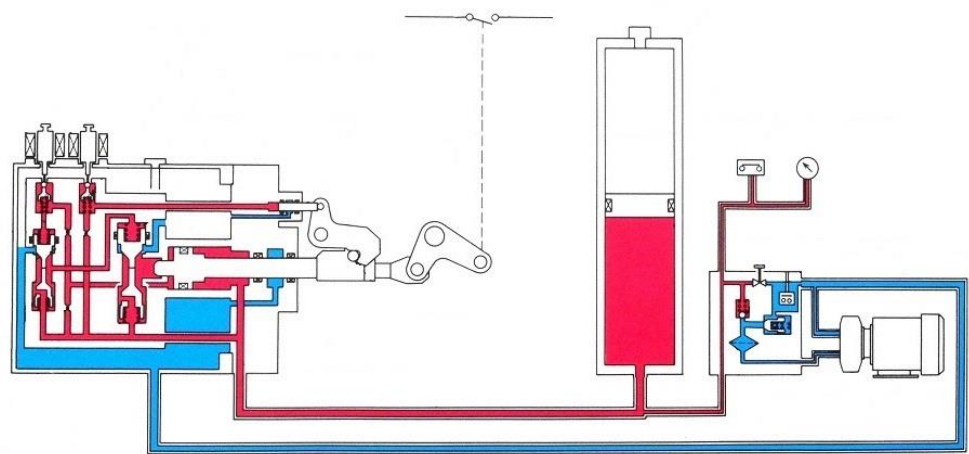
図 2-3 は増幅弁の段数が 2 段の場合であり、閉路状態と開路状態を示している。基本的な構成は 1 段増幅弁方式と同様であるが、排油弁と開路用電磁弁との間に排油増幅弁を介している点異なる。排油増幅弁の背部に開路用電磁弁が接続されており、電磁弁により排油増幅弁の動きが制御され、排油弁は排油増幅弁により制御される。

このような構成は、遮断器用の油圧操作装置は、動作指令である電気信号を油圧で増幅して最終的にピストンを駆動し、決められた時間内に電流を遮断する必要があることによ

るものである。この時の電気信号の電力は制限されているため、駆動できる電磁弁の流路断面積が限られることから、電磁弁によって駆動される制御弁の大きさが決まることになる。一方、遮断器の定格電圧が高くなる程、接点などの遮断部が大きく重くなり、接点を駆動するピストンが大きくなるため制御弁も大きくする必要があり。以上のことから、効率よくピストンを駆動するためには、制御弁を多段で構成する方が各弁の流量制御能力のバランスがよくなり、2段増幅弁あるいは3段増幅弁方式が用いられることになる。



(a) Closed position



(b) Open position

Fig. 2-3 Constitution of hydraulic operating device using hydraulic stabilization system holding constant high pressure (2-stage valve system)

2.2.3 動作

図 2-4 は常時高圧安定回路方式の油圧回路であり、1段増幅弁で構成された油圧操作装置の動作について時間の経過とともに示す。この油圧回路を用いた油圧操作装置の開路動作として、以下の順序で動作する。

- ① 閉路状態(a)から開路用電磁石を励磁して電磁弁を開き排油弁背部の高圧油を排出(b),

- ② 排油弁が開いて給油弁が閉じ、ピストンのヘッド側が高圧から低圧になりピストンを開路位置へ移動(c),
- ③ ピストンがストローク端に到達する直前でラッチが回転してラッチピンに係合(d),
- ④ ピストンがストローク端に到達するとピストンが戻り回路の接続口を閉止(d),
- ⑤ この時点で開路用電磁石の励磁がなくなって電磁弁が閉じられており、戻り回路からピストンのヘッド側への油流がなくなって戻り回路が高圧となり、排油弁背部に高圧油を供給(d),
- ⑥ 排油弁が閉じて給油弁が開き（以上、⑤からここまでの動作を戻り動作という）、ピストンヘッド側に高圧油を供給しピストンは投入力を受けるが、ラッチピストンによって支持されたラッチによって開路位置に保持（以下、ラッチインという）される(e).

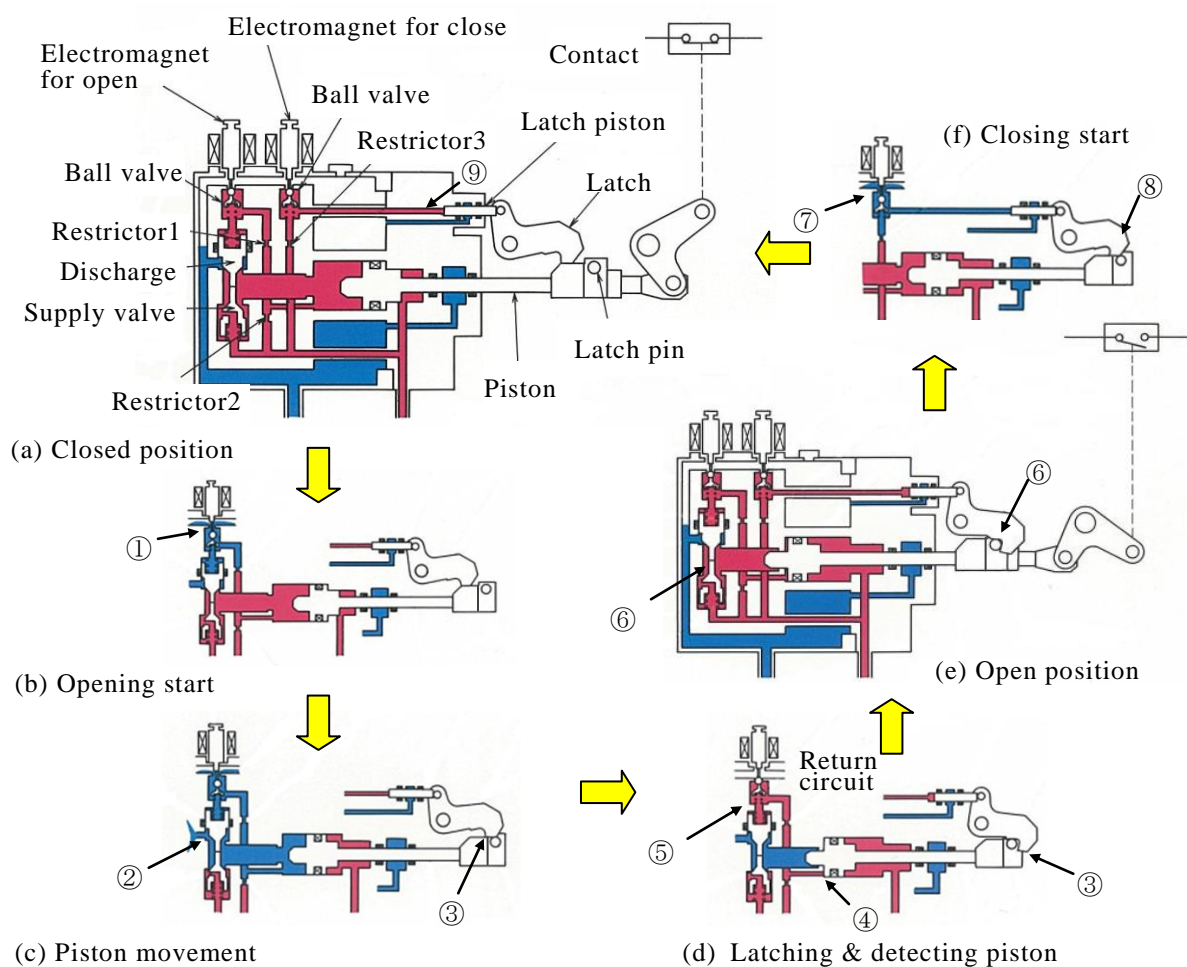


Fig. 2-4 Detailed illustration of operation of hydraulic stabilization system

閉路動作としては、以下のように動作する。

- ⑦ 開路状態(e)から閉路用電磁石を励磁して電磁弁を開き、ラッチピストンの高圧油を排出(f),
- ⑧ ラッチピストンによるラッチ保持力がなくなり、投入力によりラッチの係合が解除されてピストンは閉路方向に動作(f),

⑨ ピストンは閉路位置で保持され、閉路用電磁弁は閉じられてラッチピストンに高圧油が供給される(a).

常時高圧安定回路方式においても、動作中に低圧回路に高圧油を供給する期間があり、回路内に混入した気泡等の影響は生じ得るが、その気泡を圧縮する過程は、開路動作においてはピストンが開路位置で停止した後に行われ、閉路動作においてはラッチ係合解除後のピストンが動作を開始した後に行われるため、開路・閉路のいずれの動作途中にも混入空気の影響が及ばないことになる。

また、開路および閉路状態のいずれにおいても回路内が常に高圧に保たれ、気泡化した空気が再度油中に溶解するため、これらの状態からの次の動作に影響を与えることはない。

2.3 常時高圧安定回路方式の基本設計方法

図 2-4(d)に示すように、ピストンのストローク端位置への到達を検出する戻り回路とラッチの構造が、本回路方式の実用化にとって重要である。ここでは、常時高圧安定回路方式の機能に必要な戻り回路とラッチの寸法諸元決定の考え方について示す。

2.3.1 戻り回路

油圧回路の戻り回路部分の概略を図 2-5 に示す。図 2-5 では、排油弁が閉じ、給油弁が開いた状態を示している。電磁弁の開放により戻り回路内に油流が発生するが、絞りおよび電磁弁の流路は他の管路や弁の径と比べて小さく、戻り回路の流量はこれらの絞り部で決定されることになる。絞りと電磁弁の各流路の流量 q は、圧力損失 ΔP 、油の密度 ρ 、流路断面積 a 、流量係数 c を用いて以下の式で表わすことができる。

$$q = ca \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (2-1)$$

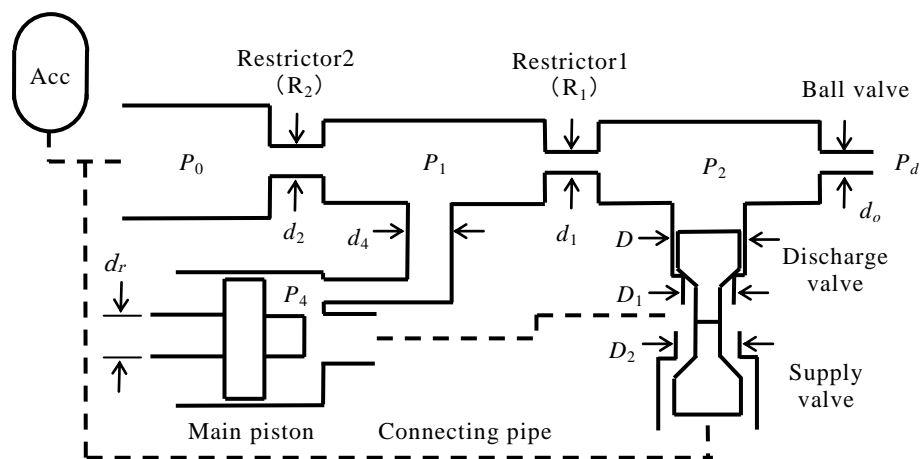


Fig. 2-5 Schematic of hydraulic circuit controlling stabilization system

式(2-1)から定常状態では各流路の流量が等しいとして、動作の各段階に従って寸法諸元を決めるための条件を与えることにする。なお、電磁弁部の概略断面図を図 2-6 に拡大して示すが、ボールとそれを押し下げる弁棒により構成されており、最小流路断面部は弁棒（直径 d_m ）と弁棒穴（直径 D_m ）とで囲まれる同心円状の断面面積部分である。全開時の断面面積に相当する円管としての径は $d_o = \sqrt{D_m^2 - d_m^2}$ となる。従って、 d_o は流路断面面積の等価径とし、電磁石の供給電力の制限によって駆動可能な d_o の大きさが、設計の初期に決まることになる。

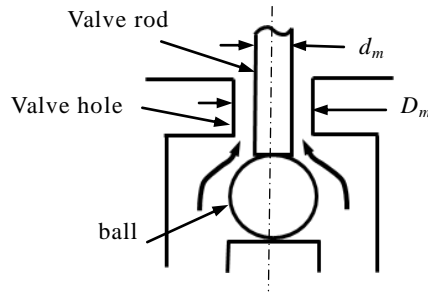


Fig. 2-6 Schematic of electromagnet valve

(1) 排油弁開放

電磁弁が開いた状態での排油弁背部の圧力 P_2 は、各絞りと電磁弁における流量が等しいと考え、 $d_4 > d_1$ であり $P_1 = P_4 = P_0$ と見なせることから式(2-1)より $d_1^2 \sqrt{P_0 - P_2} = d_o^2 \sqrt{P_2 - P_d}$ となり、これより式(2-2)で求められる。

$$P_2 = \frac{(d_1/d_o)^4 P_0 + P_d}{1 + (d_1/d_o)^4} \quad (2-2)$$

排油弁の弁座側の弁室の圧力は、排油弁が開く直前には給油弁が開いていることから高圧 P_0 となっている。また、排油弁と給油弁はそれぞれ分離可能で互いの先端部で接触しているが、完全に密着していないことからこの面にも油圧が作用すると考える。排油弁が開放できるためには、排油弁の弁座部の作用力より背部の作用力が小さくなる必要があることから、 $P_2 < (D_1/D)^2 P_0$ となる。これに式(2-2)を代入し、 $P_d = 0$ （大気圧）から d_1 は下式を満足しなければならない。

$$d_1 < d_o^4 \sqrt{\frac{(D_1/D)^2}{1 - (D_1/D)^2}} \quad (2-3)$$

(2) 電磁弁閉止

ピストンの動作途中で電磁石の励磁がなくなると電磁弁からの油の流出はなくなり、 P_2 は P_1 即ちピストンのヘッド側の圧力 P_4 と同等の圧力まで上昇する。通常、ピストンを高速で動作させるために、ピストン動作中に P_4 が高くないように排油弁までの流路抵抗

を小さくしており、排油弁の弁座側の弁室の圧力もピストンのヘッド側圧力 P_4 と同程度となっている。従って、排油弁に作用する差圧は小さく、電磁弁の閉止によって排油弁が閉止方向に動作することはないことから、本動作による条件設定は不要となる。

(3) 排油弁閉止

この段階では排油弁が開いて給油弁は閉じているので、排油弁の弁座側の弁室の圧力は低圧となっている。給油弁の背部は高圧 P_0 であるため、給油弁には D_2 部分に相当する給油弁閉止方向の力だけが作用することになる。ピストンが開路位置に到達して戻り回路の接続口を閉止すると、 P_1 は高圧になり排油弁背圧 P_2 は上昇する。排油弁が閉止方向に動き出すためには閉じている給油弁を開放するための力として、 $P_2 > (D_2/D)^2 P_0$ となればよい。また、排油弁の閉止動作が一定時間 Δt 内に完了するためには、排油弁の動きに合わせて絞り 1 から油が継続的に供給される必要がある。排油弁の戻り動作として、給油弁が動作を開始してから排油弁が Δt 内に閉止するまでストローク L_{st} だけ移動すると、絞り 1 からの流量と排油弁の戻り動作による移動体積が等しいとにおいて、

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 c \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} > \frac{\pi}{4} D^2 \frac{L_{st}}{\Delta t} \quad (2-4)$$

$P_1 = P_0$, $P_2 = (D_2/D)^2 P_0$ とおくと、 d_1 の条件としては式(2-4)から以下となる。

$$d_1 > D \sqrt{\frac{L_{st}}{c \Delta t}} \sqrt{\frac{\rho}{2 \{1 - (D_2/D)^2\} P_0}} \quad (2-5)$$

(4) ピストン動作途中

ピストン動作中はヘッド側圧力 P_4 が低下しており、戻り回路を通してヘッド側へ高圧油が流入する。ピストンの動きに影響を与えないようにするためには、絞り 2 で流量を制限することになる。一方、排油弁の戻り動作時は絞り 1 の油流を確保することも必要である。これらのことから各絞りの径は、 $d_4 > d_2 > d_1$ となるように与えられる。仮に $d_2 = 2d_1$, $P_2 = 0$ として、絞り 1, 2 の流量が等しいとした場合、 $P_1 = 0.94P_0$ となる。また、 $d_2 = d_4/2$, $P_4 = 0$ として絞り 2 と戻り管路の流量が等しいとした場合は $P_1 = 0.06P_0$ となる。

以上、(1)~(4)の各動作における条件を満足するように、各絞りの径 d_1 , d_2 を決定することになる。

2.3.2 ラッチ

開路動作時は排油弁の戻り動作後、ピストンのヘッド側の圧力が高圧となりピストンは閉路方向に動くが、ラッチによりピストンの閉路動作を阻止できる構成とする。また、閉

路動作時は、ラッチピストン背圧が低圧となってからラッチが解除される時間を一定値内とすることが必要である。

図 2-7 にラッチ回りの構成を示す。ラッチの回転軸回りに作用するトルクからラッチの運動方程式は以下のようなになる。

$$I\ddot{\theta} = F_c \cos \theta \cdot L_m - f_r r_1 \quad (2-6)$$

ここで、 I ：ラッチの慣性モーメント、 F_c ：ピストン投入力 ($=\pi d_r^2 P_0/4$ 、 d_r ：ピストンロッド径)、 f_r ：ラッチピストン支持力 ($=\pi d_l^2 P_3/4$)、 L_m はピストン投入力によるラッチ支持ピン回りのモーメントの腕長さであり、以下の式で表すことができる。

$$L_m = \frac{a_1 + R - b_1 \sin \theta}{\cos \theta} \quad (2-7)$$

(1) 開路動作—ラッチ回転

ピストンが開路位置近傍にあると、ラッチはラッチピストンに押されてピストンのラッチピンと接触しながら回転して係合していく。この時ラッチピストンの背圧 P_3 は低下する。ラッチが係合位置まで回転して停止すると P_3 は回復するが、ピストンが閉路方向に動いてラッチと接触係合する時までにはラッチピストンの支持力を確保することが必要である。このためには、ラッチピストンの動作による体積分の流量を一定時間 Δt 内に供給することになり、ラッチピストンのストローク L_{rst} として絞り 3 の径 d_3 は式(2-5)と同様にして以下の式を満足することになる。

$$d_3 > d_r \sqrt{\frac{L_{rst}}{c\Delta t}} \sqrt{\frac{\rho}{2(P_0 - P_3)}} \quad (2-8)$$

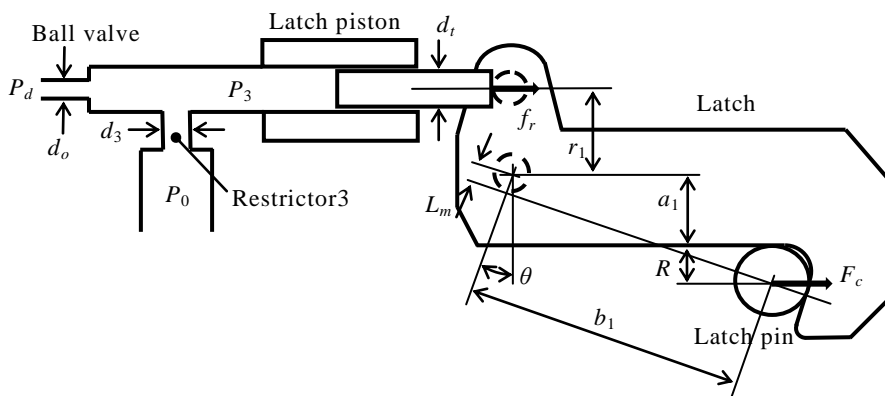


Fig. 2-7 Schematic of latching system

(2) ラッチ—ピストン係合

ピストンが閉路方向に動作してラッチと係合した時、ラッチが回転しなければ閉路動作することはないことから、ラッチピストン支持力によるモーメントがピストン投入力によ

るモーメントよりも大きくなる必要がある。式(2-6)で $I\ddot{\theta} < 0$ 、 $P_3=P_0$ として、ラッチピストンの径 d_t およびピストン投入力のモーメントの腕長さ L_m は、以下を満足するように設定することになる。

$$d_t > d_r \sqrt{\frac{L_m \cos \theta}{r_1}} \quad (2-9)$$

(3) 閉路動作

ラッチ係合状態で電磁弁を開くと、絞り 3 と電磁弁の流量は定常状態で等しいと考え、ラッチピストンの背圧 P_3 は式(2-2)と同様に $P_d=0$ から以下の式で求められる。

$$P_3 = \frac{(d_3/d_o)^4}{1+(d_3/d_o)^4} P_0 \quad (2-10)$$

この圧力によるラッチ支持力モーメントが、ピストンによる投入力モーメントより小さくなるとラッチは回転し、ピストンは閉路動作を開始する。式(2-6)で $I\ddot{\theta} > 0$ として式(2-10)を代入すると、絞り 3 の径 d_3 およびモーメント腕長さ L_m は以下の式を満足する必要がある。

$$d_3 < d_o \sqrt[4]{\frac{d_r^2 L_m \cos \theta}{d_t^2 r_1 - d_r^2 L_m \cos \theta}} \quad (2-11)$$

絞り 3 の径 d_3 およびモーメント腕長さ L_m は、ラッチ係合時は d_3 を大きくし L_m を小さくする方が確実な係合となるが、閉路動作を速やかに行うためには d_3 を小さくし L_m を大きくとることになり、最適値の調整が必要となる。

2.4 結言

第 2 章では、遮断器の油圧操作装置において、回路内の油圧の高低圧切り替えを開路・閉路動作の瞬時のみに限定し、動作完了後は全ての回路内の油圧を常に高圧に保つ常時高圧安定回路方式について示した。常時高圧安定回路方式は、ピストンが開路側のストローク端位置に到達したことを電気的な検知手段ではなく簡素な構成の油圧回路で検知し、それを弁の制御に用いてラッチによってピストンの動作を制御するようにしたものである。

本方式が弁やピストンの動きと関連して動作するものであることから、油圧操作装置の動作を特徴付ける 1 段増幅弁方式および 2 段増幅弁方式の回路構成と動作について示した。また、常時高圧安定回路方式の特徴である、ピストンのストローク端位置への到達を検出する戻り回路とピストンの機械的な保持や開放を行うラッチ機構について、常時高圧安定回路方式として機能するために必要な寸法諸元を設計する上での考え方を示した。

第3章 油圧操作装置の動作解析方法

3.1 緒言

遮断器用の油圧操作装置は高速・大出力の機器であり、しかも高圧油中の現象であることから、実測では取扱いが限定的とならざるを得ない。従って、理論的にモデル化を行い動作特性を求めることにより、現象の理解や機器の評価を進めることが可能となる。特に、油圧回路の数値解析を行うことが有効な手段になると考えられ、遮断器用油圧操作装置の動作解析として、油圧回路内の流れおよび弁やピストンなどの可動部の運動解析が行われている^{[12][13][14]}。電力用遮断器の多くは動作に要する時間が0.1秒以内であり、遮断器を駆動する油圧操作装置内の弁の動作時間にいたっては0.01秒程度とさらに短く、高速な動作を行うことになり、油圧回路内の流れについても非定常な高速流動となる。このように弁が高速で動作することから、動作に伴う油圧回路内の油柱分離や、さらに弁を排油側と給油側に分離・対向して配置している場合には弁同士の衝突が発生すると考えられる。油柱分離についてはこれらの文献では扱われておらず、弁の衝突については文献^[12]で考慮されている。

油柱分離に関する解析的な研究として、特性曲線法を用いて1本の管路内の油柱分離の過渡特性に関する研究^[15]、1本の油圧管路に発生する油柱分離の過渡特性に関する研究で油柱分離の発生限界を求めたもの^[16]、油柱分離に伴う空洞をモデル化して数値解析を行い実測波形との比較を行ったもの^[17]、などが見られる。また、実機への適用として、油圧プレスの工程における液柱分離を伴う過渡現象について空洞をモデル化して数値解析を行ったもの^[18]も見られるが、システム全体ではなく油圧回路の一部について特性曲線法などで詳細に解析したものとなっている。遮断器用油圧操作装置のように比較的構成が複雑な油圧回路を全体として扱い、油柱分離をモデル化して非定常解析を行っているものは見当たらない。

ここでは、油圧操作装置の油圧回路を対象に、油圧回路内の一次元流れや可動部の動作について基本的な解析方法を示す。その中で、弁の動作に伴う油柱分離による空洞の発生を考慮した流れや、弁同士の衝突などのモデル化を行う。また、常時高圧安定回路方式では油圧回路を最終的に高圧状態とするためにピストンに対してラッチ機構を備えており、ラッチ機構とピストンとの係合条件式を導出し、これらの係合動作を反映した動作解析を行えるようにする^[19]。

3.2 管路流れの数値モデル

3.2.1 一次元流れ

油圧回路解析として、油の圧縮性を考慮に入れた一次元流れの基礎方程式を用いる。通常、油圧回路内の流速は油中の音速に比べて遅いことから音響近似が適用できるため、運動方程式は対流項を省略して流量の時間微分が圧力勾配に等しいと置いて与えられる^[20]。

$$\text{連続の式：} \quad \frac{\partial P}{\partial t} = -\frac{1}{\beta a} \frac{\partial q}{\partial x} \quad (3-1)$$

$$\text{運動方程式：} \quad \frac{\partial q}{\partial t} = -\frac{a}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\Delta P}{\Delta x} \right) \quad (3-2)$$

ここで、 ΔP ：回路要素の圧力損失、 Δx ：圧力損失部の流路長さである。

遮断器用油圧操作装置の油圧回路は構成が複雑であり、例えば特性曲線法など一般的に精度の高い解法を適用することは、取扱い易さなどの点から実用上問題がある。本論文で用いる解法は、管径一定部分の管路を一要素とし、要素内の流れの特性値は一定とする集中定数的な取扱いによるものである。また、流量については管路接続部で定義し、接続管路間の圧力差で決まるとした^[12]。

図 3-1 に管路系の代表的な部分として三方に分岐する管路について、圧力と流量の定義位置を示す。管路 i, j, k, m はそれぞれ管径が一定であり、管路内で圧力は一様とする。また、流量 q_{ij} は管路 i と管路 j との接続部で定義される。管路 m は管路 i の途中から分岐しているが、基本的に分岐の位置や角度などの形状は考慮しない。従って、計算上、管路 i には管路 j, k, m が実際の接続位置には依らずに接続されていることになる。

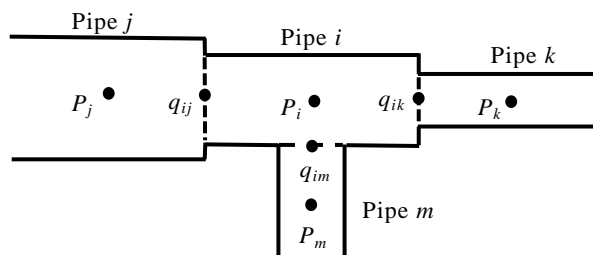


Fig. 3-1 Schematic of pipe model system

一つの管路 i に複数の管路が接続されている場合として、式(3-1)、(3-2)の位置微分を以下のように差分で表す。

$$\frac{dP_i}{dt} = -\frac{1}{\beta a_i L_i} \sum_n q_{in} \quad (3-3)$$

$$\frac{dq_{ij}}{dt} = -\frac{a_{ij}}{\rho} \left(\frac{P_i - P_j}{L_D} - \frac{\Delta P_{ij}}{L_D} \right) \quad (3-4)$$

ここで、 ΔP_{ij} : 管路 i, j 間の圧力損失、 L_i : 管路 i の長さ、 a_i : 管路 i の断面積 ($= \pi d_i^2/4$)、 a_{ij} : 管路 i と j の平均断面積 ($=(a_i+a_j)/2$)、 L_D : 圧力勾配のための長さ、である。

ところで、式(3-4)の計算のために L_D を定義する必要がある。絞りやダッシュポットなどの絞り要素の場合は、圧力損失が非常に大きく、この部分で流れが決まることから、 a_{ij} と L_D としてこれらの要素の流路断面積と流路長さを用いた。通常の管路同士の接続の場合は L_D が明確でなく、圧力分布などから決める必要がある。円管の急縮小部を通る流れの圧力分布を求めた研究によると、軸方向の圧力損失は管路接続部の近傍で大きく、その軸方向の範囲はほぼ管路程度程度の長さにわたって発生している^[21]。以上を踏まえて、ここでは直径 d_i, d_j の管路の平均管路長 ($=(d_i+d_j)/2$) を用いて、圧力勾配長さを $L_D = \text{平均管路長} \times 2$ とした。

また、弁座部についても同様に圧力勾配長さ L_D を与える必要があるが、弁の動作に伴って弁座部の流路面積が可変となり圧力分布が変動することや、圧力分布を簡単に求めることができないなどの困難さを伴う。弁開口部の面積に合わせて L_D を可変とすることも考えられるが、弁が閉止位置近傍になると L_D が短くなり過大な圧力勾配となって計算の安定性に影響することが懸念される。ここでは、実用性を考慮して L_D を固定とする。弁全開位置では管路接続の場合と同等とみなすと $L_D = \text{弁座径} \times 2$ であり、弁閉止位置近傍では $L_D \doteq 0$ と考えると、弁が全開位置から閉止となるまで動作する間の平均としては $L_D = \text{弁座径}$ となり、この値を用いることにした。

3.2.2 圧力損失

管路の流れによる圧力損失は、以下の式で定義して与える。

$$\Delta P_{ij} = \left(\lambda \frac{L_{ij}}{d_{ij}} + \zeta \right) \frac{\rho q_{ij}^2}{2a_{ij}^2} \quad (3-5)$$

ここで、 λ : 管路摩擦の圧力損失係数、 ζ : 接続部要素の圧力損失係数、 L_{ij} : 管路 i, j の平均長さ ($=(L_i+L_j)/2$)、 d_{ij} : 管路 i, j の平均径 ($=(d_i+d_j)/2$) である。圧力損失係数は文献等^[20]に示された理論式あるいは実験式による値を用いた。考慮した圧力損失は、管路摩擦^[20]、急拡大・急縮小管^[20]、絞り^[22]、弁^[23]、ダッシュポット^[24]である。

3.2.3 油柱分離のモデル化

弁などの可動部の動作に伴って可動部が収納されている油室の圧力が低下すると、油中に溶解している空気が気泡となり、それらが大きな空洞となって油柱分離することが知られている。例えば、シリンダ内でピストンが吸入動作すると、シリンダに接続されている管路からの油の供給が間に合わず、シリンダ内の圧力低下と気泡の発生が報告されている^[25]。この観察結果によると、気泡が発生し始める時の圧力は $-0.09 \sim -0.08$ MPa(G) となっ

ている。また同じ文献に、鉱油そのものの気泡発生は圧力は $-0.09 \sim -0.04 \text{ MPa(G)}$ と示されており、大気圧に対してわずかに負圧になると気泡の発生が見られると考えられる。

一方、遮断器用の油圧操作装置の操作圧力は 31.5 MPa(G) と高圧であり、また、弁の動作に伴う油室の圧力変動速度が速いことから、油柱分離が -0.1 MPa(G) で発生するとしても操作圧力に対してわずかな負圧であり、その時間的な影響も小さいことから、解析上大きな問題とはならないと考えられる。従って、ここでは以下のようなモデル化を行う。

- ① 弁回りの油室の圧力が -0.1 MPa(G) 以下となれば油柱分離による空洞が発生すると考える。弁の移動によって拡がった容積から、接続管路を通して供給される油量を差し引いた分が空洞の体積となる。
- ② 空洞が存在している間の圧力は -0.1 MPa(G) 一定とする。
- ③ 接続管路から供給される油量が空洞の体積を上回った段階で空洞が消滅するとし、空洞のない通常の流れ計算を行う。

3.3 可動部の数値モデル

3.3.1 運動方程式

可動部の運動解析として、直線運動と回転運動に分ける。ピストンや弁の直線運動は、以下の運動方程式を用いて求める。

$$m\ddot{x} = f_h + f_f + f_v - f_t - c_m \dot{x} - kx \quad (3-6)$$

ラッチについては回転運動を行うことから、以下の運動方程式とする。

$$I\ddot{\theta} = f_r r_1 - f_t L_m - N_f r_2 + k_r \theta r_3 \quad (3-7)$$

ここで、 m ：可動部質量、 c_m ：粘性減衰係数、 k ：ばね定数、 f_h ：油圧力、 f_f ：摩擦力、 f_v ：対向する弁からの作用力、 f_t ：ピストンとラッチの拘束力、 I ：ラッチの慣性モーメント、 k_r ：回転ばね定数、 f_r ：ラッチピストンの保持力、 N_f ：ピストン軸直角力、 r_1 、 r_2 、 r_3 、 L_m はラッチに作用する力のそれぞれのモーメント腕長さを表わす。

粘性減衰係数 c_m は一定値とし、可動部の平均的な速度を実測と合すことにより決定した。摩擦力 f_f は主にOリングによるものであり、Oリングの摺動抵抗の式で与える^[26]。なお、静摩擦力は動摩擦力に対して高く、往復動ピストンによる実測から静摩擦力が1.5～3倍程度高くなるデータが示されている^[27]。ここでは、上記摺動抵抗の式の値を動摩擦力とし、静摩擦力=2×動摩擦力とした。また、ラッチイン時にピストンに拘束力が作用すると、ピストンの曲げ弾性に起因する軸直角方向の力 N_f が作用すると考えられるが、現状では定式化できていないため、ここでは $N_f=0$ とする。

3.3.2 弁同士の接触・衝突

対向する弁同士の接触・衝突を考慮する．対向する弁をそれぞれ弁 1，弁 2 とし，衝突前の速度 v ，衝突後の速度 v' として，衝突後の速度を以下の式で与える．

$$\left. \begin{aligned} v'_1 &= v_1 - (v_1 + v_2)(1+e) \cdot m_2 / (m_1 + m_2) \\ v'_2 &= v_2 - (v_1 + v_2)(1+e) \cdot m_1 / (m_1 + m_2) \end{aligned} \right\} \quad (3-8)$$

ここで， e は反発係数であり，弁の材質の硬度が高いことから $e=0.8$ とした．

計算においては，以下の考え方により衝突を模擬する．衝突の判定として各弁間の距離が一定値以下になった時に衝突するとし，各弁に式(3-8)で求めた衝突後の速度を与える．また，各弁が衝突を繰り返して最終的に一体となって動作することや，逆に一体の状態から分離することがある．弁の衝突後の速度差が一定値よりも小さくなった時点で一体となるとし，一体の状態から互いの作用力が圧縮から引張になると分離する，とした．

3.3.3 ラッチ係合条件式

ラッチ機構の構成を図 3-2 に示す．(a)はラッチ係合前，(b)はピストンに設けたラッチピンとの係合完了状態を示しており，(b)のラッチ係合状態においては角度 $\theta_0 + \theta_1$ が鉛直軸に対するラッチ係合面の角度となる．ピストンの開路方向の動作は図の左方であり，ピストンの開閉動作によってラッチピンが図の左右方向に動くことになる．

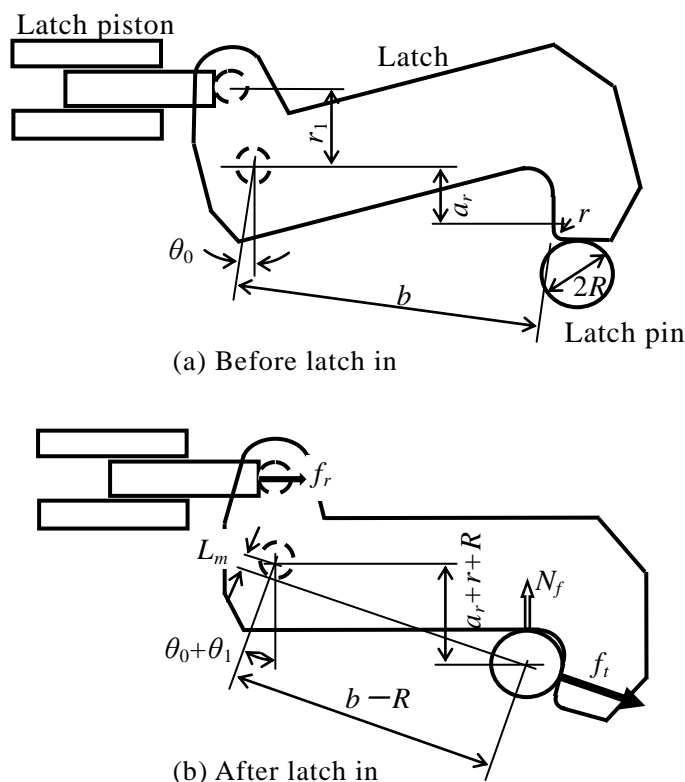


Fig. 3-2 Schematic of latching mechanism

開路動作時は、ラッチピンがラッチ先端の直線部に沿って図の左方向に移動し、ラッチ先端の r 部ではラッチピンと接触しながらラッチが回転し、最終的にラッチの直線係合部で係合する。その後、ラッチにはピストンとの拘束力 f_i が作用し、式(3-9)で表されるモーメント腕長さ L_m とによるトルクが作用するが、ラッチピストンの保持力 f_r により回転が阻止されピストンは開路位置に保持される。

$$L_m = \frac{a_r + r + R - (b - R)\sin(\theta_0 + \theta_1)}{\cos(\theta_0 + \theta_1)} \quad (3-9)$$

また、閉路動作時は、係合状態からラッチピストンの保持力 f_r がなくなり、ピストンとの拘束力 f_i によりラッチが反時計方向に回転して係合が解除される。

この動作の間、ラッチとラッチピンは接触しているため、動作解析においては互いの拘束条件を考慮する必要がある。以下、ラッチ先端 r 部および直線係合部での接触状態における拘束条件式を示す。

(1) ラッチ先端 r 部の拘束条件

図 3-3 はラッチ先端 r 部とラッチピンとの接触を模式的に示したものであり、(a)はラッチピンがラッチ先端 r 部と接触し始めた初期接触位置の状態、(b)は途中の接触状態を示す。ラッチの回転軸を原点として図のように回転角 φ 、 ψ および回転軸とラッチピンとの距離 l とすると、ラッチの回転角度 θ (時計方向を正) とピストン変位 x および速度、加速度の関係は以下の式で求められる。

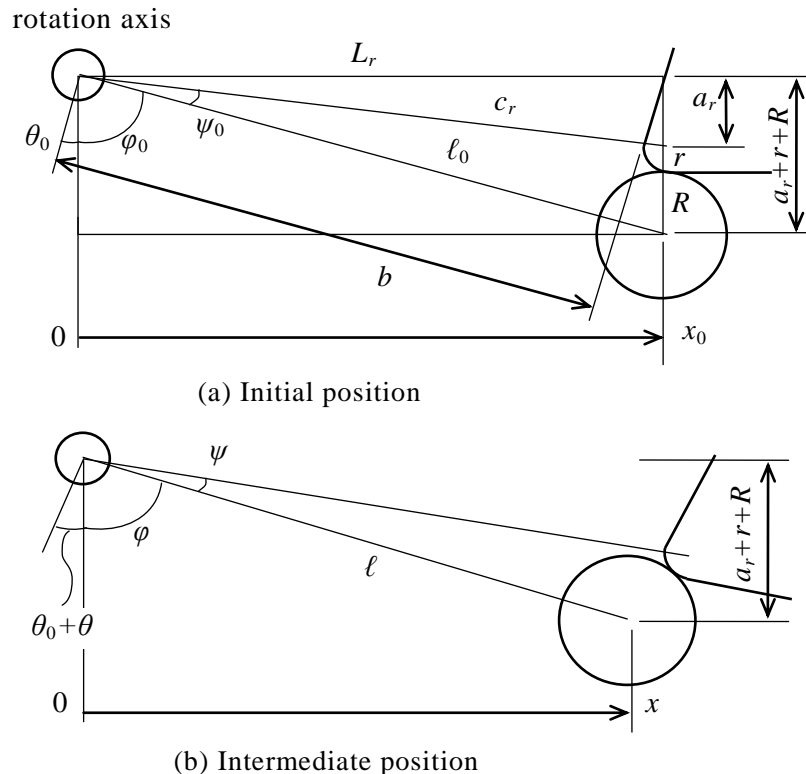


Fig. 3-3 Definition of position variables between latch corner r -part and latch pin

$$\begin{aligned}\theta &= \varphi_0 + \psi_0 - \varphi - \psi \\ &= \cos^{-1}\left(\frac{a_r + r + R}{\ell_0}\right) + \cos^{-1}\left(\frac{c_r^2 + \ell_0^2 - (R+r)^2}{2c_r\ell_0}\right) \\ &\quad - \cos^{-1}\left(\frac{a_r + r + R}{\ell}\right) - \cos^{-1}\left(\frac{c_r^2 + \ell^2 - (R+r)^2}{2c_r\ell}\right)\end{aligned}\quad (3-10)$$

$$\dot{\theta} = -\dot{\varphi} - \dot{\psi} = -H(x, \psi)\dot{x} \quad (3-11)$$

$$\ddot{\theta} = -H(x, \psi)\ddot{x} - H_A(x, \psi)\dot{x}^2 \quad (3-12)$$

ここで、各記号の値は以下の式で与えられる。また、添字 0 は初期接触位置（図 3-3(a)）における値である。

$$L_r = \frac{b+r}{\cos\theta_0} - a \tan\theta_0, \quad c_r = \sqrt{L_r^2 + a_r^2}, \quad \ell = \sqrt{(L_r - x_0 + x)^2 + (a_r + r + R)^2}$$

$$H(x, \psi) = H_1(x) + H_2(x, \psi), \quad H_A(x, \psi) = H_{A1}(x) + H_{A2}(x, \psi)$$

$$H_1(x) = \frac{a_r + r + R}{\ell^2}, \quad H_2(x, \psi) = \frac{(c_r \cos\psi - \ell)(L_r - x_0 + x)}{c_r \ell^2 \sin\psi}$$

$$H_{A1}(x) = -\frac{2(a_r + r + R)(L_r - x_0 + x)}{\ell^4}$$

$$H_{A2}(x, \psi) = \frac{1}{\ell^4 c_r \sin^2\psi} \left[\{(\ell - 2c_r \cos\psi)(L_r - x_0 + x)^2 + \ell^2(c_r \cos\psi - \ell)\} \sin\psi \right. \\ \left. - H_2(x, \psi) \ell^2 (L_r - x_0 + x)(c_r - \ell \cos\psi) \right]$$

(2) ラッチ直線係合部の拘束条件

図 3-4 はラッチ直線係合部とラッチピンとの接触を模式的に示したものである。ラッチの回転角度 θ とピストン変位 x および速度、加速度の関係は以下の式で求められる。

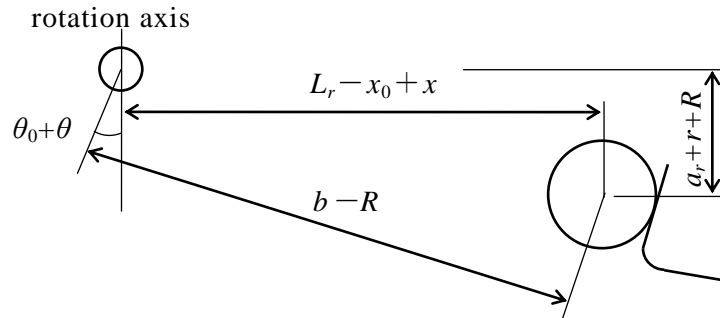


Fig.3-4 Definition of position variables between latching part and latch pin

$$x = (b - R) \left[\frac{1}{\cos(\theta_0 + \theta)} - \frac{1}{\cos(\theta_0 + \theta_1)} \right] - (a_r + r + R) [\tan(\theta_0 + \theta) - \tan(\theta_0 + \theta_1)] \quad (3-13)$$

$$\dot{x} = G(\theta)\dot{\theta} \quad (3-14)$$

$$\ddot{x} = G(\theta)\ddot{\theta} + G_A(\theta)\dot{\theta}^2 \quad (3-15)$$

ここで、 θ_1 はラッチ係合完了までのラッチ回転角度である。また、 $G(\theta)$ 、 $G_A(\theta)$ は以下の式で求められる。

$$G(\theta) = \frac{1}{\cos^2(\theta_0 + \theta)} [(b - R)\sin(\theta_0 + \theta) - (a_r + r + R)]$$

$$G_A(\theta) = \frac{1}{\cos^3(\theta_0 + \theta)} [(b - R)\{1 + \sin^2(\theta_0 + \theta)\} - 2(a_r + r + R)\sin(\theta_0 + \theta)]$$

(3) 拘束力

上記のような接触によりピストンとラッチ間には拘束力 f_t が発生する。この力がピストンとラッチの運動に影響を与えることになる。式(3-6)、(3-7)の運動方程式を簡略化すると以下のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= F_a - f_t \\ I\ddot{\theta} &= T_r - f_t L_m \end{aligned} \right\} \quad (3-16)$$

ここで F_a : ピストンに作用する力の合計 (拘束力を除く), T_r : ラッチに作用するトルクの合計 (拘束力によるトルクを除く) である。

ピストンとラッチの拘束力 f_t は、各接触位置における x と θ の加速度の関係式(3-12)および(3-15)に式(3-16)の加速度を代入して整理すると、以下の式で求めることができる。次章以下の動作解析にはこの拘束力を用いる。

ラッチ先端 r 部接触の場合

$$f_t = \frac{IHF_a + mT_r + mIH_A\dot{x}^2}{IH + mL_m} \quad (3-17)$$

直線係合部接触の場合

$$f_t = \frac{IF_a - mGT_r - mIG_A\dot{\theta}^2}{I - mGL_m} \quad (3-18)$$

3.4 結言

第3章では、油圧操作装置の油圧回路内の流れおよび弁やピストンなどの可動部の動作についての解析方法を示した。この中で、油圧回路の流れのモデル化において、油圧回路の複雑さから管径一定部分の管路を一要素とし、要素内の流れの特性値は一定とする集中

定数系による一次元流れ解析として実用性を高めた。また、弁の動作に伴う弁背部の油柱分離による空洞の発生や弁の衝突などを考慮した。ピストン可動部の動作については、常時高圧安定回路方式の主要な構成要素であるラッチとピストンの係合における拘束条件を導出した。ピストン可動部の動作解析においては、この拘束条件の元で運動方程式を解くことになる。

第4章 常時高圧安定回路方式の基本動作特性

4.1 緒言

ここでは、常時高圧安定回路方式を適用した油圧操作装置を設計・試作し、動作確認を行うとともに、第3章でモデル化した弁の動作中に発生する油柱分離による空洞を考慮した油圧回路内の流れ、および弁同士の衝突などを含む動作解析を行う。弁動作や油圧波形、ピストン動作についての実測結果と解析結果の比較から、本解析方法が油圧操作装置の動作を模擬する上で妥当であることを示すとともに、常時高圧安定回路方式による油圧操作装置の基本的な動作特性について調べる。また、弁の動作や油柱分離などの現象の考察を行い、常時高圧安定回路方式が油柱分離による影響を受けない油圧回路であることを確認する^[11]。さらに、常時高圧安定回路方式として重要な、ピストンのストローク端位置検出回路を構成する戻り回路の絞りやラッチの構造について、油圧操作装置の動作に及ぼす影響を解析により求め、設計適用可能範囲などの評価を行う^[19]。

なお、第2章で示したように、本方式は弁段数との関連を考慮しておく必要があることから、1段増幅弁方式および2段増幅弁方式の油圧操作装置について動作特性を調べる。

4.2 基本動作試験

常時高圧安定回路方式の設計検討に基づいて、1段増幅弁および2段増幅弁で構成される油圧操作装置を試作し、常時高圧安定回路方式の有効性を確認するために基本的な開閉動作試験を行った。

4.2.1 1段増幅弁方式

1段増幅弁方式の油圧操作装置の油圧回路を図4-1に示しており、電磁弁で排油弁を直接駆動制御するものである。SV：給油弁，DV：排油弁，EM-O：開路用電磁弁，EM-C：閉路用電磁弁，R：絞りを表す。図2-5および2-7で示した代表的な部位の諸元として、電磁石の駆動力により決まる電磁弁の流路断面相当直径 d_o を基準として、表4-1のように設定した。

(1) 圧力及び変位の測定

圧力および弁・ピストンの変位の測定箇所を図 4-1 に併せて示す。 $P_1 \sim P_4$ および P_8 は圧力測定点であり、圧力変換器を用いて測定した。各部の油圧はそれぞれ、 P_1 : 戻り回路圧、 P_2 : 排油弁背圧、 P_3 : ラッチピストン背圧、 P_4 : ピストンヘッド圧、 P_8 : 高压管路圧である。圧力の単位 MPa はゲージ圧 MPa(G) を示しており、以下 MPa と略記する。 x_p , x_1 , x_2 はそれぞれピストン、給油弁、排油弁の変位であり、 x_p はポテンシオメータを用い、 x_1 , x_2 は差動トランス式変位計を用いた。差動トランス式変位計の取付状況を図 4-2 に示すが^[28]、直径 3 mm のシールされたロッド（以下、シールロッドという）を介して弁と差動トランスの可動コアを直接接続して測定するものである。動作時の各部の圧力応答およびピストンと弁の変位を電磁オシログラフで記録することにより、開路・閉路動作を測定した。

弁の変位測定においては、弁が高压油中にあるためその動作に影響を与えずに測定することは困難であり、通常は弁近傍の圧力波形から弁動作を類推することになる。しかし、常時高压安定回路方式のような比較的複雑な動作を行う場合は、動作を詳細に検証するためにも弁の変位を把握することにした。なお、シールロッド部の油圧が高压の場合はシールロッド断面積分の差圧による力が弁に作用することになり、弁の開放・閉止に必要な圧

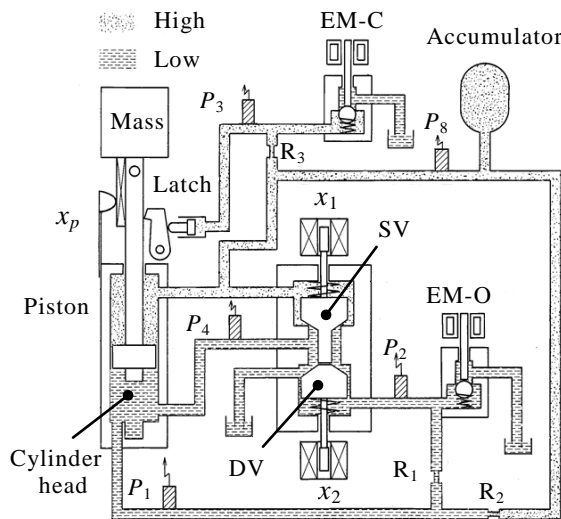


Table 4-1 Dimensions of hydraulic operation stabilizing system

	ratio (on the base of d_o)
d_1	0.6
d_2	1.0
d_3	0.6
d_4	4.4
D	12.5
D_1	10.6
D_2	9.4
d_r	16.3
d_t	8.8
L_m	3.3

Fig. 4-1 Hydraulic circuit for testing 1-stage valve system

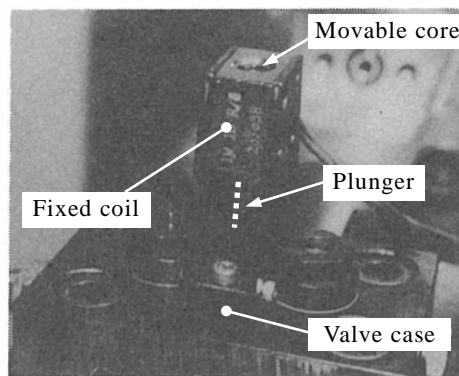


Fig. 4-2 Installation of differential transformer type displacement sensor

力が若干変化する。本ケースの場合は、弁を開放させるのに必要な力が変位測定を行わない場合と比べて 3~4 %減少することになるが、圧力変化が速い場合はその時間的な影響は小さく問題ないと考えられる。

(2) 動作特性

開路動作

操作圧力を 31.5 MPa とした場合の開路動作のオシロ波形を図 4-3 に示す。各弁の変位については閉止位置（給油弁： $x_1=0$ ，排油弁： $x_2=0$ ）を基準とし、排油弁の変位は弁が開く方向を上向き，給油弁の変位は弁が閉じる方向を上向きとした。また、 x_L は排油弁と給油弁が互いに接触しながら動く範囲を示しており、給油弁ストロークという。開路動作は電磁弁 EM-O を開くことにより行うが、EM-O の OFF タイミングは、弁の一連の動きを判別しやすくするためにピストンの動作完了後とした。

開路動作のオシロ波形から以下の動作が確認できる。

- ① 開路用電磁石 EM-O の励磁により電磁弁が開放され、排油弁背圧 P_2 が低下して排油弁 x_2 が動き出し、わずかに遅れて給油弁 x_1 が動き出す。
- ② 排油弁より給油弁の速度の方が速く動作途中で給油弁と排油弁が衝突、
- ③ 給油弁が閉止すると共に排油弁も動作を一時停止、
- ④ ピストンヘッド圧 P_4 が低下してピストン x_p が動作を開始、
- ⑤ P_4 の低下により戻り回路圧 P_1 も低下、

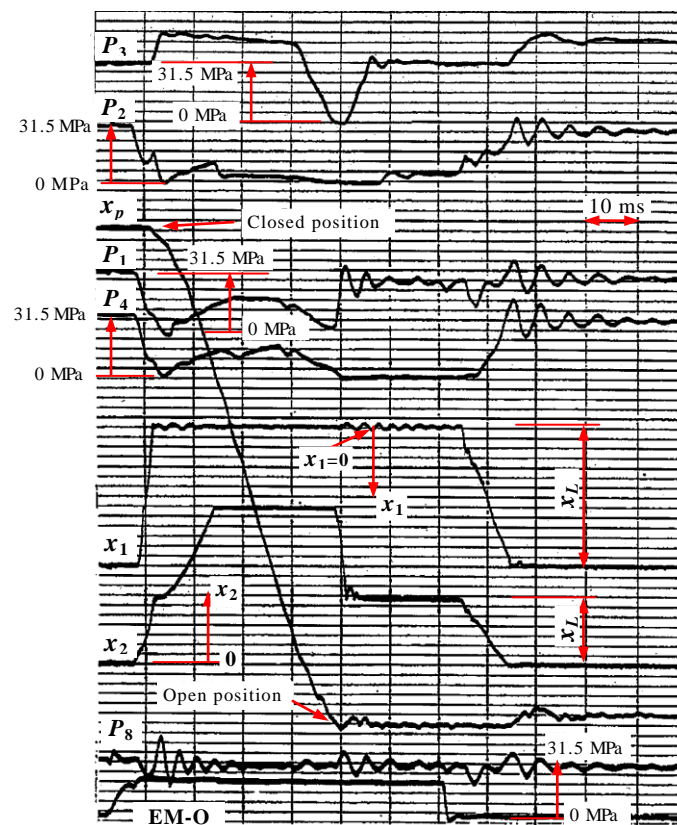


Fig. 4-3 Oscilloscope waveform of opening operation of 1-stage valve system

- ⑥ ピストンの速度が増すと P_4 が上昇し、その影響により排油弁が単独で開放方向に動作して弁の最大開放位置で停止、
- ⑦ ピストンがストローク端近傍に近づくとラッチがピストンに連動して回転動作し、ラッチピストンも動作することからラッチピストン背圧 P_3 が低下、
- ⑧ ピストンがストローク端に到達すると、戻り回路とシリンダとの接続口を閉じることになり P_1 が上昇するが、開路用電磁弁が開いたままであり P_2 は上昇しない。
- ⑨ ピストンがストローク端近傍では P_4 が低下し、弁のばね力によって排油弁が閉止方向に動作し、給油弁と衝突して跳ね返りを繰り返す動作が見られるが、これによって給油弁が開放されることはない。
- ⑩ ピストンがストローク端に到達後、 P_3 は 5 ms 程度で動作直前の高圧まで上昇しており、ラッチおよびラッチピストンが係合位置に到達して、係合準備が整っているものと推定される。
- ⑪ 開路用電磁弁の閉止により P_2 が上昇して、排油弁が閉止方向に動き出し給油弁を開放すると共に、排油弁は給油弁と一体となって閉止位置まで、給油弁は開放位置まで動作する。
- ⑫ ピストンヘッド部に高圧油が供給され P_4 が上昇するとピストンは閉路方向に動作する。
- ⑬ ラッチがラッチピンと係合し、ピストンの閉路動作を止めて保持する。

このように、弁変位や油圧波形から本油圧回路が安定的に動作していることがわかる。また、動作完了後の油圧回路内の油圧は開路動作開始直前と同じ高圧状態に保持されており、空洞や気泡が残存していないことは明らかである。

閉路動作

閉路動作のオシロ波形を図 4-4 に示す。閉路動作においては、ラッチとラッチピストン

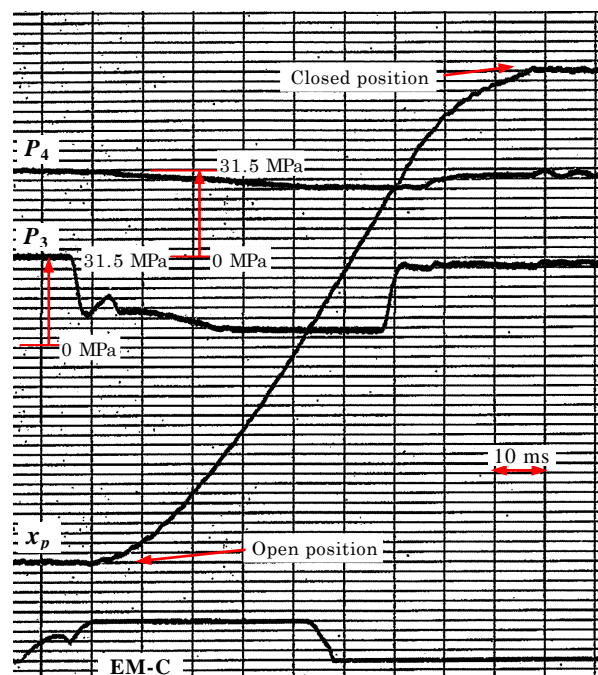


Fig. 4-4 Oscillogram of closing operation of 1-stage valve system

以外は動作することがないため、ラッチピストン背圧 P_3 とピストンヘッド圧 P_4 のみを測定した。閉路用電磁石 EM-C の励磁により電磁弁が開放されてラッチピストン背圧 P_3 が低下してから、ピストン x_p は数 ms 以内に滑らかに動作しており、ラッチ解除が短時間に問題なく行われていることがわかる。また、空洞や気泡の影響を受けずに動作することが確認できた。

4.2.2 2段増幅弁方式

遮断器用の油圧操作装置は、動作指令である電気信号を油圧で増幅して最終的にピストンを駆動し、決められた時間内に電流を遮断する必要がある。例えば開路動作の場合、多くは動作指令から数 10 ms 以内となる。この時の動作指令の電気信号の電力は制限されているため、これによって駆動できる電磁弁の流路断面径 d_0 が決まり、電磁弁によって駆動される制御弁の大きさも限られることになる。一方、遮断器の定格電圧が高くなる程、接点などの遮断部が大きく重くなり、接点を駆動するピストンが大きくなるため制御弁も大きくする必要がある。このことから、効率よくピストンを駆動するためには、制御弁を多段で構成する方が各弁の流量制御能力をバランスよく確保できることになり、2段増幅弁あるいは3段増幅弁方式が用いられている。

常時高圧安定回路方式は制御弁やピストンの動きと関連して機能するものであることから、制御弁の段数が複数になった場合においても全体的として動作が安定的に行われることを確認しておく必要がある。ここでは、2段増幅弁方式を取り上げた。油圧回路の構成を図 4-5 に示し、代表的な部位の諸元を表 4-2 のように設定した。この中で、 $D \sim D_2$ については給油増幅弁および排油増幅弁の諸元である。電磁弁と排油弁の間に排油増幅弁を入れたものであり、電磁弁が排油増幅弁を、排油増幅弁が排油弁をそれぞれ駆動制御する。

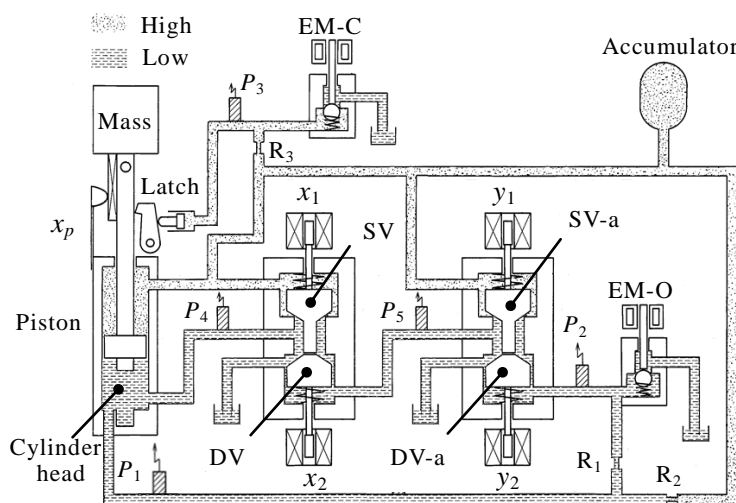


Table 4-2 Dimensions of hydraulic operation stabilizing system

	ratio (on the base of d_0)
d_1	0.3
d_2	0.6
d_3	0.6
d_4	4.4
D	6.9
D_1	4.4
D_2	5.0
d_r	20.3
d_t	8.8
L_m	2.2

Fig. 4-5 Hydraulic circuit for testing 2-step valve system

(1) 圧力及び変位の測定

圧力、変位の測定は1段増幅弁方式と同様にして行い、圧力は弁周りを中心に測定し、変位については全ての弁について測定した。 P_2 ：排油増幅弁背圧、 P_3 ：ラッチピストン背圧、 P_5 ：排油弁背圧であり、 y_1 、 y_2 はそれぞれ給油増幅弁および排油増幅弁の変位である。なお、本ケースでは排油増幅弁と給油増幅弁の径が小さいことからシールロッドの径が相対的に大きく影響し、弁を開放させるのに必要な力が、変位測定を行わない場合と比べて14～18%減少することになる。この場合においても、圧力変化が速い場合はその時間的な影響は小さく問題ないと考えられるが、圧力変化が緩やかな場合や静止時は影響を受けることになり、動作の評価においては考慮が必要となる。また、組立性を考慮して、給油弁、給油増幅弁の可動範囲を1段増幅弁方式より大きくした。これにより、排油弁などが閉止後も給油弁、給油増幅弁それぞれが単独で動作可能であり、シールロッドによる影響がより顕著に表れることになる。

(2) 動作特性

開路動作

操作圧力を31.5 MPaとし、2段増幅弁方式による開路動作のオシロ波形を図4-6に示す。各弁の変位については、閉止位置を基準（給油弁： $x_1=0$ 、排油弁： $x_2=0$ 、給油増幅弁： $y_1=0$ 、排油増幅弁： $y_2=0$ ）とし、 x_1 、 y_1 は弁が閉じる方向を上向き、 x_2 、 y_2 は弁が開く方向を上向きとした。また、 x_L 、 y_L は各々対向する弁が互いに接触しながら動く範囲を示しており、給油弁ストローク x_L と同様に、 y_L を給油増幅弁ストロークという。

開路動作波形において、基本的には1段増幅弁方式と同様の動作であり、給油増幅弁 y_1 と排油増幅弁 y_2 の動作が加わったものである。各弁・ピストンが順次安定的に動作していることがわかる。また、動作完了後の油圧回路内の油圧は開路動作開始時と同じ高圧状態になっており、空洞や気泡が残存していないことは明らかである。なお本ケースでは、給油弁、給油増幅弁は測定用シールロッドの差圧の影響により動作開始直前および動作完了後は最大開放位置にある。このため、最大開放位置から排油弁および排油増幅弁と当接するまでの不要な動作が見られるが、いずれも常時高圧安定回路方式の油圧回路の本質的な機能には影響を与えずに動作していることがわかる。

閉路動作

閉路動作のオシロ波形を図4-7に示す。閉路動作において、閉路用電磁石EM-Cの励磁による電磁弁開放から数ms以内の短時間に、ピストン x_p は滑らかに動作してラッチ解除が問題なく行われており、空洞や気泡の影響を受けずに動作することが確認できた。

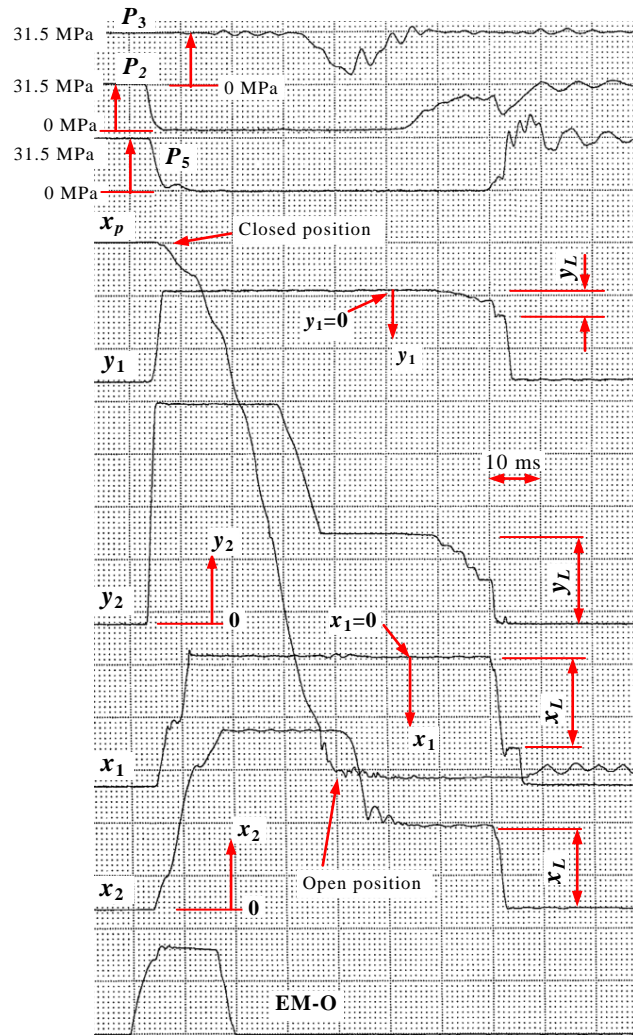


Fig.4-6 Oscilloscope of opening operation of 2-stage valve system

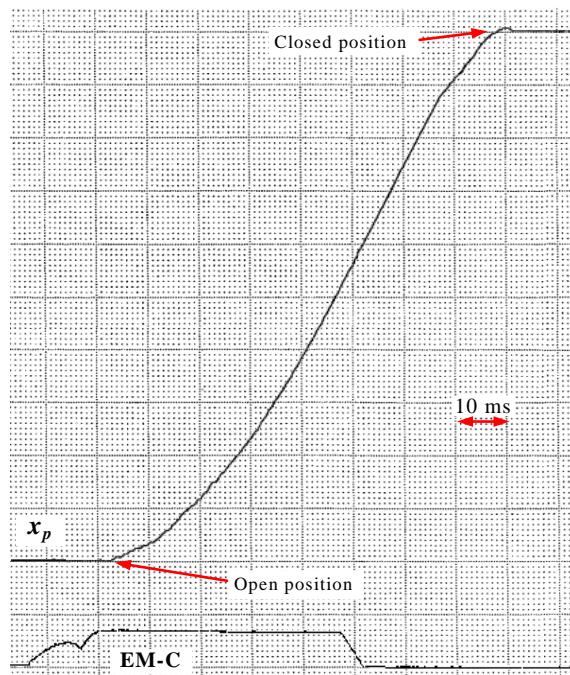


Fig. 4-7 Oscilloscope of closing operation of 2-stage valve system

閉路時間安定試験

常時高圧安定回路方式の機能が発揮されるのは閉路動作においてであり、その効果を確認するために、常時高圧安定回路方式による油圧操作装置と従来形の油圧操作装置を用いて、油圧回路内に空気の混入が予想される組立直後に連続的に開閉動作を行い、操作回数に対する閉路時間の変化を比較した。どちらの試験機も2段増幅弁方式としたものであり、図4-8に試験結果を示す。両試験機のサイズが異なり動作時間に若干の差異があるため、閉路時間そのものよりも閉路時間が安定するまでの回数に注目するために、閉路時間をp.u.表示とした。なお、参考のために、従来形油圧操作装置を用いて作動油を真空脱気して操作を行ったときの閉路時間の変化も併記した。

従来機では、組立により混入した空気の影響が組立後の初期に大きく現われて閉路時間が延びており、操作を繰り返すことにより混入空気の影響はなくなっている。また、従来機であっても真空脱気することにより混入空気の影響はほとんどないことがわかる。一方、常時高圧安定回路方式を用いると、組立後の初期から安定した閉路時間—操作回数特性が得られ、油中に混入しないし溶解した空気の影響が現われないことがわかる。

なお、遮断器の通常の使用方法としては、本試験のように連続的に動作することは稀で、通常は不定期的な時間に動作を行うことになる。そのため、油に混入する空気の量も変わり得ることから、従来機では開路動作後の気泡や空洞の発生がばらつき、閉路時間に影響することになる。常時高圧安定回路方式は本質的にこの影響をなくしている、ということがいえる。

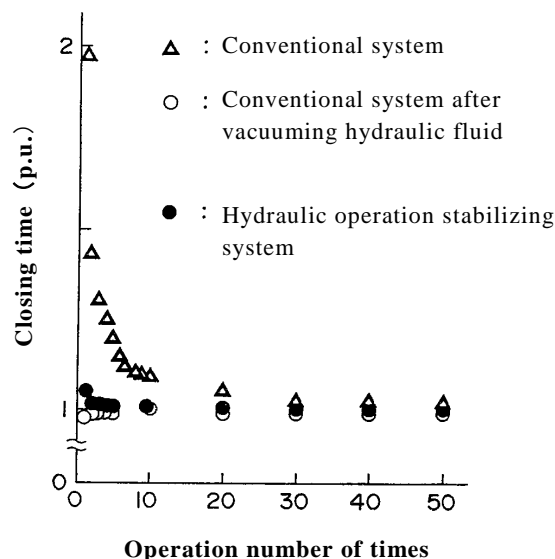


Fig. 4-8 Comparison of closing operation time just after assembly

4.3 動作解析と試験結果の比較

常時高圧安定回路方式の有効性を確認するために、1段増幅弁および2段増幅弁で構成される油圧操作装置を試作し基本的な開閉動作試験を行ったが、ここでは、各増幅弁方式の油圧操作装置について動作解析を行い、試験結果との比較を行う。なお、以降の数値解析には Runge-Kutta-Gill 法を用い、解析の時間ステップを一定として時間積分を行う。

4.3.1 1段増幅弁方式

(1) モデル化

図 4-9 は、1段増幅弁方式の油圧回路の解析モデル図である。図中、管径一定部分を1つの管路として白抜き太線で表し、○囲み数字は管路番号を示す。1つの管路内では圧力は一様であり、実線で示された管路間の接続部で流量を定義する。各部の油圧は以下の管路番号に対応しており、 P_1 ：戻り回路圧（管路⑩）、 P_2 ：排油弁背圧（同⑬）、 P_3 ：ラッチピストン背圧（同⑱）、 P_4 ：ピストンヘッド圧（同④）、 P_8 ：高圧管路圧（同⑦）である。アキュムレータについては内部に封入している窒素ガスの断熱変化により圧力を求める。開路および閉路動作の解析は、実測とタイミングを合せて、それぞれの電磁弁 EM-O あるいは EM-C が開いたタイミングから解析を開始する。

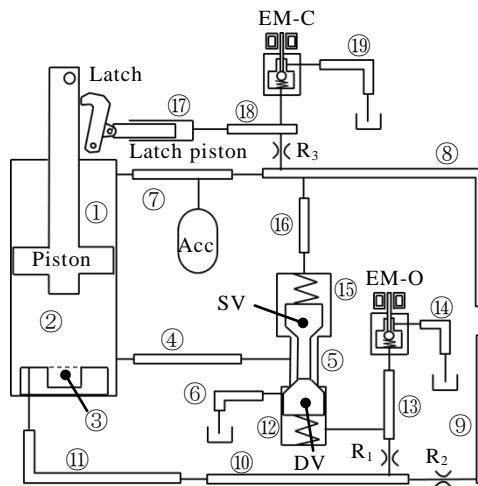


Fig. 4-9 Model diagram of hydraulic circuit with 1-stage valve system

(2) 動作比較

開路動作

図 4-10 に開路動作の解析結果を赤線で示し、実測したオシロ波形に重ねて示す。解析における弁動作を実測と比較すると、各弁の動作タイミングや速度変動状況、排油弁が給油弁に衝突時の跳ね返り動作など全体的に実測とよく一致している。また、油圧波形についても、ラッチピストンの背圧 P_3 に実測と若干の差異があるが、それ以外についてはほぼ実

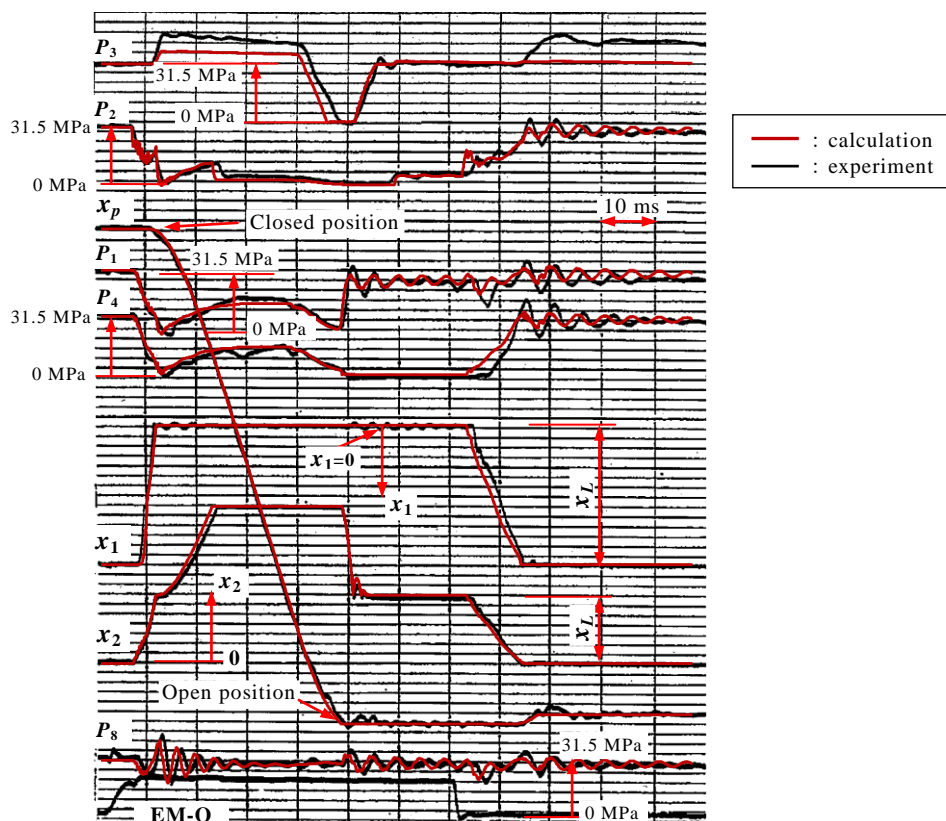


Fig. 4-10 Comparison of calculation and experiment of opening operation for 1-stage valve system

測との一致が見られる。

特に、排油弁 x_2 に以下の特徴的な動きが見られる。EM-O の開放により排油弁は全開位置まで開いており、ピストンヘッド側からの油流の流動抵抗を小さくすることになる。また、ピストンが動作中、ピストンヘッド圧 P_4 は排油弁背圧 P_2 よりも大きく、排油弁には弁を開放する方向の油圧力が作用している。その油圧力はばね力と比べて十分大きく、排油弁は全開位置に保持される。 x_2 が全開の状態から動き出すタイミングは、 P_2 と P_4 がどちらもほぼ 0 MPa で弁に油圧力がほとんど作用しなくなった時である。この時は給油弁 x_1 と分離した状態であるため、排油弁がばね力と摺動抵抗力とにより単独で動作している。この排油弁のばねによる動作の最後に、 $x_2 = x_L$ の位置で給油弁と衝突して止まるが、衝突による跳ね返り動作が発生している。(以下、ここまでのばねによる排油弁の動作を反転動作という)

さらにその後の $x_2 = x_L$ の位置からの戻り動作は、 P_2 と P_4 が有圧となっているものの、戻り回路から排油弁背部に供給される油流が絞り R_1 により制限されていることや、戻り動作中は給油弁と接触して給油弁からも力を受けることなどにより、これらをバランスさせながら比較的緩慢な動作となっている。

戻り動作の最後に排油弁が閉じることによりピストンは閉路方向へ動作するが、ラッチにより受け止められて開路位置を保持している。なお、このラッチイン動作において、実測のラッチピストン背圧 P_3 の圧力上昇が解析ではほとんど見られない。ラッチに力が作用

したことによるものと考えられ，例えばピストンの曲げ弾性に起因する力などのモデル化が今後必要になると考えられる。

閉路動作

図 4-11 に閉路動作の解析結果を赤線で示し，実測したオシロ波形に重ねて示す。ラッチピストン背圧 P_3 の変動やピストンの変位，速度など全体的に実測とよく一致している。 P_3 については電磁弁の開放により一旦低下した後再び上昇している。これはピストンが動き出すことによりラッチが回転してラッチピストンが元の位置に戻され，ラッチピストン背部の油が圧縮されることによるものである。

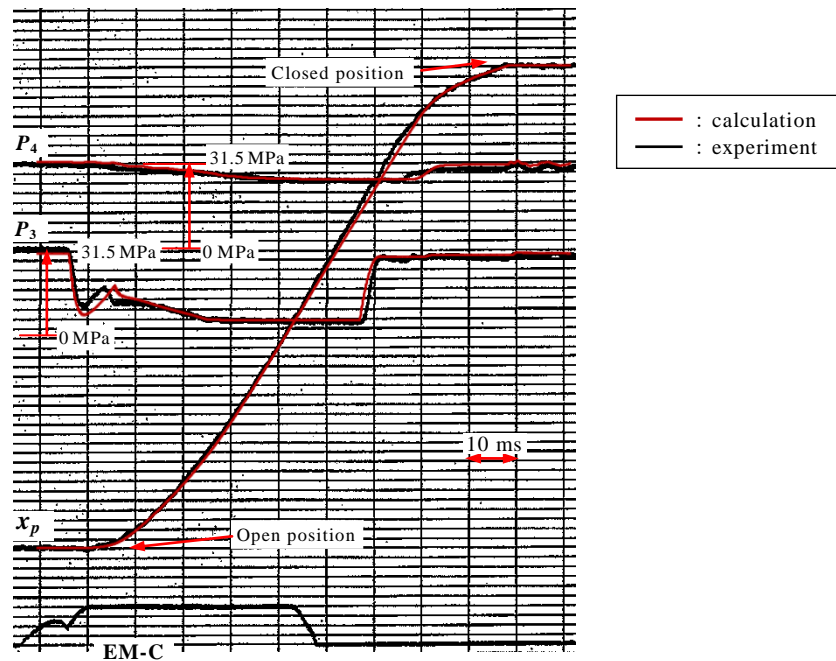


Fig. 4-11 Comparison of calculation and experiment of closing operation for 1-stage valve system

4.3.2 2段増幅弁方式

(1) モデル化

図 4-12 は，2段増幅弁方式の油圧回路の解析モデル図である。図中，1段増幅弁方式と同一部位は同一記号・名称とした。SV-a, DV-a は給油増幅弁と排油増幅弁を示す。各部の油圧は以下の管路番号に対応しており， P_2 ：排油増幅弁背圧（管路⑬）， P_3 ：ラッチピストン背圧（同⑭）， P_5 ：排油弁背圧（同⑦）である。

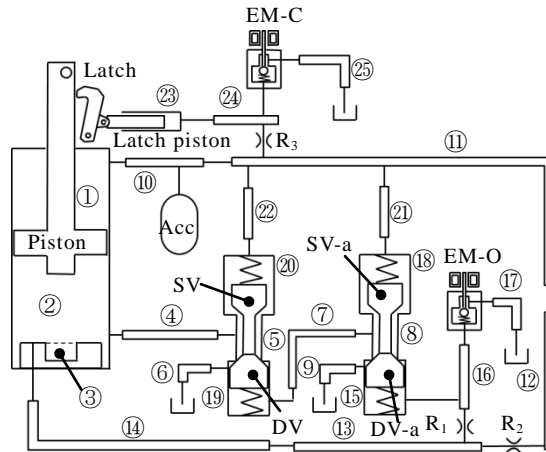


Fig. 4-12 Model diagram of hydraulic circuit with 2-stage valve system

(2) 動作比較

開路動作

図 4-13 に開路動作の解析結果を赤線で示し、実測オシロ波形に重ねて示す。解析における弁の動作や油圧波形を実測と比較すると、各弁の動作タイミングや速度変動状況など全体的に実測との一致が見られる。

2 段増幅弁方式においても、排油弁 x_2 、排油増幅弁 y_2 に特徴的な動きが見られる。EM-O の開放により x_2 と y_2 がともに全開位置まで開いて保持されている。排油弁は、ピストンヘッド圧の影響によりピストンが停止するまで全開位置に保持されるが、排油増幅弁については、排油増幅弁背圧 P_2 と排油弁背圧 P_3 はほぼ 0 MPa であり、油圧力がほぼ 0 であるにもかかわらず反転動作が遅れている。これはばね力が比較的小さいことや、動摩擦の 2 倍とした静摩擦などにより、それらがバランスした状態が続いたものと考えられる。

また、排油弁の反転動作の最後に、位置 x_L で給油弁との衝突による跳ね返り動作が発生しているが、排油増幅弁の跳ね返りは小さい。これは、反転動作の速度が遅いことによるものと考えられる。

その後の排油増幅弁の $y_2 = y_L$ の位置からの戻り動作は、1 段増幅弁方式の排油弁とほぼ同様で、戻り回路の絞りの影響により全体として比較的緩慢であるが、ここでも摺動抵抗力が相対的に大きいためスティックスリップ状の動作となっている。一方、排油弁の $x_2 = x_L$ の位置からの戻り動作は、排油弁背部への油流が絞りによる制限を受けないため、比較的速い動作となっている。

閉路動作

図 4-14 に閉路動作の解析結果を赤線で示し、実測オシロ波形に重ねて示す。ラッチピストン背圧 P_3 の実測値がないため、EM-C の開放と P_3 の立下りタイミングとを合せたものであり、ピストンの動き出しの状況など全体的に実測との一致が見られる。

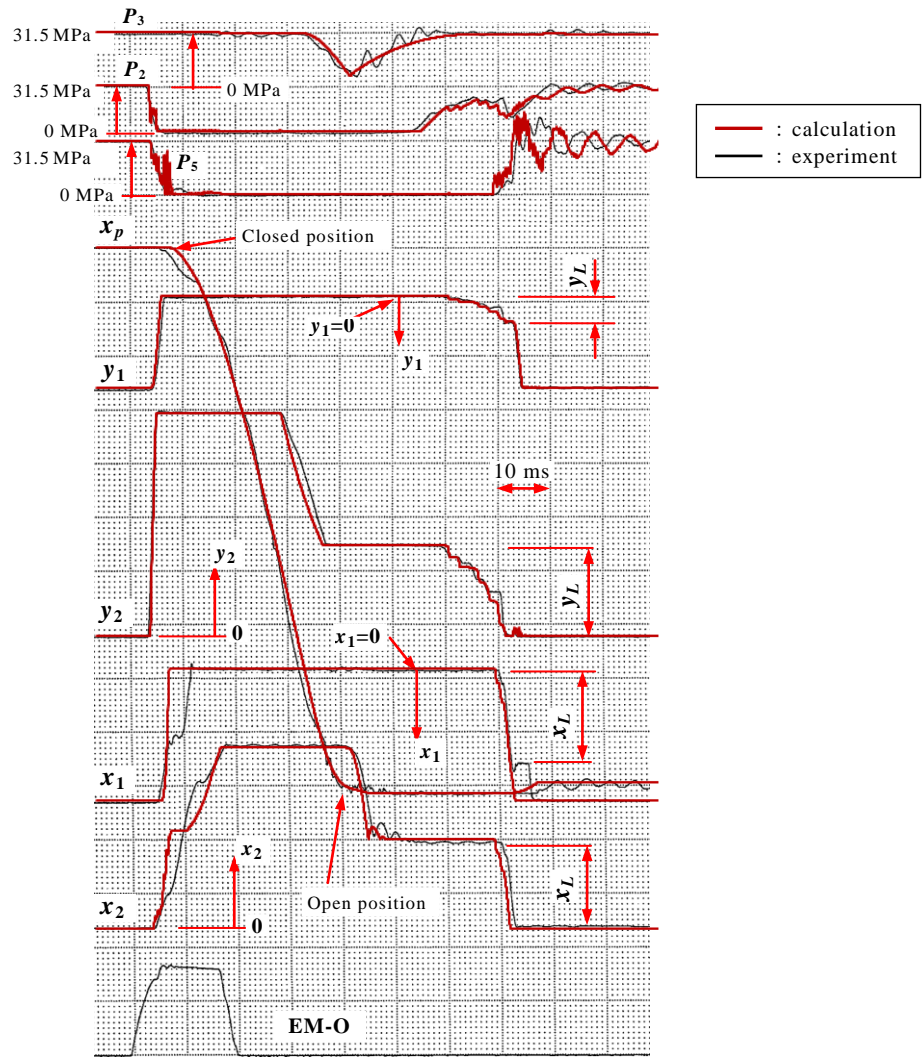


Fig. 4-13 Comparison of calculation and experiment of opening operation for 2-stage valve system

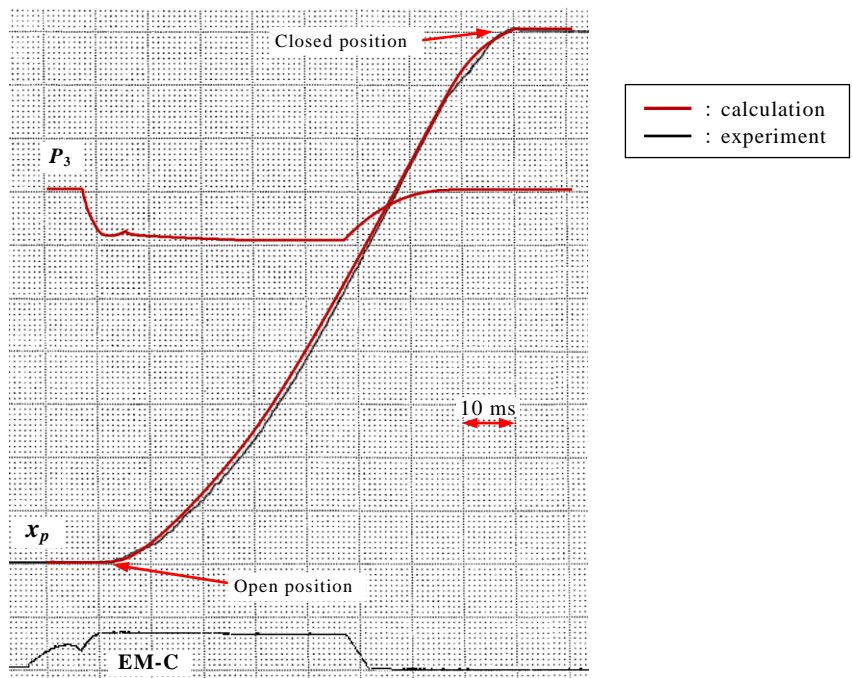


Fig. 4-14 Comparison of calculation and experiment of closing operation for 2-stage valve system

4.4 油柱分離の影響の考察

第4章3節と同じ条件で、油柱分離のモデル化を行わなかった場合についての解析を行い、油柱分離のモデル化有無による開路動作を比較する。弁の動作に伴って圧力が大気圧以下まで低下するのは、排油弁、排油増幅弁の背部（図4-9 管路⑫，図4-12 同⑬，同⑭）に限られることから、油柱分離のモデル化によって求めた排油弁および排油増幅弁背部に発生する空洞の体積を V_{c1} , V_{c2} で示して、油柱分離の影響の考察の一助とする。

4.4.1 1段増幅弁方式

図4-15は1段増幅弁の場合の解析結果であり、油柱分離のモデル化を行った場合を赤線で示し、モデル化を行わなかった場合を青線として重ねて示している。従って、図中の赤線部が油柱分離のモデル化により動作が変化した部分となる。図より、排油弁 x_2 の反転動作により V_{c1} が0ではなくなり、その後徐々に減少して0となっている。油柱分離により排油弁背部に空洞が形成され、その後管路⑬からの油流により空洞が徐々に小さくなったものである。空洞発生の影響は、排油弁背圧 P_2 の上昇タイミングの違いに現われている。即ち、油柱分離をモデル化しない場合は、排油弁の反転動作完了（図中㊸）後すぐに P_2 が上昇（同㊹）するが、油柱分離をモデル化すると V_{c1} が0となった時点で P_2 が立ち上がっている。図4-10の実測との比較からも、油柱分離のモデル化を行った解析結果とオシロ波形が一致していることから、排油弁背部に油柱分離が発生していると考えることが妥当といえよう。なお、本ケースでは、 P_2 の立ち上がり時点（同㊹）で電磁弁 EM-O が開放されており、電磁弁における流れの圧力損失が P_2 の圧力上昇となっている。

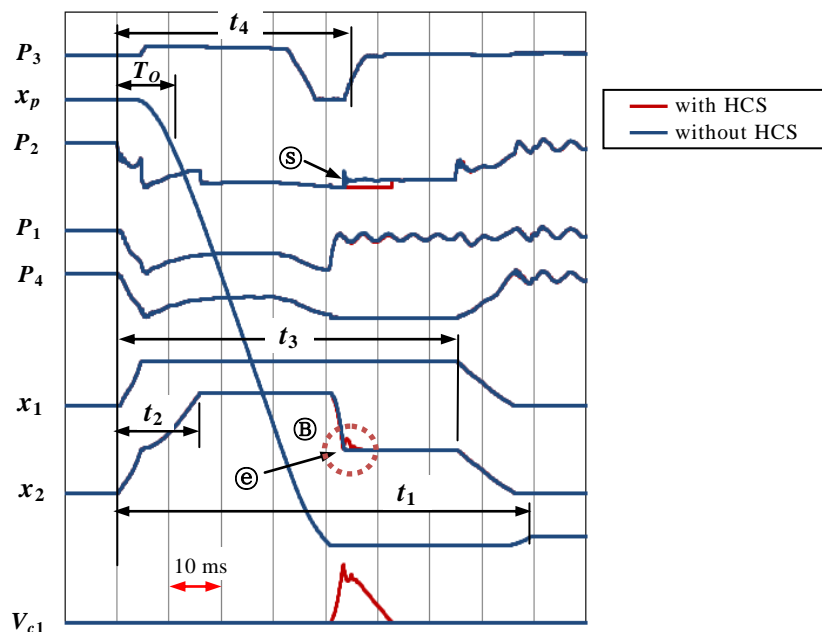


Fig.4-15 Opening operation characteristics depending on HCS.
HCS is Hydraulic Column Separation modeling.

図 4-16 は、排油弁が反転動作時に給油弁との衝突によって発生する跳ね返り動作の解析結果であり、図 4-15 の⑧部を拡大したものである。油柱分離による空洞があると排油弁は大きく跳ね返っているが、空洞がないと跳ね返りは抑えられている。排油弁の背部に空洞があると、跳ね返り時に油が圧縮されることはなく、それによる抵抗力が排油弁に作用しないことによるものである。実測では大きな跳ね返りが見られている。

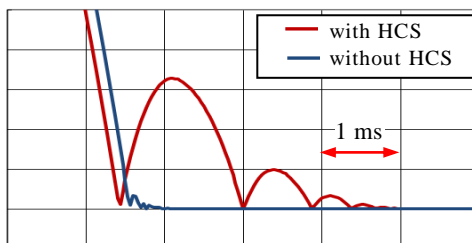


Fig. 4-16 Rebound motion of discharge valve depending on HCS

4.4.2 2段増幅弁方式

図 4-17 は 2 段増幅弁方式の解析結果であるが、この場合においても 1 段増幅弁方式と同様に油柱分離のモデル化により求めた排油弁背部の空洞 V_{c1} 、排油増幅弁背部の空洞 V_{c2} の発生・消滅が見られ、その影響を受けて排油増幅弁背圧 P_2 と排油弁背圧 P_5 の上昇タイミングが遅れが見られる。本ケースにおいても、図 4-13 の実測との比較から油柱分離のモデル化による解析結果との一致が見られることから、排油弁および排油増幅弁の背部に油柱分離が発生していると考えられる。

また、図 4-18 は図 4-17 の⑧部を拡大したものであり、排油弁の反転動作時の跳ね返り動作を示している。排油弁は油柱分離のモデル化により大きく跳ね返っているのがわかる。

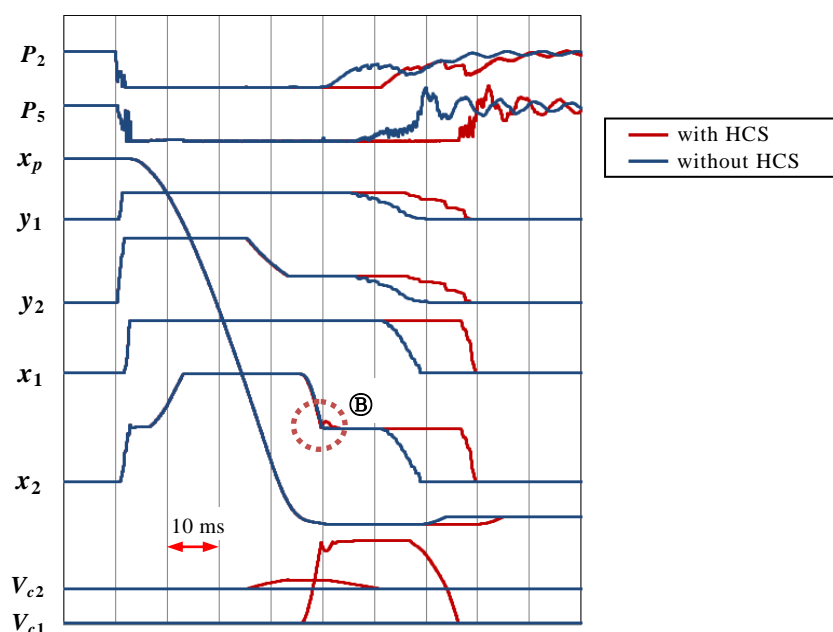


Fig. 4-17 Opening operation characteristics depending on HCS

一方、排油増幅弁については図 4-17 で、 V_{c2} が変化して空洞ができる解析結果となっているが、跳ね返りは小さい。1 段増幅弁方式で考察したように、排油増幅弁の反転動作の速度が遅いことや相対的に摺動抵抗が大きいことが影響していると考えられる。

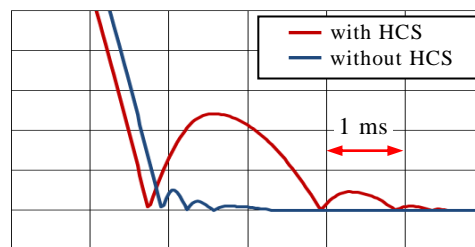


Fig. 4-18 Rebound motion of discharge valve depending on HCS

4.4.3 空洞消滅時における油撃

油柱分離による空洞の消滅時に油撃が発生することは他の文献^[20]に見られるが、本油圧操作装置では顕著な油撃は見られない。この理由として以下のことが考えられる。

空洞が発生する 1 段増幅弁方式の排油弁背部（図 4-9、管路⑫）や 2 段増幅弁方式の排油増幅弁背部（図 4-12、同⑮）には、絞り R_1 を介して高压油が流れ込むことになり流量が絞られている。絞りの流路面積が弁背部の断面積の 0.2% 程度とかなり小さいため、空洞消滅時の油撃現象の発生はないと考えられる。

一方、2 段増幅弁方式の排油弁背部（図 4-12、同⑰）には給油増幅弁を介して高压油が流れ込む。給油増幅弁の弁座部の流路面積が相対的に大きいことから高压油が急速に供給され、空洞消滅時に図 4-17 の排油弁背圧 P_5 に油圧の立ち上がりが見られる。しかしこの時、給油弁は閉止位置、排油弁は給油弁に接触して開放位置にあり、排油弁背部の圧力が一定値以上になると排油弁は給油弁の作用力に打ち勝って閉止方向に動き出すため、排油弁背部の空間が広がり油圧の立ち上がりが緩和されることになる。従って、最初の油撃は小さくなり、その後の油柱分離も発生していない。

なお、排油弁が最終的に閉止した後、排油弁背部は操作圧であるアキュムレータ圧（一定）まで回復するが、それに過渡的な振動が重畳している。この過渡振動は油圧回路の高压部すべてで同じ周期・位相となっており、高压部全体とアキュムレータ間の振動的な流れによるものと考えられる。また、圧力の過渡振動の周期は高压部全体の体積によって決まることになる。

以上のように、油柱分離の発生およびそれに伴う動作への影響が見られるが、これらは全てピストンが開路動作を終えた後であり、遮断器としての開路動作には影響を与えていない。また、ラッチイン後は油柱分離による空洞が解消されており、次の閉路動作にも影響を与えないことは明らかである。

4.5 動作解析による常時高圧安定回路方式の設計検討

常時高圧安定回路方式では、ピストンが開路側のストローク端に到達したことを検出する戻り回路とラッチの構造が重要であり、戻り回路とラッチを構成する絞り径やラッチ形状について第2章で基本的な考え方を示した。ここでは、絞り径やラッチ形状が油圧操作装置の動作に及ぼす影響について、動作解析による設計検討を行う。

4.5.1 戻り回路

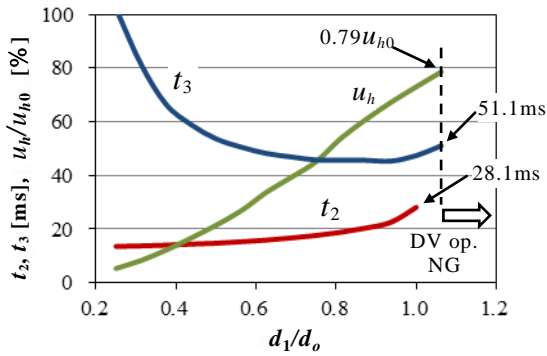
戻り回路を構成する絞りは、図 2-5 の油圧回路において R_1 、 R_2 であり、その径 d_1 、 d_2 によって弁の動作時間や速度に影響し、結果としてピストンの開路動作に影響することになる。開路動作時に戻り回路により影響する動作時間として、図 4-15 で示した時間について調査した。ここで、EM-O の開放タイミングを起点として、 T_0 ：ピストンがストロークの 10%到達時間、 t_1 ：ラッチ係合完了時間、 t_2 ：排油弁全開時間、 t_3 ：排油弁戻り動作開始時間（2段増幅弁方式の場合は排油増幅弁）である。さらに、可動部速度として、 u_p ：ピストンの平均速度、 u_h ：排油弁戻り動作時の平均速度（2段増幅弁方式の場合は排油増幅弁）についても調べた。なお、 d_1 は表 4-1、4-2 の値を基準値とし、 d_2 の基準値は d_1 の基準値の2倍（ $d_2 = 2d_1$ ）とした。

(1) 1段増幅弁方式

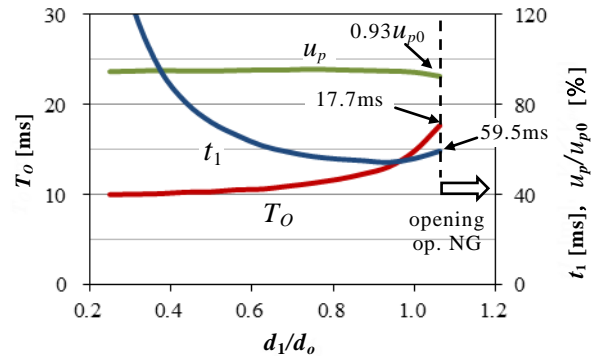
図 4-19 は 1 段増幅弁方式について、 d_1 、 d_2 を変化させた場合の上記の動作時間と速度である。なお、速度 u_p 、 u_h はそれぞれ、最大速度 u_{p0} (d_1 最小時)、 u_{h0} (d_1 最大時) を 100% として示している。

図 4-19(a)、(b) は d_2 を基準値に固定し d_1 のみを変化させたものであり、(a) は排油弁の動作時間と速度、(b) はピストンの動作時間と速度を示す。図 4-19(a) から、 d_1 が小さいほど排油弁全開時間 t_2 が短くなり、ピストンヘッド側からの排油の流動抵抗を早期に小さくすることになるが、排油弁戻り動作開始時間 t_3 は長くなり、戻り速度 u_h も遅くなっている。一方、 d_1 が大きくなると逆の傾向を示しており、しかも $d_1/d_0 > 1$ では EM-O を開放しても排油弁背部の圧力が十分低下しないため弁が不動作となっている。このため、 d_1 を電磁弁等価流路直径 d_0 以上とすることはできないことになる。このような弁の動きによりピストンの動作としては、図 4-19(b) から d_1 が小さくなると開路時間 T_0 は短くなり速度 u_p は速くなっているが、ラッチイン時間は長くなっている。また、 d_1 が大きい場合はこの逆の傾向であり、 $d_1/d_0 > 1$ では弁が動作しないためピストンも不動作となる。

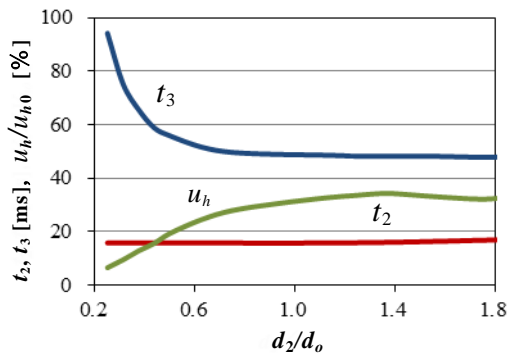
以上のことから、遮断器としてはピストンの開路時間 T_0 を長くすることなく速度 u_p を低下させないことが優先されるが、ラッチインを早く完了することも考慮すると、設計可能範囲としては $d_1/d_0 = 0.5 \sim 0.7$ 程度となり、 $d_1/d_0 = 0.6$ 前後が最適となる。



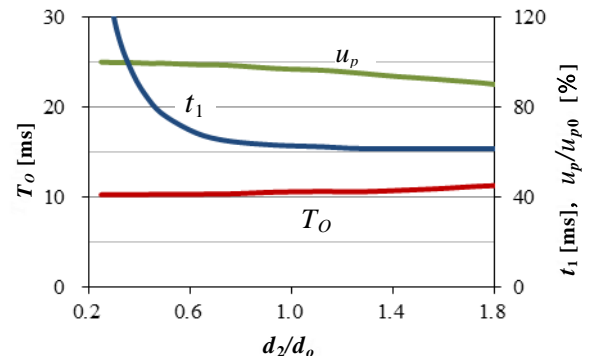
(a) DV motion characteristics due to variation of d_1 (d_2 fix)



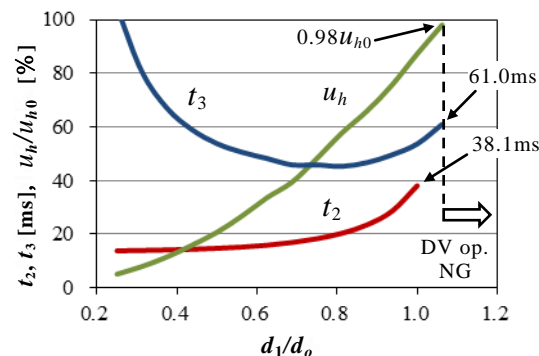
(b) Piston motion characteristics due to variation of d_1 (d_2 fix)



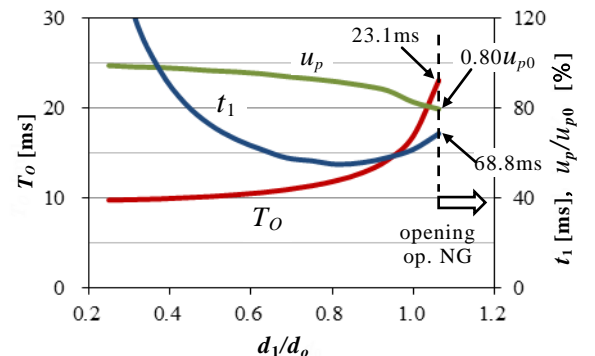
(c) DV motion characteristics due to variation of d_2 (d_1 fix)



(d) Piston motion characteristics due to variation of d_2 (d_1 fix)



(e) DV motion characteristics due to variation of d_1 ($d_2=2d_1$)



(f) Piston motion characteristics due to variation of d_1 ($d_2=2d_1$)

Fig. 4-19 Operation time and velocity regarding diameter of restrictors (1-stage valve system)

図 4-19(c), (d)は、 d_1 を基準値に固定し d_2 のみを変化させたものである。全体的には d_1 を変化させた場合と同様の傾向を示しているが、図 4-19(c)で示すように d_2 を大きくしても排油弁の動作時間や速度の増加はほとんど見られない。また図 4-19(d)から、 d_2 が大きくなるとピストンの速度 u_p の低下が顕著となっている。これは戻り回路からシリンダのピストンヘッド側への高圧油の流入が増え、ピストンヘッド側の圧力を高めるためである。ただし、 u_p の値としては、図 4-19(d)の $d_2/d_0 = 1.2$ の時の値と図 4-19(b)の $d_1/d_0 = 0.6$ の時とが同程度であり、速度としては遅いとはいえない。このようなことから d_2 の設計可能範囲としては、 $d_2/d_0 = 0.8 \sim 1.2$ となる。

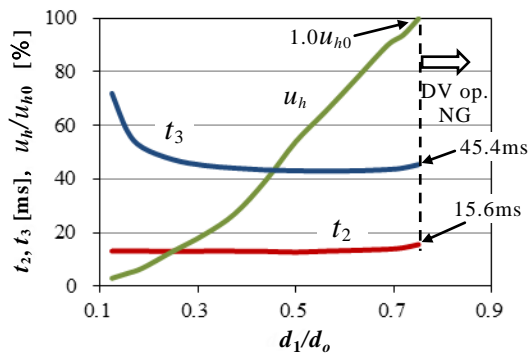
上記の結果から、 d_2 は d_1 に対して $d_2/d_1 = 1.4 \sim 2.0$ となるが、現状の設計では d_1 に合せ d_2 も同時に変化させて概略 $d_2 = 2d_1$ としていることから、ここでは、 $d_2 = 2d_1$ として d_1 を変化させた場合について図4-19(e), (f)に示す。全体的には d_1 のみを変化させた図4-19(a), (b)と同様の傾向を示しているが、 d_2 の影響も受けて動作時間や速度の変化が大きくなっており、設計可能範囲はさらに限られることになる。

以上のことから、1段増幅弁方式としては、ピストンの動作時間や速度を速くし、なおかつラッチイン時間を長くしないためには、 $d_1/d_o = 0.6$ 前後、 $d_2/d_1 = 1.5 \sim 2.0$ が設計最適値となる。

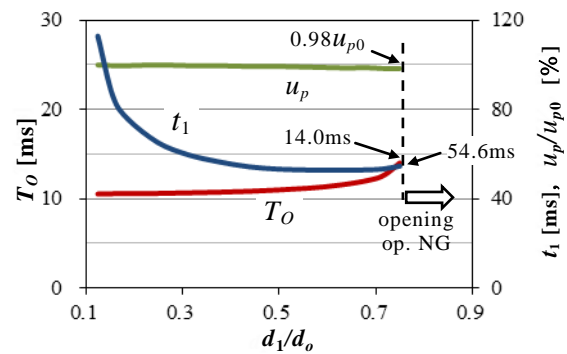
(2) 2段増幅弁方式

図4-20(a), (b)は2段増幅弁方式について、 d_1 を変化させ、 $d_2 = 2d_1$ とした場合の動作時間と速度である。1段増幅弁方式の同一条件である図4-19(e), (f)と比較すると、全体的には同様の傾向を示しているが、ピストンの速度 u_p はほとんど変化しておらず、動作時間の変化も比較的小さいことがわかる。これは、2段増幅弁方式において、排油弁を駆動する排油・給油増幅弁の油圧処理能力が相対的に大きいことが影響していると考えられる。即ち、排油・給油弁が駆動するピストンの動作時間やストロークと比べて、排油・給油増幅弁が駆動する排油弁の動作時間やストロークが短く、排油弁の動作が短時間で終了することになり、開路動作に与える影響も小さくなる。

以上、 $d_2 = 2d_1$ とした場合、2段増幅弁方式の d_1 の設計可能範囲は比較的幅広く、 $d_1/d_o = 0.25 \sim 0.5$ となる。



(a) DV motion characteristics due to variation of d_1 ($d_2=2d_1$)



(b) Piston motion characteristics due to variation of d_1 ($d_2=2d_1$)

Fig. 4-20 Operation time and velocity regarding diameter of restrictors (2-stage valve system)

4.5.2 ラッチ機構

第2章において、ラッチ機構の動作を制御する要素として、ラッチピストン回路の絞り R_3 の径 d_3 と、式(2-9)を満足するようにピストンからの閉路方向の力によるモーメント腕長さ L_m を決めることが示された。それによると、ラッチ係合に対して d_3 を大きくし L_m を小

小さくする方が確実な係合となるが、閉路動作を速やかに行うためには d_3 を小さくし L_m を大きくするとしており、設計に適する範囲の把握が必要になる。

ここでは、 L_m を決めるラッチ形状の一つである直線係合部の角度 θ ($= \theta_0 + \theta_1$, 図 3-2 参照) と、 d_3 を変化させた場合のピストン動作時間への影響について調査する。なお、ラッチ機構は基本的に弁段数に関係しないことから、1 段増幅弁方式について調べる。 d_3 の基準値は表 4-1 の値とし、 θ の基準値 θ_0 は L_m が 0 となる角度とした。

まず、ラッチがピストンの動作に及ぼす影響を見るために、ラッチのない場合の閉路動作の解析を行い、ピストン変位 x_p についてラッチがある場合と比較した解析例を図 4-21 に示す。ラッチがある場合はピストンの動きに伴って係合が解除されながらラッチが回転し、ラッチピストン背部の圧縮による圧力が発生するため、ピストンはラッチから反力を受けることになる。この例ではラッチがない場合と比べて全体的に約 5 ms の遅れが見られる。なお、ラッチのない従来の操作装置の場合は、閉路動作時の制御弁の切り替え動作時間は 3~4 ms 程度と上記のラッチ係合解除時間と同程度であることから、ラッチによる動作時間の遅れは問題にならないと考えられる。

図 4-22 は、 d_1 を基準値に固定し、 $d_2 = 2d_1$ として、 d_3 を変化させた場合の開路動作および閉路動作の各時間を求めたものである。この中で、開路動作時の T_o , t_1 に加えて、ラッチ係合の成否に関係する、 t_4 : ラッチピストン背圧 50% 回復時間を示した (図 4-15 参照)。また、閉路動作についても、電磁弁 EM-C の開放タイミングを起点として、 T_c : ピストンがストローク端からストロークの 10% 到達時間として示した。図から、 d_3 を小さくすると開路動作時のラッチピストン背圧回復時間 t_4 が遅れることになり、さらに t_4 がラッチイン時間 t_1 よりも長くなると、ラッチイン時のラッチ保持力を確保することができずラッチインが失敗することになる。また、 d_3 を大きくすると閉路動作時間 T_c が長くなり、 $d_3/d_o > 0.8$ では EM-C を開放しても EM-C の排油能力とのバランスから、ラッチピストン背圧によるラッチの保持力が十分低下しないためラッチを解除できず、ピストンを投入できなくなる。このようなことから、設計可能範囲としては $d_3/d_o = 0.4 \sim 0.8$ であり、 $d_3/d_o = 0.6$ 前後が設計最適値となる。

図 4-23 は、 d_1 , d_3 を基準値、 $d_2 = 2d_1$ とし、ラッチ係合部の角度 θ を変化させた場合の閉路時間 T_c と、開路動作のラッチ係合時における最大荷重係数 α_L を示す。ここで最大荷重係数 α_L は、角度 θ においてラッチ係合時に式(3-17), (3-18)から求められるピストンとラッチに作用する拘束力 f_i に係数を掛けて解析を行い、ラッチ係合が失敗しない最大の係数の値を求めたものである。図から、 $\theta/\theta_0 > 0.9$ では $\alpha_L > 3$ であり拘束力 f_i の 3 倍以上の荷重に耐えることができ、安定的にラッチ係合できることになるが、 T_c は急激に増加している。一方、 $\theta/\theta_0 < 0.7$ では T_c は安定しており徐々に短くなる傾向にあるが、 $\alpha_L < 2$ となりラッチ係合時の荷重変動に対して裕度のない設計となる。以上のことから、設計可能範囲としては $\theta/\theta_0 = 0.75 \sim 0.85$ 程度であり、 $\theta/\theta_0 = 0.8$ 前後が設計最適値となる。

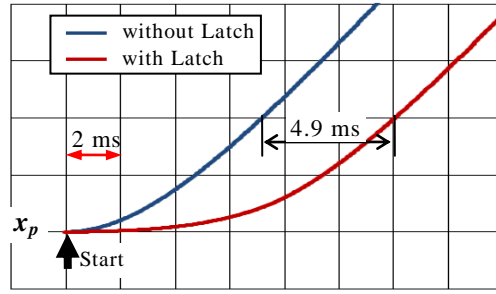


Fig. 4-21 Closing operation with or without latch

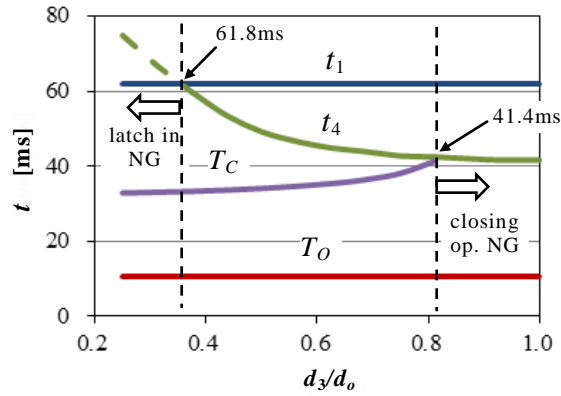


Fig. 4-22 Operation time due to variation of diameter of restrictor 3 (d_3)

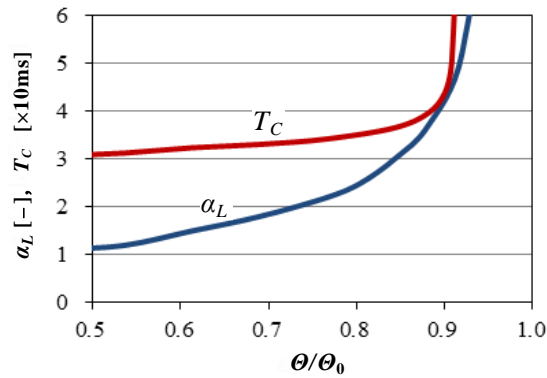


Fig. 4-23 Closing time and maximum load factor due to variation of angle of latching part

4.6 結言

第4章では、常時高圧安定回路方式の油圧操作装置を試作し、動作試験を実施した。その結果、開路動作および閉路動作において弁やピストン、ラッチなどが安定的に動作し、常時高圧安定回路方式が有効に機能していることを確認した。また、常時高圧安定回路方式の油圧操作装置を対象とし、油圧回路内の一次元の流れを含む動作解析を行った。油圧回路のモデル化において、弁の動作に伴う弁背部の油柱分離による空洞の発生や弁の衝突

などを考慮したことや、ラッチ機構についてピストンとラッチの定式化された拘束条件を適用したことにより、開路および閉路動作における弁やピストンの動作、油圧波形など実測とよい一致が見られた。以上により、常時高圧安定回路方式の開路および閉路動作完了後に油柱分離による空洞が残っていないことが明らかとなり、常時高圧安定回路方式が油柱分離による影響を受けない油圧回路であることを示した。また、第3章のモデル化による解析方法が、油圧操作装置の動作を模擬する上で妥当であることが確認できた。

さらに、常時高圧安定回路方式で重要となる戻り回路やラッチの構造に関して、それらを構成する絞りやラッチ係合部の動作に及ぼす影響について、解析による評価を行った。これらの結果から、戻り回路やラッチを検討する上で設計が可能となる値の範囲があり、最適な値を選択するための指針を得ることができた。

第5章 常時高圧安定回路方式の動作安定性

5.1 緒言

遮断器に用いられる油圧操作装置として、電気接点の開路および閉路位置に高速で移動し、その位置を保持することが求められており、その制御方法としては装置の能力を最大限に発揮するために比較的単純なシーケンス制御とするのが一般的である。その中で常時高圧安定回路方式は、上記のシーケンス制御による駆動を基本にして、ピストンが開路側のストローク端位置に到達したことを油圧で入力側に戻して制御弁およびピストンの動きをコントロールする戻り回路により、一種のフィードバック制御システムを構成していることになる。このようなシーケンス制御とフィードバック制御の組み合わせにおいて、制御動作時に開閉動作振動などの動作安定性が問題となる場合があり、このような油圧回路の安定性の検討が必要である。

油圧操作装置の動作安定性として、制御弁であるポペット弁の動作が問題になると考えられる。一般にポペット弁の動作安定性に関して、ばねにより支持されたポペット弁を圧力制御弁として用いた場合の、定常流状態からの周波数特性による安定性を取り扱っている研究がみられる。例えば、ポペット弁と上流の管路内流動との相互作用による弁の安定性に関する研究^[29]、入口および出口管路の影響を考慮した場合のポペット弁の安定性に関する研究^[30]、弁座の形状を考慮した弁座面上の流れの形態とポペット弁の安定性に関する研究^[31]、管路を分布定数系として取り扱い、管路の長さが及ぼすポペット弁の安定性への影響に関する研究^[32]などがある。これらの研究はポペット弁単体の定常流状態からの安定性を論じたものであり、遮断器用油圧操作装置の油圧回路のように複数の弁やピストンなど比較的複雑な構成で、弁同士あるいは弁とピストンの ON-OFF 動作などの相互作用による動作安定性を論じたものは見当たらない。

ここでは、常時高圧安定回路方式の油圧操作装置を対象に、開路動作においてピストンが開路側のストローク端位置に到達した後のラッチと係合するまでの期間における弁等の動作安定性について検証する。弁変位と圧力の測定および解析を行い、常時高圧安定回路方式に関連した油圧回路の特定の諸元によっては連続的な開閉動作振動が起り得ることを示す。また、解析により、上記の油圧回路の諸元に対して振動的な開閉動作の発生メカニズムと要因を考察するとともに、安定した動作となるための油圧回路定数の範囲について調べる^{[33][34]}。

5.2 開閉動作試験と解析結果の比較

開路動作の中で常時高圧安定回路方式に関連する戻り動作の動作安定性について検証する。この課題に対して、2段増幅弁方式は1段増幅弁方式と比べて弁同士やピストンとの相互作用など、振動的な動作が発生しやすいと考えられることから、2段増幅弁方式の油圧操作装置を検討対象とする。

図 5-1 は2段増幅弁方式の油圧回路図であり、弁・ピストンの変位および圧力の測定位置も併せて示す。測定箇所は図 4-5 とほぼ同様であるが、排油・給油増幅弁の変位測定については、弁体の径に対する測定用シールロッドの径の比が、排油・給油弁の場合と比べて相対的に大きく、シールロッド断面分の油圧力の減少が大きくなることから、動作安定性への影響を考慮して測定を行っていない。

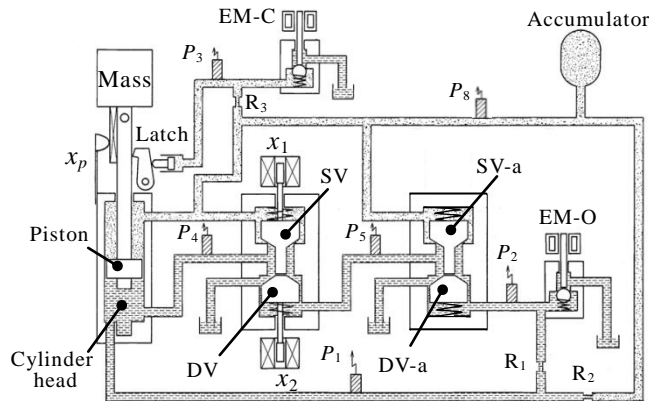


Fig. 5-1 Hydraulic circuit for testing 2-stage valve system and measuring points of displacement and pressure

第4章において戻り動作が安定的に行われることは確認しており、ここでは戻り動作時に振動的な動作を発生させるために、排油増幅弁背部の容積として図 4-12 の管路⑩の容積 $V (= \pi d^2 L / 4)$ や弁ストローク、弁座径を変更した。表 4-2 における通常の形態での諸元を添字 0 で表して基準値とし、排油増幅弁背部の容積： $V/V_0=6$ ，給油弁ストローク： $x_L/x_{L0}=1.3$ ，給油増幅弁ストローク： $y_L/y_{L0}=1.4$ ，排油増幅弁弁座径： $d_d/d_{d0}=1.25$ ，と何れも基準値よりも大きい値とした。ここで、 $V_0 = \pi d_0^2 L_0 / 4$ である。

まず、弁変位測定用シールロッドの動作への影響をなくして正規の状態での動作測定を行った。図 5-2 は、弁変位計およびシールロッドを取り外して測定したものであり、ピストン変位 x_p と圧力のみのおシロ波形に解析結果を赤線で重ねて示した。ピストンが開路側のストローク端位置に到達すると排油増幅弁背部の圧力 P_2 が上昇し、戻り動作において排油増幅弁と給油増幅弁が一体となって動作し始めるまで（図中④）通常通りの動作となっているが、それ以降はほぼ一定振幅の油圧振動が、 P_3 を除く全ての油圧測定点で連続的に発生している。また、解析と実測の油圧波形はほぼ同様の振動的な波形となっている。ピストンについては、④以降ほとんどストローク端位置にあるが、ラッチによって保持され

てはない。実測では見えにくいですが、解析においてピストンはストローク端位置近傍で油圧変動に合わせて、わずかではあるが振動的に動作しているのがわかる。

以上のような油圧振動が弁を含めた振動であることを確認するために、排油弁と給油弁にシールロッドと変位計を接続して、弁の変位測定を行った。図 5-3 に、オシロ波形に解析結果を赤線で重ねて示した。各弁の変位を x_1 : 給油弁変位, x_2 : 排油弁変位として閉止位置を原点とし、排油弁変位 x_2 は弁が開く方向を上向き, 給油弁変位 x_1 は弁が閉じる方向を上向きとした。

図より排油弁と給油弁が油圧振動に同期して連続的に開閉動作振動をしているのがわかる。排油弁の動作振動はほぼ一定振幅であり、閉止位置まで変位して閉止・開放を繰り返している。一方、給油弁については、閉止することなくほぼ全開位置辺りで振動動作しているのがわかる。給油弁変位 x_1 は、解析では振動の振幅がほぼ一定の変動幅であるのに対し

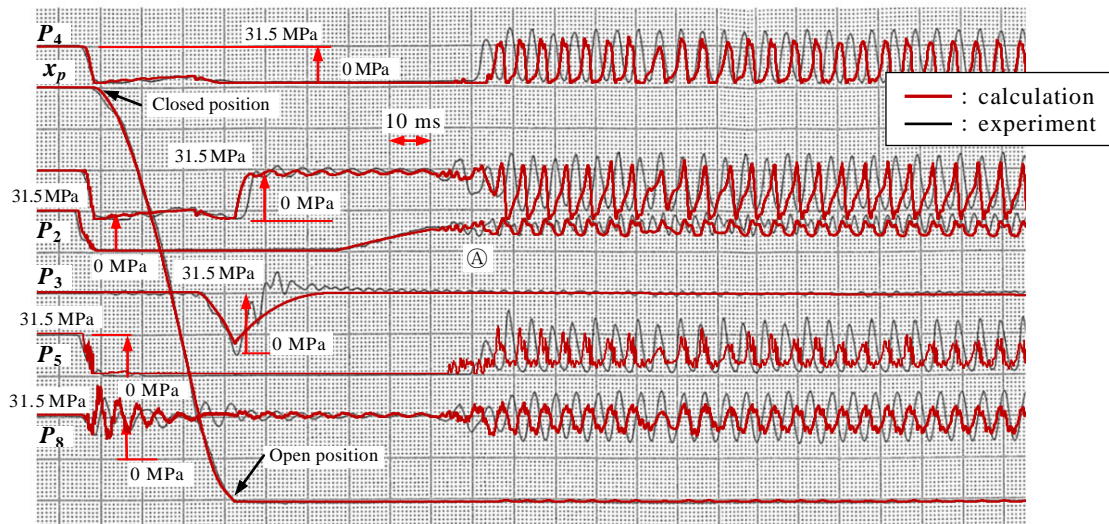


Fig. 5-2 Comparison of calculation and experiment of hydraulic vibration

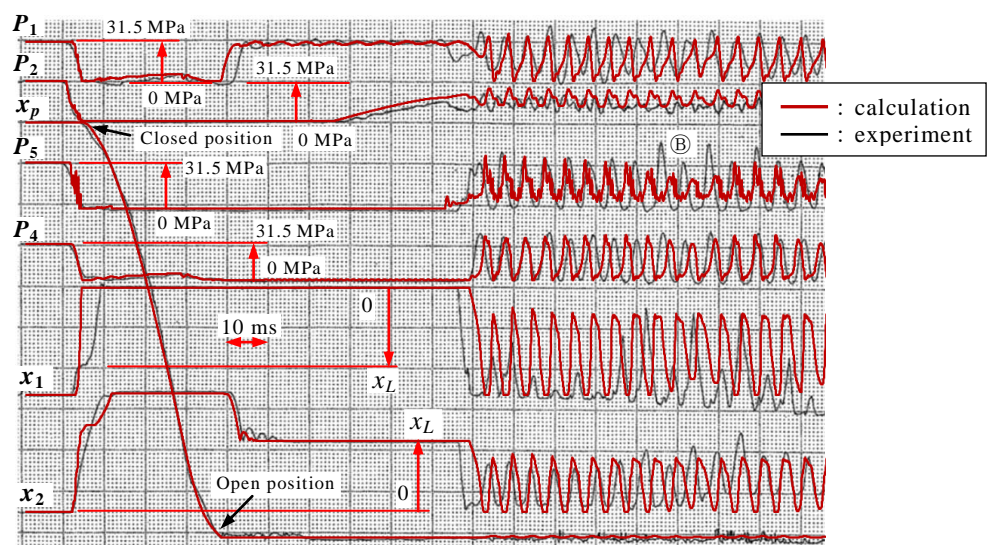


Fig. 5-3 Comparison of calculation and experiment of hydraulic vibration with valve displacement

て黒線で示す実測では振幅は一定せず、この点は解析とは異なっている。給油弁の全開位置では弁に作用する油圧力が釣り合ってその合力は小さくなることから、変位測定のために設けたシールロッドにより力の変動の影響を受けたことが考えられる。全体としては解析と実測はほぼ同様の動作となっている。

また、排油弁背圧 P_5 の振動 10 波目辺りで振幅が大きくなっている箇所（図中㊸）があり、そのタイミングで排油弁変位 x_2 の振幅が大きくなるなど、弁の変位と圧力は互いに影響を受けているのがわかる。排油・給油増幅弁についても油圧振動と相互に影響しながら動作しているものと考えられる。なお、弁変位の実測波形には時間とともに一方向にシフトが見られるが、これは、弁の開閉動作が繰返されて変位計の可動部とシールロッドとを接続している締結部に緩みが生じ、変位計の可動部が固定部に対してずれたことによるものである。

5.3 動作安定性の考察

上記のように、排油増幅弁背部容積、弁ストローク、弁座径を変更して戻り動作時の振動的な開閉動作を発生させたが、これらの油圧回路の諸元と発生メカニズムとの関連について、解析により考察を行う。

5.3.1 排油増幅弁背部容積

(1) 安定動作

まず、安定的に動作する場合について検討する。基準値を用いた通常の油圧回路の場合の解析結果を図 5-4 に示す。ここで、 y_1 ：給油増幅弁変位、 y_2 ：排油増幅弁変位であり、 P_1 ：戻り回路圧（図 4-12 管路㊸）、 P_2 ：排油増幅弁背圧（同㊸）、 P_4 ：ピストンヘッド圧（同㊸）、 P_6 ：増幅弁切替室圧（同㊸）、 P_7 ：給油増幅弁背圧（同㊸）と対応している。図 5-4(a)は、全動作行程における弁とピストンの変位および戻り回路に関連する部位の圧力変動である。図 5-4(b)は、図 5-4(a)の破線内の戻り動作の最終部分のみを拡大したものであり、戻り動作時に特徴的な動きをする排油弁と排油増幅弁の変位と圧力を示した。特に、排油増幅弁と給油増幅弁が一体となって動作する時は、 P_2 、 P_6 および P_7 の各圧力による作用力の差によって動作することから、それらの波形も示した。

図 5-4(b)において、戻り動作の最初に排油増幅弁が開放位置である $y_2=y_L$ の位置から閉止方向に動作し、遅れて排油弁が開放位置である $x_2=x_L$ の位置から動作を開始する。弁の閉止は排油弁の方が先に完了しており（図中㊸）、排油弁の閉止により増幅弁切替室圧 P_6 と給油増幅弁背圧 P_7 が上昇する（同㊸）。これらの圧力による作用力の差によって給油増幅弁は閉止方向に、排油増幅弁は開放方向に動作しようとするが、排油増幅弁の動作に伴い背部の空間は圧縮されて排油増幅弁背圧 P_2 が上昇するため（同㊸）、排油増幅弁は大き

な抵抗力を受けることになり、開放方向に大きく動作できない(同㉔)。その後、排油増幅弁はほぼ停止状態となるが、排油増幅弁背圧 P_2 による作用力が優勢となって最終的に閉止位置まで動作している(同㉓)。この間、戻り回路圧 P_1 が排油増幅弁背圧 P_2 よりも大きく、絞り R_1 を介して排油増幅弁の背部へ油流が供給され続けることになり、排油増幅弁が閉止すると絞り R_1 からの油流により P_2 は単調に上昇している(同㉒)。以上により、排油増幅弁の閉止方向の力が強くなるため、排油増幅弁は開放されることはなく、油圧回路全体として安定的に動作することになる。

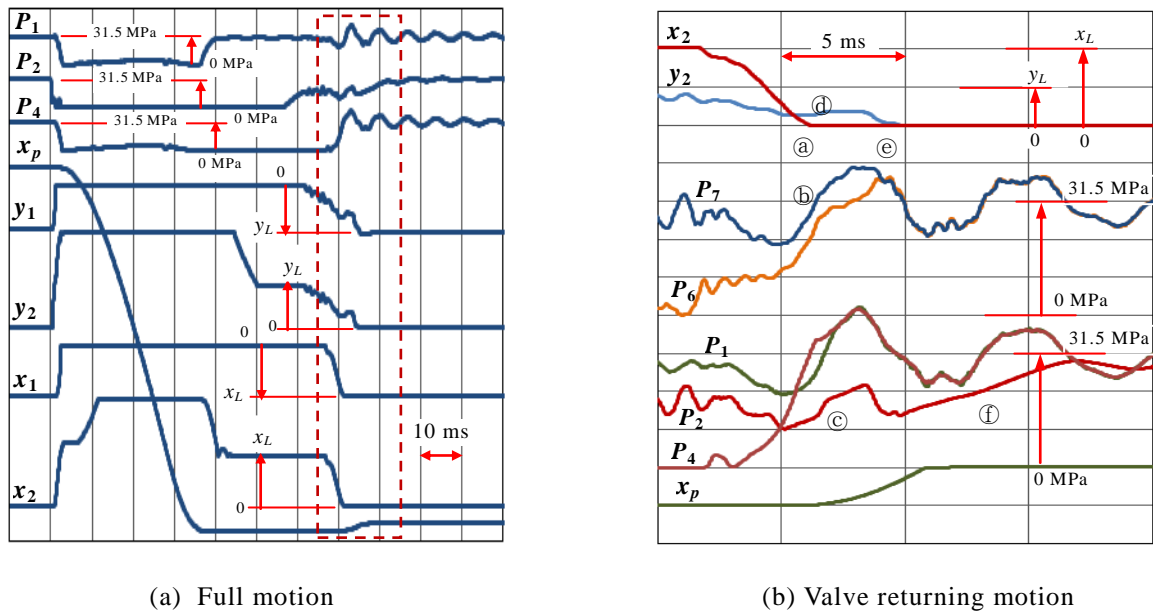


Fig. 5-4 Calculation of valve displacement and hydraulic pressure for stable motion

(2) 振動的な開閉動作

図 5-5 は、実測で連続的な開閉動作振動を発生させた図 5-2 と同一条件での解析結果であり、排油増幅弁背部の容積： $V/V_0=6$ ，給油弁ストローク： $x_L/x_{L0}=1.3$ ，給油増幅弁ストローク： $y_L/y_{L0}=1.4$ ，排油増幅弁弁座径： $d_u/d_{u0}=1.25$ とした場合である。図 5-5(a)(b)の波形は、図 5-4 と同一部位の変位と圧力を示している。

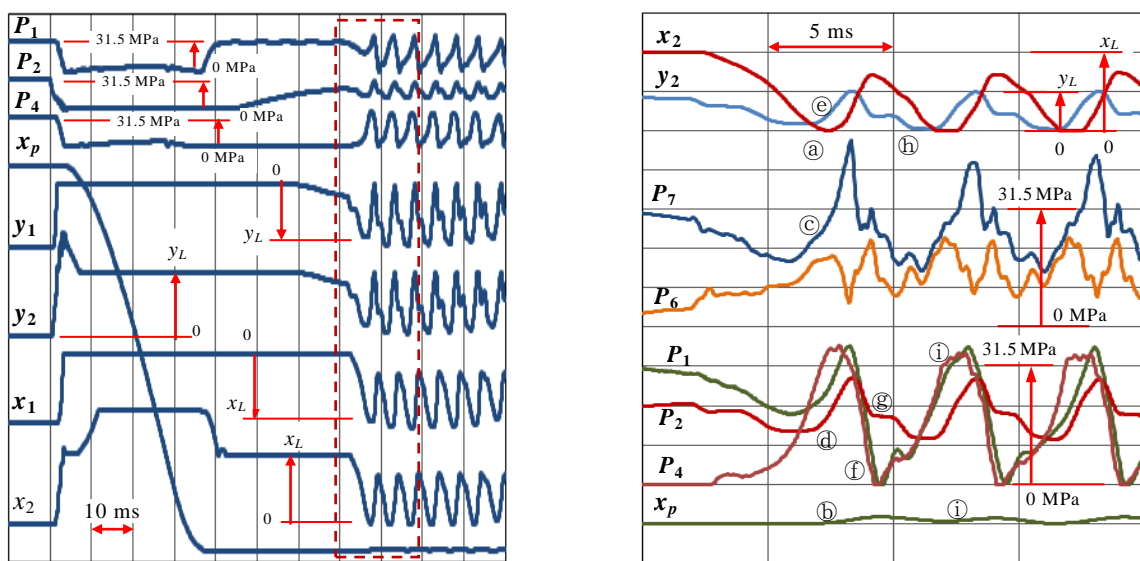
図 5-5(b)において、排油弁 x_2 の閉止(図中㉑)により給油弁からシリンダのピストンヘッド側に高圧油が供給されてピストンヘッド側が高圧となり、ピストンの受圧面積差によりピストン x_p が閉路方向に動き(同㉒)，シリンダのピストンヘッド側と戻り回路(管路㉓)の接続口を開放する。また、排油弁の閉止によって増幅弁切替室圧 P_6 と給油増幅弁背圧 P_7 が上昇し(図中㉔)，給油増幅弁は閉止方向に、排油増幅弁は開放方向に動作して、排油増幅弁背圧 P_2 も上昇する(同㉕)。この時点での圧力の上昇量や圧力差は安定動作時(図 5-4㉒㉓)と同程度であるが、図 5-4㉑と図 5-5㉑を比較すると排油増幅弁の変位の傾き即ち速度が安定動作時と比べて大きく、 P_2 が同程度の圧力上昇であるのに対して、図 5-5 では排油増幅弁が大きく動いている。これは、排油増幅弁背部の容積が大きく、この容積

に対して排油増幅弁の開放方向への動作による容積の圧縮量が相対的に小さく、圧縮による圧力上昇も小さくなることから、排油増幅弁が開放方向に動作しやすくなることによるものである。これ以降、排油増幅弁の動きにつれて給油増幅弁が閉止位置近傍まで動作すると、 P_7 がさらに上昇して圧力差 P_7-P_6 が大きくなり、排油増幅弁は開放位置まで動作し、排油弁も開放方向に動作する。

排油弁の開放により、ピストンヘッド圧 P_4 が低下しピストンは開路方向に戻ろうとするが、ピストンの質量が大きく動作速度が遅いため、上記で開放された戻り回路の接続口を閉じることができず、戻り回路圧 P_1 は P_4 と同時に低下することになる(同㉑)。 P_1 が P_2 よりも低圧の場合、絞り R_1 を介して P_2 側から P_1 側へ油が流出することになり P_2 は低下するが、排油増幅弁背部の容積が大きいため P_2 はすぐには低下せず(同㉒)、排油増幅弁を閉止方向に駆動し、続いて排油弁も動作して弁を閉止することになる(同㉓)。これによって、給油弁から高圧油が供給されてピストンヘッド圧 P_4 は高圧となり、ピストンは再び閉路方向に動作する(同㉔)。以降このような動作を繰り返すことになる。

ここでさらに問題となるのは、 P_1 の変動が大きく、 $P_1 < P_2$ となって排油増幅弁背部から油が流出する期間が比較的長くなっていることである。そのため、 $P_1 > P_2$ の時の流入量と $P_1 < P_2$ の時の流出量とが釣り合うと、 P_2 は時間的に上昇しないことになり、開閉動作が連続的に繰返される原因となっている。なお、ここでは長時間継続する連続した開閉動作振動について示したが、排油増幅弁背部への油の流入量と流出量との差分が小さい場合は、ある程度の動作振動が続いた後、動作が完了する場合も起こることになる。

以上のように、安定した戻り動作の場合は、排油増幅弁を開放する力に対して排油増幅弁の背部の圧力が比較的速く上昇し、排油増幅弁の動きは抑制されることになる。一方、排油増幅弁背部の容積が大きい場合は、排油増幅弁に作用する開放方向の力に対抗する力



(a) Full motion

(b) Valve returning motion

Fig. 5-5 Calculation of valve displacement and hydraulic pressure for unstable motion

が小さくなり、閉止した弁が大きく開き、それにつれて排油弁も開くことから戻り回路を介して排油増幅弁背部から油が流出し、振動的な動作になると考えられる。

5.3.2 弁ストローク

弁ストロークによって振動的な開閉動作が発生する場合の各部の動きの理解を容易にするために、弁ストローク以外は比較的振動的な開閉動作が起こりやすい条件に固定し、弁ストロークを変化させた波形の比較を行う。特に、排油増幅弁は戻り動作に直接関係しており、給油弁ストロークも固定して給油増幅弁ストロークのみを変化させる。 $V/V_0=4.0$, $d_i/d_{i0}=1.25$, および給油弁ストロークを $x_L/x_{L0}=0.8$ とし、給油増幅弁ストロークを(a) $y_L/y_{L0}=0.4$, (b) $y_L/y_{L0}=0.8$, (c) $y_L/y_{L0}=1.0$, (d) $y_L/y_{L0}=1.5$ とする。戻り動作における各部の変位および圧力 P_1, P_2, P_4 の解析波形を図 5-6 に示す。

全体を通して戻り動作初期に特徴的な動きが現われており、排油弁 x_2 が最初に閉止した後に再び開放しているが、その時の排油弁の速度はその傾き (図中Ⓐ) から、給油増幅弁ストローク y_L が短いほど速くなっていることが挙げられる。これは y_L の変化により排油増幅弁と給油増幅弁が同時に開いている時間や開閉のタイミングに影響すると考えられ、 y_L が短いほど給油増幅弁が速く閉止して排油弁背部への高圧油の供給がなくなり、排油弁背部の圧力の低下が速くなることによるものである。

図 5-6(a)は y_L が短い場合であり、排油増幅弁 y_2 が閉じた後、再び開放するがすぐに閉止

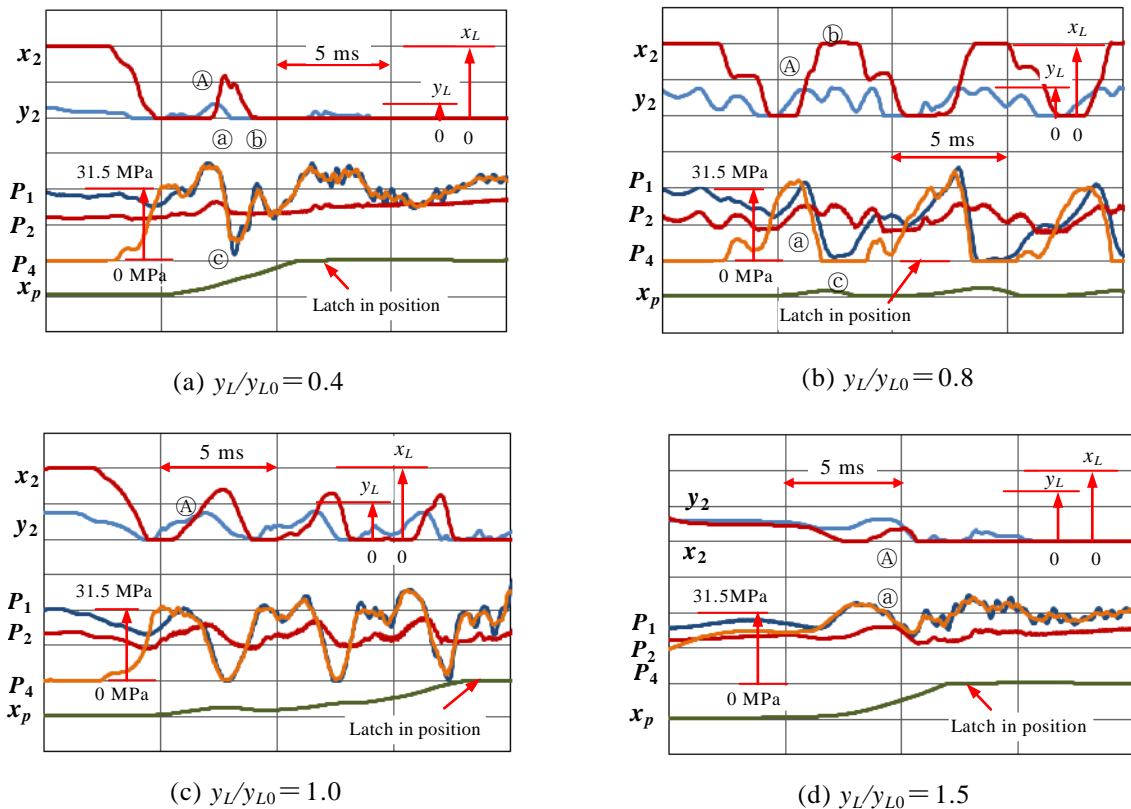


Fig. 5-6 Displacement and pressure during valve returning motion in case of parameter y_L

しており（図中㉔）、排油弁 x_2 も開いた後すぐに閉じることになる（同㉕）。そのため、排油弁の開放によって一旦低下したピストンヘッド圧 P_4 および戻り回路圧 P_1 がすぐに回復しており、低圧となっている時間が短い（同㉖）。従って、ほとんどの期間は排油増幅弁背圧 $P_2 < P_1$ となるため、排油増幅弁背部への油の流入が多くなり、 P_2 は時間平均として上昇する。その後、排油増幅弁は開くことがあるもののわずかであり、排油弁が開くほどの圧力変動とはならず比較的安定した動作となっている。

また、図 5-6(d) は y_L が長い場合である。排油弁が閉止してから開く時の速度が遅く開口度も小さいため（図中㉗）、 P_4 と P_1 の低下は遅く（同㉘）、さらに $P_2 < P_1$ であることから排油増幅弁背部への流入が続くことになる。これについても、その後、排油増幅弁はわずかに開くが、排油弁が開くことはなく安定した動作となっている。

図 5-6(b)(c) は y_L が中間程度の長さの場合である。図 5-6(b) は、排油弁が閉止位置から開く時の速度が比較的速く（図中㉙）、 P_4 の低下が大きくなることや（同㉚）、排油増幅弁が開いている時間が比較的長く、排油弁も全開位置で長く開き続けることから（同㉛）、 P_1 が低下している時間も長くなっている（同㉜）。これによって $P_1 < P_2$ となる時間が長くなり、排油増幅弁背部からの油の流出が増加し、さらに流入流出が釣り合うと開閉動作振動が連続的に発生することになる。図 5-6(c) の場合は y_L をもう少し長くした場合であり、ある程度の動作振動は続くもののその振幅は減少傾向にあり、長時間継続する連続した開閉動作振動とはならず、ピストンがラッチ位置まで至って動作が完了している。

以上のように、弁ストロークにより、排油弁や排油増幅弁が開放—閉止している時間や速度を変化させ、弁—ピストン—戻り回路の流体で構成される系の動作振動の条件と一致すると、戻り動作において開閉動作振動の発生につながることになり、一定時間あるいは長時間継続する動作となると考えられる。

5.3.3 弁座径

これについても、弁座径以外は比較的振動的な開閉動作が起こりやすい条件に固定し、戻り動作に直接関係する排油増幅弁の弁座径を変化させた。 $V/V_0=4.0$ 、 $x_L/x_{L0}=1.3$ 、 $y_L/y_{L0}=1.4$ と固定して、排油増幅弁の弁座径 d_u を、(a) $d_u/d_{u0}=0.9$ 、(b) $d_u/d_{u0}=1.25$ とした。戻り動作における各部の変位および圧力の解析波形を図 5-7 に示す。図の波形は、図 5-4(b)、図 5-5(b) と同一部位である。

図 5-7(a) は弁座径 d_u が小さい場合である。戻り動作において排油増幅弁 y_2 および排油弁 x_2 が順次閉じ（図中㉝）、増幅弁切替室圧 P_6 と給油増幅弁背圧 P_7 はほぼ同圧となり（同㉞）、この時点で給油増幅弁には排油増幅弁を開放する方向の力は作用しないことになる。その後、 P_2 の圧力上昇は遅いものに対して P_6 の上昇が大きい（同㉟）、排油増幅弁に作用する開放方向の力は大きくなるが、 d_u が小さく弁座部の受圧面積が小さいことから、排油増幅弁を開放するまでの力とはならず、安定した動作となっている。

図 5-7(b)は d_u が大きい場合であるが、この場合も排油増幅弁と排油弁が閉止することにより (図中Ⓐ), P_6, P_7 はほぼ同圧となっており (同Ⓑ), 給油増幅弁には排油増幅弁を開放する方向の力は作用しない。また, P_2 に比べて P_6 の上昇が大きく, 排油増幅弁に作用する開放方向の力は大きくなることも(a)と同様である。しかし, この場合 d_u が大きく弁座部の受圧面積が大きいことから, P_2 側の作用力に打ち勝って排油増幅弁は開放されることになる (同Ⓒ)。これによって P_6 と P_7 には差圧が発生し, 給油増幅弁には排油増幅弁を開放する方向の力が大きくなって排油増幅弁は大きく開放され, 閉止していた排油弁も大きく開放することになる (同Ⓓ)。これ以降, P_1 が比較的長く低下して $P_2 > P_1$ となる時間が長くなり (同Ⓔ), 排油増幅弁背部からの油の流出が増えるため, 開閉動作振動が連続的に発生しやすくなる。

このように, 弁座径により弁に作用する力が変化して弁を開閉する圧力条件が変化し, 弁—ピストン—戻り回路の流体で構成される系の動作振動の条件と一致すると, 開閉動作振動につながることを考えると考えられる。

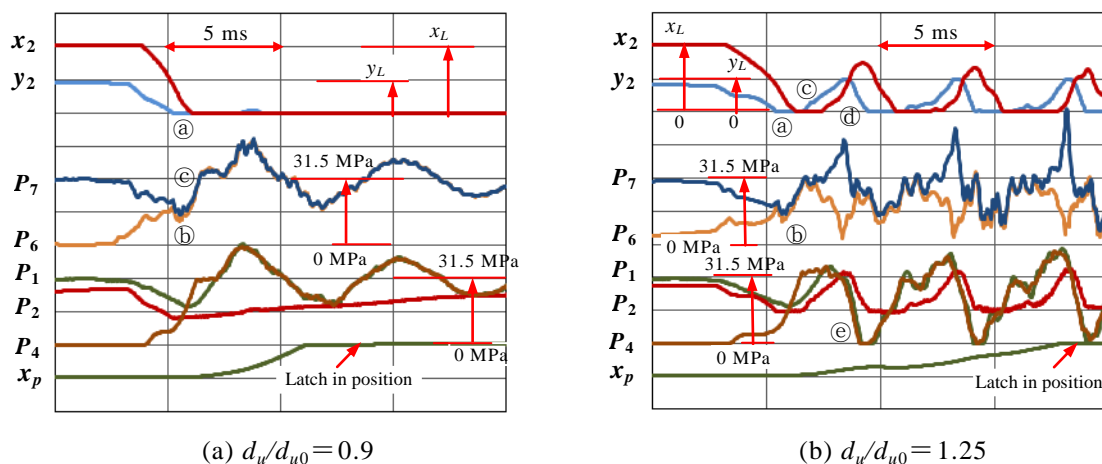


Fig. 5-7 Displacement and pressure during valve returning motion in case of parameter d_u

5.4 動作安定範囲の検討

これまでの考察から戻り動作時に振動的な開閉動作を発生させる要因として, 排油増幅弁背部容積, 弁ストローク, 弁座径が挙げられるが, 安定的な動作とするために, これらの油圧回路定数を設計する上で動作安定性に及ぼす影響の範囲を幅広く検討しておく必要がある。検討方法として一般的に, 油圧回路が比較的簡素で運動方程式の線形化が可能であれば, 理論的な安定判別式を求めるなどの方法があるが, 本構成のように油圧回路が複雑で弁が開放・閉止を繰り返すような非線形な現象に対しては, 理論判別式等による方法は困難と考えられる。

第 5 章 3 節で示したように, 戻り動作時に発生する振動的な開閉動作は, 一定時間開閉動作振動が発生した後安定となる場合と, 連続的に開閉動作振動を起こす場合がある。このように継続時間が異なるのは, 開閉動作振動中の排油増幅弁背部からの油の流入量と流

出量の差分によるものである。差分の積分値が一定値になるまで開閉動作振動が継続し、一定値以上になった段階で動作振動は停止することになり、また、流入と流出が釣り合って差分が 0 となると連続的な開閉動作振動となると考えられる。

ここでは、数値解析により振動的な開閉動作の継続時間を読み取り、その時間を指標として動作安定性の検討を行う。具体的には、上記の油圧回路定数を変化させて、戻り動作における排油弁の開閉動作継続時間を求めて評価する。ここで開閉動作継続時間とは、戻り動作において最初に排油弁が閉止してから開閉動作を繰り返した後、完全に閉止するまでの時間とする。なお、上記の油圧回路定数に加えて、戻り回路を直接構成する絞り R_1 の径 d_1 についても調査を行う。

5.4.1 排油増幅弁背部容積

排油増幅弁背部の容積として図 4-12 の管路⑬の容積 V を変化させる。管路⑬は径 d 、長さ L であり、図 5-8 に、 d を横軸、 L を縦軸とし、他の油圧回路定数をパラメータとした場合の排油弁の開閉動作継続時間の分布を示す。図では開閉動作継続時間の長さを色で表しており、青色の領域は戻り動作時に排油弁が開閉動作を繰り返すことなく、安定した動作であることを示している。一方、赤色となるにつれて開閉動作の継続時間が長くなり、赤色の部分では振動的な開閉動作が 80 ms 以上継続して発生する領域である。

図 5-8(a) は図 5-4 の安定動作時の場合であり、排油増幅弁背部の容積以外の油圧定数を基準値としたものである ($x_L/x_{L0}=y_L/y_{L0}=d_u/d_{u0}=1.0$)。全体的にはほぼ青色の領域であり、この範囲内では安定した動作となることがわかる。参考のために $V/V_0=$ 一定となる等値線を白線で示しているが、 V が大きくなると若干ではあるが開閉動作継続時間は増える傾向にある。この範囲内の最大値 $V/V_0=18$ ($d/d_0=3, L/L_0=2$) の場合でも排油弁の開閉動作継続時間は 20 ms 以内であり、 V の変化による影響は小さいといえる。

図 5-8(b) は図 5-5 と同じ条件であり、 $x_L/x_{L0}=1.3, y_L/y_{L0}=1.4, d_u/d_{u0}=1.25$ と排油増幅弁背部の容積以外の油圧定数を全体的に大きくしたものである。 V が大きくなると赤色の領域が広がっており、 V の変化に対して連続的な開閉動作振動が起きることを示している。 $V/V_0=$ 一定の等値線と開閉動作継続時間の分布の傾向とはほぼ一致しており、連続的な開閉動作振動の発生が排油増幅弁背部の容積と大きく関連していることがわかる。

排油増幅弁背部の容積とそれ以外の油圧回路定数との関連をもう少し詳細にみるために、弁ストロークおよび排油増幅弁の弁座径を個別に変化させた場合の解析結果を図 5-8(c)~(f)に示す。

図 5-8(c)(d)は弁ストロークとの関連を見たものであり、 $d_u/d_{u0}=1.0$ として x_L と y_L を、(c) $x_L/x_{L0}=1.3, y_L/y_{L0}=1.4$, (d) $x_L/x_{L0}=1.6, y_L/y_{L0}=1.8$ と大きくした場合の開閉動作継続時間の分布を示す。全体的に連続的な開閉動作振動は発生していない。図 5-8 (d)の場合は、対象とした実機の油圧回路で採りうる最大の弁ストロークとした場合であるが、 V の大きいと

ここで開閉動作継続時間は最大 60 ms 程度となり，連続的な開閉動作振動が発生する傾向にある．逆に， V が比較的小さいところでは，図 5-8 (c) の場合と比べて青色の領域が広がっており，動作安定性が増す傾向にある．このように，弁ストロークと開閉動作継続時間とは単純な関係にはないことがわかる．

図 5-8 (e)(f) は排油増幅弁の弁座径との関連を見たものであり， $x_L/x_{L0}=y_L/y_{L0}=1.0$ とし，(e) $d_u/d_{u0}=1.15$ ，(f) $d_u/d_{u0}=1.25$ と変化させた場合である．特に図 5-8 (f) の場合は， V が大きくなると開閉動作継続時間の増加が著しく，図 5-8 (b) の場合よりも全体的に増える傾向

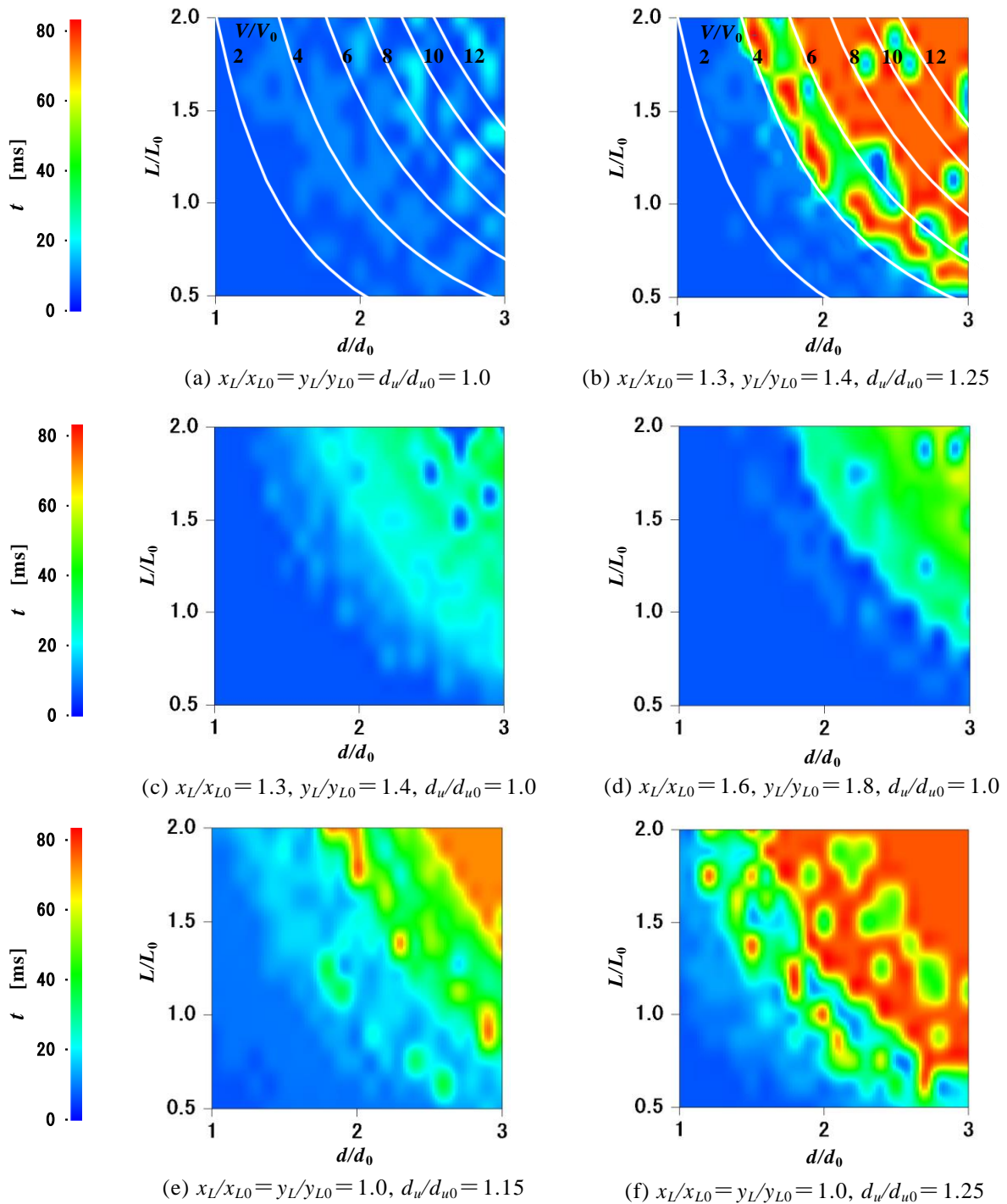


Fig. 5-8 Distribution of duration time of hydraulic vibration due to variation of d, L

にある。弁座径の増加により開閉動作振動が発生しやすくなることは、第5章3節の結果と同様の傾向であるといえる。

以上から、排油増幅弁背部の容積以外の油圧定数が基準値程度であれば、排油増幅弁背部の容積の影響は小さく安定した動作となっている。また、排油増幅弁背部の容積以外の油圧定数が大きい値の場合でも、排油増幅弁背部の容積が $V/V_0 < 2$ 程度であれば、弁が連続的な開閉動作振動を繰り返すことはないといえる。一方、 $V/V_0 > 2$ の場合で弁ストロークや弁座径を大きくすると、連続的な開閉動作振動が起こる場合があり、弁ストロークや弁座径の変化範囲を広げた調査が必要となる。

5.4.2 弁ストローク

給油増幅弁ストローク y_L を横軸、給油弁ストローク x_L を縦軸として、それぞれ変化させた場合の開閉動作継続時間の分布を図5-9に示す。排油増幅弁の弁座径を $d_u/d_{u0} = 1.25$ とし、排油増幅弁背部の容積 V との関連を見るために、(a) $V/V_0 = 1.0$, (b) $V/V_0 = 4.0$, (c) $V/V_0 = 6.0$, とした。図5-9(a)は $V/V_0 = 1.0$ の場合であり、 $y_L/y_{L0} < 1.0$ の範囲でわずかに開閉動作継続時間の増加の兆候が見られるものの、安定した動作となっている。図5-9(b)は V を大きくし

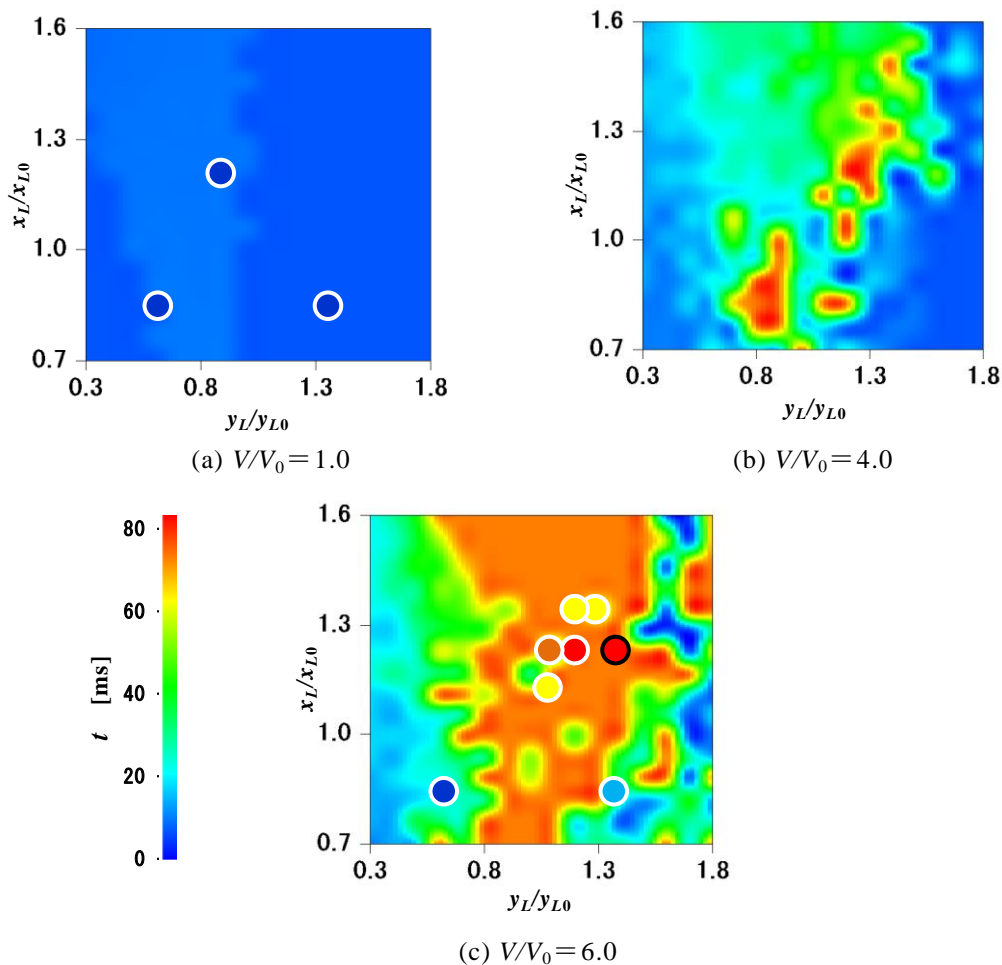


Fig. 5-9 Distribution of duration time of hydraulic vibration due to variation of x_L , y_L . Round marks are duration time of experiments.

た場合であり、全体的には若干の時間の増加がみられる。特に、ストローク比が $y_L/x_L = y_{L0}/x_{L0}$ と一定となるところで大きくなる傾向にあり、部分的に開閉動作振動が大きくなっている。

図 5-9(c)は V をさらに大きくした場合であり、広い範囲で時間の長い開閉動作振動の発生が見られる。特に、 x_L よりも y_L の方が動作安定性に及ぼす影響が大きいといえる。開閉動作継続時間が長い赤色の領域はほぼ $0.6 < y_L/y_{L0} < 1.4$ の範囲に見られ、 y_L がこれ以上長くなっても開閉動作振動が発生し易くなる訳ではないことがわかる。このように、弁ストロークと開閉動作継続時間とは単純な関係ではないことから、設計や評価においては解析範囲を広くとった調査が必要である。

なお、参考のため排油増幅弁背部の容積および弁ストロークを変更した試験を行い、図 5-9 に丸印の内部を継続時間を示す色で塗りつぶした記号でプロットした。ここでは弁動作を測定していないため、油圧波形から弁の開閉動作継続時間を推定したものである。前出の図 5-2, 5-3 に示した動作点は黒丸印とした。 $V/V_0 = 1.0$ では安定した動作となっている。 $V/V_0 = 6.0$ では x_L が小さく y_L/y_{L0} が大きいポイントで若干の開閉動作振動の発生が見られ、さらに x_L を大きくすると、図 5-2, 5-3 に示した動作点およびその周辺のポイントでは開閉動作継続時間が長くなっており、解析における同様の継続時間領域に対応している。以上のように、試験結果と解析結果は同様の傾向であり整合していることがわかる。

5.4.3 弁座径

排油増幅弁の弁座径 d_u を横軸、給油増幅弁の弁座径 d_w を縦軸として、それぞれ変化させた場合の開閉動作継続時間の分布を図 5-10 に示す。 $x_L/x_{L0} = 1.3$, $y_L/y_{L0} = 1.4$ とし、排油増幅弁背部の容積 V との関連を見るために、(a) $V/V_0 = 1.0$, (b) $V/V_0 = 4.0$, (c) $V/V_0 = 6.0$, とした。図 5-10 (a)は $V/V_0 = 1.0$ と排油増幅弁背部の容積 V が基準値の場合であるが、安定した動作となっている。図 5-10 (b)は V を大きくした場合であり、 d_u , d_w が大きくなると振動的な開閉動作となる領域が現われる。特に、 $d_u/d_{u0} > 1.2$ かつ $d_w/d_{w0} > 1.0$ の範囲では開閉動作振動が発生しやすくなる。図 5-10 (c)は V をさらに大きくした場合であり、全体的には(b)と同様の傾向を示しているが、赤色の領域が d_w の小さいところにまで拡大しており、 $d_u/d_{u0} > 1.2$ では時間の長い開閉動作振動が発生することになる。弁座径が大きくなるほど振動的な開閉動作が発生する領域が拡大する傾向にあるといえる。

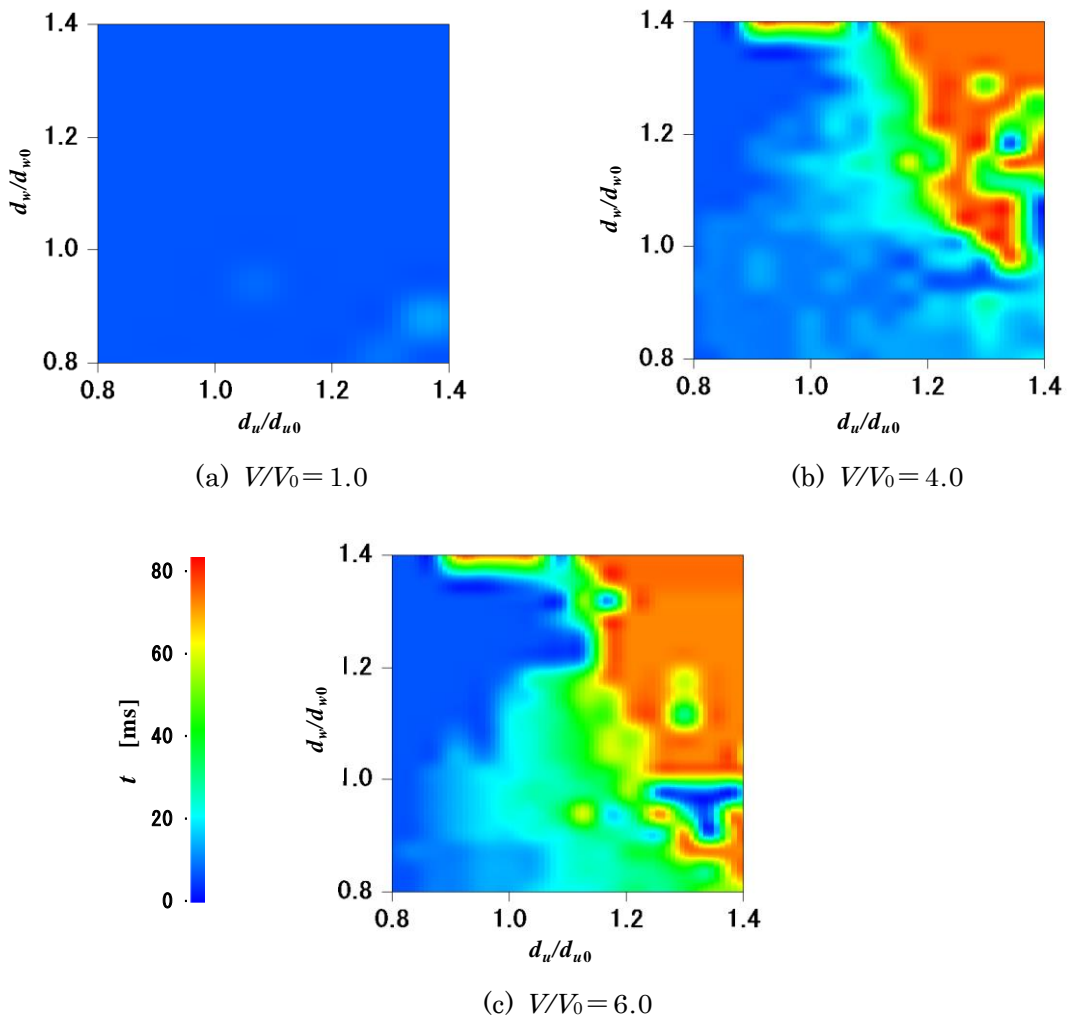


Fig. 5-10 Distribution of duration time of hydraulic vibration due to variation of d_u , d_w

5.4.4 絞り径

戻り回路を構成する絞り R_1 の径 d_1 が弁やピストンの動作時間や速度に影響することから、第4章5節の設計検討により最適な径の範囲は $d_1/d_o=0.25\sim0.5$ との結果を得ている。ここでは、戻り動作における絞り R_1 の径の動作安定性への影響や範囲について検討する。

絞り径 d_1 と図4-12に示した絞り R_1 に接続している管路⑩の径 d を変化させ、 d_1 を横軸、 d を縦軸とした場合の開閉動作継続時間の分布を図5-11に示す。弁ストロークと弁座径を、(a) $x_L/x_{L0}=y_L/y_{L0}=d_u/d_{u0}=1.0$ 、(b) $x_L/x_{L0}=1.3$ 、 $y_L/y_{L0}=1.4$ 、 $d_u/d_{u0}=1.25$ とした。絞り径は、上記の最適な径の範囲から、 $d_1/d_{10}=0.5\sim2.0$ ($d_1/d_o=0.15\sim0.6$) と変化させた。

図5-11(a)は弁ストロークと弁座径が基準値の場合であるが、 d_1 が小さく d が大きくなると若干の開閉動作振動の発生が見られるものの、時間の長い開閉動作振動には至っていない。また、 $d_1/d_{10}>1$ ではほぼ開閉動作振動の発生はない。図5-11(b)は弁ストロークと弁座径を大きくした場合であり、 $d/d_0<1.5$ の範囲では d_1 によらず開閉動作振動はほとんど発生することはないが、 d がこの範囲より大きくなると $d_1/d_{10}<1.5$ の範囲で赤色の領域があり、

振動的な開閉動作が発生することになる。一方、 d の大きい範囲でも、 d_1 を大きくすることにより開閉動作継続時間は小さくなっており、 d_1 を大きくして絞り R_1 からの流量を増やすことにより、排油増幅弁背部への充油時間が短縮されて動作が安定することになると考えられる。

このように、 d_1 を大きくすることは排油増幅弁背部の容積を相対的に小さくすることと等価であり、動作安定化の面からは好ましい方向となる。また、第4章5節で選定した絞り径の範囲にはほぼ等しい $d_1/d_{10}=1.0\sim 2.0$ ($d_1/d_o=0.3\sim 0.6$) は、戻り動作時における動作安定性の面からも問題ない範囲であるといえる。

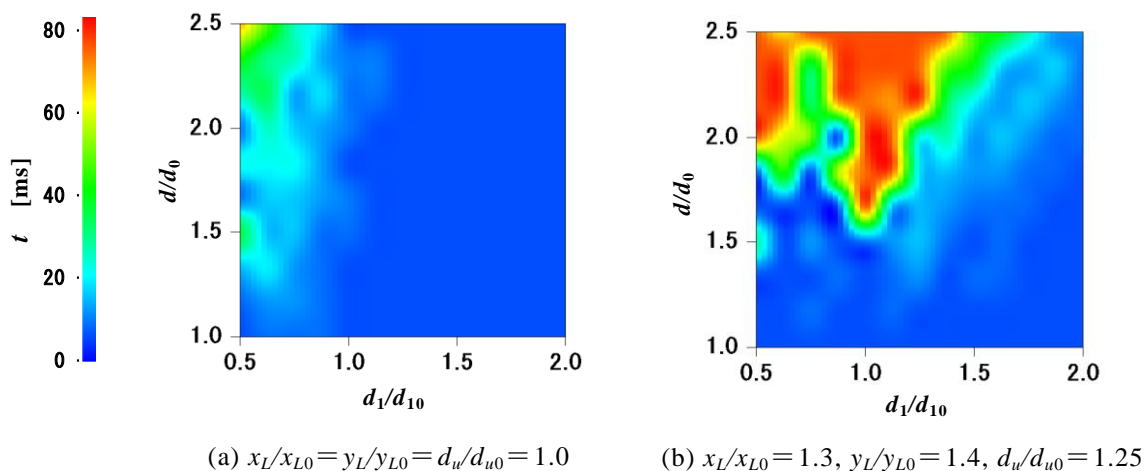


Fig. 5-11 Distribution of duration time of hydraulic vibration due to variation of d_1, d

以上、弁ストロークや弁座径、絞り径を変化させた場合においても、排油増幅弁背部の容積が通常的设计で設定される程度の値であれば、開閉動作振動の発生は抑えられ安定した動作となる。また、排油増幅弁背部の容積が大きい場合には、他の油圧回路定数によっては時間の長い開閉動作振動が発生する領域があり、幅広い油圧回路定数の調査が必要となる。

なお、1段増幅弁方式においても同様に動作安定性の計算を実施したが、本検討と同程度の通常的设计範囲では開閉動作振動は発生せず、安定した動作となることを確認している。1段増幅弁方式では、2段増幅弁方式のように1つの弁の動作による油圧変動が他の弁の動作に影響を及ぼすことがないため、本質的に安定と考えられる。

5.5 結言

第5章では、常時高圧安定回路方式による油圧操作装置の動作安定性に関して検証した。ピストンが開路側のストローク端位置からラッチに保持されるまでの戻り動作時における弁等の開閉動作振動について、弁変位と油圧の測定および解析を行い、油圧回路定数の条件によって連続的な開閉動作振動が起り得ることを明らかにした。また、解析によって

開閉動作振動が起こる原因やメカニズムについて考察し、安定した動作となる油圧回路定数の範囲について調べた。これらにより得られた結果を以下にまとめる。

- (1) 排油増幅弁の背部の容積を大きくすることで、排油増幅弁閉止後の弁開放方向の力に対して背部の圧力上昇が十分に得られないことが、戻り動作における開閉動作振動の第一の要因である。また、このような排油増幅弁の動作が他の弁やピストンの動作、戻り回路の流体の流れと相互に影響して、連続的な開閉動作振動に至ることになる。
- (2) 弁ストロークや弁座径については、弁の開閉時間や速度などを変化させることになる。排油増幅弁背部の容積が小さい場合は、これらを変化させても開閉動作振動はほとんど発生することなく、排油増幅弁背部の容積が大きいと振動的な動作が発生しやすくなる。
- (3) 設計上、排油増幅弁背部の容積をできるだけ小さくすることにより、安定な油圧回路とすることができる。また、容積が比較的大きな場合でも、給油増幅弁ストロークや弁座径を小さくすることにより安定化させることが可能である。

今回の検討結果により、常時高圧安定回路方式の動作安定性の設計・評価につなげることができる。

第6章 ピストンダッシュポット制動特性

6.1 緒言

遮断器用の油圧操作装置として、動作完了後の油圧回路内を常に高圧に保つようにした常時高圧安定回路方式を用いる場合は、ピストンが開路側のストローク端に到達したことを検知して制御弁の動作をコントロールしており、ピストンがストローク端で安定的に停止することが、油圧回路内の制御弁などの安定動作にとって必要となる^[33]。一方、高電圧大容量の電力系統に用いられる大形の遮断器は遮断部の質量が大きく、ピストンには遮断器の電流遮断性能を確保するために高速・大出力の動作が求められることから、ストローク端近くまで高速で動作することになる。従って、ピストンを高速状態から急速に減速して停止時の衝撃力を緩和する必要がある。本油圧操作装置ではストローク端においてダッシュポットによって急峻な制動力を発生させている。

ここで用いるダッシュポットは、ストローク端近傍のピストン端部において環状すき間を形成し、そのすき間の流れによる圧力損失を利用するものである。急峻な制動力を得るためにすき間を微小としており、ダッシュポットを構成している部品の寸法設定等により制動力が大きく変動することになる。また、油圧操作装置は大形であり、ダッシュポットがシリンダの内部に組み込まれているなど、ダッシュポット寸法の変更による制動力の調整を簡単にできないといった難点がある。このようなことから、設計段階でのダッシュポット寸法の設定が重要であり、事前の制動特性の把握により適正なダッシュポット設計につなげることができると考えられる。

ピストンのストローク端の衝撃緩和に関連する文献は比較的少ない。例えば建設機械の油圧シリンダ制動部について、環状すき間流れの圧力損失の直列接続モデルを用いて、ピストンの制動動作を目標ピストン速度波形に近づけるための最適形状設計手法の研究がなされているが^[35]、制動時間が0.5秒程度と遮断器と比べて比較的速度の遅い動作であり、環状すき間流れの圧力損失に層流の式を用いていることなど、遮断器への適用には問題があると思われる。遮断器の制動特性については、ダンパー制動部の二次元流れの解析結果から等価圧力損失係数を求めて一次元の油圧回路解析に適用した事例が見られるが^[36]、二次元の流れ解析が必要であり簡便性に欠ける面がある。

遮断器の制動特性として、環状すき間流れの圧力損失の式を用いた遮断器用油圧操作装置の制動特性や^[37]、可動部の弾性を考慮した制動特性^[38]など、一次元の油圧回路解析や実測による研究もあるが、制動特性を求めるための部分的なモデル化を行ったものであり、

制動特性の全体像の把握や設計的な評価にまではつなげられていない。

ここでは、常時高圧安定回路方式が安定的に動作するためには、ピストンが開路側のストローク端で安定的に停止する必要がある、ピストンのストローク端における制動動作特性について調べる。遮断器用油圧操作装置のピストンの制動特性を評価する上で必要となる油圧回路解析およびピストン可動部の動作解析について、ダッシュポット部の環状すき間流れおよびピストン可動部の弾性を考慮したモデル化を行う。具体的には、ダッシュポット部の圧力損失の式を環状すき間流れのレイノルズ数によって判別して用いることや、ピストン可動部の弾性を考慮した2質点モデルとして扱う。また、実機のピストン変位とダッシュポット圧の波形との比較により解析の有効性を確認する。さらに、この解析を用いて、環状すき間やダッシュポット径などダッシュポットを設計する上で寸法諸元が制動特性に及ぼす影響についての評価を行う^{[39][40]}。

6.2 ダッシュポット制動動作の数値モデル

図 6-1 は遮断器の油圧駆動部（図 1-5 破線部）を拡大して模式的に示したものであり、接点の投入状態を示している。接点の開放動作は、ピストンヘッド側を低圧にしてピストンを図下側に移動させることにより行う。ストローク端付近でピストン端部の凸部がダッシュポットカップの凹部に嵌入されることで形成される環状すき間により、カップ内の圧力が上昇してピストンに制動力が発生し、減速・停止することになる。なお、ピストンに駆動される遮断部にはパフアが構成されており、電気接点間に発生するアークに圧縮したガスを吹き付けて電流を遮断する。

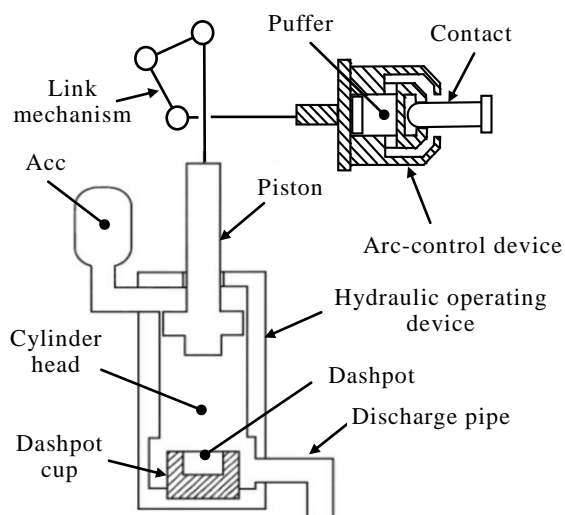


Fig. 6-1 Schematic of hydraulic drive system

ダッシュポット制動に注目するため、ピストンとそれに駆動される部位および関連する油圧回路のみのモデル化を行う。図 6-2 は図 6-1 のピストン駆動部をモデル化した解析モデル図であり、油圧制御部の制御弁などは省略してピストン回りの管路のみの簡略モデル

とした。図中、管径一定部分を1つの管路として白抜き太線で表しており、○囲み数字は管路番号である。また、遮断部の可動部の質量を M とし、ピストンと遮断部を接続する機構の剛性を一つのばねで表すとともに、パuffァ室の圧縮による反力を考慮した。

図 6-3 はダッシュポット部の詳細な構成であり、ダッシュポットカップ凹部の内径を D_c とし、ピストンヘッド側の端部である凸部は外径を段階的に変化させた。ここでは、外径を二段階に変化させ、先端側の径を小さくして急激なダッシュポット圧の上昇を抑えるようにした ($d_{d1} < d_{d2}$)。

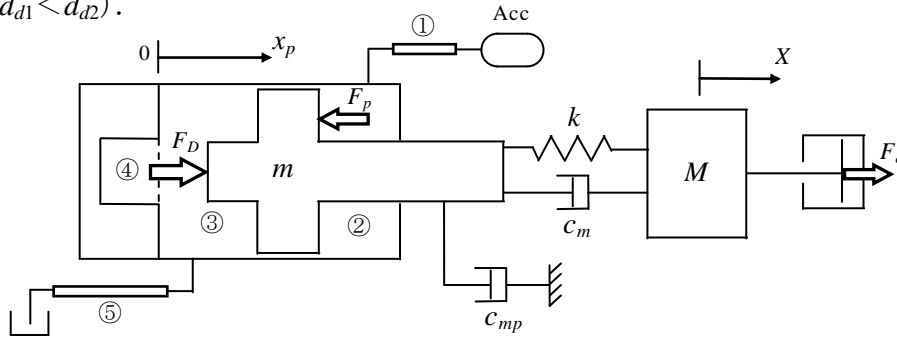


Fig. 6-2 Model diagram of hydraulic drive system

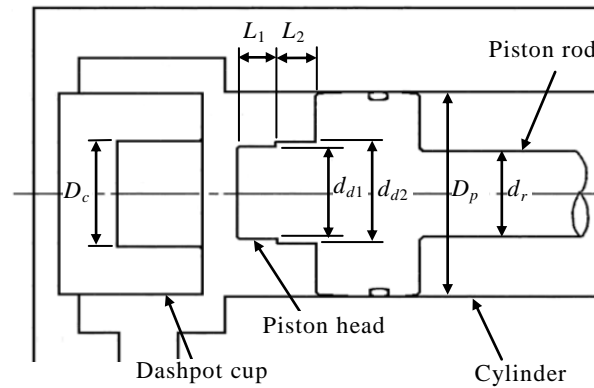


Fig. 6-3 Schematic of piston-dashpot system

6.2.1 ダッシュポット圧

油圧回路内の流れは一次元流れの式(3-1)(3-2)を用いる。運動方程式(3-2)の中のダッシュポット部の圧力損失として、同心二重円管 (D_c : 外径, d_d : 内径, h : すき間 ($= (D_c - d_d)/2$) の軸方向流れの管摩擦と流路形状による以下の圧力損失 ΔP の式を用いる^[41]。

$$\Delta P = \left(\lambda \frac{z}{d_h} + \zeta \right) \frac{\rho q^2}{2(\pi D_c h)^2} \quad (6-1)$$

ここで、 λ : 管摩擦係数, d_h : 水力直径 ($= 2h$), z : 流路長さ, ζ : 流路形状の圧力損失係数である。 ζ および λ は文献^[41]に示された式および図より、以下の式で与えた。

$$\zeta = \begin{cases} 0.5 & (\text{すき間入口}) \\ 0.5(1-h_2/h_1) & (\text{狭まり流れ, } h_1 > h_2) \\ (1-h_1/h_2)^2 & (\text{広がり流れ, } h_1 < h_2) \end{cases} \quad (6-2)$$

層流の場合

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re} \phi(\alpha)} \quad (6-3)$$

乱流の場合

滑らかな管の摩擦係数としてカルマン・プラントルの式を用いる。

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log(\text{Re} \sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (6-4)$$

ここで、 Re ：レイノルズ数， $\phi(\alpha)$ ：形状係数であり， ν ：動粘性係数， $\alpha = d_d/D_c$ として以下の式で求める。

$$\text{Re} = \frac{d_h q}{\pi D_c h \nu}, \quad \phi(\alpha) = \frac{1}{(1-\alpha)^2} \left(1 + \alpha^2 + \frac{1-\alpha^2}{\ln \alpha} \right) \quad (6-5)$$

計算に用いる圧力損失の式は層流と乱流を考慮して以下のように切り替える。ムーディ線図において円管の流れの層流と乱流の遷移領域は $2500 < \text{Re} < 4000$ で示されており、修正レイノルズ数 Re^* を用いると二重円管の場合も円管と同様の遷移領域があると考えられる^[41]。また、二重円管の流れの遷移領域として円管と同様の範囲が示されている文献もある^[42]。二重円管の流れが層流と乱流に切り替わる臨界レイノルズ数 Re_c はこの範囲内の値と考えられ、層流の圧力損失を ΔP_L 、乱流の圧力損失を ΔP_T として、 Re^* と臨界レイノルズ数との比較により以下のように切り替えてダッシュポット部の圧力損失 ΔP を与える。

$$\Delta P = \begin{cases} \Delta P_L & (\text{Re}^* < \text{Re}_c) & : \text{層流} \\ \Delta P_T & (\text{Re}^* > \text{Re}_c) & : \text{乱流} \end{cases} \quad (6-6)$$

6.2.2 可動部の運動方程式

ピストンと遮断部を接続するリンク機構等の弾性を考慮して、この接続部を一つのばねで表した簡素な2質点モデルとした遮断器の取扱いがなされている^[43]。ここでも同様のモデル化を行い、それぞれの運動を以下の運動方程式で求める。

$$\text{ピストン: } m\ddot{x}_p = F_p - F_D - c_m(\dot{x}_p - \dot{X}) - k(x_p - X) - c_{mp}\dot{x}_p \quad (6-7)$$

$$\text{遮断部: } M\ddot{X} = -F_o - c_m(\dot{X} - \dot{x}_p) - k(X - x_p) \quad (6-8)$$

ここで、 m ：ピストン質量、 M ：遮断部質量、 c_m ：接続部の粘性減衰係数、 k ：接続部のばね定数、 c_{mp} ：ピストンの粘性減衰係数、 F_p ：ピストンの開放力、 F_D ：ダッシュポット制動力、 F_o ：遮断部パuffa反力であり、各作用力は、 P_r ：ピストンロッド側の圧力、 P_D ：ダッシュポット圧、 P_f ：パuffa圧、 A_p ：ピストンロッド側の面積 $= \pi(D_p^2 - d_r^2)/4$ 、 A_D ：ダッシュポット受圧面積 $= \pi D_c^2/4$ 、 A_f ：パuffa面積を用いて、 $F_p = P_r A_p$ 、 $F_D = \Delta P A_D$ 、 $F_o = P_f A_f$ により求める。なお、パuffa圧 P_f は圧縮性流体の断熱変化と先細ノズルの質量流量の式^[44]により求めた。

ところで、電力用遮断器は電力系統の電圧によって大きさや質量が異なり、ピストンのストロークや駆動力が異なるのが一般的であり、それに対応してダッシュポット制動力も変更することになる。また、電流を遮断するタイミングが電流零点に限られることから、遮断時間幅を確保するために遮断器の動作時間としては交流電力の周期程度の時間で動作することが必要となる。このように遮断器の動作に関する因子が多いことから、運動面の評価について運動方程式を以下のように次元解析して求めた無次元パラメータにより、一般化して評価できるようにする。

$x_p = X$ として式(6-7)と式(6-8)を足し合せてピストンと遮断部を一体とした運動方程式において、ピストンの運動の主要な操作力である油圧力 F_p とダッシュポット制動力 F_D を残し、

$$x_p = x_{st} \cdot x^*, \quad t = \tau \cdot t^*, \quad P = P_0 \cdot P^*$$

と無次元化して運動方程式を整理すると

$$\ddot{X}^* = Hi \cdot P^* - Dpi \cdot \Delta P / P_0$$

となり、作用力の無次元パラメータは下式となる。

$$Hi = \frac{P_0 A_p}{(m + M) x_{st} / \tau^2}, \quad Dpi = \frac{P_0 A_D}{(m + M) x_{st} / \tau^2} \quad (6-9)$$

ここで、 x_{st} ：ピストンストローク、 τ ：交流電力周期、 P_0 ：初期油圧であり、無次元パラメータ Hi はピストン可動部の慣性力に対する油圧駆動力の比、 Dpi は慣性力に対するダッシュポットの基本制動力、即ちダッシュポット圧を P_0 とした時の制動力の比を表すことになる。

6.3 ダッシュポット制動モデルの検証

6.3.1 ダッシュポット形状

図 6-3 と同じダッシュポット形状の油圧操作装置を用いた遮断器の開路動作試験を行い、解析と実測の比較からダッシュポット制動動作におけるモデル化の評価を行う。表 6-1 に

示すように、主としてダッシュポット部の環状すき間を変化させ、4 ケースについて測定した。ここで、 $h_1=(D_c-d_{d1})/2$ 、 $h_2=(D_c-d_{d2})/2$ は一段目および二段目の環状すき間の寸法であり、ダッシュポットカップ内径 D_c の約 0.2~0.3% である。また、制動長さ L_1 、 L_2 はそれぞれピストンストロークの約 10% である。ピストン変位 x_p はポテンシオメータを用いて測定し、ダッシュポット圧 P_D (図 6-2 管路④) はダッシュポットカップ底部とシリンダ外部を測定孔で連結し、圧力計により測定した。

Table 6-1 Dimension of dashpot system

	Case1	Case2	Case3	Case4
h_1/D_c	0.0024	0.0028	0.0033	0.0033
h_2/D_c	0.0021	0.0021	0.0021	0.0027
L_1/x_{st}	0.11	0.11	0.11	0.14
L_2/x_{st}	0.12	0.12	0.12	0.09
Dpi	0.8			
Hi	1.1			

6.3.2 動作試験と解析の比較

図 6-4 に各ケースについて、開路動作のストローク端近傍におけるピストン変位 x_p とダッシュポット圧 P_D を示す。赤線は解析結果であり黒線の実測波形に重ねて示している。解析では、式(6-6)におけるダッシュポット部の圧力上昇計算の臨界レイノルズ数を $Re_c=3500$ とした。また、Case1 において、運動方程式(6-7)、(6-8)のばね定数 k と粘性減衰係数 c_m 、 c_{mp} により、 c_m は制動力が作用する直前までのピストン速度を、 k と c_{mp} はダッシュポット圧の振動的な高周波の変動を、実測に近づけるように与えた。この時の k を k_o とし、これらの値は他のケースおよび以降の解析において同じ値を用いた。

全体としてそれぞれの波形は実測と解析ではほぼ一致しているのがわかる。環状すき間が Case1 から Case4 へと大きくなるにつれてピストン制動動作の減速の割合が小さくなっており、ダッシュポット圧のピーク値や圧力の作用時間が小さくなっている。また、ピストンがストローク端でダッシュポットカップに当接して停止し、ダッシュポットからシリンダのピストンヘッド側への油の流出路を閉じることになるが、その時のダッシュポット内に残っている圧力や、数 ms 後にその残圧が抜けることなど、解析と実測ではほぼ一致している。なお、このように残圧が抜ける現象は、遮断部がピストンと弾性的に結合しているためにストローク端で振動的な動作となり、ピストンが閉路方向にわずかに引き戻されてダッシュポット内の油の流出路を開くことによるものである。

以上のように解析と実測との一致が見られることから、ダッシュポット部の流れによる圧力損失やピストン可動部の弾性のモデル化が妥当であると考えられる。

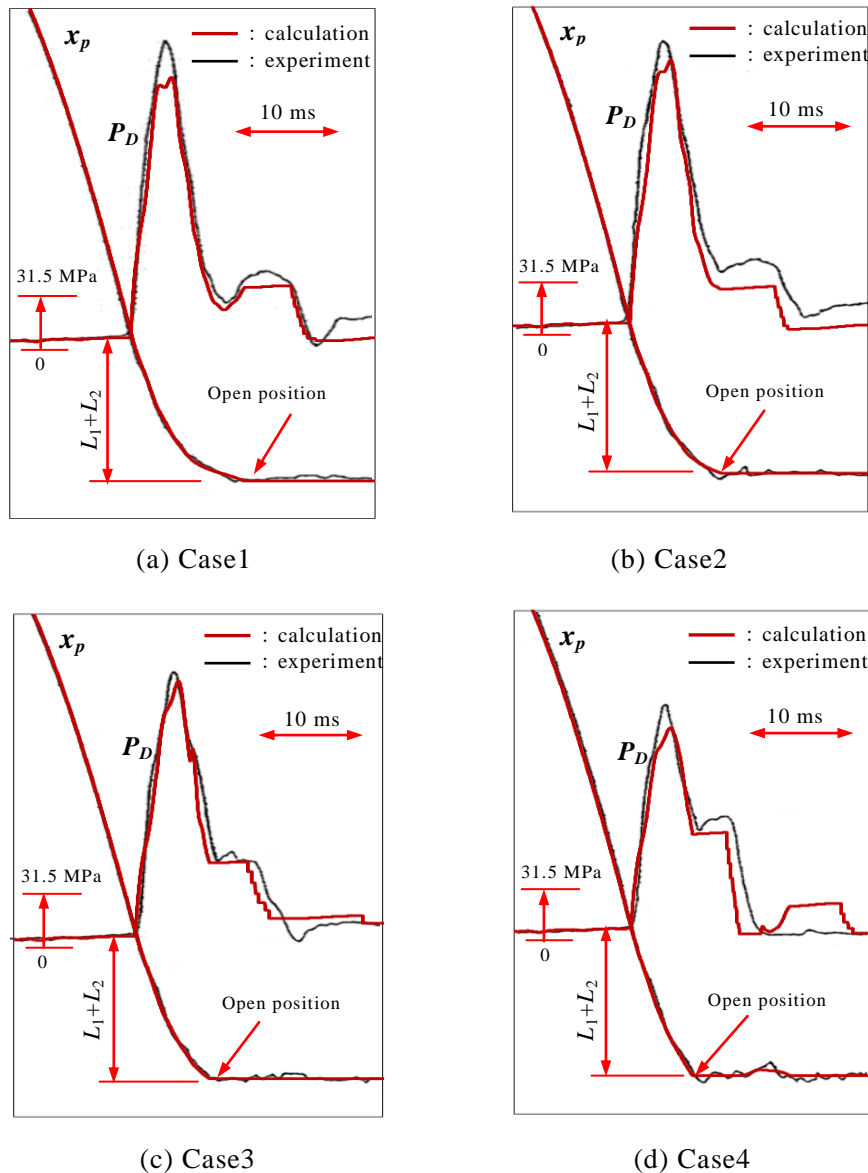


Fig. 6-4 Comparison of measurement and calculation on piston displacement and dashpot pressure

6.3.3 臨界レイノルズ数

上記のダッシュポット部の圧力上昇計算において臨界レイノルズ数 $Re_c=3500$ としたが、実際には層流と乱流の遷移領域内 $2500 < Re < 4000$ の値をとると考えられ、流路の形態等により変動する可能性がある。本論文で用いた遮断器用油圧操作装置について、 Re_c の変動がピストンの制動動作を解析する上での影響を調べるとともに、実測との比較により臨界レイノルズ数 $Re_c=3500$ の妥当性を確認する。

図 6-5 は、ダッシュポット制動力が大きく異なる Case1 と Case4 について、制動力が作用し始めるタイミングを t_0 とし、 Re_c を $2500 \sim 4000$ に変化させた場合のストローク端近傍のピストン変位とダッシュポット圧の解析波形を示す。制動力が大きい Case1 の場合、 Re_c の変化によってストローク端付近でのピストン変位やダッシュポット圧の変化が大きく、

Re_c の影響を強く受けている。一方、制動力が比較的小さいCase4の場合は、 Re_c によってこれらの波形はほとんど変化していない。解析における修正レイノルズ数 Re^* の数値から環状すき間流れを確認すると、Case1の場合はダッシュポット制動中に層流と乱流の切り替わりが発生しているが、Case4の場合は乱流のままとなっているのがわかった。流れの遷移領域内では層流よりも乱流の方が計算上の圧力損失は大きくなることから、Case1のように環状すき間流れのレイノルズ数が Re_c 付近にあると、 Re_c を変えることによってダッシュポット制動力の様相が大きく変動してしまうことになる。以上のようなことは、ダッシュポット制動の解析や実機の動作において、臨界レイノルズ数によって制動力が影響を受け、ばらつきの要因になる、ということを示しているともいえる。

本論文で用いた遮断器用油圧操作装置については、 $Re_c=3500$ とした解析結果はダッシュポット制動力が異なるCase1とCase4の実測波形とほぼ一致した動作となっており、 $Re_c=3500$ を臨界レイノルズ数とすることが妥当と考えられる。

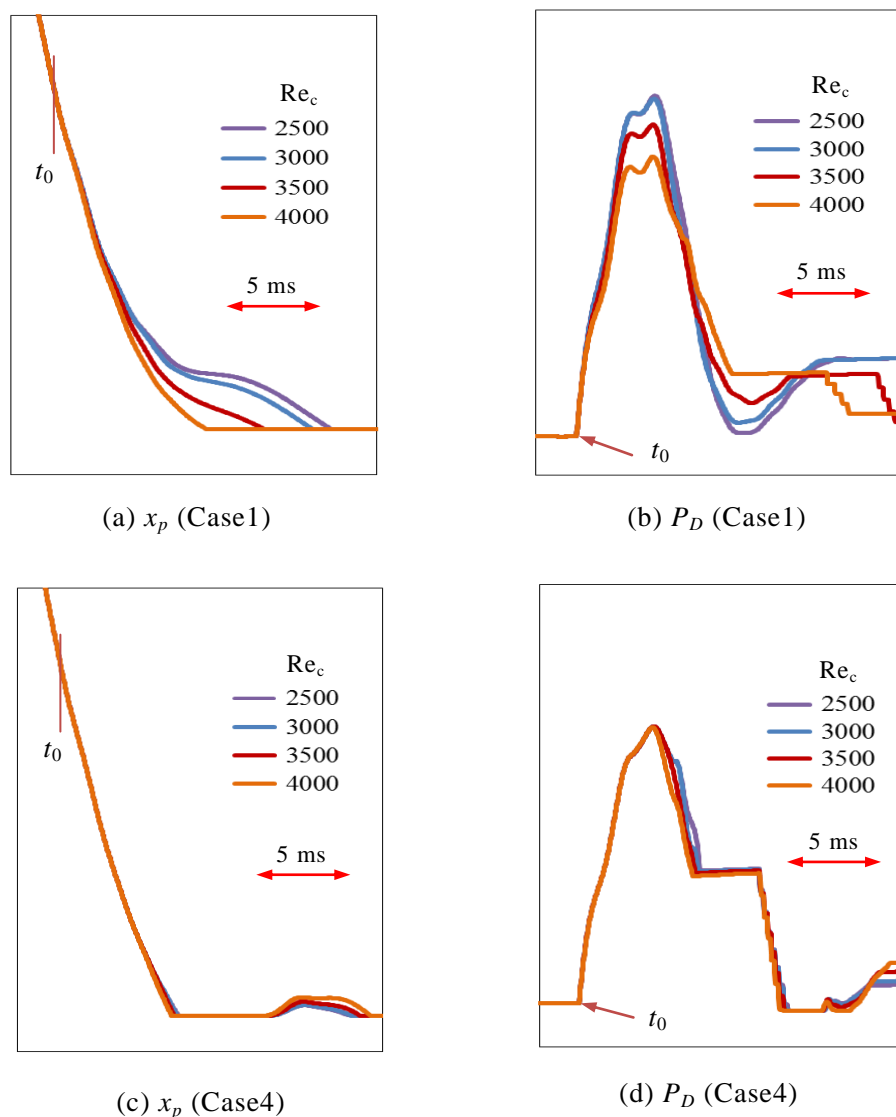


Fig. 6-5 Comparison of piston displacement and dashpot pressure around stroke end due to variation of critical Reynolds number

6.3.4 2質点モデル質量比

今回のモデル化では、図 6-2 に示すように遮断部とピストンを接続する機構の弾性を考慮して一つのばねで接続し、相互に粘性減衰力が作用するモデルとした。このモデルによる解析では、遮断部とピストンの質量比を決め、ばね定数と粘性減衰係数を与えることになる。実際には、ばね定数と粘性減衰係数の値を事前に計算等で求めることは困難であることから、実測との合せ込みによる値の決定が必要となる。一方、このような質量分割を行わずに1つの質量としてモデル化すれば、設計検討が簡単になるというメリットがある。ここでは、図 6-2 に示した2質点モデルについて、 $m+M = \text{一定}$ として m/M を変化させた場合を比較し、可動部の質量分割に関するモデル化についての検証を行う。この場合、質量比 $m/M=\infty$ はばねを用いない1質点モデルに相当することになる。

図 6-6 は、ダッシュポット制動力が大きく異なる Case1 と Case4 について、質量比 m/M を $0.05\sim\infty$ と変化させた場合のストローク端近傍のピストン変位とダッシュポット圧の解析波形を比較したものである。ここで、臨界レイノルズ数 $Re_c=3500$ とした。制動力が大きい Case1 の場合、 $m/M<0.3$ ではピストン変位は実測波形と大きく変わることはなく質量比の影響は比較的小さいが、 $m/M=1$ や1質点モデルに相当する $m/M=\infty$ となると実測波形との差が大きくなっており、ピストンは環状すき間の二段目での制動力により急減速する動作となっている。これはダッシュポット圧にも現れており、 $m/M=\infty$ ではピーク圧が高く急峻な波形となる傾向にある。一方、制動力が比較的小さい Case4 の場合は、質量比によるピストン変位やダッシュポット圧への影響は小さく、1質点モデルとしても制動力の急激な変化はない。

また、これらの波形の特徴として、特に Case1 において質量比が小さい場合、ピストンに制動力が作用すると変位やダッシュポット圧に比較的高周波の振動が見られる。質量比が小さいとピストンが軽量となることから遮断部に対して振動が大きくなっており、逆に質量比が大きくなるとピストンの振動的な動きは小さくなっている。このように、2質点モデルにより制動動作途中の振動的な動きをある程度模擬できることがわかる。

以上から、遮断器用油圧操作装置の動作解析において、ダッシュポット制動力が比較的小さい場合は、可動部の質量を分割するなどのモデル化の影響は小さいといえるが、ダッシュポット制動力が大きい場合は、2質点でモデル化するとともに質量比にも注意が必要である。

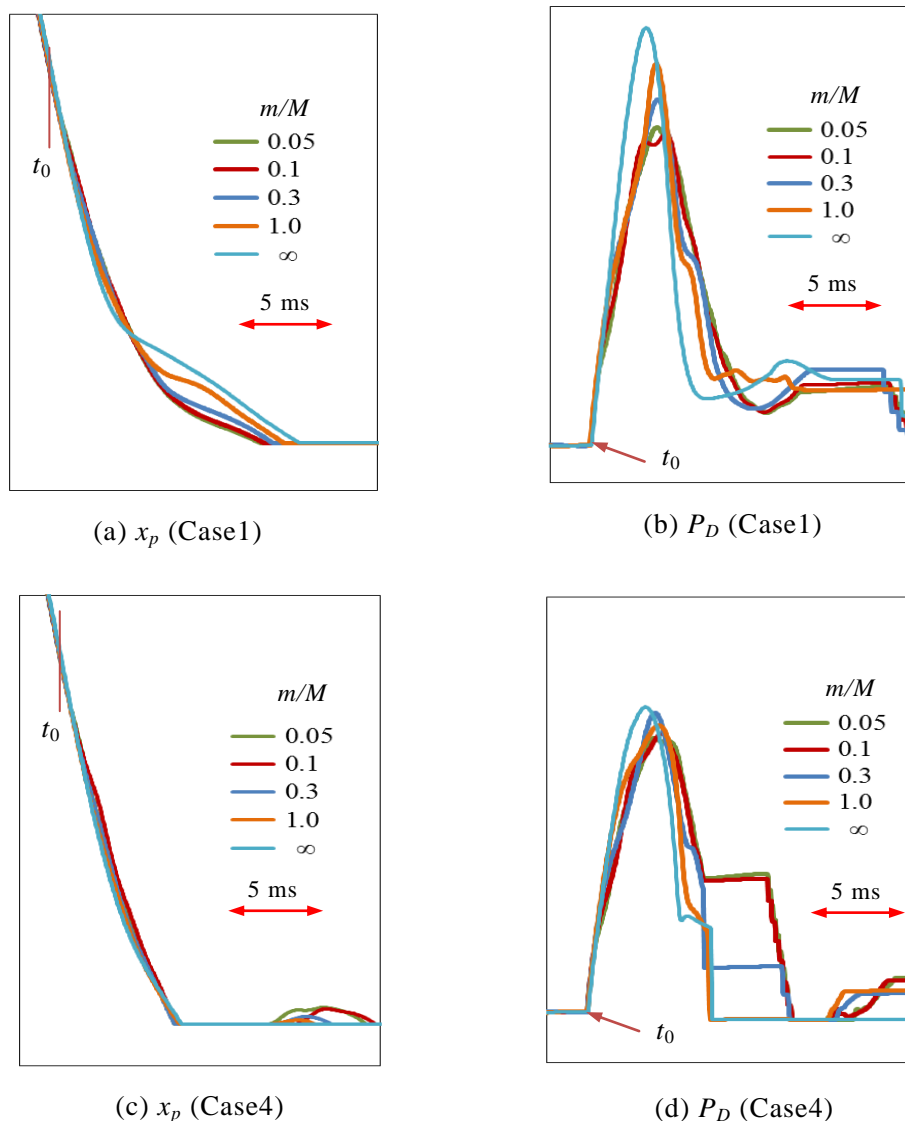


Fig. 6-6 Comparison of piston displacement and dashpot pressure around stroke end due to variation of mass ratio in two particles model system

6.4 ダッシュポット制動特性の評価

第6章3節で示したように、ダッシュポット径に対して環状すき間が0.1%程度変化しても、ピストンの制動動作に大きく影響することになる。ダッシュポットの寸法諸元の制動動作への影響を全体として把握しておくことは、遮断器用油圧操作装置のダッシュポットを設計する上において重要である。ここでは、解析によりダッシュポットの制動特性の評価を行う。

6.4.1 制動特性評価の考え方

ダッシュポットの制動特性を定量的に評価するために評価変数を決める。まず、ピスト

ンがストローク端で衝突する時の衝撃力により、強度上の問題となる可能性がある。ダッシュポットによる制動力が小さいと、ピストンは十分に減速できずストローク端に衝突して過大な衝撃力が作用し、弱点部の破損や衝突後のピストンの跳ね返りなどが発生する。一方、制動力が大きくなればピストンは十分減速してストローク端衝突時の衝撃力は小さくなるが、ピストンがストローク端に到達するまでの時間が長くなり、さらに制動力そのものが過大となることが考えられる。以上のことから、特に油圧操作装置の強度上、ダッシュポットを設計する上ではストローク端速度とダッシュポット制動力の上限値を設定しておく必要がある。また、動作面からは、制動時間を短くして速やかにピストン動作を完了させることや、常時高圧安定回路方式では弁の安定動作のためにピストンの跳ね返りを抑えることが必要となる。これらについて制動特性評価の変数とその上限を以下のように設定する。

(1) ストローク端速度

ストローク端でのピストン衝突による運動量の変化は衝撃力の力積に等しいと考えられ、衝撃力が決まればストローク端のピストン速度を決めることが原理的には可能である。しかし、衝撃力の作用時間は一般的に未知であるため、衝撃力を与えてストローク端速度を決めることは困難である。

ストローク端速度が影響する他の事象として、衝突時の速度が速いと遮断部の振動によりピストンの跳ね返りが発生することになる。特に Case4 の図 6-4(d)の波形ではこの動作が顕著であり、ピストンはストローク端に衝突した約 5ms 後に比較的大きく跳ね返っている。この時のストローク端速度 u_e を読み取ると $u_e = 0.4 x_{st} / \tau$ である。一方、顕著な跳ね返りが見られない Case3 の場合は、図 6-4(c)の波形から $u_e = 0.2 x_{st} / \tau$ である。以上のことから、ストローク端速度 u_e を評価変数とし、大きな跳ね返りのない条件としてここでは $u_{e0} = 0.2 x_{st} / \tau$ を上限とする。

(2) 制動時間

ピストン端部の凸部がダッシュポットカップ凹部に嵌入し始めてから、ピストンがストローク端に到達するまでの制動時間 T_d を変数とする。遮断器はストローク端近傍まで高速動作が必要となることから T_d は短い方が好ましいが、通常であれば設計段階で上限時間が決められていることはない。ここでは、この時間が長くなり過ぎないようにするために、供試器の制動時間を参考に上限の制動時間 T_{d0} として交流電力の周期 τ とする。

(3) ダッシュポットピーク圧

制動力の作用により、ピストンの各部位の中でピストンロッド部の機械強度が最も厳しくなる。ピストンロッドに発生する応力 $\sigma_r = (P_d A_d - P_r A_r) / A_r$ が材料強度（耐力： σ_Y ）以下となる制動力を上限と考える。 $\sigma_r = \sigma_Y / s_a$ (s_a ：安全率) とすると、ダッシュポットピー

ク圧 P_{Dp} を変数とし、式(6-10)の値を上限とする。

$$P_{Dp0} = (\sigma_Y A_r / s_a + P_r A_p) / A_D \quad (6-10)$$

以上から、ストローク端速度 u_e 、制動時間 T_d 、ダッシュポットピーク圧 P_{Dp} を評価変数とし、これらを総合的に評価する目的変数として以下の評価式を考える。評価値 E が小さいほど良好な制動特性となる。

$$E = \delta\left(\frac{u_e}{u_{e0}}\right) \times \delta\left(\frac{T_d}{T_{d0}}\right) \times \delta\left(\frac{P_{Dp}}{P_{Dp0}}\right) \times \left(c_1 \frac{u_e}{u_{e0}} + c_2 \frac{T_d}{T_{d0}} + c_3 \frac{P_{Dp}}{P_{Dp0}}\right) \quad (6-11)$$

ここで、 $\delta(w)$ は式(6-12)で与えられ、各変数がそれぞれの上限值を超えた場合に E を 0 として無効な値としている。また、 c_1 、 c_2 、 c_3 はそれぞれの評価変数の重み係数であり、ここでは、 $c_1=c_2=c_3=1$ とした。

$$\delta(w) = \begin{cases} 1 & (w \leq 1) \\ 0 & (w > 1) \end{cases} \quad (6-12)$$

6.4.2 ダッシュポット寸法・形状による影響評価

(1) 環状すき間

ダッシュポット部の圧力上昇は、圧力損失を求める式(6-1)において環状すき間 h に反比例する。しかも h の値が表 6-1 に示すように微小な値であることから、環状すき間の影響が最も大きくなる。図 6-3 に示した環状すき間が二段に変化するダッシュポットについて、 h_1 と h_2 を変化させた場合の、評価変数であるストローク端速度 u_e 、制動時間 T_d 、ダッシュポットピーク圧 P_{Dp} の解析値の分布を、上限値に対する比として図 6-7 に示す。ここで、すき間部の流路長さを $L_1=L_2$ 、 $(L_1+L_2)/x_{st}=0.24$ とし、無次元パラメータを供試器に近い形態である $Dpi=0.8$ 、 $Hi=1.1$ とした。

図において、青色になるほど良好な制動動作であることを示しており、 u_e としては h_1 、 h_2 を小さく、 T_d と P_{Dp} は h_1 、 h_2 を大きくすれば制動特性がよくなる方向となる。このように h_1 、 h_2 による各評価変数への影響は互いに相反することになる。また、等値線も併せて示しているが、各変数の値が設計上の上限である 1.0 以上となる領域もある。このようなことから、式(6-11)で示す評価値 E を用いて制動特性を総合的に評価することにする。

ここでは、2 質点モデルのばね定数 k を変化させた場合について検討する。 $k=k_0$ 、 ∞ とし、 h_1 と h_2 による評価値 E の分布を図 6-8 に示す。図 6-8(a) $k=k_0$ の場合、制動設計としての有効な範囲は図 6-7 の各評価変数の分布と同様に、 E の値に対して h_1 と h_2 が反比例に近い関係となっており、 E の値が存在する範囲は $h_1/D_c \cdot h_2/D_c=0.08 \sim 0.12 \times 10^{-4}$ にほぼ限られていることがわかる。また、一段目のすき間 h_1 が大きく二段目のすき間 h_2 が小さい方が、

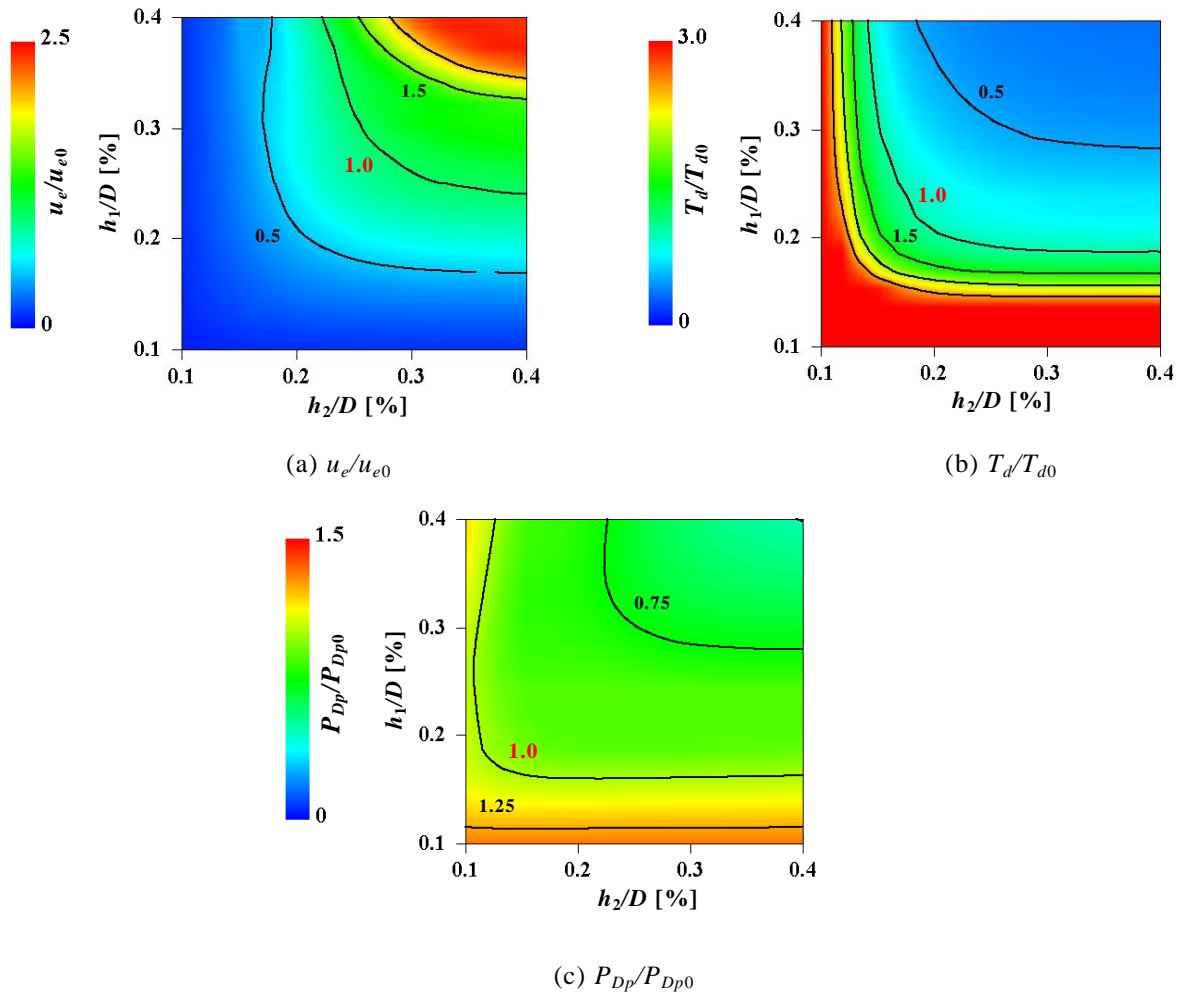


Fig. 6-7 Distribution of braking characteristic values due to variation of h_1, h_2

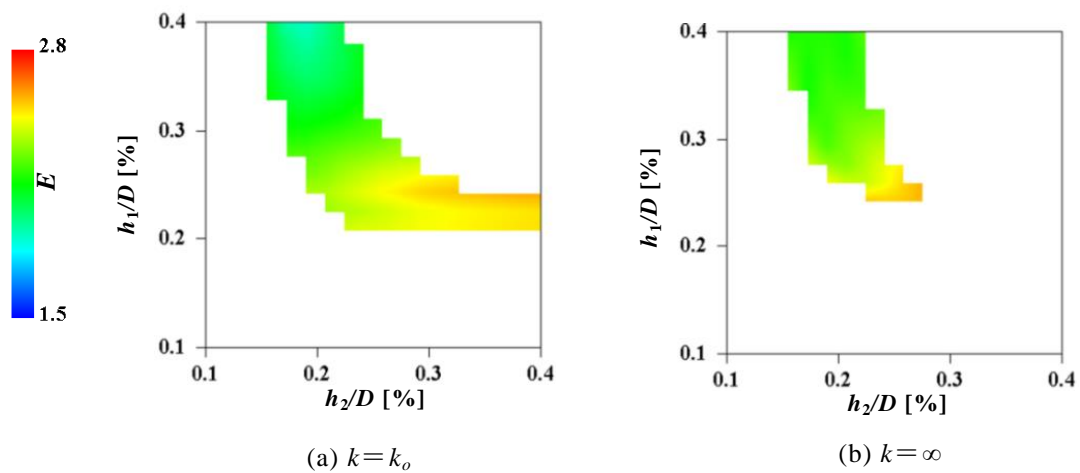


Fig. 6-8 Distribution of evaluation value E due to variation of spring constant k

その逆の場合よりも E の値が小さくなっている。一段目である程度減速した後にすき間の小さい二段目で制動することになり、これによってピストン速度やダッシュポット圧の急激な変化を起こさせないスムーズな制動動作になるものと考えられる。

図 6-8(b) $k=\infty$ はリンク機構の剛性が非常に大きい場合であり、 $k=k_0$ の場合の傾向がさらに明確となっている。 $h_1 > h_2$ では制動設計の有効な範囲は存在して $k=k_0$ の場合と同程度の面積の領域となっているが、 $h_1 < h_2$ では有効な範囲は見られない。これらのことから、リンク機構の剛性が小さいと、制動初期の衝撃力が弾性部で吸収されることを示していると考えられる。

なお、一般的に、2 質点モデルにおいてリンク機構部のばね定数を求めることは困難な場合が多く、解析では経験的な値を用いることになる。しかし、ばね定数 k を ∞ 即ち 1 質点でモデル化できれば、解析におけるばね定数の設定は不要となる。図 6-8 の結果からは、 $h_1 > h_2$ の範囲に限れば 1 質点モデルによる制動特性の評価は 2 質点モデルとほぼ同程度であり、制動設計に用いることは可能と考えられるが、図 6-6 に示すように制動時のピストン変位波形が 2 質点モデルとは異なることを認識しておく必要がある。なお、これ以降の検討においては $k=k_0$ とした 2 質点モデルを用いた。

(2) ダッシュポット／ピストン径

ダッシュポットの圧力上昇の他の要因として、式(6-1)からダッシュポット径 D_c および環状すき間の流量 q が挙げられる。 D_c はダッシュポットの受圧面積として制動力に影響する。また、 q についてはピストン速度にほぼ比例し、ピストン速度はピストン外径 D_p とロッド径 d_r による受圧面積から求まる駆動力により決まる。ここでは、これらの径によって決まる作用力の無次元パラメータ Dpi と Hi を変化させた場合について制動特性の評価を行う。

$L_1=L_2$, $(L_1+L_2)/x_{st}=0.24$, $Hi=1.1$ とし、 $Dpi=0.6, 0.8, 1.0$ とした場合の、 h_1 と h_2 による評価値 E の分布を図 6-9 に示す。 Dpi が大きくなるほど h_1 と h_2 は大きな値をとることになり、小さなダッシュポット圧で制動できることになる。これは、ダッシュポット圧の受圧面積が増えた分だけ制動力が大きくなることによるものである。また、 Dpi が小さくなると E の値が全体的に小さくなり制動設計としては好ましくなるが、 h_1, h_2 の有効な範囲が狭くなり、特に $Dpi=0.6$ では範囲がかなり狭くなっている。このような範囲に対しては、 h_1, h_2 の寸法ばらつきや物性値のばらつきなどによって E は無効な値となる可能性が高くなるなど、ばらつきに対する考慮が必要となる。以上のことから、 $Dpi=0.8$ 程度とすることにより、ある程度裕度のある制動設計になると考えられる。

図 6-10 は、 $L_1=L_2$, $(L_1+L_2)/x_{st}=0.24$, $Dpi=0.8$ とし、 $Hi=0.8, 1.1, 1.4$ とした場合の h_1 と h_2 による評価値 E の分布である。 Hi が小さくなると E の値が小さくなる傾向は Dpi を変化させた場合と同様であり、ピストンの駆動力が小さくなって相対的に制動力が大きくなることにより、制動特性が改善されると考えられる。一方、 Hi が変化しても Dpi の場合と比べて h_1, h_2 の有効な範囲の変化が比較的小さい。これは、例えば、駆動力が大きくなるとピストン速度が速くなり制動力も同時に大きくなるなど、駆動力と制動力は正の相関にあることによるものと考えられる。従って、決められたダッシュポット形状に対して駆動力が大きく変化しても、制動特性への影響は比較的小さいといえる。

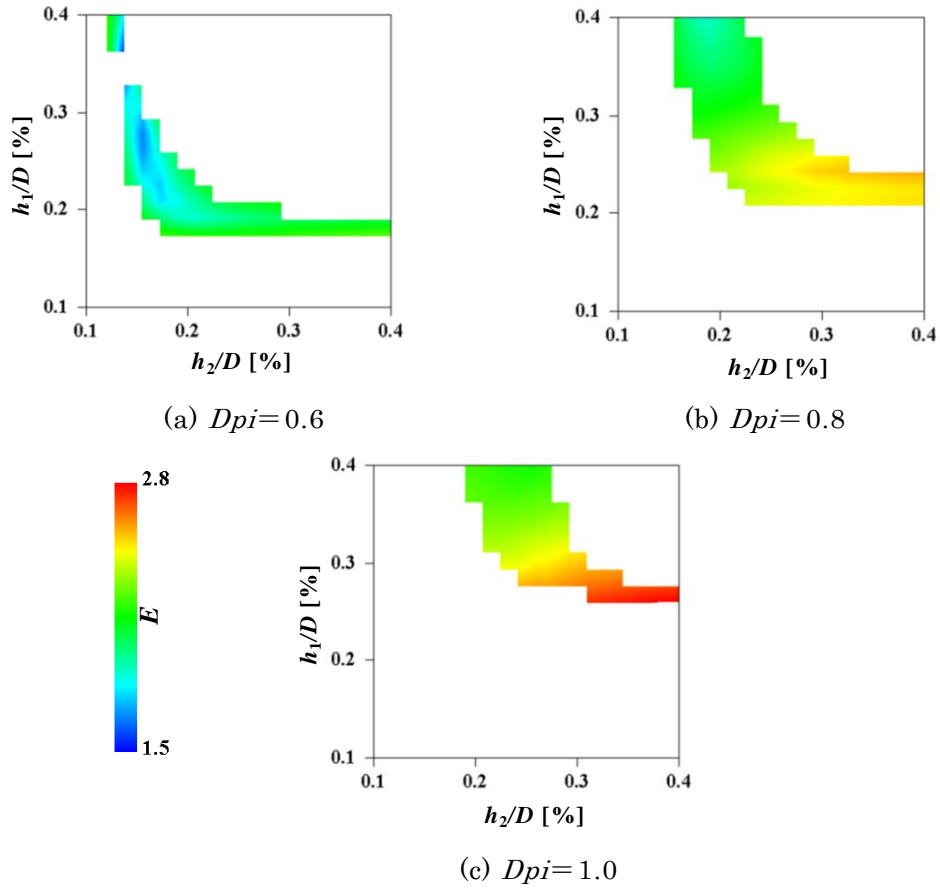


Fig. 6-9 Distribution of evaluation value E due to variation of Dpi

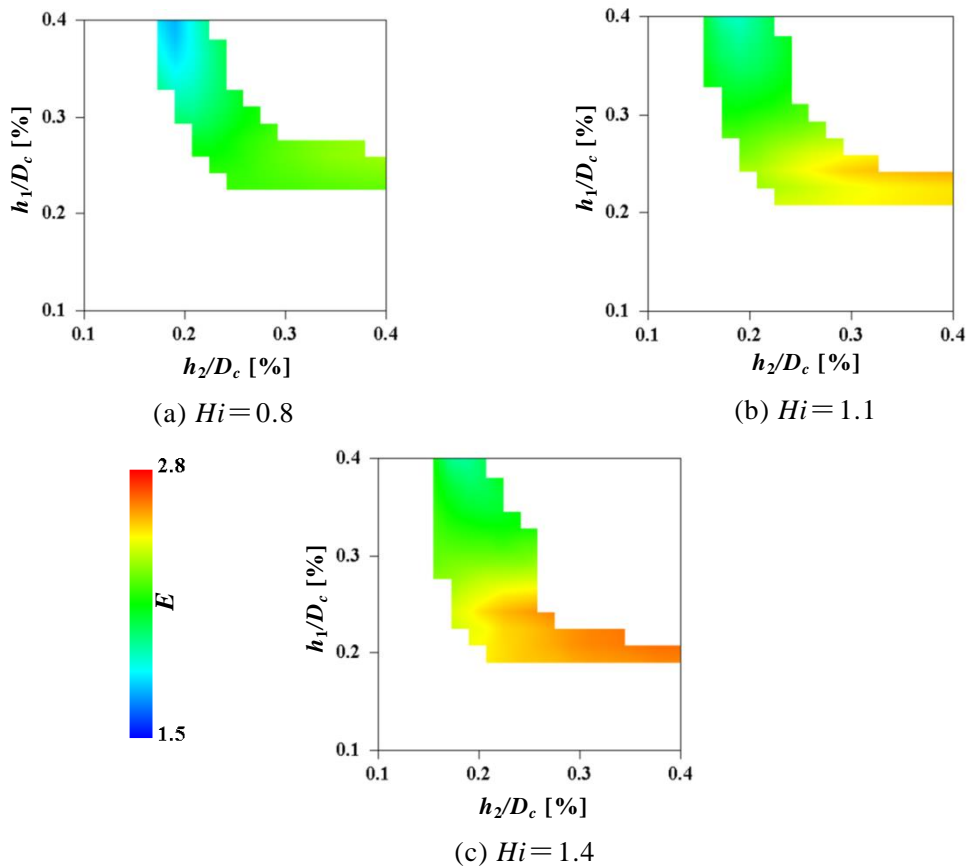


Fig. 6-10 Distribution of evaluation value E due to variation of Hi

(3) 流路長さ

式(6-1)の圧力損失に影響するダッシュポット流路長さについて、 $(L_1+L_2)/x_{st}=0.24$ として、 $L_1/L_2=0.5, 1.0, 2.0$ の場合の h_1 と h_2 による評価値 E の分布を図 6-11 に示す。ここで、 $Dpi=0.8, Hi=1.1$ とした。 h_1 が h_2 よりも大きいところで E の値が小さく制動特性としては良くなっており、この傾向は L_1/L_2 が大きくなるとさらに顕著となっているが、 h_2 のとれる値は小さくなり、その範囲も狭くなっている。これは、環状すき間の狭い二段目の流路長さ L_2 が短くなり、短い距離での制動が必要となるため、 h_2 を小さくして圧力上昇を大きくすることにより後半で大きな制動力を発生させることに対応している。以上のことから、ダッシュポット形状の加工やばらつきを考慮すると h_2 寸法を小さくすることはある程度制約されるものの、 $L_1/L_2 > 1$ となるように設計することにより制動特性としては改善される方向となる。

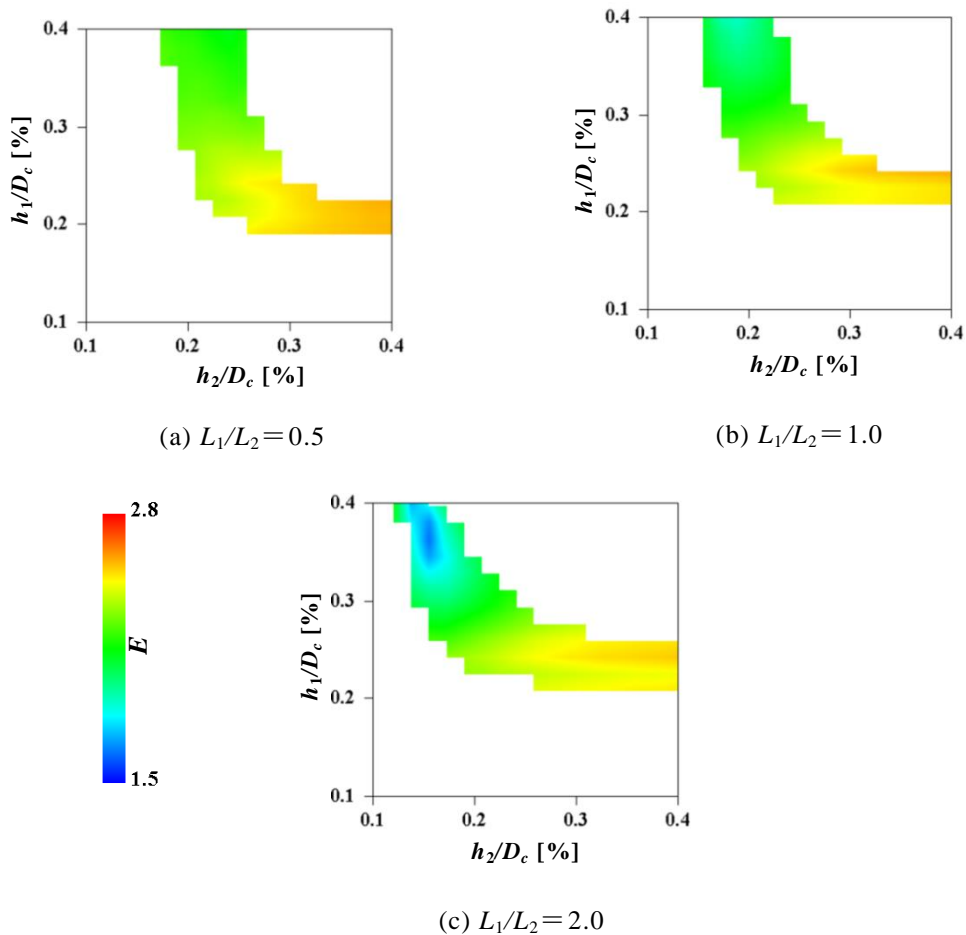


Fig. 6-11 Distribution of evaluation value E due to variation of L_1/L_2

(4) 環状すき間段数

環状すき間の段数により制動力を段階的に調整することが可能であり、段数を多くするほど滑らかな制動特性になると考えられる。ここでは段数を変化させた場合について検討する。多段の場合は形状を決める要素が多くなるため、ダッシュポットの全流路長さを一

定として各段の長さを等しくし、各段のすき間は制動力を段階的に大きくするとして、初段からの流路長さの全流路長に対する割合の m_s 乗根に比例させる場合を考える。即ち、 n を段数として、 $\Sigma L_i/x_{st}=0.24$, $L_1=L_2=\dots=L_n$, $h_i=(h_n-h_1)[(i-1)/(n-1)]^{1/m_s}+h_1$ ($i=1,2,\dots,n$, $m_s=1,2,\dots$) とする。 $Hi=1.1$, $Dpi=0.8$ とし、段数を三段まで ($n=1\sim 3$) とした場合の h_i による評価値 E の分布を図 6-12 に示す。分布図の各軸は、 $n=1$ は h_1 のみ、 $n=3$ は h_1 , h_3 とした。

段数 $n=1$ と 2 の場合を比較すると、 $n=1$ の場合でも h_1 の有効な範囲は得られるが、その範囲は相対的に狭くなっている。また、 E の値は $n=2$ の場合の中央付近の値となっており、 $n=1$ では h_1 の調整により E を最適化できない場合があることになる。

段数 $n=2$ と 3 の場合を比較する。 $n=3$ ($m_s=1$) の場合は、 $n=2$ の場合と比べて $h_1 > h_3$ の範囲で E の値が若干低くなり制動特性が改善する傾向にあるが、 $n=2$ の場合から大きく改善しているとはいえず、全体的な分布はどちらも同様の傾向を示している。 $n=3$ ($m_s=2$) の場合も、 $n=2$ の場合との差は小さくほぼ同様の分布となっている。このように今回の検討範囲内では、環状すき間の段数を三段に増加しても制動特性に大きな変化が見られず、さらに多段にしてもこの傾向は大きく変わらないものと考えられる。

以上のことから、ダッシュポット形状の加工や制動力の調整の簡素さを考えると、遮断器用油圧操作装置のダッシュポットとして環状すき間を二段とすることが妥当といえる。

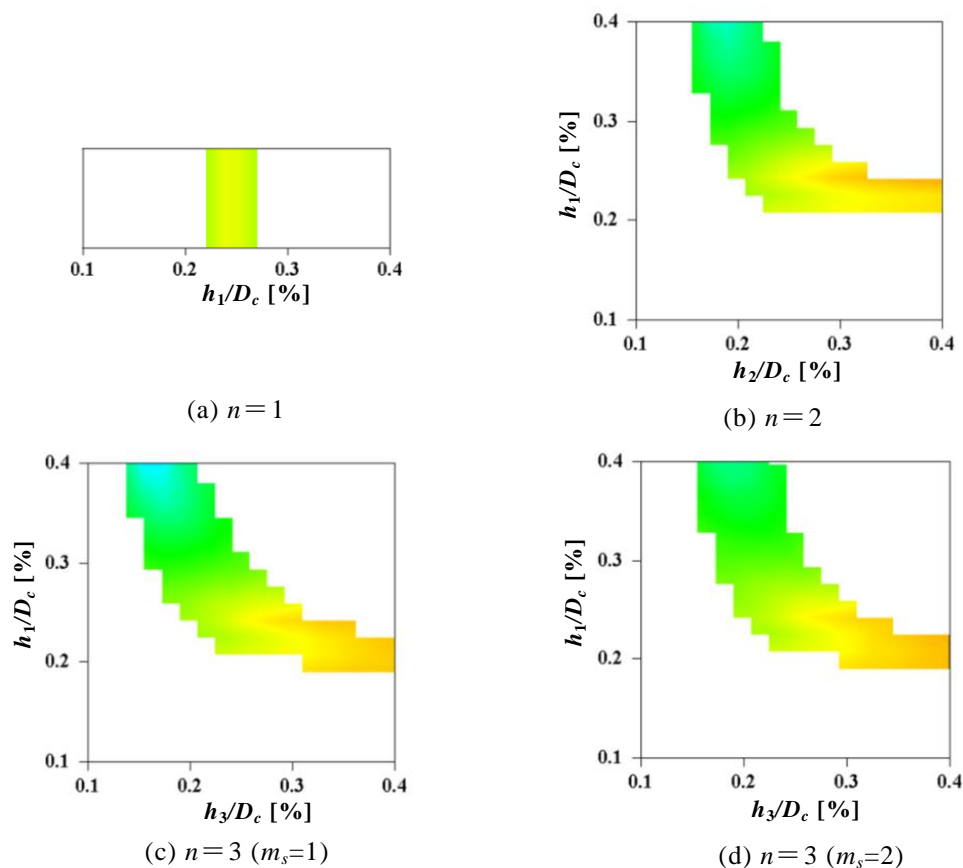


Fig. 6-12 Distribution of evaluation value E due to variation of annular gap stage number n

6.5 結言

第6章では、常時高圧安定回路方式のピストンのストローク端位置検出回路が安定的に動作するためには、ピストンが開路側のストローク端で安定的に停止する必要があることから、ピストンの制動動作特性について調べた。ピストンの制動特性を評価する上で必要となる油圧回路解析およびピストン可動部の動作解析について、ダッシュポット部の環状すき間流れの圧力損失およびピストン可動部の弾性を考慮したモデル化を行い、実測との比較により解析の有効性を確認した。また、この解析を用いて、環状すき間やダッシュポット径などダッシュポットを設計する上で寸法諸元が制動特性に及ぼす影響についての評価を行い、設計する上で最適な制動特性を選択するための指針を得ることができた。主な結果をまとめると以下の通り。

- (1) 高速・大出力のピストンのダッシュポット部の圧力上昇が大きい場合、流れのレイノルズ数と臨界レイノルズ数の比較により層流と乱流の判別を行い、二重円管の圧力損失の式を切り替えて用いることが必要である。
- (2) 可動部をピストン部と遮断部の2質点とし、ばねで接続して弾性を考慮したモデルとすることにより、制動中および制動後の可動部の変位やダッシュポット圧をよりよく模擬できる。
- (3) ダッシュポットの環状すき間を二段で構成した場合、二段目の環状すき間と流路長さを小さくする方が良好な制動特性が得られるが、形状のばらつきなどの考慮が必要である。
- (4) 慣性力に対する基本制動力の比を0.8程度とすることにより、制動特性として裕度ある設計となる。
- (5) ダッシュポットの環状すき間の段数を、加工や調整の簡素さを考慮して二段とするのが妥当である。

第7章 油圧操作装置の2台駆動方式

7.1 緒言

本章では、常時高圧安定回路方式による油圧操作装置を2台用い、同期駆動および順次駆動する場合について示す。

高電圧大容量の電力系統に適用される電力用遮断器の場合、1相において複数の電気接点を複数の操作装置で駆動することがある。例えば、2個の電気接点を1つにまとめて駆動される部位を消弧室ユニットとし、1相に複数のユニットを直列に接続した、いわゆる多点切の構成において、特に2点切を超える構成の場合には、複数の操作装置によって複数の消弧室ユニットを駆動することになる。この場合、各接点における電氣的な遮断負荷のばらつきを抑えるために、操作装置の駆動を同期させることが遮断性能の確保のために必要となる。

また別の例として、電流遮断時に発生する遮断サージと呼ばれる急激な電圧上昇を抑制する目的で抵抗遮断方式が適用される場合は、主接点に抵抗接点が並列に接続され、主接点駆動用と抵抗接点駆動用の2台の操作装置を設けることになる。この場合の動作としては主接点開放後に抵抗接点を順次開放することになり、主接点開放から抵抗接点開放までの時間差（以下、遅延時間という）を安定的に確保することが必要である。

複数のピストン駆動部を同期駆動あるいは順次駆動する油圧回路は従来から用いられており、文献^[45]にその例がみられる。同期駆動の場合は、複数のポンプやモータ等によって各シリンダに所定の流量を供給するといった構成であり、順次駆動の場合については、プレスや工作物の搬送などに用いられて、シーケンス弁やリミットスイッチなどを用いた電氣的制御の例がみられる。以上のような場合は、簡素な回路で比較的低速な動作に用いられるものと思われる。

遮断器用油圧操作装置の油圧回路は、主として電磁弁や油圧信号を増幅する複数の弁および電気接点を駆動するピストンで構成されており、アキュムレータに蓄圧された高圧油によって高速に動作する。動作指令としては1回のON-OFF電気信号が与えられ、さらにその電気信号の電力には制限があることから、電磁弁と複数の弁により油圧を増幅して用いている。2台の操作装置の駆動においても、動作指令の電気信号の条件は通常と変えることはなく、1個の電磁弁によって2台の操作装置への油圧の伝達を行う油圧回路を構成することになる。このような構成においては、油圧操作装置間の距離が離れて油圧を伝達する配管が長くなり、高速動作を行う遮断器の動作時間に影響することが考えられる。配管内

の流れの影響や油圧回路構成を含めた遮断器全体としての動作特性を把握して、安定した動作時間の確保が必要となる。

油圧操作装置の動作特性を把握する上で油圧回路解析がツールとして用いられており、遮断器用の油圧操作装置が比較的小形・コンパクトに構成されていることを前提として、第3章で示したように各油圧管路を集中定数系とした油圧回路解析を行っている。管路が長くなると分布定数系としての取扱いが必要になってくると考えられるが、複雑な油圧回路を分布定数系として取扱うことは、モデル化や計算の煩雑さなど実用的でない面がある。遮断器用油圧操作装置の他の解析手法として、長さの長い管路と短い管路が混在し、長い管路に対しては分布定数系として特性曲線法を用い、短い管路に対しては集中定数系として取扱う計算が行われているが^[44]、このような取扱いにおいて計算の煩雑さは増すことになると考えられる。

ここでは、2台の常時高圧安定回路方式による油圧操作装置が油圧管路で接続されて同期動作あるいは順次動作する場合について、各駆動方式の油圧回路を提案し、時間安定的に動作させるための検討を行う。そのために、まず油圧操作装置間の長い接続管路を、管路の両端の絞りや容積を考慮した管路単体でモデル化を行い、油圧回路解析により圧力伝達特性や動作時間への影響を調べ、管路径や管路長さなど接続管路の最適な形状を設計する上での指針を得る。また、理論解との比較を行い油圧回路解析の妥当性を検証する。これらを基に、動作解析と実測により、提示した両駆動方式が時間安定的に動作することを示し、解析により各駆動方式における管路の諸定数が動作特性に及ぼす影響の評価を行う。同期駆動方式については、接続管路などによる2台の操作装置の動作時間ずれ即ち同期ずれや動作時間への影響を調査する。順次駆動方式については、2台の操作装置が順次動作する時間間隔を安定的に確保することやそれらを調整する場合について調べる^[46]。

7.2 油圧操作装置の2台駆動方式の構成

7.2.1 同期駆動方式

同期駆動方式として、図7-1に示すような4点切遮断器の場合を取り上げる。ここでは、4つの接点を2つのユニットに分割し各ユニットを油圧操作装置A, B(以下、それぞれ HD_A , HD_B とする)で駆動する。それぞれの油圧操作装置は同一の操作装置であって、同期制御部によって HD_A , HD_B を同時に動作させる。同期制御部は主に一つの電磁弁部で構成されており、電磁弁部は HD_A , HD_B の排油弁背部と長い管路(以下、排油管路という)で接続されている。この場合、排油管路から見ると一端に電磁弁による絞りが、他端には戻り回路の絞りによって高圧油が供給される油室が設けられた構成となっている。なお、各排油管路内の流れの動特性が同一でない場合は各油圧操作装置で油圧の伝達時間が異なり、動作が同期しなくなるなどの問題が考えられる。

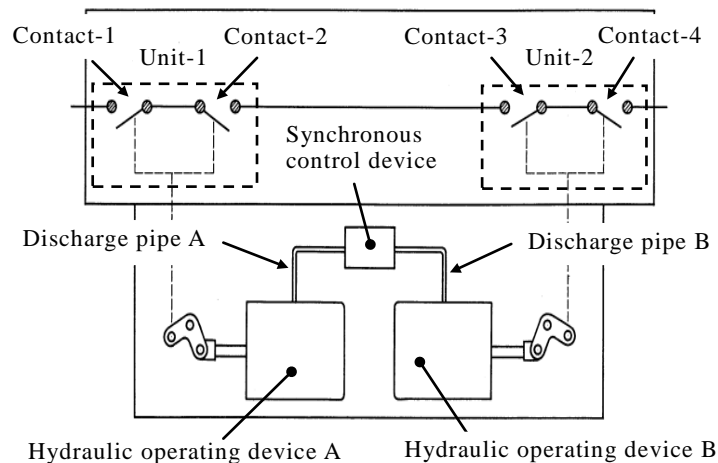


Fig. 7-1 Schematic of quadruple break circuit breaker operated by two hydraulic operating devices

7.2.2 順次駆動方式

図 7-2 は抵抗遮断方式の遮断器の構成を示しており、主接点用と抵抗接点用の 2 台の油圧操作装置 M, R (以下、それぞれ HD_M , HD_R とする) を設けている。本方式は、一回の電気指令に対して主接点用の油圧操作装置 HD_M が動作し、それによって遅延制御部を動作させ、その後抵抗接点用の油圧操作装置 HD_R が順次するものである。 HD_M , HD_R と遅延制御部は長い管路により接続されており、特に HD_R と遅延制御部の接続管路は、同期駆動方式の排油管路と同様に両端が絞りと油室により構成されている。本方式においても、長い管路を用いることになり、油圧伝達時間の安定性や動作時間の調整性などの課題が考えられる。

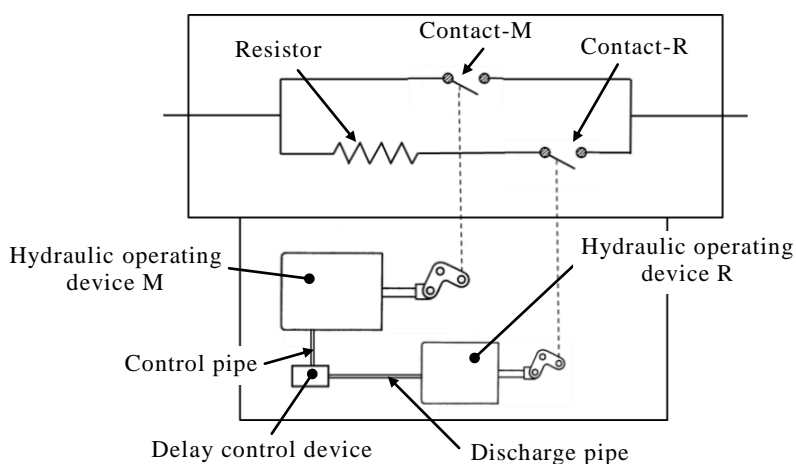


Fig. 7-2 Schematic of circuit breaker with resistor contact operated by two hydraulic operating devices

7.3 管路単体の圧力伝達特性

7.3.1 管路単体のモデル化

まず、各駆動方式の排油管路の圧力伝達特性を調べる。排油管路を単一の管路でモデル化したものを図 7-3 に示す。管路の左端に高压油を供給する径 d_k の絞り R_k と容積 V の油室を設け、右端は電磁弁の動作によって大気圧に開放する可変の絞りと考ええる。 d_o は図 2-6 に示したように電磁弁の全開時の断面積に相当する円管としての径であり、今回の場合の水力直径 d_h との比は、 $d_o/d_h=2$ である。

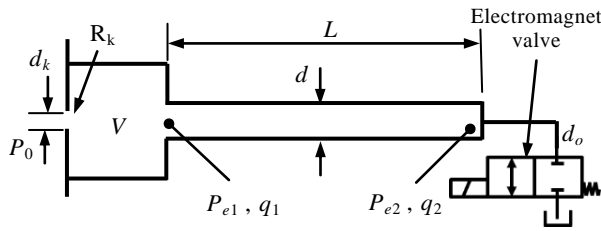


Fig. 7-3 Model of pipe flow with hydraulic volume, restrictor and electromagnet valve

Table 7-1 Hydraulic property

ρ [kg/m ³]	900
β [m ² /N]	9.2×10^{-10}
ν [m ² /s]	2×10^{-5} (20°C)
c_a [m/s]	1100

7.3.2 圧力伝達特性

圧力伝達特性を、第 3 章で示した油圧回路解析（以下、油圧解析という）および理論解により求める。理論解は上記モデルの管路内の流れを分布定数系および集中定数系で求めるものであり、計算方法を付録 A に示す。なお、計算に用いた作動油の諸定数を表 7-1 に示す。

本論文において管路諸元を基準値との比で表す。基準値として添字 a で示し、管路長さについては基準値： $L_a = 1 \text{ m}$ とした。管路径については、流速が q/a で表され、流れの基礎式(3-1)、(3-2)では流速は管断面積 a に依らないことや、例えば理論解における境界条件式(A.3)、(A.4)も a に対する絞りの断面積の比により流速が決まることから、電磁弁の流路断面積に相当する円管としての径 d_o を基準値 d_a とした。同様に、油室容積についても基準値： $V_a (= (\pi d_a^2/4)L_a, \text{ 管路容積})$ とした。なお、電磁弁の流路面積は、電磁弁の動作時間を考慮して、 $t=0$ の閉止状態から全開となるまでの時間を $T_m = 1 \text{ ms}$ とした。

$L = L_a$ 、 $V = 2.7V_a$ と固定し、管路径 d を基準値 d_a に対して変化させた場合の管路両端の圧力の時間変動を求めた。図 7-4 は絞り R_k の径を $d_k/d_a = 0$ とした場合であり、図 7-5 は $d_k/d_a = 0.67$ の場合である。この中で、(a)は油圧解析解、(b)は分布定数系として求めた理論解、(c)は集中定数系として求めた理論解である。

図 7-4(a)の油圧解析では、管路両端の圧力 P_{e1} 、 P_{e2} は電磁弁の開放に合わせて低下し、全体的に滑らかな低下曲線となっている。圧力の低下速度は d/d_a が 2 まで小さくなるにつれて速くなっているが、 $d/d_a = 1.5$ では低下速度がさらに速まることはなく、特に油室側の圧

力 P_{e1} の低下速度は $d/d_a = 2.0$ の場合とほぼ同じである。管径が小さくなると、管路内の油量が減りそれを排出するのに要する時間が短くなって圧力低下速度は速まるが、一方で、流動抵抗が増加し圧力低下速度を遅らせることになる。これらが $d/d_a = 1.5 \sim 2.0$ 辺りで釣り合うことになり、圧力の低下速度の変化が小さくなるものと考えられる。

図 7-4(b),(c)の理論解では、油室側の圧力 P_{e1} は P_{e2} と比べて $1 \sim 2$ ms 程度遅れて低下しており、この傾向は分布定数系に顕著にみられる。また、分布定数系では圧力波の反射とみられる階段状の変動を繰り返しながら低下している。管路が長くなったことによる油圧伝達時間の遅れや、圧力波の影響が顕著に現われていると考えられる。分布定数系のこのような圧力波による階段状の変動成分を移動平均化してみると、集中定数系と分布定数系では同様の傾向を示しており、集中定数系においても理論解の特徴を表していると考えられる。

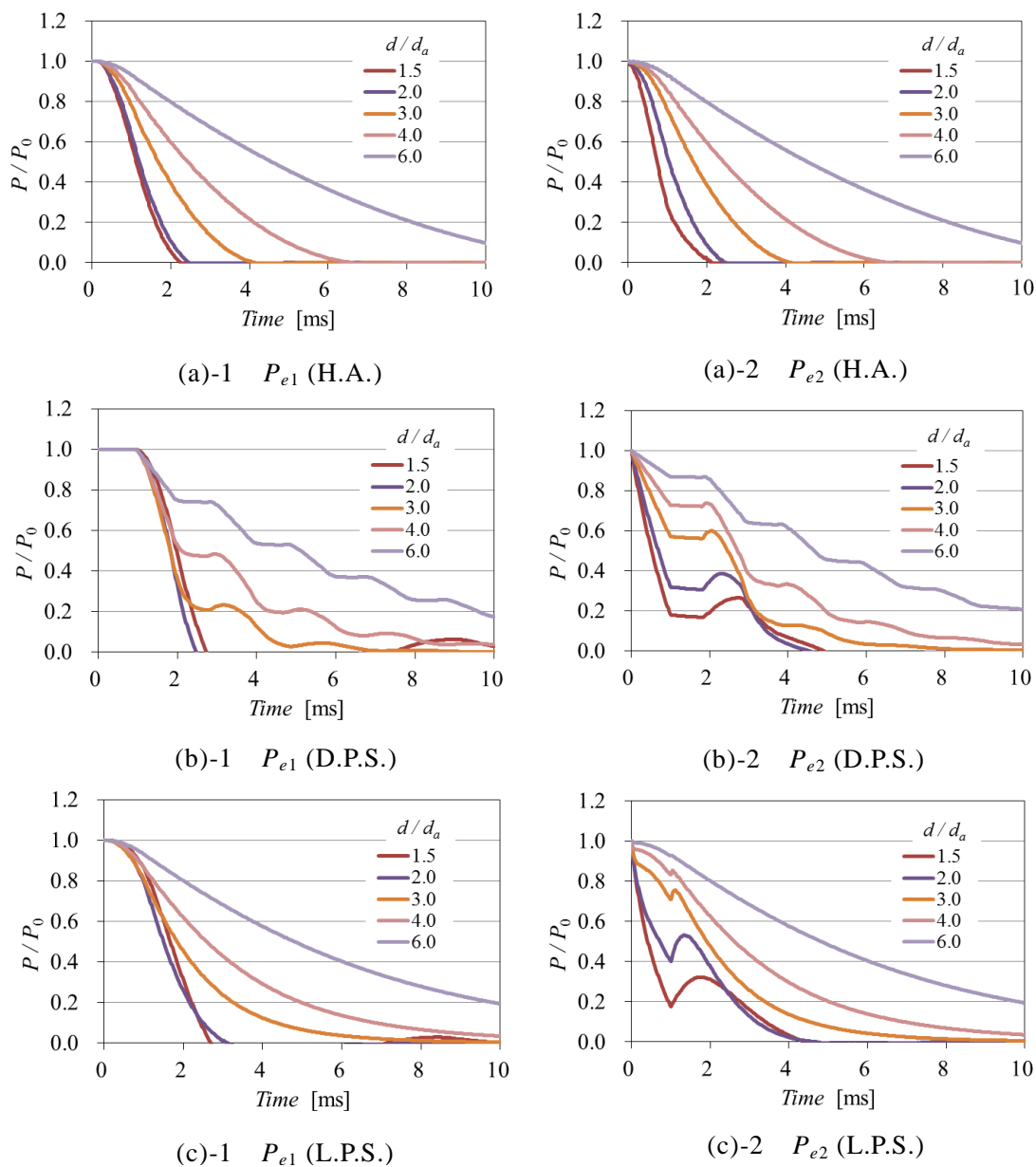


Fig. 7-4 Pressure variation at both ends of pipe line relating to pipe diameter ratio d/d_a in the case of $d_k/d_a = 0$. H.A. is the numerical solution using hydraulic analysis. D.P.S. and L.P.S. are exact solutions using distributed parameter system, lumped parameter system, respectively.

とができる。なお、電磁弁が全開時 ($T_m = 1$ ms) に P_{e2} の低下は一旦止まるが、それ以降、管路内部の圧力の影響を受けたものと考えられる若干の変動がみられる。

油圧解析結果には圧力波による階段状の変動は見られないなど、集中定数系により近い結果となっている。また、管径 d による圧力変化の傾向など理論解との一致がみられ、油圧解析結果は全体的に計算が妥当なものであるといえよう。

図 7-5 は絞り R_k を $d_k/d_a = 0.67$ と開放した場合である。全体的に初期の圧力低下傾向は R_k を閉じた場合と変わりはないが、時間の経過とともに圧力比 P/P_0 がほぼ 0.2 程度の一定値に近づいている。これは、この圧力において R_k の流量と電磁弁の流量が等しくなり、定常状態になることによるものと考えられる。油圧解析のこの定常な圧力値は理論解と比べ

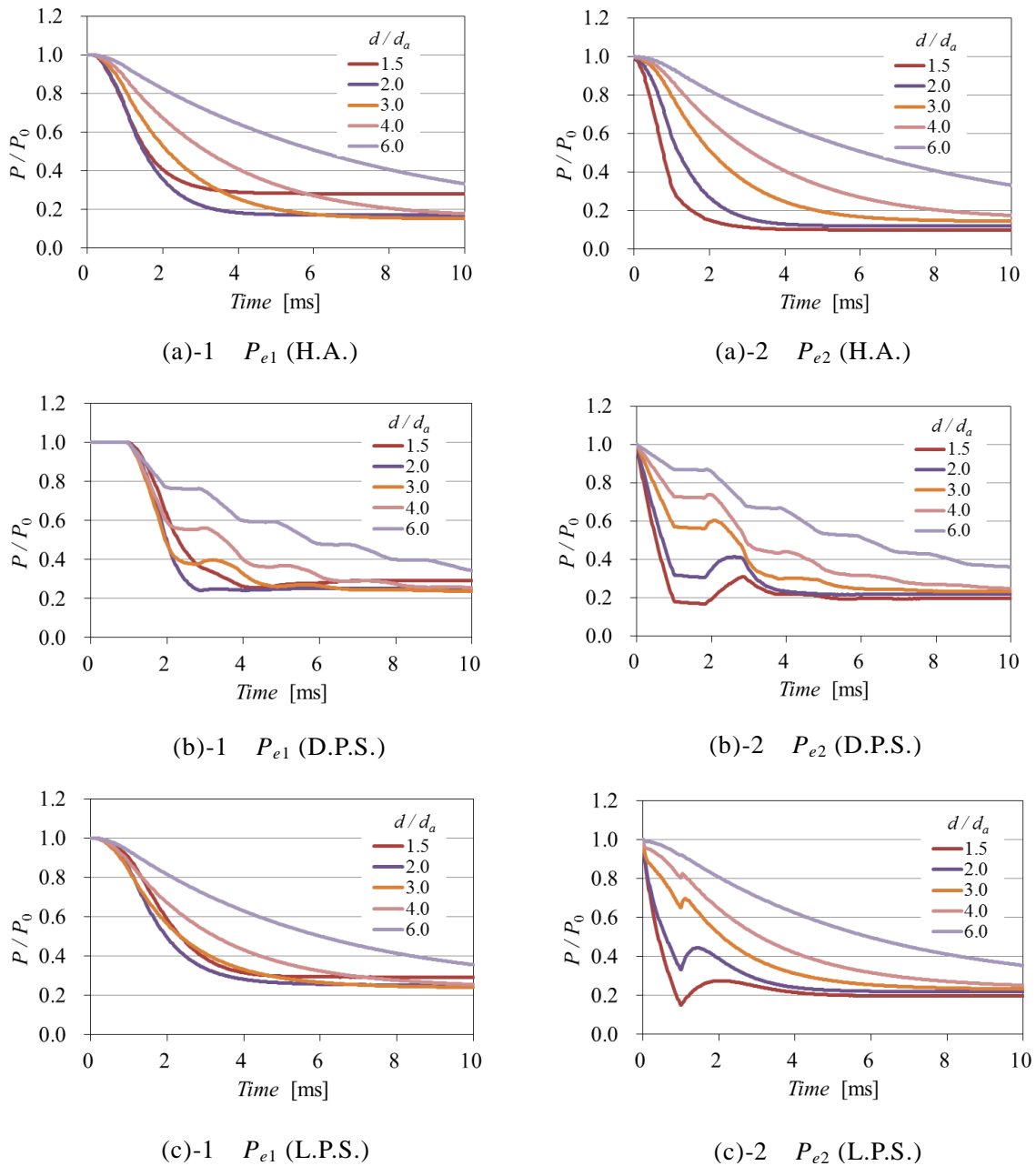


Fig. 7-5 Pressure variation at both ends of pipe line relating to pipe diameter ratio d/d_a in the case of $d_k/d_a = 0.67$. H.A., D.P.S. and L.P.S. are the same as symbols in Fig.7-4.

て若干低めであり、油圧解析では管路摩擦だけでなく管路形状による圧力損失が加わることや、理論解では平方根の線形化による影響が考えられる。

7.3.3 圧力低下時間

ここでは管路諸元の圧力低下時間への影響について、油圧解析と集中定数系の理論解による検証を行う。なお、弁背部の圧力として通常は初期圧力の20~60%の範囲内で設定して弁を動作させる場合が多いことから、電磁弁が開き始めてから圧力 P_{e1} 、 P_{e2} が初期圧力の40%まで低下する時間を、それぞれ T_{P1} 、 T_{P2} とする。

(1) 管路径

図7-6に、 $L=L_a$ 、 $V=2.7V_a$ とし、(a) $d_k/d_a=0$ 、(b) $d_k/d_a=0.67$ について、管路径 d を変化させた場合の T_{P1} 、 T_{P2} を示す。全体として油圧解析結果と理論解はほぼ一致しているが、油圧解析は理論解と比べて0.5 ms程度短い時間となっている。特に d/d_a が小さくなるとこの傾向は顕著となる。図7-4、7-5で見られるように、理論解では管路内の圧力波等による圧力変動の影響のため P_{e1} の初期の圧力低下遅れが1 ms程度あり、油圧解析ではこの遅れが小さいことなどが原因と考えられる。

$d/d_a \geq 2.5$ では T_{P1} と T_{P2} はほぼ一致しているが、 d が小さくなるとこれらの差が大きくなる。 d が小さくなると T_{P2} は単調に減少し、 T_{P1} は R_k の開度によらず $d/d_a=2$ 辺りで最も小さくなり、この場合の油圧の伝達時間の最適値を与えることになる。ここで、図7-6(b)の場合は R_k から高圧油が供給されるため、 d/d_a が1に近づくとも管路の流動抵抗のために、 P_{e1} が弁の動作圧まで低下せず T_{P1} が急激に増加している。このように R_k が開放されている場合は管路径 d の選択に注意が必要である。なお、 $d/d_a=2\sim 2.5$ で T_{P2} の変動が大きくなっているが、図7-4、7-5に見られるような $t=1$ ms辺りの圧力変動の影響によるものである。

(2) 絞り径

$L=L_a$ 、 $d=2d_a$ 、 $V=2.7V_a$ とし、絞り R_k の径 d_k を変化させた場合の T_{P1} を図7-7(a)に示す。 d_k が大きくなるにつれて T_{P1} が徐々に大きくなり、 $d_k/d_a=0.8$ 辺りで急激な増加となっている。これは、 d_k が大きくなると R_k からの油流が増えて管路内の圧力が高くなり、 $d_k/d_a > 0.8$ では P_{e1} が初期圧の40%以下まで低下しないことによるものである。油圧解析と理論解とは、ほぼ同じ絞り径のところで T_{P1} の急激な変化となっている。

(3) 管路長さ

$d=2d_a$ 、 $d_o=d_a$ 、 $V=2.7V_a$ とし、管路長さ L を変化させた場合の T_{P1} を図7-7(b)に示す。 L が大きくなるにつれて T_{P1} はほぼ直線的に増加しており、管路長さが長いと油室への圧力伝達が遅れることを示している。油圧解析では、絞り R_k の開度が小さいと L が長くなっ

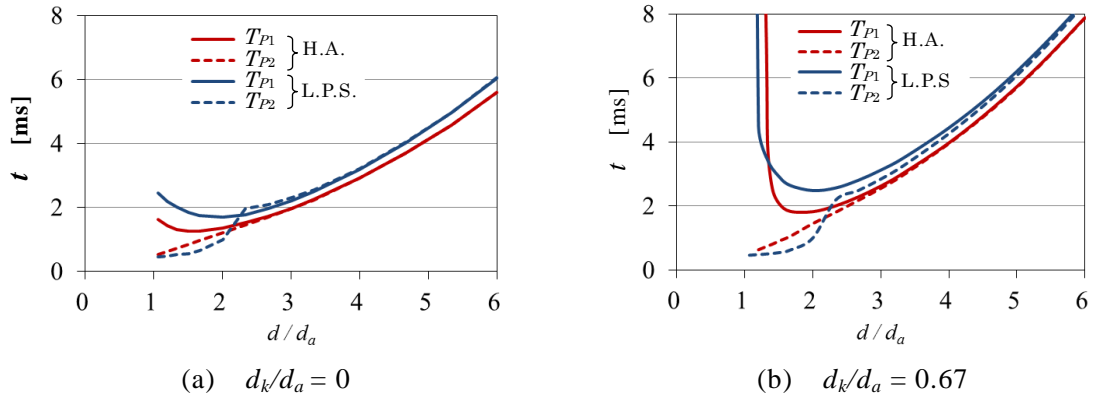


Fig. 7-6 Pressure drop time T_{P1} , T_{P2} due to variation of pipe diameter d/d_a . T_{P1} and T_{P2} are the time when P_{e1} and P_{e2} decrease to 40% of initial pressure respectively after electro-magnet valve begins to open.

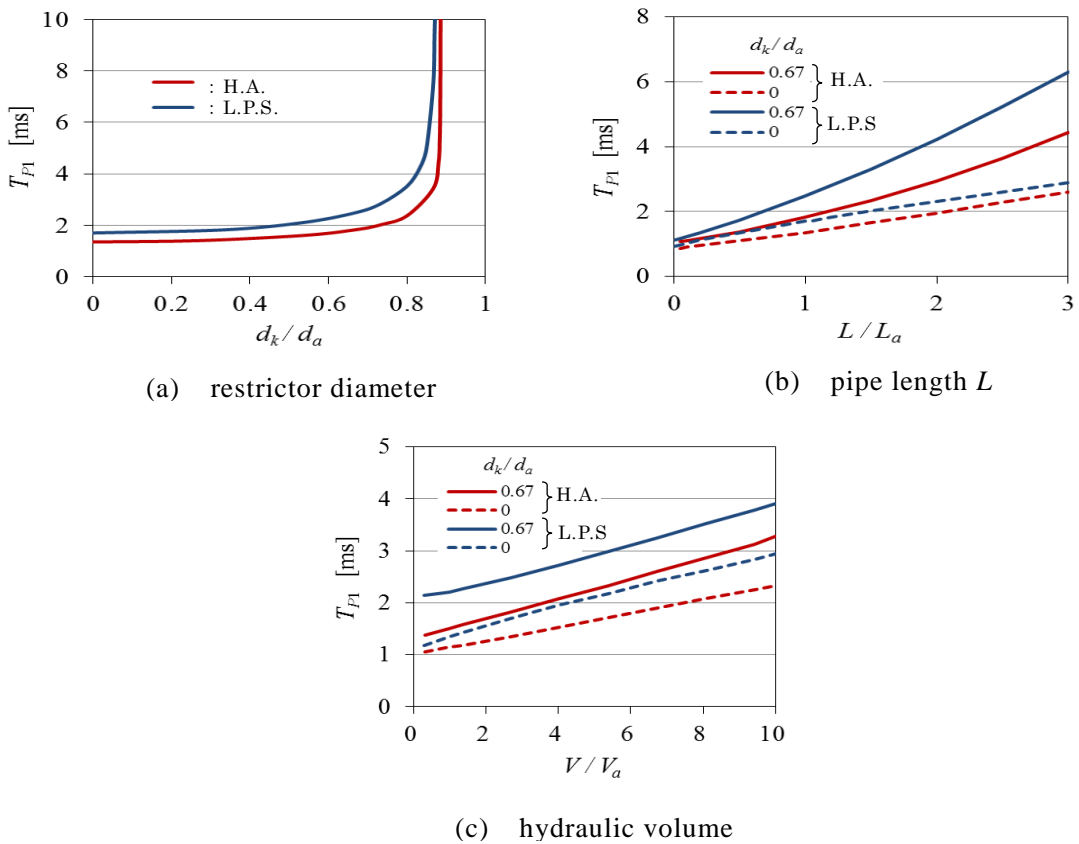


Fig. 7-7 Pressure drop time T_{P1} due to variation of hydraulic constants. T_{P1} is the same as the time in Fig.7-6.

でも理論解との差は小さいが、 R_k の開度が大きくなると L に比例して差は大きくなっている。 L をさらに大きくすると、管路径や絞り径の場合と同様に T_{P1} の急激な増加がみられることになる。

(4) 油室容積

$L = L_a$, $d = 2d_a$, $d_o = d_a$ とした場合の T_{P1} を図 7-7(c) に示す。油室容積が増加すると油室の排油に要する時間が増え、 T_{P1} はほぼ直線的に増加している。また、 R_k の開度が大きく

なると T_{P1} は上方に平行移動している．油室容積の増加は初期の排油分の増加による影響のみであり， R_k からの流量を排出する分だけ時間が増加することを示している．なお，油圧解析と理論解は全体的にはほぼ同様の傾向を示している．

7.4 同期駆動方式の駆動特性の検証

7.4.1 試験・解析モデル

図 7-8 は，同期駆動方式による油圧操作装置の油圧回路の解析モデル図である．排油管路 A, B が同期制御部で一つにまとめられて，一つの電磁弁に接続されている．各油圧操作装置は 2 段増幅弁で常時高圧安定回路方式の油圧回路となっており，各排油増幅弁の背部には戻り回路と排油管路が接続されている．図中，管径一定部分を 1 つの管路として白抜き太線で表しており，○囲み数字は管路番号である．油圧操作装置 HD_B の油圧回路は HD_A と同じものであり，図の中で HD_B の排油増幅弁 DV-a と絞り R_k 以外の表示は省略した．

図 7-9 に，試験に用いた 2 台の油圧操作装置 HD_A , HD_B と同期制御部の試験状況を示す．本構成では，同期制御部を中心に 2 台の油圧操作装置が対称に配置されており，長さの等しい排油管路で接続したものである．また，各ピストンの変位と圧力の測定を行った．圧力は， P_{s1} ：同期制御部圧（管路⑭）， P_{s2} ：排油増幅弁背圧（同⑮）， P_{s3} ：排油弁背圧（同⑰）， P_{s4} ：ピストンヘッド圧（同②）を測定し，添字 A, B はそれぞれ HD_A , HD_B における諸量を示す．

ピストンや弁は直線的に動作することから，油圧解析では第 3 章で示したように，作用する油圧力等を用いた運動方程式によりそれぞれの運動を求める．なお，第 4 章において，運動方程式の粘性減衰係数 c_m によりピストンや弁の平均的な速度を実測と合わせており，以降の解析において同一の一定値を用いた．

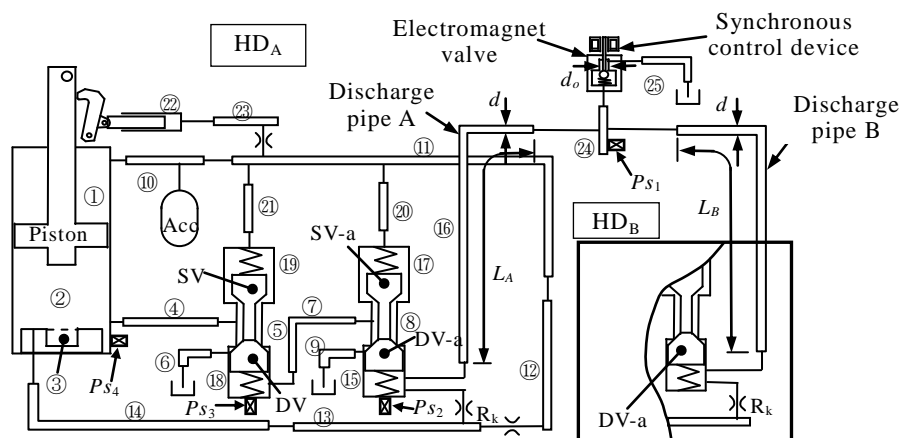


Fig. 7-8 Model diagram of hydraulic circuit with synchronous control and two operating devices. Details are omitted in HD_B , because the hydraulic circuit in HD_B is the same as in HD_A .

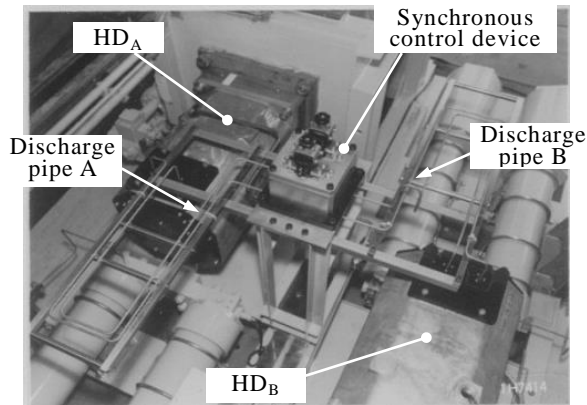


Fig. 7-9 Testing set for synchronizing two operating devices

7.4.2 同期ずれ

図 7-10 は、 $d = 2d_a$ 、 $d_k = 0.3d_a$ 、 $V = 2.7V_a$ とし、排油管路の長さが等しい場合 ($L_A = L_B = L_a$) の開路動作におけるオシロ波形と解析結果の比較であり、黒線のオシロ波形に赤線の計算結果を重ねて示している。解析は、 $T_m = 1 \text{ ms}$ で電磁弁が全開となるようにし、実測とタイミングを合せて同期制御部の電磁弁を開くことにより行った。

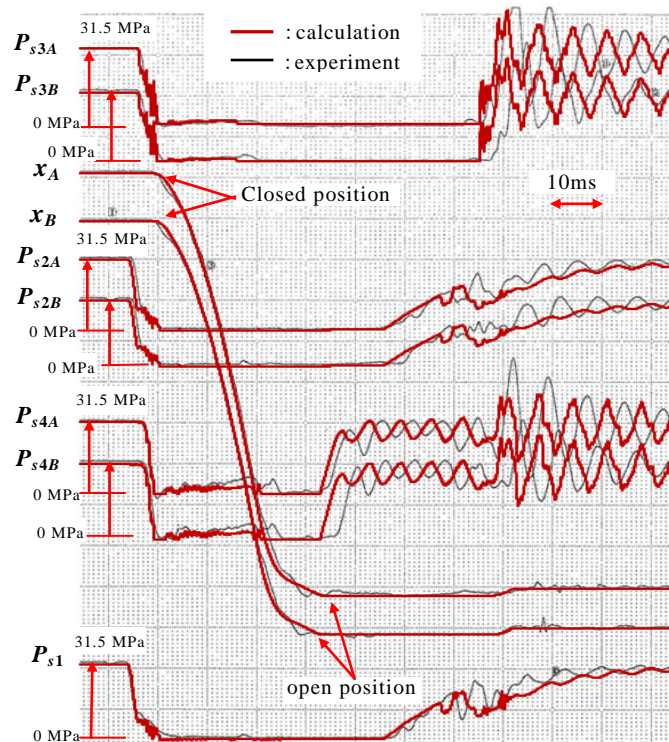


Fig. 7-10 Comparison of calculation and experiment for synchronizing two operating devices in symmetric setting ($L_A = L_B = L_a$). Suffix A,B denotes quantities of HD_A , HD_B .

電磁弁の開放により圧力 P_{s1} が低下し、 HD_A 、 HD_B の P_{s2} 、 P_{s3} 、 P_{s4} が順次低下して最終的にピストンの動作に至っているのがわかる。 HD_A 、 HD_B の圧力変動およびピストンの変位から、両ピストンの動作時間差は 0.5 ms 以下と小さく、極めて良く同期して動作していることがわかる。また、ピストンの変位やピストンが開路位置に到達するまでの $P_{s1} \sim P_{s4}$ の圧力変化など、解析と実測はほぼ一致しており、精度よく解析できていることが確認できる。なお、ピストンが開路側のストローク端位置に達してから以降の動作や圧力変動が HD_A 側と HD_B 側で若干異なっているが、これらの動作はピストンの開路動作後であり、常時高圧安定回路方式の油圧操作装置を同期させる上で開路時間に影響を与えるものではなく、この程度のばらつきは問題とはならない。

上記の構成は同期制御部が操作装置の中央にあり、同じ長さの排油管路を用いた対称配置の場合であるが、同期制御部を一方の油圧操作装置に設置する方が設計上簡素に構成できる場合があり、非対称な配置による構成も考えられる。ここでは、排油管路の長さが異なる条件として、 HD_A 側の排油管路の長さ L_A を長くし、 HD_B 側の L_B を短くした油圧解析を行った。図 7-11(a)は $L_A = 2L_a$ 、 $L_B = L_a/10$ 、(b)は $L_A = 4L_a$ 、 $L_B = L_a/10$ の場合である。動作の時間的なずれを比較するために、図 7-10 の対称配置の計算結果を青線で示し、非対称配置の計算結果を赤線で重ねて示している。対称配置の場合に比べて排油管路の短い HD_B 側は若干早く動作し HD_A 側は遅れて動作しているが、図 7-11 (a)の $L_A = 2L_a$ 程度では対称配置との差は小さく、図 7-11 (b)の $L_A = 4L_a$ 程度となると対称配置との差は比較的大きくなっているのがわかる。

HD_A 側の動作遅れは、図 7-11(b)の排油増幅弁背圧 P_{s2A} の低下速度が緩やかになっており、

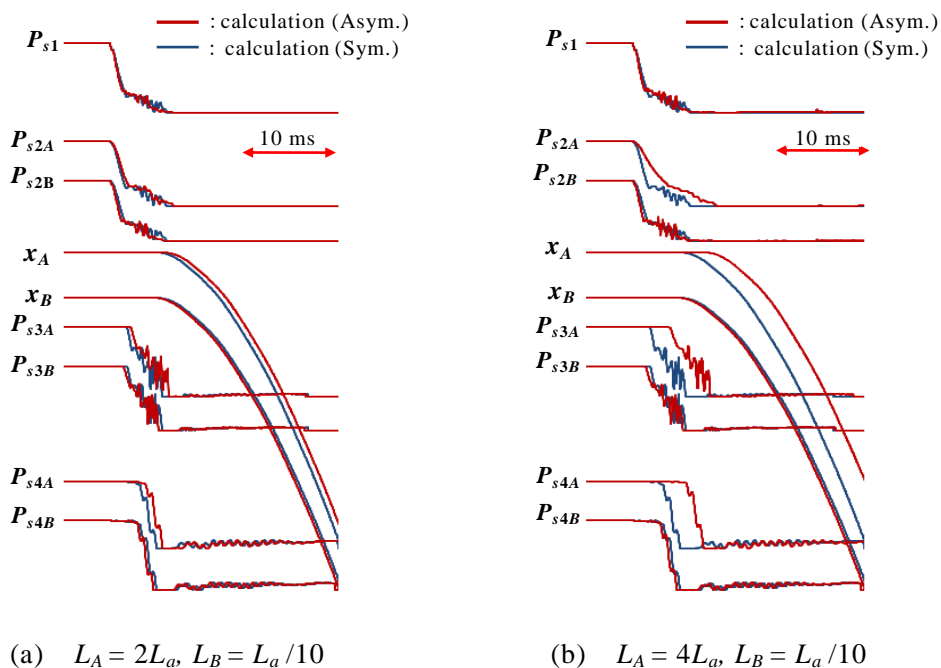


Fig. 7-11 Comparison of calculation in asymmetric and symmetric settings. In (b), the difference of operating time is relatively large.

長い管路によって流動抵抗が大きくなることによるものであると考えられる。排油増幅弁の動作時間が遅れることによって P_{s3A} , P_{s4A} の低下の開始も遅れ、最終的に HD_A 側のピストンは HD_B 側と比べて約 3 ms 遅れた動作となっている。このように、一方の排油管路のみが極端に長くなるような場合には、ピストンの同期動作に影響を与えることになる。

同期制御部の取付位置による動作時間のずれをみるために、 $(L_A + L_B) / L_a = 4$ (一定) として L_A と L_B を変化させた場合の、各圧力の低下時間およびピストンの動作時間の解析結果を図 7-12 に示す。ここで、同期制御部の電磁弁が開き始めてから、 P_{s1} , P_{s2} , P_{s3} が弁の動作圧となるまでの時間をそれぞれ T_1 , T_2 , T_3 とし、ピストンにより接点が開放されるまでの時間を T_4 とした。 L_A を横軸としており、 L_A と L_B の差にほぼ比例した動作時間のずれが発生することがわかる。図 7-12(a) は排油管径を $d/d_a = 2$ とした場合であるが、ピストンの動作時間差は最大 3 ms 程度である。一方、排油管径を $d/d_a = 3$ と大きくした図 7-12(b) の場合は、動作時間は若干長くなるもののピストンの動作時間差は 1 ms 以下に縮小することになる。

以上から、基本的には排油管路を対称に配置することで同期ずれをほぼなくすることができるが、仮に非対称な配置であったとしても、管径径の選択により同期ずれを抑えることができることになり、本方式により 2 台の油圧操作装置をほぼ同期させて高速駆動することは可能と考えられる。

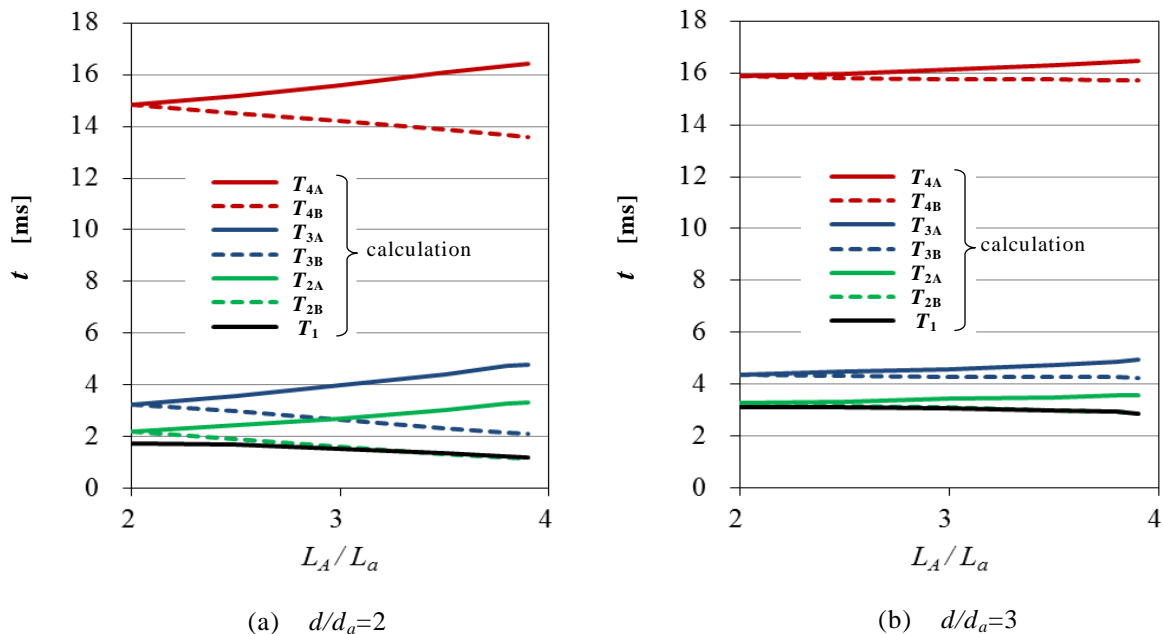


Fig. 7-12 Opening time T_4 and pressure drop time $T_1 \sim T_3$ due to variation of length L of discharge pipe ($(L_A + L_B) / L_a = 4$: fix).

7.4.3 動作時間

第 7 章 3 節で検討した管路モデルの圧力低下時間と同様に、排油管路による油圧操作装

置の動作時間への影響について検証する.ここでは,対称配置された油圧回路を対象とし,排油管路の管径 d と長さ L を変化させて実測および油圧解析を行った. 図 7-13 は $L = L_a$ として d を変化, 図 7-14 は $d/d_a = 2$ として L を変化させて動作時間を求めたものである. これらの結果は管路モデルの計算結果(図 7-6(b), 図 7-7(b))と同様の傾向となっている. また, 全体的に解析と実測はほぼ一致しているといえる.

図 7-13 において, d に対して $T_2 \sim T_4$ は何れも同様の傾向を示しており, 上流側の弁の動作時間である T_2 が全体の動作時間に影響しているのがわかる. d/d_a が 1 付近より小さいところでは計算の $T_2 \sim T_4$ は急増しており, 実測においても $d/d_a = 0.67$ とした場合, 弁の動作圧まで圧力が低下せず弁は動作しなかった. これは, 絞り R_k からの油流に対して排油管路の流動抵抗が大きいことによるものと考えられる. なお, $d/d_a = 1.5$ 辺りで排油増幅弁背圧の T_2 の実測と計算で 1 ms 程度の差が見られ, 理論解との比較でみられたのと同様に圧力波等の影響が考えられる.

また, 図 7-14 から, 管長さが長いほど動作時間がほぼ直線的に長くなっており, これについても T_2 の変化が T_4 まで影響している. ただし, $L/L_a = 1 \sim 1.5$ では T_4 は, $L/L_a = 0$ の場合と比べて約 1 ms 長くなっている程度であり, 遮断器の動作時間への影響としては比較的小さいといえる.

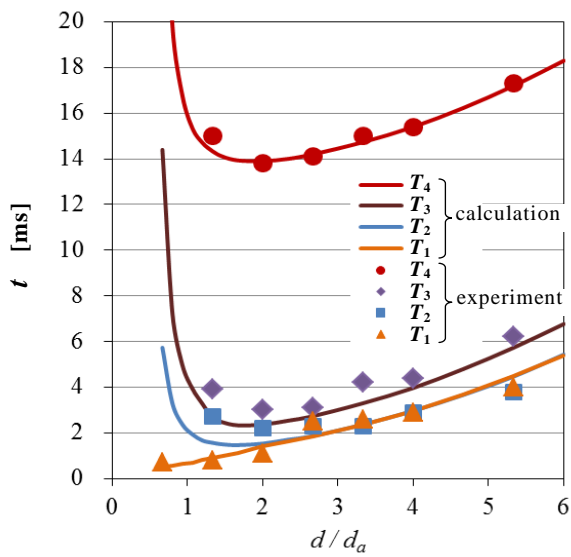


Fig. 7-13 Opening and pressure drop time due to variation of diameter of discharge pipe. Data of $T_2 \sim T_4$ (experiment) at $d/d_a = 0.67$ do not exist, because of flow resistance of small pipe diameter.

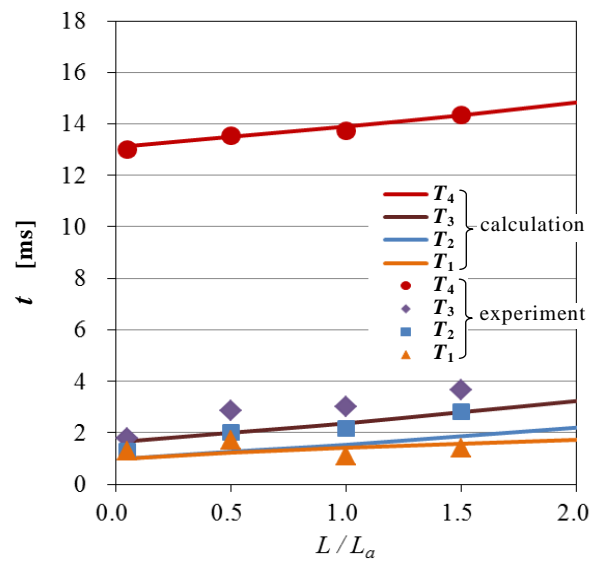


Fig.7-14 Opening and pressure drop time due to variation of length of discharge pipe

7.5 順次駆動方式の駆動特性の検証

7.5.1 試験・解析モデル

図 7-15 は順次駆動方式の解析モデル図であり，油圧操作装置 HD_M ， HD_R は同期駆動方式と同一のものである．図の中で HD_R 側油圧回路の排油増幅弁 $DV-a$ と絞り R_k 以外の表示は省略した．

遅延制御部は一つの弁（以下，遅延弁という）で構成されている．遅延弁は HD_M 側のダッシュポット圧とピストンヘッド圧で制御され， HD_M 側の各部は遅延制御部の油室⑳，㉑と制御管路で接続されている． HD_R 側の排油増幅弁背部㉒は，遅延制御部の油室㉓と絞り R_o を介して排油管路で接続されている．また，戻り回路とも接続されており，図 7-3 の電磁弁による可変絞りを固定の絞り R_o とした管路モデルと同様の構成となっている．なお，遮断器が閉路状態では管路㉑，㉒が高圧となって遅延弁のポートは閉止され，管路㉓は高圧となっている．

また，各ピストンの変位と圧力の測定を行った．圧力は，遅延制御部の各部に導かれる圧力である P_{d1} ：ダッシュポット圧（管路㉑）， P_{d2} ：ピストンヘッド圧（同㉒）， P_{d3} ：排油増幅弁背圧（同㉒）を測定し，添字 M, R はそれぞれ HD_M および HD_R における諸量を示す．

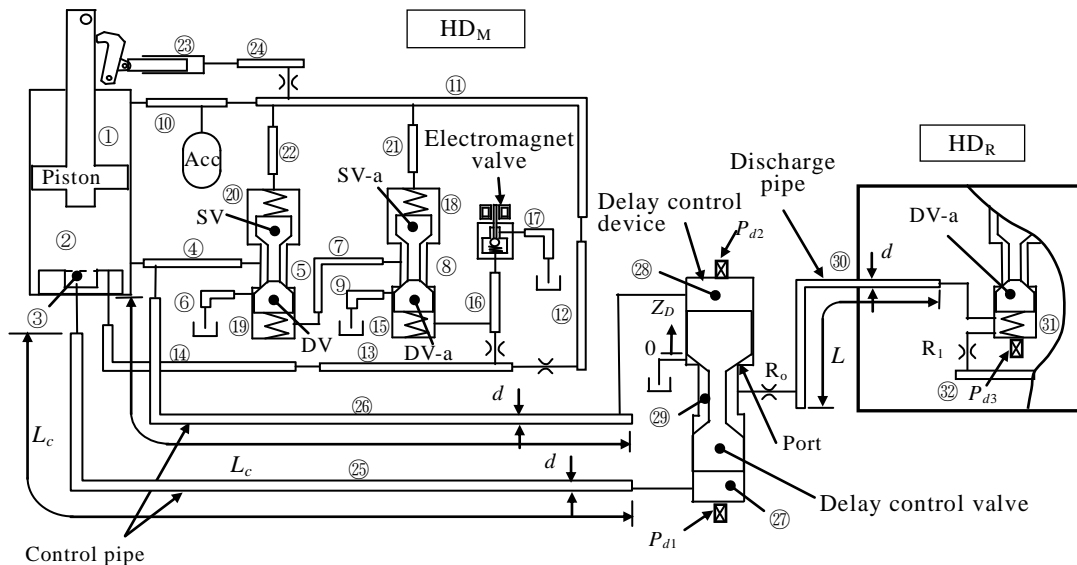


Fig. 7-15 Model diagram of hydraulic circuit with delay control and two operating devices. Details are omitted in HD_R , because the hydraulic circuit in HD_R is the same as in HD_M .

7.5.2 遅延時間

図 7-16 は， $L_c = L_a/2$ ， $L = L_a$ ， $d_k = 0.3d_a$ ， $d = 2d_a$ ， $V = 2.7V_a$ とし，黒線で示した開路動作のオシロ波形に油圧解析結果を赤線で重ねて示している．ピストンや遅延弁の変位およびピストンが開路位置に到達するまでの $P_{d1} \sim P_{d3}$ の圧力変化など，解析と実測はほぼ一致し

ており、精度よく解析できていることが確認できる。また、 HD_M のピストンが動作してダッシュポット制動開始位置に到達すると、ダッシュポット圧 P_{d1} が急激に上昇し(図中Ⓐ)、 P_{d1} と P_{d2} の圧力差により遅延弁は動作してポートを開放する(同Ⓑ)。これによって HD_R 側の排油増幅弁背圧 P_{d3} が低下して(同Ⓒ)、 HD_R 側のピストンが動作を開始している。なお、主接点(図 7-2, contact-M)の開放から抵抗接点(同図, contact-R)を開放するまでの遅延時間 T_D を図に示している。

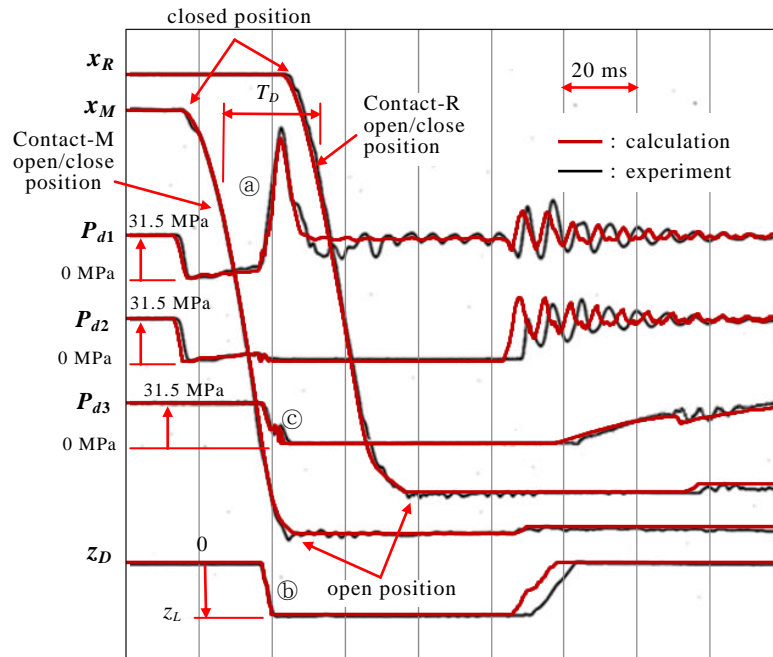


Fig. 7-16 Comparison of calculation and experiment for sequential operation of two operating devices. Suffix M,R denotes quantities of HD_M , HD_R , respectively.

抵抗遮断方式の遮断器において T_D は抵抗接点に電流を流す時間であり、抵抗の熱容量の制約から動作条件や環境条件が変化しても一定の範囲内に収める必要がある。これら条件の T_D への影響評価のために、初期圧力と周囲温度を変化させた場合の遅延時間を実測および油圧解析により求めた。

図7-17(a)はアキュムレータの初期油圧 P_{a0} を変化させた場合の T_D を示したものであり、通常時の油圧 $P_0 (= 31.5 \text{ MPa})$ に対して、使用時の最低および最高油圧を限度として $P_{a0}/P_0 = 0.8, 1.0, 1.2$ の各圧力で操作を行った。最低油圧から最高油圧の範囲での T_D の変化量は約 $\pm 2 \text{ ms}$ であり、通常要求される T_D の変化量に対して問題のないレベルであることを確認した。また、解析から求めた時間は実測とほぼ一致している。

周囲温度の変化による T_D については、供試器を大型環境試験室に入れて動作試験を行った。図7-17(b)は周囲温度に対する T_D を示したものであり、室内の温度を -40°C から 80°C まで 20°C ピッチで設定し、各設定温度においてそれぞれ1日放置した後動作させた。油圧解析では温度に対応して動粘性係数 ν を変化させた。 -20°C 以下の低温条件においてピストン速度の低下が見られ T_D は幾分増加傾向にあるが、 $-20 \sim 40^\circ\text{C}$ の通常使用温度範囲に

における T_D の変化は 2 ms 程度の範囲内にあることがわかる。特に、0 °C 以上では動作時間はほぼ一定であり、解析でも同様の傾向となっている。低温での T_D の増加は作動油の粘性変化によるとみられるが、その影響は小さいといえる。

以上のように、ダッシュポット圧を用いた遅延制御部の構成により、初期圧力や環境温度が変化しても比較的安定的な遅延時間が得られる。

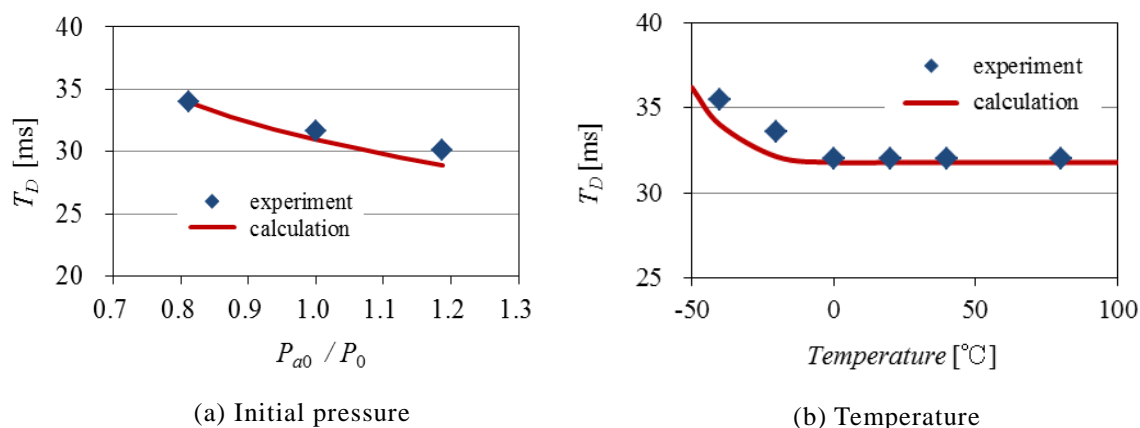


Fig. 7-17 Delay time T_D due to variation of initial and ambient conditions. T_D shown in Fig.7-16 is the time from opening of contact-M to opening of contact-R.

7.5.3 遅延時間の調整

遅延時間 T_D は一定の範囲内に入っていることが要求されるとともに、組立によるばらつきや電氣的な使用条件によっては遅延時間の調整が必要な場合がある。また、遅延制御部の配置により、 T_D への影響を把握しておく必要がある。ここでは遅延制御部回りの管路により遅延時間の調整を行うこととし、管路長さ、 HD_R 側の排油増幅弁背部の容積、および絞り R_0 の T_D への影響を解析により求めた。

図 7-18 は、それぞれ① $L/L_a = 0.1$ 、② $L_c/L_a = 0.1$ 、③ $(L_c + L)/L_a = 2$ 、と固定して、排油管路長さ L と制御管路長さ L_c を変化させた場合の解析結果である。①は L を短くして L_c を変化させた場合であり、 T_D の増加は小さく制御管路の長さの影響をほとんど受けないことがわかる。一方、②は L_c を短くして L を変化させた場合であり、 T_D は 3 ms 程度変化する。③は L_c と L の合計の長さを一定にしてそれぞれの長さを変化させた場合であり、②とほぼ同様の傾向を示している。以上より、 T_D への管路長さの影響は制御管路よりも排油管路の方が大きく、遅延制御部を HD_R 側に設置する方が管路長さの影響を受けにくいことになる。また、 T_D を調整する場合は、例えば排油管路長さを基準長さの 2 倍程度まで長くすると、3 ms 程度まで T_D の調整が可能となる。

図 7-19 は、 $d = 2d_a$ とし、絞り R_0 の径 d_0 と HD_R 側の排油増幅弁背部の容積 V を調整要素とした場合の、 T_D の変化を求めたものである。実線は遅延制御部を HD_M 側に取付けを想定した場合 ($L_c/L_a = 0.1$, $L/L_a = 2$) であり、点線は HD_R 側への取付けを想定した場合 (L_c/L_a

=2, $L/L_a=0.1$) である。 d_o を小さくすることにより T_D は大きくなり、さらに d_o が小さくなると T_D は急激に大きくなる。 また、 V を大きくし遅延制御部を HD_M 側に取付けることにより T_D を大きくすることもできる。 図からは、油室容積 V と径 d_o を組合せることにより、10~15 ms 程度の遅延時間の調整が可能となる。

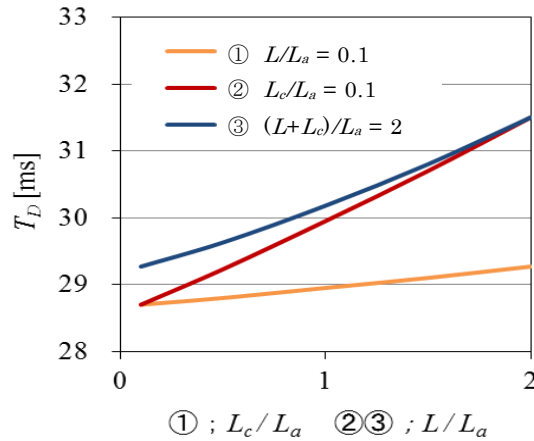


Fig. 7-18 Delay time T_D due to variation of pipe length

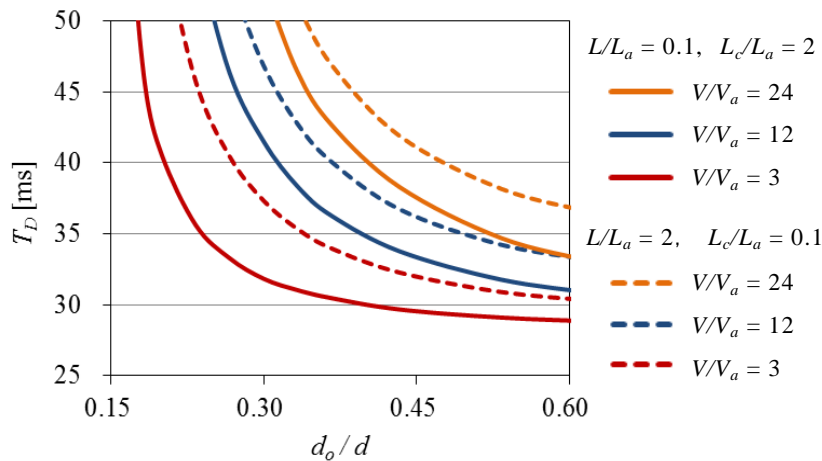


Fig. 7-19 Delay time T_D due to variation of restrictor diameter d_o and hydraulic volume V

7.6 結言

第7章では、常時高圧安定回路方式の油圧操作装置を2台用いて、高速かつ時間安定的に同期動作あるいは順次動作させる駆動方式について、油圧回路の構成を提示し、解析および実測による評価・検証を行った。このような構成による装置間の長い接続管路を単体でモデル化して解析を行い、油圧解析により実用上問題ないレベルの結果が得られることを示し、管路径や管路長さなど接続管路の最適な形状を設計する上での指針を得た。また、提示した駆動方式による同期駆動および順次駆動が可能であり、接続管路の配置構成や環境変化の影響、動作時間の調整法について示した。得られた結果を以下にまとめる。

- (1) 管路単体モデルにおいて圧力を低下させる場合、管路形状や油室側の絞りの開度により管路内の圧力の低下が抑えられ、設定された圧力までの低下時間が非常に大きくなる場合がある。
- (2) 2台の油圧操作装置を同期駆動する方式について、同期ずれに関して接続管路を対称に配置する構成とすることや、非対称配置の場合でも接続管路諸元の選択により、同期制御部と油圧操作装置の油圧伝達の時間差を抑えることができる。
- (3) 排油管路が長い場合、排油増幅弁や排油弁の動作時間遅れがそのまま全体の動作時間に影響する。
- (4) 2台の油圧操作装置を順次駆動する方式について、ダッシュポット圧を用いた遅延制御部の構成により、初期圧力や環境温度が変化しても比較的安定した遅延時間が得られる。
- (5) 遅延時間の調整要素として、管路長さや制御弁背部の油室容積、排油管路の低圧側の絞り径を変化させることにより、遅延時間調整が可能である。

第 8 章 結論

本研究では、遮断器用の油圧操作装置の動作時間安定化技術の開発を主要な目的とし、油圧回路内で発生した気泡や空洞が、油圧操作装置としての主要な動作に影響を及ぼすことがなく、遮断器の各相の動作時間を安定化させる油圧回路方式を提案し、その動作が確実に行われることを検証した。また、遮断器の 1 相において、一つの制御部で複数の油圧操作装置を駆動するように構成された場合においても、各油圧操作装置の動作時間を安定化させる油圧回路方式を提案・検証した。

第 1 章では、本研究の工業上の背景となる電力用遮断器および遮断器用油圧操作装置の概要について述べ、従来の油圧操作装置を動作させる上での問題点を指摘し、本研究の目的と構成を示した。

第 2 章では、遮断器の油圧操作装置において、回路内の油圧の高低圧切り替えを開路・閉路動作の瞬時のみに限定し、動作完了後は全ての回路内の油圧を常に高压に保つようにした常時高压安定回路方式について示した。常時高压安定回路方式が弁やピストンの動きと関連して動作するものであることから、油圧操作装置の動作を特徴付ける 1 段増幅弁方式および 2 段増幅弁方式の回路構成と動作を示した。また本方式は、ピストンが開路側のストローク端位置に到達したことを、電気的な検知手段ではなく簡素な構成の油圧回路で検知して弁の制御に用いる戻り回路と、ピストンの機械的な保持や開放を行うラッチ機構によってピストンの動作を制御するようにしたものである。このように常時高压安定回路方式の特徴である戻り回路とラッチ機構について、常時高压安定回路方式として機能するための寸法諸元を設計する上での考え方を示した。

第 3 章では、油圧操作装置の油圧回路内の流れおよび弁やピストンなどの可動部の動作についての基本的な解析方法を示した。油圧回路の流れ解析は、回路の複雑さから実用性を考慮して一次元の流れとし、管径一定部分の管路を一要素とみなして、要素内の流れの特性値を一定とする集中定数系による手法を用いた。また、弁の動作に伴う弁背部の油柱分離による空洞の発生や弁の衝突などを考慮した。ピストン可動部の動作については、常時高压安定回路方式の主要な構成要素であるラッチとピストンの係合における拘束条件を導出し、解析ではこの拘束条件の元で運動方程式を解くようにした。

第 4 章では、常時高压安定回路方式の油圧操作装置を試作して動作試験を実施し、油圧回路解析および可動部の動作解析を行った。その結果、開路および閉路動作において弁やピストン、ラッチなどが安定して動作し、常時高压安定回路方式が有効かつ安定的に機能することを確認した。また、常時高压安定回路方式の開路・閉路動作完了後に油柱分

離による空洞が残っていないことから、常時高圧安定回路方式が油柱分離による影響を受けない油圧回路であることを示した。油圧回路のモデル化において、弁の動作に伴う弁背部の油柱分離による空洞の発生や弁の衝突などを考慮したこと、ラッチ機構とピストンの拘束条件を定式化して適用したことにより、弁やピストンの動作、油圧波形など実測とよい一致が見られた。本モデル化による解析方法が、油圧操作装置の動作を模擬する上で妥当であることが確認できた。さらに、常時高圧安定回路方式で重要となる戻り回路やラッチの構造に関して、それらを構成する絞りやラッチ係合部の動作に及ぼす影響について解析による評価を行った。これらの結果から、戻り回路やラッチを検討する上で設計が可能となる値の範囲があり、最適な値を選択するための指針を得ることができた。

第5章では、常時高圧安定回路方式の動作安定性に関して検証した。ピストンが開路側のストローク端位置からラッチに保持されるまでの戻り動作時における弁等の動作について、弁変位と油圧の測定および解析を行い、油圧回路定数の条件によって連続的な開閉動作振動が起こり得ることを明らかにした。また、解析によって開閉動作振動が起こる原因やメカニズムについて考察を行い、安定した動作となる油圧回路定数の範囲について調べた。この中で、排油増幅弁の背部の容積が、戻り動作における開閉動作振動の第一の要因であり、排油増幅弁の動作が他の弁やピストンの動作、戻り回路の流体の流れと相互に影響して、連続的な開閉動作振動にまで至ることを示した。また、弁ストロークや弁座径と排油増幅弁背部の容積とが互いに関連して振動的な動作に影響を与えることもわかった。今回の結果により、常時高圧安定回路方式の動作安定性の設計・評価につなげることができると考えられる。

第6章では、常時高圧安定回路方式のピストンのストローク端位置検出回路が安定的に動作するためには、ピストンが開路側のストローク端で安定的に停止する必要があるため、ピストンの制動動作特性について調べた。ピストンの制動特性を評価する上で必要となる油圧回路解析およびピストン可動部の動作解析について、ダッシュポット部の環状すき間流れの圧力損失およびピストン可動部の弾性を考慮したモデル化を行った。具体的には、ダッシュポット部の圧力損失の式を環状すき間流れのレイノルズ数によって判別して用いることや、ピストン可動部をその弾性を考慮した2質点モデルとして扱った。さらに、実機のピストン変位とダッシュポット圧の波形との比較により解析のモデル化の有効性を確認した。また、この解析を用いて、環状すき間やダッシュポット径などダッシュポットを設計する上で寸法諸元が制動特性に及ぼす影響についての評価を行い、設計する上で最適な制動特性を選択するための指針を得ることができた。

第7章では、常時高圧安定回路方式の油圧操作装置を2台用いて、高速かつ時間安定的に同期動作あるいは順次動作させる駆動方式について、油圧回路の構成を提示し、解析および実測による評価・検証を行った。まず、このような複数の油圧操作装置による構成では装置間の長い接続管路が必要となり、しかもその管路の両端は絞りや容積で構成される。このような管路を単体でモデル化を行い、油圧回路解析により圧力伝達特性や動作時間へ

の影響を調べ、管路径や管路長さなど接続管路の最適な形状を設計する指針を得た。また、油圧回路解析により実用上問題ないレベルの結果が得られることを示した。

さらに、2台の油圧操作装置の同期駆動について、本方式により同期駆動が可能であり、同期ずれに関して接続管路を対称に配置する構成とすることや、非対称配置の場合でも接続管路諸元の選択により、同期制御部と油圧操作装置の油圧伝達の時間差を抑えることができることを示した。また、2台の油圧操作装置を順次駆動する方式について、ダッシュポット圧を用いた遅延制御部の構成により、初期圧力や環境温度が変化しても比較的安定した遅延時間が得られることや、操作装置が順次動作する時間間隔の調整法について示した。

以上、常時高圧安定回路方式の開発・適用により油圧回路内へ混入した空気の影響を排除できたため、動作時間が安定して動作信頼性が向上したばかりでなく、動作完了後は全ての油圧回路が高圧となるため、装置の配置設計の自由度を高めることができた。また、遮断器の1相において一つの制御部で複数の油圧操作装置を駆動するように構成された場合においても、常時高圧安定回路方式により個別の油圧操作装置の動作時間が安定したことに加えて、新たな駆動方式により各油圧操作装置の動作時間を安定化させることができた。さらに、本論文で開発した解析技術により、遮断器用油圧操作装置の油圧回路内の流れおよびピストンや弁などの動作解析を精度よく行うことが可能となった。本研究の成果は、遮断器用油圧操作装置の油圧回路の設計や問題発生時の解析に適用され、製品の信頼性を高め、設計・開発の効率化に貢献している。

付録A 一次元管路流れの理論解の計算方法

一次元管路流れの理論解をラプラス変換により数式的に求める場合、境界条件の限定や数式上の近似などが必要である^{[47][48][49]}。実機への適用においては、このような限定や近似などを避けたい。ここではできるだけこのような制限を行わずに数値的に理論解を求める方法を示す。

A・1 ラプラス変換による理論解の一般式

単一管路（半径 r 、長さ L 、断面積 a ）の一次元流れを層流として、粘性抵抗が非定常層流の場合の圧力と流量の一般的な理論解は求められている。本報では管路内は初期に高圧となっており、一端を開くことにより圧力を低下させることから、ここでは管路内の初期圧力を P_0 （高圧、一定）として $P = P_0 - P'$ と置き、基礎方程式中の圧力を P' のみで表す。管路の一端の圧力 P_{e1} 、流量 q_1 、他端はそれぞれ P_{e2} 、 q_2 とし、両端の圧力 P'_1 、 P'_2 と流量 q_1 、 q_2 をラプラス変換したものを $P_1(s)$ 、 $P_2(s)$ 、 $Q_1(s)$ 、 $Q_2(s)$ とすると、管路流れは次の関係式で与えられる。

$$P_2(s) = P_1(s)\cosh[\Gamma(s)L] + Q_1(s)Z_0(s)\sinh[\Gamma(s)L] \quad (\text{A.1})$$

$$Q_2(s) = \frac{P_1(s)}{Z_0(s)}\sinh[\Gamma(s)L] + Q_1(s)\cosh[\Gamma(s)L] \quad (\text{A.2})$$

ここで、

$$\Gamma(s) = \frac{s\eta(s)}{c_a}, \quad c_a = \frac{1}{\sqrt{\rho\beta}}, \quad Z_0(s) = \frac{\rho c_a^2 \Gamma(s)}{as}, \quad \eta(s) = \left\{ 1 - \frac{2J_1(jr\sqrt{s/\nu})}{jr\sqrt{s/\nu}J_0(jr\sqrt{s/\nu})} \right\}^{-\frac{1}{2}}$$

上式における J_0 、 J_1 は第一種ベッセル関数であり、 j は虚数単位である。式(A.1)、(A.2) は分布定数系としての解であるが、 L が短い場合には集中定数系として扱うことができると考えられることから、 $|\Gamma(s)L| \ll 1$ とすると、 $\cosh[\Gamma(s)L] \doteq 1$ 、 $\sinh[\Gamma(s)L] \doteq \Gamma(s)L$ となり、これを式(A.1)、(A.2)に代入すれば、集中定数系の解が得られることになる^[50]。

A・2 境界条件

図 7-3 の管路モデルにおいて、左端の境界条件は、圧縮性を考慮に入れた連続の式を用いて、絞り（流路面積 a_k ）と管路の流量の差分が排油弁背部の油室の圧力上昇率に等しくなることから求め、右端の境界条件は電磁弁を絞り（流路面積 a_o ）とし、絞りの流量の計

算式から求める．上記と同様に $P = P_0 - P'$ と置き，絞り部の流量係数 c_o は収縮係数 C_c にほぼ等しいとすると，それぞれ次式となる^[50]．

$$q_1 = \beta V \frac{dP'_1}{dt} + c_o a_k \sqrt{\frac{2P'_1}{\rho}} \quad (\text{A.3})$$

$$q_2 = c_o a_o \sqrt{\frac{2(P_0 - P'_2)}{\rho}} \quad (\text{A.4})$$

式(A.3)，(A.4)はこのままではラプラス変換できないため平方根を線形化する．本報で扱う P' の範囲は $0 \sim P_0$ であるため， P_0 と比べて P' が小さいなどの近似が成り立たない場合がある．ここでは，理論解による管路流れを数値的に得ることとしており，線形近似を行いその係数を変化させて用いることにする．これによって式(A.3)，(A.4)をラプラス変換すると，次式が得られる．

$$Q_1(s) = K_v s P_1(s) + 2e_1 K_1 P_1(s) \quad (\text{A.5})$$

$$Q_2(s) = 2P_0 K_o \left[\frac{1}{s} - \frac{P_2(s)}{e_2 P_0} \right] \quad (\text{A.6})$$

ここで，

$$K_v = \beta V, \quad K_o = \frac{c_o a_o}{\sqrt{2\rho P_0}}, \quad K_1 = \frac{c_o a_k}{\sqrt{2\rho P_0}}$$

$$e_1 = \begin{cases} 1.5 & (P_{e1}/P_0 \leq 0) \\ 1.5 - 0.5P_{e1}/P_0 & (0 < P_{e1}/P_0 < 1), \\ 1 & (P_{e1}/P_0 \geq 1) \end{cases}, \quad e_2 = \begin{cases} 2 & (P_{e2}/P_0 \leq 0) \\ 2 - P_{e2}/P_0 & (0 < P_{e2}/P_0 < 1) \\ 1 & (P_{e2}/P_0 \geq 1) \end{cases}$$

e_1 ， e_2 は P' の線形近似のための係数であり，線形化前の q の値に概略近くなるように上記のように変化させた．このような取扱いは，境界条件を局所的に線形近似して，つなぎ合わせたものと考えることができる^[51]．

A・3 本モデルにおける理論解

油室部の境界条件式(A.5)を式(A.1)，(A.2)に代入して整理すると次式となる．

$$\frac{P_1(s)}{Q_2(s)} = \frac{1}{\frac{1}{Z_0(s)} \sinh[\Gamma(s)L] + (K_v s + 2e_1 K_1) Z_0(s) \cosh[\Gamma(s)L]} \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{P_2(s)}{Q_2(s)} = \frac{\cosh[\Gamma(s)L] + (K_v s + 2e_1 K_1) Z_0(s) \sinh[\Gamma(s)L]}{\frac{1}{Z_0(s)} \sinh[\Gamma(s)L] + (K_v s + 2e_1 K_1) Z_0(s) \cosh[\Gamma(s)L]} \quad (\text{A.8})$$

電磁弁部の境界条件である式(A.6)は電磁弁における流量 $Q_2(s)$ を与えるものであるが、これは $t=0$ で電磁弁が全開になるとしたものであり、式(A.6)右辺第2項の $1/s$ によって図A-1(a)に示すように流量はステップ的に立ち上ることになる。実際には電磁弁の流路の開放は一定時間 T_m で行われることから、図A-1(b)のようなランプ-ステップ的な流量変化になると考えられる。なお、 $q_0 = 2K_o P_0$ は最大差圧時の定常流量である。ここでは、 $1/s$ を $H(s) = [1 - \exp(-T_m s)] / (T_m s^2)$ と置き換えて、電磁弁における流量として与える。式(A.8)の右辺を $G(s)$ と置き、式(A.6)に代入して $P_2(s)$ を消去すると $Q_2(s)$ は式(A.9)となり、この式を用いて式(A.7)、(A.8)から $P_1(s)$ 、 $P_2(s)$ が求められる。

$$Q_2(s) = \frac{q_0 H(s)}{1 + \frac{2K_o G(s)}{e_2}} \quad (\text{A.9})$$

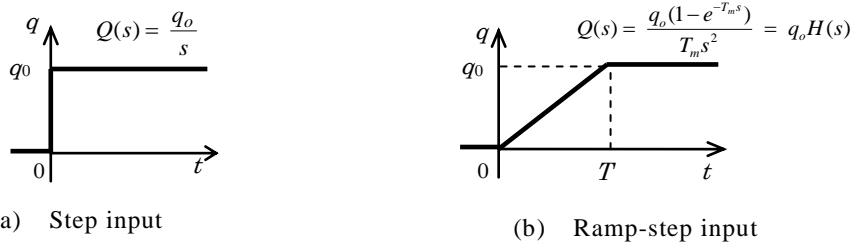


Fig.A-1 Boundary condition of flow velocity at electro-magnet valve, where $q_0 (=2K_o P_0)$ is constant flow of maximum pressure difference.

A・4 数値逆ラプラス変換

式(A.7)、(A.8)の逆ラプラス変換は以下のように数値的に行う。従来の単一の管路の流れを数値的に逆ラプラス変換により求める研究では、複素積分法による積分路の考慮や数値計算における級数の収束性など、実用面で課題があるように思われる^{[49][52]}。一方、細野によって提唱された数値逆ラプラス変換法 FILT (Fast Inversion of Laplace Transform) は実用面で優れた特徴を持っているとされており^[53]、様々な分野で用いられている^{[54][55]}。ここでは FILT を用いた逆ラプラス変換を行う。関数 $f(t)$ のラプラス変換を $F(s)$ として、FILT を用いて逆変換する場合の変換式を以下に示す。

$$f(t) = \mathcal{L}^{-1}[F(s)] = \frac{e^a}{t} \left\{ \sum_{n=1}^k f_n + \frac{1}{A_{p0}} \sum_{l=1}^p A_{pl} f_{k+l} \right\} \quad (\text{A.10})$$

ここで、

$$f_n = (-1)^n \text{Im}[F(s_n)], \quad s_n = \frac{a + j(n-0.5)\pi}{t}, \quad A_{pp} = 1, \quad A_{p,l-1} = A_{pl} + {}_p C_{l-1}$$

${}_p C_l$ は組合せ、 a は誤差を制御するためのパラメータ、 k は式(A.10)右辺第1項の級数の項数、 p は第2項のオイラー変換の近似級数の項数である。倍精度計算としては $a \leq 12$ とすればよいとされており、 $a = 12$ とした。また、 $k = p = 20$ とし、項数をこの値から前後に変化させても計算結果が実質的に変化しないことを確認した。

参考文献

- [1] 電気事業連絡会, 電気事業について／送電の仕組み／電気が伝わる経路,
<<http://www.fepc.or.jp/enterprise/souden/keiro/index.html>> (2016/8/22 アクセス) .
- [2] 電磁界情報センター, ジェイクくんのなっとく！電磁波／電気の流れ (変電所) ,
< <http://www.jeic-emf.jp/explanation/1001.html>> (2016/8/22 アクセス)
- [3] 奥野満晴, ガス遮断器のリンク系の急峻波頭負荷の研究, 日本機械学会論文集 C 編,
Vol.59, No.564 (1993), pp.2570–2575.
- [4] ガス遮断器の遮断技術動向調査専門委員会編, ガス遮断器の遮断技術動向, 電気学会
技術報告, No.993 号, (2005)
- [5] ガス遮断器の小形化技術動向調査専門委員会編, ガス遮断器の小形化技術動向, 電気
学会技術報告, No.590 号, (1996)
- [6] 高木弘和, 小林義賢, 田中勉, 中嶋文雄, 岩田剛一, 遮断器用油圧システムの応答性向
上, 日本油空圧学会論文集, Vol.32, No.5 (2001), pp.124–130.
- [7] 瀬戸信治, 海老澤大輔, 河本英雄, ガス遮断器用油圧操作器の開発, 日本フルードパワ
ーシステム学会誌電子出版緑陰特集号, Vol.38, No.E1 (2007), pp.E50–E56.
- [8] 山口健二, 市川常雄, 鈴木貞緒, 油柱分離を伴う油圧管路系の過渡特性, 日本機械学会
論文集 (第 2 部) , Vol.42, No.361 (1976), pp.2818–2827.
- [9] 石原智男, 大内増矩, 小林敏雄, 田村範夫, 油圧作動油の非定常流れにおけるキャピテ
ーションの一実験, 日本機械学会論文集 (第 2 部) , Vol.44, No.388 (1978), pp.4215–4224.
- [10] 辻 茂, 片倉寛, 油圧油のエアレーションに関する基礎研究 (気ほう径変化に及ぼす油
圧油内空気拡散の影響) , 日本機械学会論文集 (第 2 部) , Vol.42, No.356 (1976),
pp.1175–1184.
- [11] 山下透, 杉山勉, 平野良樹, 中嶋敦哉, 吉積敏昭, 遮断器用油圧操作装置の動作時間安
定に関する研究 (常時高圧保持による動作安定方式の開発) , 日本機械学会論文集,
Vol.81, No.822 (2015),
- [12] 山下透, 杉山勉, 吉積敏昭, 高橋康英, 遮断器用油圧操作装置の回路及び動作シミュレ

- ーション, 昭和 63 年電気学会全国大会, 1185 (1988), pp.1549–1550.
- [13] 瀬戸信治, 山崎勝, 野上忠彦, 武田康秀, ガス遮断器用油圧操作器の動作解析, 平成 11 年度春季フルイドパワーシステム講演会講演論文集 (1999), pp.133–135.
- [14] 高木弘和, 小林義賢, 田中勉, 嶋文雄, 岩田剛一, 遮断器用油圧システムの応答性向上, 日本油空圧学会論文集, Vol.32, No.5 (2001), pp.124–130.
- [15] Baltzer, R. A., Colum separation accompanying liquid transients in pipes, Transactions of ASME, Journal of Basic Engineering, Vol.89 (1967), pp.837–846.
- [16] 山口健二, 市川常雄, 鈴木貞緒, 油柱分離を伴う油圧管路系の過渡特性, 日本機械学会論文集 (第 2 部), Vol.42, No.361 (1976), pp.2818–2827.
- [17] 小嶋英一, 品田正昭, 進藤健一, 液圧駆動システムにおける液柱分離を伴う流体過渡現象 (第 1 報, 瞬間閉鎖する弁の下流側水平管路に起こる場合), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.50, No.451 (1984), pp.680–689.
- [18] 品田正昭, 小嶋英一, 液圧駆動システムにおける液柱分離を伴う流体過渡現象 (第 5 報, 油圧プレスの上死点反転時に発生する衝撃), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.61, No.587 (1995), pp.2579–2585.
- [19] 山下透, 杉山勉, 平野良樹, 中嶋敦哉, 吉積敏昭, 遮断器用油圧操作装置の動作時間安定に関する研究 (常時高圧保持による動作安定方式の動作解析と検討), 日本機械学会論文集, Vol.81, No.827 (2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00078.
- [20] 日本機械学会編, 機械工学便覧 基礎編 $\alpha 4$ 流体工学 (2006), pp.70–72, p.110.
- [21] 立花規良, 東山彰良, 円管急縮小部を通る流れと損失, 福井大学工学部研究報告, Vol.36, No.2 (1988), pp.251–262.
- [22] 機械設計便覧編集委員会編, 機械設計便覧 (1958), p.1462.
- [23] 市川常雄, 清水孝, ポペット弁の流量係数について, 日本機械学会論文集 (第 2 部), Vol.31, No.222 (1965), pp.317–319.
- [24] 山下透, 平野良樹, 杉山勉, 吉積敏昭, 村瀬成一, 伊吹恒二, 環状すき間を有する遮断器用ダッシュポットの制動特性について, 日本機械学会第 71 期全国大会講演論文集 (Vol.C), 1639 (1993).
- [25] 市川常雄, 日比昭, 油圧回路におけるキャビテーション, 機械の研究, Vol.23, No.1 (1971), pp.105–111.
- [26] 永並宏, O リングの機械的特性と適切な使用法, 応用機械工学, No.85 (1967).

- [27] 小林政治, 根本圭介, 前田紀二, 大石光夫, 低摩擦リング, 大日本電線時報, No.55 (1973).
- [28] 杉山勉, 山下透, 吉積敏昭, 遮断器用油圧操作装置の動作特性, 昭和 63 年電気学会全国大会, 1184 (1988), p.1548.
- [29] 市川常雄, 中村京一, ポペット形油圧弁の安定性について, 日本機械学会論文集 (第 2 部), Vol.34, No.257 (1968), pp.91-99.
- [30] 笠井浩爾, 弾性支持を有するポペット弁の安定性について (第 2 報, 入口および出口管路の影響を考慮した場合), 日本機械学会論文集 (第 2 部) Vol.35, No.270 (1969), pp.350-357.
- [31] 小嶋英一, 圧力制御弁の安定性に関する研究 (第 2 報, ポペット形圧力制御弁), 日本機械学会論文集 (第 2 部), Vol.38, No.310 (1972), pp.1437-1446.
- [32] 浦田暎三, ばね・質量・流体系の安定問題, 日本機械学会論文集 (第 2 部), Vol.37, No.301 (1971), pp.1653-1661.
- [33] 山下透, 中嶋敦哉, 平野良樹, 杉山勉, 吉積敏昭, 遮断器用油圧操作装置の動作時間安定に関する研究 (常時高圧保持による動作安定方式の安定性), 日本機械学会論文集, Vol.82, No.834 (2016), DOI: 10.1299/transjsme.15-00432.
- [34] Yamashita, T., Kitano, T. and Hirano, Y., Stability of hydraulic operation stabilizing system for circuit breaker, The 27th International Symposium on Transport Phenomena, (ISTP27-134.pdf) (2016).
- [35] 眞田一志, 黄銳, 建設機械用シリンダクッションのシミュレーションモデルに関する研究, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.40, No.2 (2009), pp.22-29.
- [36] 高木弘和, 土屋宗彦, 高橋秀俊, 過渡流動解析による油圧システムの応答性予測, 平成 5 年春季油空圧講演会論文集 (1993), pp.1-4.
- [37] 山下透, 平野良樹, 杉山勉, 吉積敏昭, 村瀬成一, 伊吹恒二, 環状すき間を有する遮断器用ダッシュポット制動特性について, 日本機械学会第 71 期全国大会講演論文集 Vol.C (1993), pp.506-508.
- [38] 山下透, 中務直行, 平野良樹, 杉山勉, 吉積敏昭, リンク機構部の弾性による遮断器用ダッシュポット制動特性への影響, 平成 6 年春季油空圧講演会論文集 (1994), pp.45-48.
- [39] 山下透, 平野良樹, 杉山勉, 吉積敏昭, 遮断器用油圧操作装置のダッシュポット制動特性の検討, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.838 (2016), DOI:10.1299/transjsme.16-00050
- [40] Yamashita, T., Kitano, T. and Hirano, Y., Investigation on braking characteristics of dashpot for hydraulic operating circuit breaker, Proceedings of 2nd International Conference on Machining,

Materials and Mechanical Technologies, (050-Tohru YAMASHITA.pdf) (2016).

- [41] 日本機械学会編, 機械工学便覧 基礎編 $\alpha 4$ 流体工学 (2006), pp.70–73.
- [42] Jones, Jr, O. C. and Leung, J. C. M., An improvement in the calculation of turbulent friction in smooth concentric annuli, Transactions of ASME, Journal of fluid Engineering, Vol.103 (1981), pp.615–623.
- [43] Eggert, H., Grieger, G, Kopplin, H. and Lipken, H., Operating technology for SF₆ puffer breakers. Development, production and service experience, Cigre, International conference on large high voltage electric systems, 13-05 (1986), pp.1–7.
- [44] 日本機械学会編, 機械工学便覧 基礎編 $\alpha 4$ 流体工学 (2006), p.61.
- [45] 竹中利夫, 浦田暎三, 油圧制御, 丸善 (1967), 160–163.
- [46] 山下透, 平野良樹, 中嶋敦哉, 杉山勉, 吉積敏昭, 遮断器用油圧操作装置の動作時間安定に関する研究 (高速油圧操作装置を 2 台用いた同期/順次駆動方式の検討), 日本機械学会論文集, Vol.82, No.838 (2016), DOI:10.1299/transjsme.15-00539
- [47] 市川常雄, 佐藤三郎, 油圧管路の圧力伝達特性に関する研究, 日本機械学会論文集 (第 2 部), Vol.33, No.252 (1967), pp.1232–1238.
- [48] 竹中利夫, 浦田暎三, 油圧制御, 丸善 (1967), pp.126–133.
- [49] 浦田喜彦, 立道有年, 管内粘性流体の過渡応答解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.51, No.462 (1985), pp.280–287.
- [50] 石原智男, 市川常雄, 金子敏夫, 竹中俊夫編, 油圧工学ハンドブック, 朝倉書店 (1972), pp. 154–157.
- [51] 楊子江, 非線形システムの同定, 計測と制御, Vol.37, No.4 (1998), pp.249–255.
- [52] 吉岡宗之, 森川敬信, 容量で終端された空気伝送管路の過渡応答, 計測自動制御学会論文集, Vol.17, No.9 (1981), pp.920–926.
- [53] 細野敏夫, 逆ラプラス変換用高速アルゴリズム FILT, bit コンピュータ・サイエンス誌, Vol.15, No.10 (1983), pp.60–69.
- [54] 橋本良夫, 数値逆ラプラス変換の連続体の振動問題への適用に関する一考察, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.58, No.551 (1992), pp.2007–2011.
- [55] 川崎佳裕, 関根敏和, 高橋康宏, 高速数値逆ラプラス変換の線路解析への応用, 電子情報通信学会技術研究報告, Vol.110, No.17 (2010), pp.25–30.

謝辞

本論文を結ぶにあたり、貴重なご教示ならびにご指導を賜りました同志社大学 理工学部 辻内伸好教授に謹んで感謝の意を表します。また、本論文をまとめるにあたり、終始懇切なご助言、ご鞭撻を賜りました同志社大学 小泉孝之名誉教授、理工学部 伊藤彰人准教授に深く感謝の意を表します。

本論文の作成に対して深い理解を示され、様々なご配慮とご指導をいただきました三菱電機 社友 吉積敏昭博士に衷心より感謝の意を表すとともに、本論文の作成と発表の機会を与えて下さいました三菱電機 系統変電システム製作所 開閉機器製造部 香山治彦部長に深く感謝いたします。また本論文の作成にあたり、ご指導とご援助をいただきました開閉機器製造部 羽馬洋之博士、設計システム技術センター ハードウェアエンジニアリング部 吉田佳子部長に厚くお礼申し上げます。

この研究は著者が三菱電機 系統変電システム製作所において、多くの方々のご援助、ご協力のもとに行ったものです。特に、筆者に研究の場を与えて下さいました多田電機 取締役社長 杉山勉氏、並びに元広島工業大学教授 高橋康英博士、三菱電機 系統変電システム製作所 技術開発部 村瀬成一博士には、長年にわたり、常にご指導、ご鞭撻を賜りました。ここに深く感謝の意を表します。

また本研究への多大なるご協力および論文作成におけるご配慮とご便宜をいただきました菱彩テクニカ 取締役塗装部長 平野良樹氏、三菱電機 受配電システム製作所 海外エンジニアリングセンター 中嶋敦哉センター長に対して深く感謝の意を表します。さらに、本研究の実験と解析に際して、ご協力を賜りました三菱電機プラントエンジニアリング エンジニアリング本部 副本部長 石垣一三氏、菱彩テクニカ 代表取締役社長 菊池邦夫氏、三菱電機 系統変電システム製作所 開閉機器製造部 久井勝弘次長、遮断器設計課 北野哲司専任、技術開発部 電力技術グループ 久世裕子専任、海外変電技術部 中務直行課長を初め多くの関係者に厚くお礼申し上げます。

最後に、終始明るく温かく応援してくれた妻 和美に心より感謝します。