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)

品田 正昭^{*1}, 小嶋 英一^{*1}

Fluid Transient Phenomena Associated with Column Separation in Fluid Power Pipelines

(5th Report, Shock during the Reversing Cycle at the Top-Dead Center of a Hydraulic Machine Press)

Masaaki SHINADA and Eiichi KOJIMA

A generation mechanism is developed describing the shock accompanied with transient structural vibration and audible noise during the reversing cycle at the top-dead center of a hydraulic machine press, and a mathematical model is presented to predict the shock with good accuracy for practical use. Experiments were carried out on a small-sized model hydraulic system dynamically similar to a real machine in the 20-MN class. It is found that the shock is due to the surge pressure caused by the rejoining of a column separation produced at the main ram cylinder end of the prefill line and its intensity is nearly proportional to the magnitude of the surge pressure. The calculated values from the proposed mathematical model agree with the measured values of the surge pressure, cavitation duration following a column separation and movement of the main ram during the reversing cycle with errors within some 10% over a wide operation range.

Key Words: Fluid Power Systems, Hydraulic Machine Press, Shock, Fluid Transients, Column Separation, Surge Pressure

1. 緒 論

大形油圧プレスにおいては, システムパラメータが適切でないと, 加圧開始時, 圧抜き時および加圧板の上死点における反転(以下, 上死点反転と記す)時の三つの制御動作時にシステム構造物の過渡的振動や衝撃音を伴う衝撃現象がしばしば発生する。これらの衝撃は, システムの配管内に発生する液柱分離に引き続いて生じる液柱再結合時のサージ圧力によって励起されるものである。しかし, 油圧プレスにおいて発生するこれらの流体過渡現象は, 従来多くの研究^{(1)~(4)}が行われている切換弁・単一管路の流れのみに依存するものではなく, システムのいくつかの構成要素が複雑に関連しているものである。したがって, 緩衝対策の技術的向上を図るためには, 作動サイクル中に問題となる衝撃が発生する各制御動作時の流体過渡現象を物理的に詳細に把握し, それらを数学モデル化することが必要である。

このうち, 圧抜き時の流体過渡現象に関しては, 著者らは液柱分離の発生機構および再結合時のサージ圧

力に及ぼすシステム諸元の影響などを明らかにするとともに, この場合の分離空洞部は無数の微細な気泡群と液相からなる気液二相状態の気泡流から構成されることから, 流体過渡現象に及ぼす気泡内空気の状態変化, 気泡の表面張力および気泡内空気と液中溶解空気との間の拡散の影響についても詳細に検討した⁽⁵⁾⁽⁷⁾。加圧開始時の流体過渡現象については, システム諸元の組合せによっては4種類の性格の異なる流体過渡現象が発生することを指摘し, これら流体過渡現象の発生条件や液柱分離再結合時のサージ圧力に及ぼすシステム諸元の影響などを明らかにした⁽⁶⁾。

本研究は, 残りの上死点反転時の衝撃を考察の対象とし, 実機の上死点反転の運動をシミュレートした小形のモデル実験装置を用いて, まず衝撃の発生機構とその性格およびそれに及ぼすシステム諸元の影響などを実験的に詳しく調べ, 次いでこれらの実験資料を基に, 現象を精度よく予測できる実用的な数学モデルを検討する。

なお, 油圧プレスの緩衝対策, すなわちサージ圧力の低減化のための最適弁制御方法については本報と前報までの結果を踏まえて, 次報で報告する。

* 原稿受付 1994年10月24日。

*1 正員, 神奈川大学工学部 (〒221 横浜市神奈川区六角橋3-27-1)。

記 号

使用するおも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_i : i 番の管路の断面積 m^2
 A_{c1} : 片ロッド油圧シリンダのヘッド側断面積 m^2
 A_{c2} : 片ロッド油圧シリンダのキャップ側断面積 m^2
 a_v : 制御弁の流量係数を考慮した有効開口面積 m^2
 B_e : 油圧シリンダ室内の作動油の等価体積弾性係数 Pa
 c : 管内の作動油中の音速 m/s
 C_c : 油圧シリンダの粘性減衰係数 $\text{N}\cdot\text{s/m}$
 D_i : i 番の管路の直径 m
 e : 制御弁の入力電圧 V
 $\bar{e}$: e の無次元量
 $\bar{e}_s$: $\bar{e}$ の初期値
 $\bar{e}_e$: $\bar{e}$ の終値
 F_c : 油圧シリンダのクーロン摩擦 N
 g : 重力の加速度 m/s^2
 L_i : i 番の管路の長さ m
 M_c : 油圧シリンダの負荷質量 kg
 P_a : 加圧供給タンクの圧力(一定) Pa
 P_c : 加圧管路の弁端のサージ圧力 Pa
 $p_{i,j}$: i 番の管路の j 番の分割点の圧力 Pa
 P_p : プレフィル管路の油圧シリンダ端のサージ圧力 Pa
 p_s : 油圧源の圧力 Pa
 P_{s0} : 油圧源から油圧シリンダへの供給流量が零のときの p_s の値 Pa
 P_0 : 大気圧 Pa
 t : 時間 s
 T_p : プレフィル管路の油圧シリンダ端で最初の液柱分離が再結合する時間 s
 T_v : 制御弁の操作時間 s
 T_z : 上死点反転に要する時間の代表値 [図 5 (a) 参照] s
 $u_{i,j}$: i 番の管路の j 番の分割点の断面平均流速 m/s
 v_e : 加圧管路の弁端の分離空洞部の体積 m^3
 V_{c10} : 油圧シリンダのピストン変位が零のときのヘッド側シリンダ内の油の体積 m^3
 V_{c20} : 油圧シリンダのピストン変位が零のときのキャップ側シリンダ内の油の体積 m^3

v_p : プレフィル管路の油圧シリンダ端の分離空洞部の体積 m^3
 x_i : i 番の管路の座標 m
 y : 制御弁のスプール変位 m
 $\bar{y}$: y の無次元量
 z : ピストン変位 m
 Z_m : T_z の間のピストンの最大上昇量 m
 Z_s : 油圧シリンダの全ストローク m
 α : システム構造物の振動加速度 m/s^2
 ϕ_i : i 番の管路の傾き角 rad
 ν : 作動油の動粘度 m^2/s
 ρ : 作動油の密度 kg/m^3
 ζ_i : i 番の管路の損失係数

添 字

- i, j : i は 1 がリフトシリンダ管路, 2 が加圧管路, 3 がプレフィル管路を, j は管路の分割点の位置を表す。
 l : リフトシリンダ管路の油圧シリンダ端での j の値
 m : 加圧管路の弁端での j の値
 n : プレフィル管路の加圧供給タンク端での j の値

2. モデル実験の装置と結果

2.1 上死点反転時の等価力学モデル 実機の油圧プレスの主ラムシリンダとリフトシリンダを一つの片ロッド油圧シリンダで、可動部の総質量をピストンに取付けた慣性負荷の質量で置き換え、上死点反転時のリフトシリンダへの油流の制御をヘッド側シリンダ室に接続された三方向切換弁のポンプ側ポートからタンク側ポートへの切換過程(弁のスプール変位 y , すなわち弁の開口面積 a_v の時刻歴)で模擬するとすれば、実機の上死点反転を図 1 に示す等価力学モデルで表すことができる。ただし、実機における上死点反転

図 1 油圧鍛造プレスの等価力学モデル

時には、キャップ側シリンダ室(主ラムシリンダ室)に接続されるプレフィル弁は強制的に開放されており、また加圧時に圧油を供給するための切換弁は閉鎖されているため、図1の等価力学モデルでは、プレフィル弁は除去され、加圧管路の終端は閉口端になっている。なお、図1のシステムでは、3章に示す基礎式群を無次元化することにより、次の $\beta_1 \sim \beta_5$ の五つの無次元パラメータが等しいときに、実機と小形モデル実験装置は力学的にほぼ相似になる。

$$\beta_1 = \frac{M_c Q \Omega}{A_{c1}^2 P}, \quad \beta_2 = \frac{\rho L_3 A_{c1}^2}{A_3 M_c}, \quad \beta_3 = \frac{B_e A_3}{\rho L_3 V_{c20} \Omega^2},$$

$$\beta_4 = \frac{A_{c2}}{A_{c1}}, \quad \beta_5 = \frac{P_a}{P}$$

ここで、

$$P = \frac{M_c g}{A_c}, \quad Q = a_v(y_e) \sqrt{\frac{2P}{\rho}}, \quad \Omega = \sqrt{\frac{B_e A_{c1}^2}{M_c V_{c1}}}$$

である。

2・2 モデル実験の装置と方法 図2はモデル実験装置の概略であり、加圧供給タンクにはアキュムレータを、上死点反転行程を制御する方向切換弁には差動トランス形変位計付き比例電磁式方向切換弁(以下、単に制御弁と記す)を、作動流体には2種32タービン油を使用した。図2中の止め弁と手動方向切換弁は、油圧シリンダのキャップ側管路系内に油を循環させて系内の残留空気を除去するために設けたものであり、上死点反転の実験中はつねに閉じられている。図3は、使用した制御弁への入力電圧 $\bar{e}$ と弁のスプール変位 $\bar{y}$ およびソレノイド電流 (I_A, I_B) の関係の実測値である。ただし、 $\bar{e}$ と $\bar{y}$ は y が最大値に達したときのそれらの値 ($e_{\max}=5.0$ V, $y_{\max}=0.53$ mm) を用いて $-1 \sim 1$ の範囲に正規化されている。

上死点反転の実験は次のように行った。ピストン変位 $z=0$ の静止状態から、制御弁への入力電圧信号 $\bar{e}$ の初期値 $\bar{e}_0$ (>0 : ポンプ側に接続) を印加してピストン

図 2 モデル実験装置の概略

ンを上昇させ、 z が設定値 Z_0 に達したとき、 $\bar{e}$ を $\bar{e}_s$ から終値 $\bar{e}_e$ (<0 :タンク側に接続)まで時間 T_v (以下弁操作時間と記す)で直線的に変化させた。 $\bar{e}$ の印加および z の判定はパーソナルコンピュータを用いて行った。そのときの系内各点での圧力変動を半導体圧力変換器で、ピストン変位をポテンショメータで、発生した衝撃の大きさを表す量としてシステム構造物の振動加速度を油圧シリンダ上部に取付けた圧電形加速度変換器で検出した。モデル実験装置で使用した系の諸元は、前述の無次元パラメータ $\beta_1 \sim \beta_6$ の値が実機のそれらとほぼ等しくなるように次のように設定した。

$A_{c1}=1\,527\text{ mm}^2$, $A_{c2}=3\,117\text{ mm}^2$, $A_1=285\text{ mm}^2$,
 $A_2=152\text{ mm}^2$, $A_3=285\text{ mm}^2$, $B_e=1\,000\text{ MPa}$, $c=$
 $1\,375\text{ m/s}$, $g=9.81\text{ m/s}^2$, $L_1=2.60\text{ m}$, $L_2=2.93\text{ m}$,
 $L_3=3.58\text{ m}$, $M_c=200\text{ kg}$, $P_a=0.16\text{ MPa}$, $P_{s0}=5.1$
 MPa , $P_0=0.1\text{ MPa}$, $T_v=160\text{ ms}$, $V_{c10}=3.8\text{ L}$, V_{c20}
 $=1.7\text{ L}$, $Z_s=0.5\text{ m}$, $\nu=42.0\text{ mm}^2/\text{s}$, $\rho=857$
 kg/m^3 .

図4は、システムの定常上昇および定常下降運転時の制御弁の入力電圧 $\bar{e}$ と諸量の関係の実測値である。これより、制御弁の弁変位と有効開口面積の関係、リリーフ弁のオーバーライド特性、ピストンしゅう動面の摩擦特性、各管路内流れの損失係数が推定(同定)でき、過渡現象の計算にあたってはそれらの実験式を使用した。図4中の実線は推定したパラメータの値を基に後述する数学モデルから求めた計算値である。

2.3 実験結果 図5は、上死点反転時の実験の制御弁の入力電圧信号 $\bar{e}$ 、制御弁のスプール変位 $\bar{y}$ 、ピストン変位 z 、系内各部の圧力変動および油圧シリンダ上部の振動加速度 α の実測値の一例である。図5(a)の作動条件下では、ピストンの反転直後に衝撃音を伴うシステム構造物の大きな過渡的振動(衝撃)が観測されたが、 $\bar{e}$ の操作時間 T_0 のみを図5(a)の1.75倍にした図5(b)の作動条件下では、衝撃は観測されなかった。本実験で観測された衝撃が発生する場合の構造物の振動や衝撃音およびシステム内の圧力変動の性格は実機で観測されるそれらと極めて類似している。

図 3 使用した制御弁の入力電圧 $\Leftrightarrow$ スプール変位特性

ことから、本モデル実験装置は実際の大型油圧プレスシステムの上下死点反転時の過渡現象の本質をほぼ忠実にシミュレートしていることがわかる。図5から、油圧プレスの上下死点反転時に発生する衝撃は、プレフィル管路の油圧シリンダ端で起こる液柱分離の再結合時のサージ圧力に励起されるものであることがわかる。また、このサージ圧力により、その約2倍弱のサージ圧力が加圧管路の弁端 ($p_{2,m}$) に発生することにも注意すべきである。なお、他の作動条件による実測結果から、測定される構造物の振動加速度の振幅および衝撃音の大きさはプレフィル管路の油圧シリンダ端のサージ圧力の大きさにほぼ比例することがわかった。これより、油圧プレスの上下死点反転時の衝撃は、プレフィル管路のラムシリンダ端で起こる液柱分離の再結合時のサージ圧力に励起されるものであり、その大きさはサージ圧力の大きさにほぼ比例するといえる。

次に液柱分離の発生する図5(a)におけるプレフィル管路の油圧シリンダ端および加圧管路の弁端の圧力

(a) 上昇運転時

(b) 下降運転時

図4 システムの定常運転時の諸量の関係

変動波形を詳細に観察すると、液柱分離発生時の空洞部の成長および崩壊時の圧力波形はかなりシャープであり、しかも数回の液柱分離・再結合を繰返しても、空洞部の圧力は絶対零の圧力にほぼ等しい値を保持していることがわかる。これより、上下死点反転時に起こる液柱分離の分離空洞部はほぼ蒸気のみから成っているものと推察される。なお、いずれの作動条件においても、プレフィル管路の油圧シリンダ端および加圧管路の弁端以外では空洞の発生は観測されなかった。

本研究では、図5(a)に示すように、制御弁の入力電圧信号が初期値から変化し始める時刻を基準(零)にとり、プレフィル管路の油圧シリンダ室端に発生する液柱分離が最初に再結合する時間 T_p 、そのときのサージ圧力の大きさ P_p 、加圧管路の弁端に発生するサ

(a) 衝撃が発生する場合

(b) 衝撃が発生しない場合

図5 上下死点反転時の諸量の実測値と計算値の比較

ージ圧力の大きさ P_c 、ピストンが反転して時刻零と同じ位置にいたるまでの時間 T_z 、この間のラムの最大上昇量 Z_m の五つの量を上死点反転時におけるシステムの挙動の性格を表すおもな評価項目として、これらに及ぼすシステム諸元の影響を調べた。

3. 理論的検討

3・1 系の数学モデル 管内液柱の運動は一次元波動方程式に従い、管内流れの抵抗は二次元非定常層流抵抗とし、配管の曲がり部、急拡大・縮小部や異径継手部のマイナ損失および管路の傾きを考慮するとすれば、各管路内の液柱の運動方程式と連続の式は次のように表される。

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial p_i}{\partial x_i} + h_i + \zeta_i \frac{\rho}{2} u_i^2 + \rho g \sin \phi_i = 0 \quad \cdots (1)$$

$$\frac{\partial p_i}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad \cdots (2)$$

ここで、

$$h_i = \frac{32\rho\nu}{D_i^2} u_i + \frac{16\rho\nu}{D_i^2} \int_0^t \frac{\partial u_i(\xi)}{\partial \xi} W(t-\xi) d\xi$$

である⁽⁸⁾。

各管路の流れの境界条件は、2章の実験事実より、液柱分離はプレフィル管路のシリンダ端と加圧管路の弁端のみに発生し、その空洞部は絶対真空に近く、またその長さは後述する管路の分割要素の長さに比べて十分に短いとすると、以下のように表される。

リフトシリンダ管路の制御弁端 ($x_1=0$):

$$A_1 u_{1,1} = \text{sign}(p_s - p_{1,1}) a_v(y) \sqrt{2|p_s - p_{1,1}|/\rho} \quad \cdots (3)$$

リフトシリンダ管路の油圧シリンダ端 ($x_1=L_1$):

$$\frac{V_{c1}}{B_e} \frac{dp_{1,1}}{dt} = A_1 u_{1,1} - A_{c1} \frac{dz}{dt} \quad \cdots (4)$$

ここで、

図6 上死点反転時の諸量の計算値

$$V_{c1} = V_{c10} + A_{c1}z$$

である。

加圧管路の弁端 ($x_2=L_2$):

$$\left. \begin{aligned} p_{2,m} > 0, v_c &\leq 0; \\ u_{2,m} &= 0 \\ v_c &= 0 \\ p_{2,m} &\leq 0, v_c > 0; \\ p_{2,m} &= 0 \\ \frac{dv_c}{dt} &= -A_2 u_{2,m} \end{aligned} \right\} \cdots (5)$$

プレフィル管路の油圧シリンダ端 ($x_2=0, x_3=0$):

$$\left. \begin{aligned} p_{3,1} &= p_{3,1} \\ p_{3,1} &> 0, v_p &\leq 0; \\ \frac{V_{c2}}{B_e} \frac{dp_{3,1}}{dt} &= A_{c2} \frac{dz}{dt} - A_2 u_{2,1} - A_3 u_{3,1} \\ v_p &= 0 \\ p_{3,1} &\leq 0, v_p > 0; \\ p_{3,1} &= 0 \\ \frac{dv_p}{dt} &= A_2 u_{2,1} + A_3 u_{3,1} - A_{c2} \frac{dz}{dt} \end{aligned} \right\} \cdots (6)$$

ここで、

$$V_{c2} = V_{c20} - A_{c2}z$$

である。

プレフィル管路の加圧供給タンク端 ($x_3=L_3$):

$$p_{3,n} = P_a = \text{const.} \quad \cdots (7)$$

ピストンの運動方程式:

$$\begin{aligned} M_c \frac{d^2 z}{dt^2} + C_c \frac{dz}{dt} + \text{sign}\left(\frac{dz}{dt}\right) F_c \\ = A_{c1} P_{1,1} - A_{c2} p_{2,1} + (A_{c2} - A_{c1}) P_0 - M_c g \end{aligned} \quad \cdots (8)$$

本研究では、式(1)と式(2)には規定格子の特性曲線法を、微分項を含む境界条件式には Runge-Kutta 法を用いて数値計算を行い、制御弁のスプール変位の実測値を入力として諸変数の時刻歴特性を求めた。ただし、諸変数の初期値としては制御弁への入力電圧信号の初期値 $\bar{e}_s$ に対する定常上昇運転状態の値 [図4(a)] を用いた。

3・2 サージ圧力の発生機構 図6は、前述の図5(a)の作動条件下での、上記数学モデルから算出した諸量の時刻歴波形であり、これより油圧プレスの上死点反転時の流体過渡現象の発生機構およびその性格を定性的に次のように説明することができる。システムの定常上昇状態から、制御弁がポンプ側ポートからタンク側ポートへ切換え始められると、弁通過流量が減少するためヘッド側シリンダ室内圧力 $p_{1,1}$ が低下し、ピストンは減速度を受ける。この減速度は、弁切換

過程の時刻歴に依存する波形(零から始まり, 零で終わる)にピストン質量とヘッド側シリンダ室内の油の容量効果で構成される振動系の減衰振動波形が重畳された変動をする。一方, プレフィル管内の液柱は, ピストンの減速度にほぼ比例して低下するキャップ側シリンダ室内圧力 $p_{3,1}$ により減速度を受けるが, システムパラメータの組合せによっては, プレフィル管内液柱の減速度よりもピストンの減速度のほうが大きくなるため $p_{3,1}$ が絶対零以下(ただし, 数値計算上)となり, プレフィル管路のシリンダ室端で液柱分離が起こり(図6中の①), 空洞が発生する。その後は, ピストンの減速度は上述のような変動をするが, プレフィル管内液柱の減速度は一定値であるため, 空洞の体積は減少し始め(図6中の②), ついには消滅して(図6中の③), 液柱再結合に伴う高いサージ圧力 P_p が発生する。また, 加圧管内に起こる流体過渡現象は, 上流端に圧力変動を受ける下流端が閉鎖された単一管路のそれと同じであり, P_p の発生後 L_2/c [s] 後に P_p の約2倍の大きさのサージ圧力 P_c が弁端に発生する。以上のことから, 本研究の考察対象である油圧プレスの上死点反転時における油圧シリンダのキャップ側管路系内に発生する液柱分離および衝撃発生の原因となる再結合時のサージ圧力を伴う流体過渡現象に対しては, キャップ側管路系の諸元のほかに, ヘッド側管路系の諸元も支配的に影響することがわかる。

4. 考 察

図5中の破線は, 実測した制御弁のスプール変位の時刻歴を基に, 本数学モデルから算出した諸量の時刻歴波形である。1回めの再結合以後の再結合圧力の大きさは実測値のほうがかなり小さくなること, 液柱分離の発生がない場合[図5(b)]では水撃波動の減衰の度合は実測値のほうがかなり大きくなることの二つを除いて, 計算値は生起する現象の性格をよく説明しており, また五つの評価項目に関しては実測値と定量的にもよく一致していることがわかる。なお, 上述した実測値と計算値の差異は, 主として配管の曲がり部や急拡大・縮小部での非定常流動損失が理論で用いた定常流動損失よりかなり大きいために生じるものと推察されるが, これらは本研究で問題とする五つの評価項目に対してはほとんど影響を及ぼさないため, ここでは詳しい検討を省略する。

図7から図10は, 上死点反転時のシステムの挙動の性格を表す前述の P_p , P_c , T_p , T_z および Z_m の五つの評価項目に及ぼすそれぞれ制御弁への入力電圧信号の初期値 $\bar{e}_s$, その終値 $\bar{e}_e$, 操作時間 T_v および加圧

供給タンクの圧力 P_a の影響を示したものである。これらから, 工業的に重要である上死点反転時における衝撃の発生の有無とその大きさ(P_p の大小)やラムの運動(Z_m と T_z)に対する制御弁の操作法および加圧供給タンクの圧力の関係が明らかとなり, また, システムの作動条件の広い範囲にわたって評価項目に対して実測値と計算値は最大約10%の誤差で一致している

図7 評価項目に及ぼす制御弁への入力電圧信号の初期値 $\bar{e}_s$ の影響 ($\bar{e}_e = -0.7$, $P_a = 0.16$ MPa, $T_v = 160$ ms)

図8 評価項目に及ぼす制御弁への入力電圧信号の終値 $\bar{e}_e$ の影響 ($\bar{e}_s = 0.6$, $P_a = 0.16$ MPa, $T_v = 160$ ms)

図9 評価項目に及ぼす制御弁への入力電圧信号の操作時間 T_v の影響 ($\bar{e}_s = 0.6$, $\bar{e}_e = -0.7$, $P_a = 0.16$ MPa)

図 10 評価項目に及ぼす加圧供給タンクの圧力 P_a の影響 ($\bar{e}_s=0.6$, $\bar{e}_e=-0.7$, $T_v=160$ ms)

図 11 衝撃が抑制される時刻歴の入力電圧信号の場合の諸量の実測値と計算値

ことがわかる。

以上の考察から、実機の上死点反転時の衝撃やシステムの運動に対する本提案の力学モデル(図2)は現象の本質を適切に表現しており、また本提案の数学モデル(3・1節)は実用的に十分な精度を有していることがわかる。

図11は制御弁への入力電圧信号の初期値から終値にいたる時刻歴波形のみが図5(a)の作動条件と異なる場合の実測結果と計算結果であり、このときには衝撃は観測されなかった。このことは、制御弁への入力電圧信号の初期値、終値および操作時間が同じであっても初期値から終値にいたる時刻歴が異なれば発生する衝撃現象(流体過渡現象)の様相もかなり変化し、衝

撃(サージ圧力)を抑制できる最適な弁制御過程が存在することを示唆している。油圧プレスの作動サイクル中の全制御動作に対して、システムのサイクルタイムを損なうことなく衝撃を抑制するための最適弁制御法に関しては次報で詳しく述べる。

5. 結 論

油圧プレスシステムの上死点反転時に発生する構造物の過渡的振動や衝撃音を伴う衝撃現象を、小形のモデル実験装置を用いて解析し、衝撃の発生機構とその大きさに及ぼすシステム諸元の影響を明らかにした。

本研究で得られた結果の要約は以下のとおりである。

- (1) 提案した力学モデルに基づく小形のモデル実験装置による実験は、実機の上死点反転時に発生する衝撃現象をほぼ忠実にシミュレートしている。
- (2) 問題となる衝撃は、プレフィル管路の主ラムシリンダ端に発生する液柱分離の再結合時のサージ圧力によって励起されるものであり、その大きさはサージ圧力の大きさにほぼ比例する。
- (3) (2)のサージ圧力により、その約2倍の大きさのサージ圧力が加圧管路の弁端に発生する。
- (4) プレフィル管路の主ラムシリンダ端および加圧管路の弁端に発生する液柱分離では、その分離空洞部はほとんど蒸気のみから形成されている(換言すれば、析出空気の影響は無視できる)として取扱える。
- (5) 本提案の数学モデルから算出した計算値は、作動条件の広い範囲にわたって、衝撃の原因となるサージ圧力や主ラムの運動などの実測値と実用上十分な精度で一致する。

終わりに、本実験の遂行にあたっては当時の学生であった内田智司君および菊池欣一君の協力を得たことを付記し、両君に深く感謝の意を表する。

文 献

- (1) Baltzer, R. A., *Trans. ASME, Ser. D*, **89**-4(1967), 837.
- (2) Swaffield, J. A., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **186**-56(1972), 693.
- (3) Weyler, M. E., Streeter, V. L. and Larsen, P. S., *Trans. ASME, Ser. D*, **93**-1(1971), 1.
- (4) 小嶋・品田・進藤, 機論, **50**-451, B(1984), 680.
- (5) 品田・小嶋, 機論, **53**-487, B(1987), 971.
- (6) 品田・小嶋, 機論, **54**-508, B(1988), 3462.
- (7) 品田・小嶋, 機論, **58**-550, B(1992), 1739.
- (8) Zielke, W., *Trans. ASME, Ser. D*, **90**-1(1968), 109.