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)

山下 透^{*1}, 中嶋 敦哉^{*2}, 平野 良樹^{*3}, 杉山 勉^{*4}, 吉積 敏昭^{*5}

A study on stabilization of operation time for hydraulic operating circuit breaker (Stability of hydraulic operation stabilizing system holding constant high pressure)

Tohru YAMASHITA^{*1}, Nobuya NAKAJIMA^{*2}, Yoshiki HIRANO^{*3}, Tsutomu SUGIYAMA^{*4}
and Toshiaki YOSHIZUMI^{*5}

^{*1,*3}Transmission & Distribution Systems Center, Mitsubishi Electric Corp.

8-1-1 Tsukaguchi-Honmachi, Amagasaki-shi, Hyogo 661-8661, Japan

^{*2}Power Distribution Systems Center, Mitsubishi Electric Corp.

8 Houraicho, Marugame-shi, Kagawa 763-8516, Japan

^{*4}Tada Electric Corp.

8-1-1 Tsukaguchi-Honmachi, Amagasaki-shi, Hyogo 661-0001, Japan (Located at Mitsubishi Electric Corporation's Itami Works.)

^{*5}Mitsubishi Electric Corp.

8-1-1 Tsukaguchi-Honmachi, Amagasaki-shi, Hyogo 661-8661, Japan

Received 3 August 2015

Abstract

Stability of a hydraulic operation stabilization system during valve returning motion was investigated by the measurement and numerical analysis of the hydraulic circuit. Inadequate selection of hydraulic circuit constants causes the returning motion unstable and valves repeat open-close motion periodically. Hydraulic circuit constants related to the valve returning motion were set as parameter and analyzed. The volume of the back space of a discharge valve which is connected with hydraulic return circuit is important on the motion stability, and hydraulic vibration occurs by the combination of the volume with other hydraulic circuit constants. The reach of the constants which influence the motion stability was considered. The small volume and proper selection of other hydraulic circuit constants make a hydraulic operation stabilizing system stable.

Key words : Circuit breaker, Hydraulic operating device, Hydraulic operation stabilizing system, Motion stability, Hydraulic vibration, Valve returning motion, Hydraulic return circuit

1. 緒 言

電力系統内で用いられる電力用遮断器は、機械的駆動機構を用いて電気接点を開閉する機器であり、事故時に瞬時に故障電流を遮断する必要がある。また、電力系統の線路は三相で構成されており、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、電気的な制約から各相遅滞なく同期して安定的に動作する必要がある。油圧操作装置の安定動作に影響を与えるものとして、弁などの動作に伴って発生する油中の気泡や空洞などがあり、その影響を排除するために、油圧回路内の高低圧の切替えを開路・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を開発した（以下、常時高圧安定回路方式という）。この油圧回路を用いた油圧操作装置を設計・試作し、動作中の油圧操作装置内の弁動作および圧力変動の測定により安定した動作が行われていること確認した（山下他，2015a）。また、油圧回路内の油柱分離や弁の衝突などの現象をモデル化して動作解析を行い、実測結果との比較からモデル化および設計の妥当性を確認した（山

No.15-00432 [DOI:10.1299/transjsme.15-00432], J-STAGE Advance Publication date : 28 January, 2016

^{*1} 正員，三菱電機（株） 系統変電システム製作所（〒661-8661 兵庫県尼崎市塚口本町 8-1-1）

^{*2} 三菱電機（株） 受配電システム製作所（〒763-8516 香川県丸亀市蓬萊町 8）

^{*3} 三菱電機（株） 系統変電システム製作所

^{*4} 多田電機（株）（〒661-0001 兵庫県尼崎市塚口本町 8-1-1 三菱電機（株）伊丹製作所内）

^{*5} 三菱電機（株）

E-mail of corresponding author: Yamashita.Toru@dc.MitsubishiElectric.co.jp

下他, 2015b).

遮断器に用いられる油圧操作装置として, 接点の開路位置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. 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, 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. 基本的には弁などの制御要素の ON-OFF 動作によるシーケンス制御であることから, 制御動作時における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 (市川, 中村, 1968), 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 (笠井, 1969), 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 (小嶋, 1972), 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 (浦田, 1971) 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討する. 弁変位と圧力の測定および油圧回路解析を行い, 実測と解析により, 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こり得ることを示す. 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検討する.

2. 常時高圧安定回路方式

図1は常時高圧安定回路方式の油圧回路の例であり, 一組の弁でピストンを駆動する1段弁方式の油圧操作装置の開路動作について, 時間の経過とともに示している. なお, 二組の弁により油圧を増幅してピストンを駆動する方式を2段弁方式という. 図1に示す油圧操作装置は次のように開路動作を行う.

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, ②排油弁が開いて給油弁が閉じ, シリンダヘッド側が高圧から低圧になりピストンが開路位置へ移動(b), ③この時, ラッチ先端の平面部

Fig.1 Detailed illustration of operation of hydraulic operation stabilizing system

がピストン先端の直線案内部に支持されて互いにスライドし、ピストンが開路端に到達する直前で支持がなくなり、ラッチが回転（図の時計方向に回転）してラッチピンに係合(c), ④排油弁の背部と高圧部とを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ヘッドとを接続した回路（以下、戻り回路という）が形成されており、ピストンが開路端に到達するとピストンが戻り回路の接続口を閉止(c)→a, ⑤戻り回路からシリンダヘッドへの油流が止まり、戻り回路が高圧となって排油弁背部に高圧油が供給されるとともに、ピストンが動作途中の設定された位置を通過すると電磁弁はOFFとなるように設定されており、この時点で電磁弁が閉じられていることから排油弁背部は高圧状態となり、⑥排油弁の閉止方向の力が給油弁に作用する力よりも大きくなるように弁径が設定されており、排油弁が閉じて給油弁が開き（以上、⑤⑥の動作を戻り動作という）、シリンダヘッドに高圧油を供給、⑦これによりシリンダヘッド部は高圧となり、ピストンのシリンダヘッド側の受圧面積がロッド側よりも大きく、受圧面積による作用力の差によりピストンは閉路方向に若干移動し、ラッチピストンによって支持されたラッチによってラッチイン位置に保持される(d).

3. 動作測定と解析

3・1 供試機

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討する. この課題に対して、2段弁方式は1段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段弁方式の油圧操作装置を検討対象とする. 図2は2段弁方式の油圧回路図であり、排油・給油増幅弁が電磁弁と排油・給油弁の間に設けられており、開路用電磁弁に駆動制御されて、排油・給油弁を駆動する. また、排油・給油弁はピストンを駆動する. 図中の記号の中で、SV；給油弁、DV；排油弁、SV-a；給油増幅弁、DV-a；排油増幅弁、EM-O；開路用電磁弁、EM-C；閉路用電磁弁、R；絞りを表す.

図3は戻り回路とそれに関連する部位（排油・給油弁は省略）の模式図であり、○囲み数字は図4で示す解析モデルの管路番号に対応している. ここで、電磁弁は図2に示すように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 ）と弁棒を通す穴（直径 D_m ）とで囲まれる同心円状の部分であり、 $d^* = \sqrt{D_m^2 - d_m^2}$ と定義して流路断面の等価直径とした. なお、図中 Y_L は、排油増幅弁と給油増幅弁が相互に接触して動作する範囲、 X_L （図示せず）は排油弁と給油弁が相互に接触して動作する範囲であり、それぞれ、排油増幅弁ストローク、排油弁ストロークという.

3・2 測定および解析方法

図2に弁・ピストンの変位および圧力の測定位置を示す. $Pm_0 \sim Pm_5$ は以下に示す位置の油圧の測定を行い、解析の管路番号とは次のように対応している. Pm_0 ；シリンダヘッド圧（管路④）、 Pm_1 ；戻り回路圧（同⑬）、 Pm_2 ；排油増幅弁背圧（同⑩）、 Pm_3 ；排油弁背圧（同⑦）、 Pm_4 ；ラッチピストン背圧（同⑭）、 Pm_5 ；高圧管路圧（同⑪）である. Dsp_1 はピストン、 Dsp_2 、 Dsp_3 は給油弁と排油弁の変位であり、 Dsp_1 は巻線形ポテンシオメータ、 Dsp_2 、

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

Fig.3 Schematic of hydraulic return circuit

Fig.4 Model diagram of hydraulic circuit for simulation

Dsp₃はシールロッド（直径3 mm）を介して弁と差動トランス式変位計を直接接続して測定した。なお、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。

管路内の流れの解析として、油の圧縮性を考慮に入れ、音響近似を適用した一次元流れの基礎方程式を以下に示す。解法としては、管径一定部分の管路を一要素とし、要素内の圧力は一様とする集中定数的な取扱いによるものとした。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（山下他，2015b）。

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

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

ここで、 P ；圧力、 q ；流量、 A ；管断面積、 ρ ；密度、 β ；油の圧縮率、 ΔP ；回路要素の圧力損失、 Δx ；圧力損失部の流路長さである。

また、ピストンや弁の運動は、以下の運動方程式を用いて求めた。

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

ここで、 m ：可動部質量、 c_m ：粘性減衰係数、 k ：ばね定数、 f_p ：油圧力、 f_f ：摩擦力、 f_v ：対向する弁からの作用力を表す。なお、動作中に発生する弁同士の衝突や摩擦力などについても考慮し、前報（山下他，2015b）と同様のモデル化を行った。

図4は、図2の油圧回路の解析モデル図であり、図中、管径一定部分を1つの管路として白抜き線で表し、その管路番号を○囲み数字で示した。また、管路間の接続を実線で表して接続部で流量を定義する。なお、数値解析は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った。

3・3 実測と解析結果の比較

前報（山下他，2015b）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管路⑩の容積（ $V=\pi/4 \cdot d^2 L$ ）や弁ストローク、弁座径を変更した。前報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； $V/V_0=6$ 、排油弁ストローク； $X_L/X_{L0}=1.3$ 、排油増幅弁ストローク； $Y_L/Y_{L0}=1.4$ 、排油増幅弁弁座径； $d_a/d_{a0}=1.25$ 、と何れも基準値よりも大きい値とした。ここで、 $V_0=\pi/4 \cdot d_0^2 L_0$ である。

図5は、まず、弁変位測定による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ものであり、弁変位計およびシールロッドを取り外して、ピストン変位（Dsp₁）と圧力のみでの測定オシロ波

形に解析波形を赤線で重ねて示した。ピストンが開路端位置に到達すると排油増幅弁背部の圧力 P_{m2} 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①）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_{m4} 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、①以降ほとんど開路端位置にあり、ラッチによって保持されていない。実測では見えにくいですが、解析においてピストンは開路端位置近傍で油圧変動に合わせて、わずかながら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、給油弁 (Dsp_2)、排油弁 (Dsp_3) の変位測定を行った。図 6 に実測と解析結果を重ねて示す。各弁の変位については閉止位置を原点とし、排油弁は弁が開く方向 (X_L 方向) を上向き、給油弁は弁が閉じる方向を上向きとした。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_{m3} の振動 10 波目辺りで振幅が大きくなっている箇所（図中②）があり、そのタイミングで

Fig.5 Comparison of calculation and experiment of hydraulic vibration

Fig.6 Comparison of calculation and experiment of hydraulic vibration with valves displacement

排油弁 Dsp_3 の X_L 方向への変位が大きくなるなど、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。

4. 動作安定性の考察

今回、排油増幅弁背部容積、弁ストローク、弁座径を変更したものにおいて、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・検討を行う。

4・1 排油増幅弁背部容積

4・1・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7に示す。ここで、 Dsp_4 ；給油増幅弁変位、 Dsp_5 ；排油増幅弁変位であり、新たに、 P_0 ；シリンダヘッド圧（管路④）、 P_1 ；戻り回路圧（同⑬）、 P_2 ；排油増幅弁背圧（同⑯）、 P_3 ；増幅弁切替室圧（同⑧）、 P_4 ；給油増幅弁背圧（同⑳）とした。図7(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7(b)は、図7(a)の破線内の戻り動作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 (Dsp_3) と排油増幅弁 (Dsp_5) 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_3 および P_4 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7(b)において、戻り動作初期にまず最初に排油増幅弁 Dsp_5 が開放位置 (Y_L 位置) から閉止方向に動作し、遅れて排油弁 Dsp_3 が開放位置 (X_L 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㉔)、排油弁の閉止により P_3 、 P_4 が上昇する (同㉕)。こ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 (Y_L 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㉖)、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㉗)。その後、排油増幅弁はほぼ停止状態となるが、 P_2 側からの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㉘)。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㉙)。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.7 Calculation of valve displacement and hydraulic pressure for stable motion

4・1・2 開閉振動動作

図8は、実測で連続的な開閉動作振動を発生させた図5と同一条件での解析結果であり、排油増幅弁背部の容積； $V/V_0=6$ ，排油弁ストローク； $X_L/X_{L0}=1.3$ ，排油増幅弁ストローク； $Y_L/Y_{L0}=1.4$ ，排油増幅弁弁座径； $d_a/d_{a0}=1.25$ とした場合である．図8(a)(b)の波形は，図7と同一部位の変位と圧力を示している．

図8(b)において，排油弁 Dsp_3 の閉止（図中㉔）により給油弁からシリンダヘッド部に高压油が供給されてピストンヘッド部が高压となり，ピストンの受圧面積差によりピストン Dsp_1 が閉路方向に動き（同㉕），シリンダヘッドと戻り回路（管路㉖）の接続口を開放する．また，排油弁の閉止によって P_3 と P_4 が上昇し（図中㉗），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㉘）．この時点での圧力の上昇量や圧力差は安定動作時（図7㉙㉚）と同程度であるが，排油増幅弁の変位の傾き（＝速度）が安定動作時と比べて大きいことがわかる（図7㉙と図8㉚を比較）．即ち， P_2 が同程度の圧力上昇であるのに対して，図8では排油増幅弁が大きく動いていることになる．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連れて給油増幅弁が閉止位置近傍まで動作すると， P_4 がさらに上昇して圧力差 P_4-P_3 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，シリンダヘッド圧 P_0 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_0 と同時に低下することになる（同㉛）． 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㉜），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㉝）．これによって，給油弁から高压油が供給されて P_0 は高压となり，ピストンは再び閉路方向に動作する（同㉞）．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流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

Fig.8 Calculation of valve displacement and hydraulic pressure for unstable motion

増幅弁に作用する開放方向の力に対抗する力が小さくなり、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高压油が流出し、振動的な動作になると考えられる。

4・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、排油弁ストロークも固定して排油増幅弁ストロークのみを変化させる。 $V/V_0=4.0$, $d_a/d_{a0}=1.25$, および排油弁ストロークを $X_L/X_{L0}=0.8$ と固定して、排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 $P_0 \sim P_2$ の圧力波形を図9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 Dsp_3 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④）から、排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の圧力の低下が速くなることによるものである。

図9(a)は Y_L が短い場合であり、排油増幅弁 Dsp_5 が閉じた後、再び開放するがすぐに閉止しており（図中④）、排油弁 Dsp_3 も開いた後すぐに閉じることになる（同⑤）。そのため、排油弁の開放によって一旦低下したシリンダヘッド圧 P_0 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③）。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な動作となっている。

また、図9(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④）、 P_0 と P_1 の低下は遅く（同④）、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9(b)(c)は Y_L が中間程度の長さの場合である。図9(b)は、排油弁が閉止位置から開くときの速度が比較的速く

Fig. 9 Displacement and pressure during valve returning motion in case of parameter Y_L

(図中④), P_0 の低下が大きくなることや(同⑤), 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⑥), P_1 が低下している時間も長くなっている(同⑦). 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流の流出が増加し, 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9(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ラッチ位置まで至って動作が完了する.

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で, 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.

4・3 弁座径

弁座径についても, 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を, (a) $d_a/d_{a0}=0.9$, (b) $d_a/d_{a0}=1.25$ とした. 戻り動作における各部の変位および圧力の波形を図10に示す. 図の波形は, 図7(b), 図8(b)と同一部位である.

図10(a)は d_a が小さい場合である. 戻り動作において排油増幅弁 Dsp_5 および排油弁 Dsp_3 が順次閉じ(図中④), 増幅弁切替室圧 P_3 と給油増幅弁背圧 P_4 はほぼ同圧となり(同⑤), 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 の圧力上昇は遅いのに対して P_3 の上昇が大きい(同⑦), 排油増幅弁に作用する開放方向の力は大きくなるが, 弁座径 d_a 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, 排油増幅弁が開くことなく安定した動作となっている.

図10(b)は d_a 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④), P_3 , P_4 はほぼ同圧となっており(同⑤), 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_3 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_a 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⑦). これによって P_3 と P_4 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⑧). 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⑨), 排油増幅弁背部からの油流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で, 開閉動作振動となると考えられる.

Fig.10 Displacement and pressure during valve returning motion in case of parameter d_a

5. 動作安定範囲の検討

これまでの検討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検討は困難と考えられる。

第4章で示したように、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零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（＝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のち、完全に閉止するまでの時間）を求めて評価する。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 についても検討を行う。

5・1 排油増幅弁背部容積

排油増幅弁背部の容積として管路⑩の容積 V を変化させる。管路⑩は径 d 、長さ L であり、図11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11(a)は図7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 ($X_L/X_{L0}=Y_L/Y_{L0}=d_d/d_{d0}=1.0$)。全体的に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11(b)は図8と同じ条件であり、 $X_L/X_{L0}=1.3$, $Y_L/Y_{L0}=1.4$, $d_d/d_{d0}=1.25$ 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 が大きなところで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11(c)～(f)に示す。

図11(c)(d)は弁ストロークとの関連を見たものであり、 $d_d/d_{d0}=1.0$ 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11(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 の大きいところ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11(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といえる。

図11(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) $d_d/d_{d0}=1.15$, (f) $d_d/d_{d0}=1.25$ と変化させた場合である。特に図11(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11(b)の場合よりも全体的に増える傾向にある。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4章3項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検討が必要となる。

Fig.11 Distribution of duration time of hydraulic vibration due to variation of d, L

5・2 弁ストローク

排油増幅弁ストローク Y_L を横軸、排油弁ストローク 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を図 12 に示す。排油増幅弁の弁座径を $d_a/d_{a0} = 1.25$ 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 12(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 12 (b) は V を大きくした場合であり、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 12 (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検討が必要である。

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 12 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, 6 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, 6 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。

Fig.12 Distribution of duration time of hydraulic vibration due to variation of X_L , Y_L
(Round marks are duration time of experiments.)

5・3 弁座径

排油増幅弁の弁座径 d_a を横軸、給油増幅弁の弁座径 d_b 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を図 13 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 13 (a)は $V/V_0=1.0$ とした場合であり、安定した動作となっている。図 13 (b)は V を大きくした場合であり、 d_a , d_b 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、 $d_a/d_{a0} > 1.2$ かつ $d_b/d_{b0} > 1.0$ の範囲では開閉動作振動が発生しやすくなる。図 13 (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_b の小さいところにも拡大しており、 $d_a/d_{a0} > 1.2$ 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.13 Distribution of duration time of hydraulic vibration due to variation of d_a , d_b

5・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、前報の設計検討により最適な径の範囲は $d_1/d^*=0.25\sim0.5$ との結果を得た (山下他, 2015b). ここでは、この絞り径に対する戻り動作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 と絞り接続している管路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を図 14 に示す. 弁ストロークと弁座径を、(a) $X_L/X_{L0}=Y_L/Y_{L0}=d_a/d_{a0}=1.0$, (b) $X_L/X_{L0}=1.3$, $Y_L/Y_{L0}=1.4$, $d_a/d_{a0}=1.25$ とした. 絞り径は、上記の最適な径の範囲から、 $d_1/d_{10}=0.5\sim2.0$ ($d_1/d^*=0.15\sim0.6$) と変化させた.

図 14(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 14(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になり、動作安定化の面からは好ましい方向となる. また、前報で選定した絞り径の範囲 $d_1/d_{10}=1.0\sim2.0$ ($d_1/d^*=0.3\sim0.6$) 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.14 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の設計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検討が必要となる.

なお、1 段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の設計範囲では開閉動作振動は発生せず、安定した動作が可能であることを確認している. 1 段弁方式では、2 段弁方式のような複数の弁が相互に及ぼす油圧変動の影響がないため、本質的に安定と考えられる.

6. 結 言

油圧回路内の高低圧切替えを開路・閉路動作の瞬時のみに限定した常時高圧安定回路方式の油圧操作装置を対象とし、ピストンが開路端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検討を行った. 弁動作や油圧波形の実測と解析を行い、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が明らかにした. また、解析によって油圧回路定数が戻り動作の動作安定性に及ぼす影響や要因につい

て検討を行い、安定した動作となる油圧回路定数の範囲について検討した。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まで至ることになる。
- (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、排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。

文 献

- 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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 (2015a), DOI: 10.1299/transjsme.14-00402.
- 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 (2015b), DOI:10.1299/transjsme.15-00078.

References

- Ichikawa, T. and Nakamura, K., On the stability of poppet type hydraulic valve, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers (Part 2), Vol.34, No.257 (1968), pp.91–99 (in Japanese).
- Kasai, K., On the stability of elastically supported poppet valve (2nd report, In consideration of the effect of pipe inlet and outlet), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers (Part 2), Vol.35, No.270 (1969), pp.350–357 (in Japanese).
- Kojima, E., A study of the stability of pressure control valve (2nd report, Poppet type pressure control valve), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers (Part 2), Vol.38, No.310 (1972), pp.1437–1446 (in Japanese).
- Urata, E., Stability problem of spring-mass-fluid system, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers (part 2), Vol.37, No.301 (1971), pp.1653–1661 (in Japanese).
- Yamashita, T., Sugiyama, T., Hirano, Y., Nakajima, N. and Yoshizumi, T., A study on stabilization of operation time for hydraulic operating circuit breaker (Development of hydraulic stabilization system holding constant high pressure), Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.81, No.822 (2015a), DOI: 10.1299/transjsme.14-00402.
- Yamashita, T., Sugiyama, T., Hirano, Y., Nakajima, N. and Yoshizumi, T., A study on stabilization of operation time for hydraulic operating circuit breaker (Simulation and investigation of hydraulic stabilization system holding constant high pressure), Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.81, No.827 (2015b), DOI:10.1299/transjsme.15-00078.