研究論文

大型油圧システムのバルブボックス内の分岐通路に
発生する過渡的異常高圧*

品田 正昭**

Transient Unexpected High-Pressure Surge Produced in the Branch
Passage in a Valve Box of Large Hydraulic Systems

Masaaki SHINADA

With large hydraulic systems, a transient unexpected high-pressure surge often occurs in the branch passage of an auxiliary valve in the valve box at the transition of the working cycle. This pressure surge reaches 5 to 6 times that produced in the main line, and may occasionally give rise to system failure. This paper presents experimental and SMA simulation analyses for the fluid transients produced at the beginning stage of the decompression cycle of a large hydraulic casting machine, and physically elucidates the generation mechanism of the unexpected high-pressure surge. Measures for prevention of these pressure surges are also presented, and their effectiveness is verified by experiment. A simplified method of estimation of the unexpected high-pressure surge is proposed for various kinds of hydraulic systems, and its usefulness is verified by experiments carried out on testing of small hydraulic pipeline systems. In addition, a new calculation method is proposed for applying the SMA method to cases where there is a hydraulic casting machine in which the system consists of several hydraulic complex pipelines connected by several non-linear hydraulic components and column separation occurs at the inner point of the complex pipeline. From comparison of the simulation results with the experimental results, it is shown that the simulation accuracy of this calculation method is very high.

Key words : Hydraulic system, Fluid transient, Pressure surge, Valve box, Complex pipeline, Modal approximation

1. 緒 言

複数の制御弁を有する油圧システムを構築する場合、必要な流路が穿孔されたバルブボックスあるいはマニホールドブロックと呼ばれている鋼材ブロック（以下では“弁箱”と記す）上に各制御弁を集中的に設置した配管構成が採られる。この構成の大型油圧システムでは、配管系の諸元や制御弁の操作が適切でないと、作業行程の移行時に戻り管路系側の主管路に発生する過渡圧力に比べて5～6倍もの異常に高い過渡圧力が弁箱内の分岐通路に発生することがある。この異常高圧は、制御弁の作動不良や損傷などのシステムの故障を引き起こす原因になるため、その発生防止対策が望まれている。

本研究は、先ず、実際に稼動している油圧鋳造機の大型油圧システムの圧抜き時に弁箱内の分岐通路に発生する異常高圧の例を示し、次いで、シミュレーション解析から異常高圧の発生機構を物理的に解明して、その発生抑止の指針を得ることを第一の目的としている。このシミュレー

ション解析に当たっては、対象システムが多数の配管構成要素から構成される複合管路系であるため、著者らが開発した流体過渡現象の数値シミュレーション技法である“システムモード近似”法（System Modal Approximation method, 略して“SMA”法）^{1)～3)}を用いる。

本研究の第二の目的は、油圧鋳造機の大型油圧システムのように、複数の複合管路系が複数の非線形境界条件を介して結合されているようなシステムに対してもSMA法が有効に適用できることを検証することである。また、ここでは、複合管路系の内点に液柱分離が発生する流体過渡現象にもSMA法が適用できることを示し、その計算手法も提案する。

2. 主な記号

使用する主な記号は以下のとおりである。ただし、圧力はすべて絶対圧力を表す。

A	油圧シリンダの受圧面積
a_A, a_B	方向制御弁のAおよびBポートの開口面積
B	作動油の体積弾性係数
c	管路要素内の油中の音速
C	油圧シリンダの抵抗係数
C_d	方向制御弁開口部の流量係数
l	管路要素の長さ

*平成19年5月21日 原稿受付。

**神奈川大学工学部機械工学科

(所在地：横浜市神奈川区六角橋3-27-1)

(E-mail: shinam01@kanagawa-u.ac.jp)

M	: 油圧シリンダの負荷を含むピストン質量
h	: SMA 法における係数 [式(1)参照]
p	: 管内圧力
p_s	: システム圧力 (油圧シリンダ内の初期圧力)
p_T	: タンク圧力
p_0	: 大気圧
q	: 管内の断面平均流量
r	: 管路要素の内半径
t	: 時間
u	: 油圧シリンダのピストン速度
V	: 容量要素内の作動油の体積
V_A	: 容量要素内の含有空気体積 (NTP)
x, y	: SMA 法における入出力変数 [式(1)参照]
z	: 管路要素の特性インピーダンス ($= \rho c / \pi r^2$)
κ	: 空気の比熱比
ν	: 作動油の動粘性係数
ρ	: 作動油の密度
添え字	
i, j, k	: i は複合管路系の番号, j は複合管路系内の位置, k は複合管路系の入力変数

3. 大型油圧鋳造機に発生する過渡的異常高圧

3.1 油圧回路と流体過渡現象の実測結果

Fig. 1 は本研究で解析対象とした油圧鋳造機の油圧システムの構成の概略である。実際の弁箱には主方向制御弁の他に補助的作業行程を行う複数の制御弁が設置され、それぞれへの必要な流路が加工されているが、図には簡単のために主制御弁と戻り側分岐通路の一つのみを記している。油圧シリンダはシリンダ内径 150mm、ストローク 400mm であり、図中の管路系 1 および管路系 2 はほぼ同じ構成で全長約 5m、戻り側の管路系 3 は約 24m である。それぞれの管路系の主な配管要素の管の種類、内径、および長さは図中に示すようである。システムの主要動作は、主制御弁を a 位置にして油圧シリンダのヘッド側を加圧する動作（鋳造行程）を行い、弁を b 位置に切換えて、ヘッド側高圧油をタンクに放出する動作（圧抜き行程）を経て、ロッド側への給油によりシリンダを鋳造行程開始位置に戻す動作（戻り行程）を行うものである。

Fig. 2(a) は、本システムの試験運転中の圧抜き行程から戻り行程に至る間の Fig. 1 中に示す位置の圧力変動 p_A 、

p_B を記録した一例である。図の圧力過渡の様相から、本システムに発生した流体過渡現象は、既に著者らが報告した一般的な油圧システムの圧抜き時に発生する典型的な流体過渡現象⁴⁾であると推察される。ただし、弁下流端近傍に弁箱の分岐通路を有する本システムでは、圧抜き行程開始直後と、弁の戻り側端に発生した液柱分離の再結合時に、分岐通路 (p_B) に 20MPa を超える異常な圧力上昇が観測される。この作動条件の圧抜きでは、鋳造行程時にシリンダのヘッド側にシステム圧力 (15MPa) で圧縮封入されている約 50cm³ の油を弁の開放により 18ms の時間で戻り側に放流することになる。この平均的流量変動が主戻り管路 (特性インピーダンスは約 $8 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^5$) に過渡的に作用するとすれば戻り管路内には約 2.2MPa の圧力変動が発生することが予測される。液柱分離の再結合時においても、再結合時の液柱の速度は圧抜き時の流量変動とほぼ等しいと考えられるので、これによる戻り管路内の圧力変動もほぼ同程度と考えられる。しかし、弁箱内の分岐通路にはその約 9 倍の圧力上昇が発生している。本システムの試験運転を繰り返したところ、比較的短時間の間に弁箱分岐通路端 (p_B 部) に接続されている補助制御弁の作動不良が発生した。通常の制御弁は戻り側においてスプールなどの可動部に対する圧力平衡の対策は施されていない場合が多く、したがって、この衝撃的な異常高圧が弁可動部の変形を引き起こしたものと考えられる。

Fig. 2(b) は、本システムに異常高圧発生を抑止対策を

(a) Prototype directional control valve

(b) Improved directional control valve

Fig. 2 Pressure transients measured in real hydraulic casting machine

Fig. 1 Hydraulic Pipeline system of real casting machine

施して試験運転を行ったときの圧力過渡を示したものである。Fig. 2(a)に比べて圧抜き時間が約2倍となっているが、異常高圧や液柱分離の発生が抑制されていることが分かる。対策の方針は、管路系の諸元を変更せずに、主弁開口面積の時刻歴の変更により圧抜き時に戻り側へ流入する油の流量変動を制御することとした。使用した主弁は電磁駆動のスプール形方向切換弁で、スプール変位と各ポートの開口面積の関係はFig. 3に示すようである。図のスプール変位の前半部で鑄造行程、中間部で圧抜き行程、後半部で戻り行程が行われ、スプールの全ストロークは約200 msで駆動する。図中の実線は端面がほぼ直角の一般的なスプール [Fig. 2(a)で使用] の場合を、破線は端面にテーパ加工を施した改良スプール [Fig. 2(b)で使用] の場合を示している。改良スプールの開口面積は次節のSMA法によるシミュレーションを用いて試行錯誤的に検討した最適なものである。このように、油圧システムの圧抜きの場合には過渡現象の起振源となる流量変動を直接制御することで異常高圧の発生を効果的に抑止できることが分かる。

3.2 SMA法による流体過渡現象の数値解析

SMA法では、複合管路系の全ての配管要素の接続点および境界点における圧力 p と断面平均流量 q が変数であり、これらは初期定常状態値からの変動分を表す。各境界点の圧力または流量のいずれか一方を入力変数 x_k ($k = 1 \sim K$, K は境界点の数を表す)、他の全ての変数を未知の出力変数 y_j とすると、時間応答を計算するための管路系の基礎式として式(1)が導出される。

$$y_j(t + \Delta t) = \sum_{k=1}^K \{h_{j,k} x_k(t + \Delta t)\} + h_{sj}(t) \quad (1)$$

ここで、 Δt は計算時間刻み、 $h_{j,k}$ は定数、 $h_{sj}(t)$ は入力変数 $x_k(t)$ の過去の時刻歴から漸化式的に定まる値である。 $h_{j,k}$ および $h_{sj}(t)$ 中の諸係数は、各配管要素の4端子周波数応答伝達行列の係数の数値データを基に、周波数領域での系全体の構成方程式を解いて得られた各入力変数に対する出力変数の周波数応答伝達関数のモード近似式の各モード係数によって定められる²⁾。

解析対象はFig. 1の油圧鑄造機の油圧システムにおいて圧抜き行程開始から戻り行程に至るときに発生する流体過渡現象であり、対象とするシステムは三つの複合管路系

Fig. 3 Valve-area opening characteristics of directional control valve

が油圧シリンダと方向制御弁（非線形境界条件）で結合された構成となっている。Fig. 4にSMA法の適用に当たっての対象システムの構成と各複合管路系の境界における入出力変数の定義を示す。図中の各管路系の境界に記した変数の上位を入力変数 x 、下位を出力変数 y と定義した。なお、制御弁はAポートとBポートに分けて記してある。

本システムではFig. 4中の管路系2の油圧シリンダ端 [(2, 1) 点]、管路系3の弁端 [(3, 1) 点]、弁箱の分岐管路端 [(3, 2) 点]、および管路系3の弁箱出口端 [(3, 3) 点]で液柱分離の発生が予測される。これらの境界では、微量の空気を含む作動油の微小な容量要素が存在すると仮定した力学モデル [文献(4)中のガスモデル] を構築した。また、SMA法において複合管路系の内点で液柱分離の発生を考慮する計算手法として、液柱分離発生点に長さ0の分岐管路 [Fig. 4中の(3, 3)点の破線で示す管路] を仮想的に設定し、その境界が上述の微小容量要素であるとする力学モデルを構築した。

時間応答の計算は、本システムではタンク端を除く全ての境界で入力変数は未知であるので、境界条件式と管路系の基礎式(1)との連立方程式を解きながら実行する。各境界における連立方程式は下記で表せる。

制御弁Bポート端：

$$\left. \begin{aligned} q_{1,1} &= q_B \\ p_{1,1} &= h_{1,1,1}q_{1,1} + h_{1,1,2}q_{1,2} + h_{s1,1} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} q_B &= \text{sign}(\Delta p_B) C_d a_B(t) \sqrt{2 \Delta p_B / \rho} \\ \Delta p_B &= p_s - (\bar{p}_{1,1} + p_{1,1}) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

油圧シリンダ端：

$$\left. \begin{aligned} \frac{V_{1,2}}{B} \frac{dp_{1,2}}{dt} &= q_{1,2} - A_1 u \\ M \frac{du}{dt} &= A_1 (\bar{p}_{1,2} + p_{1,2}) - A_2 (\bar{p}_{2,1} + p_{2,1}) - Cu \\ \left[\frac{V_{2,1}}{B} + \frac{\beta_{2,1}}{(\bar{p}_{2,1} + p_{2,1})^\alpha} \right] \frac{dp_{2,1}}{dt} &= A_2 u - q_{2,1} \\ q_{1,2} &= h_{1,2,1}q_{1,1} + h_{1,2,2}p_{1,2} + h_{s1,2} \\ q_{2,1} &= h_{2,1,1}p_{2,1} + h_{2,1,2}q_{2,2} + h_{s2,1} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

制御弁Aポート端：

Fig. 4 Complex pipeline systems and boundary components of hydraulic casting machine and designation of input variables at boundaries for SMA simulation

$$\left. \begin{aligned} q_{2,2} &= q_A \\ \left[\frac{V_{3,1}}{B} + \frac{\beta_{3,1}}{(\bar{p}_{3,1} + p_{3,1})^\alpha} \right] \frac{dp_{3,1}}{dt} &= q_A - q_{3,1} \\ p_{2,2} &= h_{2,2,1} p_{2,1} + h_{2,2,2} q_{2,2} + h_{2,2,3} q_{2,3} \\ p_{3,1} &= h_{3,1,1} q_{3,1} + h_{3,1,2} q_{3,2} + h_{3,1,3} q_{3,3} + h_{3,1,4} q_{3,4} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} q_A &= \text{sign}(\Delta p_A) C_d a_A(t) \sqrt{2 \Delta p_A / \rho} \\ \Delta p_A &= \bar{p}_{2,2} + p_{2,2} - (\bar{p}_{3,1} + p_{3,1}) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

弁箱の分岐管路端：

$$\left. \begin{aligned} \left[\frac{V_{3,2}}{B} + \frac{\beta_{3,2}}{(\bar{p}_{3,2} + p_{3,2})^\alpha} \right] \frac{dp_{3,2}}{dt} &= q_{3,2} \\ p_{3,2} &= h_{3,2,1} q_{3,1} + h_{3,2,2} q_{3,2} + h_{3,2,3} q_{3,3} + h_{3,2,4} q_{3,4} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

管路系3の弁箱出口端：

$$\left. \begin{aligned} \left[\frac{V_{3,3}}{B} + \frac{\beta_{3,3}}{(\bar{p}_{3,3} + p_{3,3})^\alpha} \right] \frac{dp_{3,3}}{dt} &= q_{3,3} \\ p_{3,3} &= h_{3,3,1} q_{3,1} + h_{3,3,2} q_{3,2} + h_{3,3,3} q_{3,3} + h_{3,3,4} q_{3,4} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

タンク端：

$$p_{3,4} = 0 \quad (7)$$

上式中で、

$$\alpha = 1 + 1/\kappa, \quad \beta_{i,j} = V_{A,i,j} p_0^{1/\kappa} \quad (8)$$

である。また、上付き-の変数はその変数の初期値を表し、本システムでは以下である。

$$\bar{p}_{1,j} = \bar{p}_{3,j} = p_T, \quad \bar{p}_{2,j} = p_S, \quad \bar{q}_{i,j} = 0 \quad (9)$$

式(2)～式(6)は、 $a_A(t)$ 、 $a_B(t)$ を入力とし、タンク端を除く各管路系の境界点の p_{ij} 、 q_{ij} と u を未知数とする常微分方程式を含む15元の連立方程式を構成している。本研究ではこの計算にルンゲ・クッタ法を用いた。

各複合管路系の配管要素は Fig. 1 中に示した主要管路要素のほかにこれらの接続部および弁箱内の通路などの全てを管路要素として考慮した（寸法の詳細の記述は省略する）。SMA 法による各複合管路系の基礎式(1)中の諸係数を算出する周波数領域の解析に当たっては、各配管要素の4端子周波数応答伝達行列の係数の数値データは円管内二次元非定常層流の理論式から算出するとし、これらは0～8 kHzの周波数域で0.2 Hz 間隔のデータとして与えるとした。使用したその他の諸元は次のとおりである。

$A_1 = 60 \text{ cm}^2$, $A_2 = 120 \text{ cm}^2$, $B = 1.2 \text{ GPa}$, $C = 5 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$, $C_d = 0.6$, $M = 300 \text{ kg}$, $p_S = 15.2 \text{ MPa}$, $p_T = 0.12 \text{ MPa}$, $p_0 = 0.101 \text{ MPa}$, $V_{A1,j} = 0.5 \text{ cm}^3$, $V_{1,2} = 3 \text{ L}$, $V_{2,1} = 5 \text{ L}$, その他の $V_{ij} = 2 \text{ cm}^3$, $\Delta t = 0.02 \text{ ms}$, $\kappa = 1.4$, $\nu = 70 \text{ cSt}$, $\rho = 867 \text{ kg/m}^3$ 。

3.3 実験結果と数値計算結果の比較と考察

Fig. 5 は、Fig. 2 と同じ作動条件での SMA 法による数値シミュレーション結果（Fig. 1 中に示す位置の圧力変動 p_A 、 p_B および p_C ）である。Fig. 5 と Fig. 2 の比較から、複雑な構成で多様な境界条件を有する複合管路系内の液柱分離を伴う流体過渡現象であるにも関わらず、実測値とシミュレーション結果は良く一致していることが分かる。Fig. 5(a)においては、圧抜き初期段階と液柱分離再結合

時に弁箱内分岐通路端 (p_B) に 20 MPa に達する異常高圧が発生し、これは主戻り管路に発生する圧力変動 (p_C) の約 9 倍となっていることや、Fig. 5(b)においては、全時間領域で実測値とシミュレーション結果はほとんど一致していることから、本シミュレーション技術は極めて精度の高いものであることが分る。また以上の結果から、解析対象システムが複数の複合管路系で構成されている場合、管路系の境界条件が油圧シリンダおよび方向制御弁である場合、管路系の境界または管路系内に液柱分離が発生する場合、などの流体過渡現象のシミュレーションに SMA 法を適用するとき構築した 3.2 節の各力学モデルは妥当であると云える。

なお、解析対象とする現象（本システムでは弁箱内の圧力過渡）の周波数が高く、管路系全体の基本固有振動数が長大な管路要素を有するために極めて低いシステムの場合、SMA 法におけるモデル係数の算出には多大の計算時間が必要となることが分った。このようなシステムを解析対象とする場合のより効率の良い SMA 法の適用方法については次報で報告したいと考えている。

4. 試験用小型油圧システムによる異常高圧の発生機構の解明

4.1 発生機構の解明と簡易推定法および防止対策

前章の数値シミュレーション解析を種々の作動条件について行い、弁箱分岐通路内の異常高圧の発生機構を検討した。その結果、この異常高圧は、弁箱の出入り口端に作用する急激な流量変動によって発生した圧力波が弁箱内の通路を伝播し、その波動の重なり合いによって生じるものであることが判明した。

Fig. 6 に示す基本的な通路構成を有する弁箱と主管路で構成される管路系で異常高圧の発生機構を理論的に考察する。図中の 1～4 と R は管路番号を表し、一般的な弁箱

(a) Prototype directional control valve

(b) Improved directional control valve

Fig. 5 SMA simulation results of pressure transients produced in real hydraulic casting machine

を想定して $r_i < r_R$, $l_i \ll l_R$ であるとする。考察する現象は、弁箱の左端にステップ状の流量変動 q_{in} が作用したときの弁箱分岐通路閉鎖端に発生する圧力過渡 p である。

Fig. 7 は, q_{in} が作用した初期段階において分岐通路閉鎖端に到達する各流量変動波の伝播経路を示したものである。図に示すように, q_{in} の作用後に $q_{WA} \sim q_{WD}$ の波動が順次に閉鎖端に到達し, それぞれの波動は $2z_R q$ の圧力変動を発生して, その重ね合わせが p となる。これらの波動の中, q_{WC} と q_{WD} は圧力下降を起こすものであり, 圧力上昇に寄与するのは q_{WA} と q_{WB} である。 q_{WA} と q_{WB} が閉鎖端に発生する圧力変動 p_{WA} および p_{WB} は, 作動油の粘性を無視して, 各管路要素の接続点での波の反射と透過を算出していけば式(10)となる。

$$\left. \begin{aligned} p_{WA} &\triangleq \frac{P_{WA}}{z_R q_{in}} = \frac{4z_1 z_2 z_3}{z_R Z} \\ p_{WB} &\triangleq \frac{P_{WB}}{z_R q_{in}} = \frac{8z_1^2 z_2^2 z_3 (z_4 - z_3)}{z_R Z^2 (z_4 + z_3)} \\ Z &\triangleq z_1 z_2 + z_1 z_3 + z_2 z_3 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

ただし, 各圧力変動は q_{in} が直接に主管路に作用した場合に発生する圧力変動 $z_R q_{in}$ で無次元化した値 P_{WA} , P_{WB} で示している。これより, $z_1/z_R = z_3/z_R = 4$, $z_2/z_R = 16$, $z_4/z_R = 8$, (3章の鋳造機の場合)とすれば, P_{WA} は約 7.1, P_{WB} は約 2.1, 重ね合わせた合計は 9.2 となり, 3章の鋳造機において観測された異常高圧とほぼ一致する。

以上から, 弁箱分岐通路部に発生する戻り管路内の圧力過渡に比べて異常に高い衝撃的圧力上昇は, 戻り管路よりも高い特性インピーダンスの通路を用いた弁箱内の回路構成によるものであり, 弁箱端に作用する流量変動が分ればその圧力上昇は波動の伝播から理論的にも式(10)のように推定可能なものである。したがって, 高圧発生の防止対策としては次の2件が考えられる。(1)過渡現象の起振源となる流量変動を小さくする。(2)波動伝播の簡易推定法により圧力上昇が最小となるように弁箱内の通路設計を行う。3章で示した改良スプール弁は対策(1)を具体的にを行った例である。また, 対策(2)の例として, Fig. 6 の $r_4 (< r_3)$ の通路(3章の実機では弁箱と戻り管の接続継手部)は圧力上昇を増強するだけの影響を与えるもので設けてはならない($r_4 \geq r_3$ とすべき)通路である。

4.2 実験とSMAシミュレーションによる検証

4.1 節の異常高圧の発生機構の物理的説明, および波動伝播による圧力上昇値の簡易推定法の妥当性を管路構成が簡単な試験用小型管路系による実験および SMA シミュレーションで検証した。実験で使用する管路系は Fig. 6 と同じ構成で, 各諸元は次のとおりである。なお, 弁箱内の r_i/r_R と各通路長さの配分は3章の鋳造機の場合とほぼ同じとした。

$$c=1370\text{m/s}, \quad l_1=0.2\text{m}, \quad l_2=0.4\text{m}, \quad l_3=0.1\text{m}, \quad l_4=0.07\text{m},$$

$$l_R=2.5\text{m}, \quad r_1=10\text{mm}, \quad r_2=5.5\text{mm}, \quad r_3=10\text{mm}, \quad r_4=7\text{mm}, \\ r_R=19\text{mm}, \quad \rho=867\text{kg/m}^3.$$

Fig. 8 は弁箱の弁端にステップ状の流量変動が作用する場合の実験装置の構成の概略である。実験は, 一定圧力に保持された管路系内の作動油が負荷弁で調節された一定流量 q_{in} で流出する初期平衡状態から, 方向切換弁を瞬間閉鎖して行い, このときに図に示す管路系の p_A と p_B の圧力変動を測定した。なお, このときの流体過渡現象は鋳造機で観測した Fig. 2(a)中の液柱分離再結合時に発生する流体過渡現象に相当している。

Fig. 9(a)は, $q_{in}=35\text{L/min}$ の場合の圧力過渡の測定結果であり, Fig. 9(b)は Fig. 9(a)の現象開始部を拡大表示したものである。図中には比較のために SMA 法による計算値も記した。また, Fig. 9(b)中には式(10)で推定される p_A の圧力上昇過程も記してある。Fig. 9(a)より, 主管路内には平均的な変動幅約 0.5MPa ($=z_R q_{in}$) の圧力過渡が発生するが, 弁箱内分岐通路端には現象開始直後に約 4 MP に達する衝撃圧力が発生することが分かる。また, Fig. 9(b)より, 波動伝播による簡易推定法から推定される p_A の圧力上昇過程は実測値とほぼ一致していることも分る。

最後に, Fig. 8 で使用した試験管路系を用いて3章の実機と同じ圧抜き動作をする実験装置を構築し, 圧抜き動作開始時に発生する異常高圧についての実験的検証を行った。Fig. 10 は実験装置の構成の概略である。実験は, 方向切換弁を閉じて圧力容器内の圧力をリリース弁で初期圧力に設定した後, 止め弁を閉じ, 方向切換弁をほぼ瞬間的に開放して行い, このときに図に示す管路系の p_A , p_B , p_C の圧力変動を測定した。Fig. 11(a)は, 初期圧力 5 MPa の場合の圧力過渡の測定結果であり, Fig. 11(b)は Fig. 11(a)の現象開始部を拡大表示したものである。図中には比較のために SMA 法による計算値も記した。特に Fig. 11(b)から, 本実験の流体過渡現象は3章の実機における圧抜き動作開始時に発生する流体過渡現象とほぼ同様であること,

Fig. 6 Schematic diagram of test pipeline system with valve box and main line

Fig. 7 Reflection and penetration of traveling wave at early stage of hydraulic transients

弁箱内に発生する異常高圧 (p_B) と主戻り管路内に発生する圧力過渡 (p_C) の大きさの比が式(10)の簡易推定値とほぼ一致すること, また, 異常高圧の圧力上昇過程が Fig. 9 (b)中に示した弁箱内を伝播する波動の重なりによっていることなどが分る。

以上の試験用小型管路系を使用した2種類の実験結果から, 4.1節の衝撃圧力の発生機構の物理的説明および波動伝播による圧力上昇値の簡易推定法は妥当であることが検証された。また, 実測値と比較して示されている SMA 法によるシミュレーション結果は3.2節と同じ数学モデルで計算されたものであり, 両者がほぼ一致していることから,

Fig. 8 Small-sized test hydraulic system for elucidation of generation mechanism of unexpected high-pressure surge due to valve closure

(a) Whole aspect of pressure transients

(b) Magnified pressure transient waveforms immediately after valve closure

Fig. 9 Pressure transients produced in test hydraulic system due to valve closure

3.2節の数学モデルのシミュレーション精度の高さが再度確認されたと云える。

5. 結 言

本研究により得られた成果の要約は以下のとおりである。

(1)実際の大型油圧鑄造機の圧抜き時に弁箱内の分岐通路に発生する異常高圧現象を SMA 法により解析し, 発生機構を物理的に解明するとともにその防止対策を提案し, 実験によりその妥当性を検証した。

(2)種々の油圧システムに発生する異常高圧の大きさの簡

Fig. 10 Small-sized test hydraulic system for elucidation of generation mechanism of unexpected high-pressure surge during decompression operation

(a) Whole aspect of pressure transients

(b) Magnified pressure transient waveforms immediately after decompression operation

Fig. 11 Pressure transients produced in test hydraulic system during decompression operation

易推定法を提案し、試験用小型油圧システムでの実験により、その有用性を検証した。

(3)本研究で考察対象にした現象のように、複数の複合管路系が複数の非線形境界条件を介して結合された構成で、かつ管路系の内点にも液柱分離が発生するようなシステムの流体過渡現象にも適用できる SMA 法の解析手法を提案し、実機（大型油圧鋳造機）と試験用小型油圧システムでの実験により、その有効性を検証した。

参 考 文 献

- 1) 品田正昭, 小嶋英一: 複合管路系内流体過渡現象の数値的モード近似法に基づく実用的で高精度なシミュレーション法の開発 (第1報, 基本的な計算アルゴリズムの確立), 日本フルードパワーシステム学会論文集, 33-2, 48/56 (2002)
- 2) 品田正昭, 小嶋英一, 中道秀夫: 複合管路系内流体過渡現象の数値的モード近似法に基づく実用的で高精度なシミュレーション法の開発 (第2報, 多様な境界条件に適用できる汎用 SMA 法の開発), 日本フルードパワーシステム学会論文集, 34-2, 46/54 (2003)
- 3) 小嶋英一, 山崎徹, 品田正昭: 安全弁を有する複合管路内流体過渡現象の SMA 法に基づくシミュレーション技術の開発, 日本機械学会論文集 (B編), 72-721, 2203/2210 (2006)
- 4) 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2報, 油圧プレスの圧抜き行程に発生するサージ圧力), 日本機械学会論文集 (B編), 53-487, 971/979 (1987)