研究論文

油圧回路におけるポペット弁の振動現象* (弁振動とキャビテーション現象の関連性)

熊谷 賢人**, 龍 小平**, 太田 匡則***,
前野 一夫****, 鄒 俊*****

Vibration Phenomenon of Poppet Valve in Hydraulic System (Relationship between Poppet Valve Vibration and Cavitation Phenomenon)

Kento KUMAGAI, Shohei RYU, Masanori OTA,
Kazuo MAENO, Jun ZOU

Poppet valve is one of the most popular components in hydraulics, and it is also known as a trouble maker because it induces some unpredictable vibration in hydraulic system. In this research, thanks to the rapid development of visualization technology and digital simulation technology, we make a re-study on the well-known problem of unpredictable vibration phenomenon. Results show that; 1) stability of a poppet valve essentially depends on the components and parameters of the system, but the stability characteristics are influenced by the cavitation state at the downstream of the valve, 2) by changes in the compressibility of the hydraulic fluid with cavitation, frequency characteristics of the poppet valve are changed to unstable ones. Since the cavitation has complicated relations with various factors, the prediction of vibration of the poppet valve affected by cavitation is generally difficult. Therefore, the vibration may come out suddenly beyond prediction. The results of this paper can give a guide for the cavitation vibration of a poppet valve.

Key words : Poppet valve, Vibration, Cavitation, Bulk modulus, Digital simulation

1. 緒 言

ポペット弁は、油圧システムで圧力制御などに用いられる機器の一つであり、特に高圧力差を制御して稼働する建設機械においては、高い信頼性が求められる重要な構成要素である。しかし、ポペット弁はその構造上、振動騒音が発生しやすい性質をもち、周囲環境のわずかな変化によって予期せぬ振動が発生することがある。

ポペット弁の安定性についてこれまで多くの研究が行われてきた。初期の研究は線形の数値解析を基本として取り組み、Lutz¹⁾はポペット弁および直近油路を対象とした検討を行い、作動油の圧縮性による遅れが不安定化要因の一つであると報じた。その後、Backéら²⁾は上下流配管や周

辺機器の影響までを対象とした検討を行い、ポンプなどの他の構成要素との連成も要因の一つであるとした。また、前田³⁾は弁に作用する流体力が弁挙動に与える影響について論じた。さらに林ら⁴⁾⁵⁾はポペット弁の持つ強い非線形性の影響に着目し、弁と弁座との衝突を含む広範囲の系挙動検討を行い、ポペット弁の硬発振現象や不規則振動について報告している。だが、これらの研究を経てもポペット弁振動のメカニズムを完全に説明するには至っておらず、未だに予期せぬ振動騒音に頭を悩ます技術者は少なくない。

そこで本研究では、この予測困難なポペット弁振動が流れ場の圧力、温度、液種などの条件の変化で発生していることから、同じようにこれらの要素の変化に影響を受けるキャビテーション⁶⁾に着目し、ポペット弁振動とキャビテーションの関係を解明する。まず、ポペット弁の可視化実験装置と高速度カメラを用いてポペット弁挙動と流路状態の計測を行い、ポペット弁振動とキャビテーションの関係を明らかにする。同時に数値シミュレーションを用いて、キャビテーションの発生に伴う作動油の圧縮性の変化の影響について検討し、キャビテーションがポペット弁の振動に影響するメカニズムを研究する。

*平成26年5月8日 原稿受付

**日立建機株式会社

(所在地：茨城県土浦市神立町650)

(E-mail : k.kumagai@hitachi-kenki.com)

***千葉大学大学院工学研究科

(所在地：千葉県千葉市稲毛区弥生町1-33)

****木更津工業高等専門学校

(所在地：千葉県木更津市清見台東2-11-1)

*****浙江大学機械電子制御工学研究所

(所在地：中国浙江省杭州市浙大路38)

2. 主な記号

A_{c_pv}	: バネ室圧力の作用面積 ($=\pi(d_{pv1}^2 - d_{pv3}^2)/4$)
A_{d_pv}	: 下流圧力の作用面積 ($=\pi(d_{pv2}^2 - d_{pv3}^2)/4$)
A_{u_pv}	: 上流圧力の作用面積 ($=\pi(d_{pv1}^2 - d_{pv2}^2)/4$)
$C_{d_pv; d_t}$	: ポペット弁, オリフィスの流量係数
$d_{pv1, pv2, pv3}$	: ポペットの各径
d_v	: 可変絞り弁のオリフィス直径
$d_{u, p, d, p}$	: 上下流配管の内径
E	: 管材の縦弾性係数
e_r	: 反発係数
$e_{u, p, d, p}$	: 上下流配管の肉厚
F_{ff}	: ポペットに作用する流体力
F_k	: バネ荷重
F_p	: ポペットに作用する圧力による力
F_r	: ポペットに作用する摩擦力
f	: 周波数
f_{pu}	: 上流圧力の支配的な脈動周波数
h	: ポペットとブロック間の隙間高さ
K_{eff1}	: 作動油と配管の等価体積弾性係数
K_{eff2}	: 気泡混入作動油の見掛けの体積弾性係数
K_f	: 作動油の体積弾性係数
K_g	: 気泡 (気体) の体積弾性係数 ($=14p_{abs}$)
k, m, n_i	: 定数
k_{pv}	: バネ定数
L_{c_pv}	: ポペットの摺動部長さ
$L_{u, p, d, p}$	: 上下流配管の長さ
$l_{u, p, d, p}$	: 上下流配管の単位長さ ($=L_{u, p, d, p}/n$)
m	: ポペット質量
n	: 配管の分割数
P_{abs}	: 圧力 (絶対圧)
P_{atm}	: 大気圧 (絶対圧)
P_{c_pv}	: バネ室の圧力
$P_{p, d, out}$	: 下流配管の出口側圧力
$P_{d_pv_ave}$	: ポペット弁下流の平均圧力
$P_{u_pv, d, pv}$	: ポペット弁の上下流圧力
$P_{u_pv_ave}$	: ポペット弁上流の平均圧力
P_{tank}	: 作動油タンクの圧力
$PS_{P, x, V}$	: パワースペクトル
p_{unit}	: 単位管路内の圧力
p_f	: 非定常層流圧力損失
$p_{in, out}$	: 単位管路の入口および出口圧力
$Q_{pv, tv}$	: ポペット弁及び絞り弁の通過流量
$Q_{u, in, d, out}$	: ブロックの流入および流出流量
q_{unit}	: 単位管路を流れる流量
$q_{in, out}$	: 単位管路への流入および流出流量
T	: 作動油温度

t	: 時間
V_{ci_pv}	: バネ室の初期体積
V_{SLM}	: 騒音計の出力
V_{u_pv, d_pv}	: 上流弁室および下流弁室の体積
x	: ポペット変位
$x_{g, g0}$	: p_{abs} および大気圧における気泡混入率
x_i	: バネの初期圧縮長さ
y_i	: 式(16)で定義される関数
α	: ポペットの円錐角
ΔP_{abs}	: 絶対圧と大気圧との差 ($=P_{abs} - P_{atm}$)
ΔP_{pv}	: ポペット弁の差圧
ΔP_{u_pv}	: 上流圧力脈動の全振幅
ν	: 作動油の動粘度
ρ	: 作動油の密度

3. 実験方法

3.1 実験装置

Fig. 1に実験システムを, Fig. 2に計測対象のポペット弁

Fig. 1 Experimental System

Fig. 2 Tested Poppet Valve

Table 1 Experimental Conditions

Quantity	Symbol	Value	Units
Differential Press.	$\Delta P_{pv}(=P_{u,pv}-P_{d,pv})$	1.75	MPa (Gauge)
Downstream Press. Ave.	$P_{d,pv,ave}$	0.05, 1	MPa (Gauge)
Flow Rate of Pump	Q_{pump}	0 ~ 50	L/min
Oil Temperature	T	40 ± 2	deg C
Kinetic Viscosity	ν	45.47	mm ² /s@40 deg C
Oil Density	ρ	868.9	kg/m ³

を示す。装置は可変容量式アキシャルピストンポンプ（ピストン数9本，電動機回転数1500rpm）(1)，ポペット弁(2)，弁下流圧調整用の可変絞り弁(3)，作動油タンク(4)で主に構成され，各機器は油圧用ゴムホースで連結されている。ポペット弁は透明なアクリル樹脂製（PMMA）のブロック(18)，鉄製（S45C）の狭まり流れ形ポペット(19)，バネ(20)，プラグ(21)で構成されている。なお，アクリルブロックの弁座はシャープエッジ仕上げとなっており，弁座のポペットと平行な部分は無視できるほど小さいものである。

3.2 計測装置

ポペットの挙動は高速度カメラ（KEYENCE；VW-9000）(13)とメタルハライドランプ(14)によって計測され，撮影条件はフレームレート6000fps，シャッタースピード1/16,000msであった。騒音はポペット弁から200mmの位置に設置された精密騒音計（RION；NL-14）(15)で計測された。圧力は流入部(9)，流出部(10)，バネ室(11)の3箇所で圧力センサ（KYOWA；PGL-A-5MP-A）によって，流量はポペット弁上流で歯車式流量計（KRACHT；VG1BKP2S61）(8)によって，液温は作動油タンク(4)で温度計(12)によって計測している。高速度カメラ，騒音計，圧力センサはコントローラ(16)に接続され，トリガによって同期計測される。計測データはPC(17)に記録され，そこで高速度カメラの画像に画像処理を施すことでポペット変位が算出される。

Fig. 3 Simulation Model

3.3 実験条件

Table 1に実験条件を示す。ポンプ流量 Q_{pump} は0 ~ 50L/minの範囲で10L/min間隔にセットされ，各流量条件で平均下流圧力 $P_{d,pv,ave}$ は0.05, 1 MPaにセットされた。なお，0.05 MPaは可変絞り弁(3)全開口時の圧力であり，流量に応じて0 ~ 0.1MPaの範囲で変化するが，便宜上，本報では平均をとり0.05MPaと称する。

4. 解析方法

4.1 基礎計算式

本解析で対象とする系はFig.3に示すように上流管路，上流弁室，ポペット弁，下流弁室，下流配管，可変絞り弁で構成される回路で，上流管路はポンプに接続されている。以下にこの系の動的挙動を導く方程式を記す。

まず，ポペット弁の運動方程式は式(1)で与えられる。

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_p - F_k - F_{ff} - F_r \quad (1)$$

ポペットに作用する圧力による力 F_p は式(2)で，ポペットに作用するバネ力 F_k は式(3)で，ポペットに作用する流体力 F_{ff} は式(4)で与えられる⁷⁾。

$$F_p = P_{u,pv} A_{u,pv} + P_{d,pv} A_{d,pv} - P_{c,pv} A_{c,pv} \quad (2)$$

$$F_k = k_{pv} (x + x_i) \quad (3)$$

$$F_{ff} = \rho Q_{pv} \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \sqrt{\frac{2|P_{u,pv} - P_{d,pv}|}{\rho}} \quad (4)$$

ここで， α はポペットの円錐角である。 Q_{pv} はポペット弁の通過流量であり，式(5)で与えられる。

$$Q_{pv} = C_{d,pv} \pi d_{pv2} x \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \sqrt{\frac{2|P_{u,pv} - P_{d,pv}|}{\rho}} \times \text{sgn}(P_{u,pv} - P_{d,pv}) \quad (5)$$

ここで， $C_{d,pv}$ はポペット弁の流量係数， d_{pv2} は弁座直径であり， $\text{sgn}(P)$ は P の符号を表す。 $C_{d,pv}$ は，実験結果から算出した値を近似し，式(6)で表される。

$$C_{d,pv} = \begin{cases} 12.2 x & (0 \leq x < 0.05) \\ 0.0918 \log_e(x) + 0.885 & (0.05 \leq x < 0.4) \\ 0.8 & (0.4 < x) \end{cases} \quad (6)$$

ポペットに作用する摩擦力 F_r は式(7)で与えられる⁷⁾。

$$F_r = \rho \nu \frac{\pi d_{pv1} L_{c,pv}}{h} \frac{dx}{dt} \quad (7)$$

ここで， ν は作動油の動粘度， d_{pv1} はポペット外径， $L_{c,pv}$ はポペット摺動部の長さ， h はポペットとブロック間の隙間高さである。上下流弁室に関する連続の式は式(8)で与えられる。

$$\frac{dP_{u,pv,d,pv}}{dt} = \left(\frac{K_f}{V_{u,pv,d,pv}} \right) (Q_{u,in,pv} - Q_{pv,d,out}) \quad (8)$$

ここで， K_f は作動油の体積弾性係数， $V_{u,pv,d,pv}$ は上下流弁室の容積， $Q_{u,in,d,out}$ はブロックの流入および流出流量である。可変絞り弁の通過流量 Q_v は，式(9)で与えられる。

$$Q_v = C_{d_t} \left(\frac{\pi d_{pv}^2}{4} \right) \sqrt{\frac{2|P_{d_p, out} - P_{tank}|}{\rho}} \times \text{sgn}(P_{d_p, out} - P_{tank}) \quad (9)$$

ここで、 $P_{d_p, out}$ は下流管路出口側の圧力、 P_{tank} はタンク圧力である。ポペット弁のバネ室に関する連続の式は式(10)で与えられる。

$$\frac{dP_{c_{pv}}}{dt} = \left(\frac{K_f}{V_{ci_{pv}} - A_{c_{pv}}x} \right) \left(A_{c_{pv}} \frac{dx}{dt} + Q_{c_{pv}} - Q_{t_{pv}} \right) \quad (10)$$

ここで、 $V_{ci_{pv}}$ はバネ室の初期体積であり、 $Q_{t_{pv}}$ はオリフィス直径 d_{pv3} 、バネ室圧 $P_{c_{pv}}$ 、下流圧 $P_{d_{pv}}$ を用いて式(9)で与えられる。 $Q_{c_{pv}}$ はポペットとブロック間の漏れ流量であり、隙間高さ h とポペット外径が $h \ll d_{pv1}$ の関係にある環状すきま流れの場合、式(11)で与えられる⁷⁾。

$$Q_{c_{pv}} = \frac{\pi d_{pv1} h^3}{12 \rho \nu L_{c_{pv}}} (P_{u_{pv}} - P_{c_{pv}}) \quad (11)$$

管路特性は、特性曲線法⁸⁾で計算を行った。管路内における作動油の連続の式は式(12)で与えられる⁷⁾。

$$\left(\frac{\pi d_{u_p, d_p}^2}{4 K_{eff1}} \right) \frac{dp_{unit}}{dt} \approx \frac{q_{in} - q_{out}}{l_{u_p, d_p}} \quad (12)$$

ここで、 p_{unit} は単位管路内の圧力、 d_{u_p, d_p} は上下流配管の内径、 l_{u_p, d_p} は上下流配管の単位長さ、 $q_{in, qout}$ は単位管路への流入および流出流量である。 K_{eff1} は作動油と配管の等価体積弾性係数であり、式(13)で与えられる⁷⁾。

$$K_{eff1} = \frac{K_f e_{u_p, d_p} E}{K_f d_{u_p, d_p} + e_{u_p, d_p} E} \quad (13)$$

ここで、 E は管材の縦弾性係数、 e_{u_p, d_p} は上下流配管の肉厚であり、 $e_{u_p, d_p} \ll d_{u_p, d_p}$ とする。管路内における作動油の運動の式は式(14)で与えられる⁷⁾。

$$\left(\frac{4\rho}{\pi d_{u_p, d_p}^2} \right) \frac{dp_{unit}}{dt} + p_f \approx \frac{p_{in} - p_{out}}{l_{u_p, d_p}} \quad (14)$$

ここで、 q_{unit} は単位管路を流れる流量、 p_{in}, p_{out} は単位管路の入口および出口圧力である。 p_f は単位長さの層流状態での圧力損失であり、式(15)で近似される⁹⁾。

$$p_f \approx \frac{128\rho\nu}{\pi d_{u_p, d_p}^4} \left(q_{unit} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k y_i \right) \quad (15)$$

ここで、第1項は定常項、第2項は非定常項、 k は定数である。 y_i は式(16)によって与えられる⁹⁾。

$$\frac{dy_i}{dt} = \frac{4n_i\nu}{d_{pu, pd}^2} y_i + m_i \frac{dq_{unit}}{dt} \quad (16)$$

ここで、 n_i, m_i は定数であり、その値は文献(9)に示される。本報ではポペットと弁座との衝突も考慮する。衝突直前の弁速度を $dx/dt(t^-)$ 、衝突直後の弁速度を $dx/dt(t^+)$ とすると式(17)が成立する⁵⁾。

$$\frac{dx}{dt}(t^+) = -e_r \frac{dx}{dt}(t^-) \quad (17)$$

ここで、 e_r は反発係数であり、本実験装置の材料特性から取得した値を用いている。また弁下流部はシート部で発生したキャビテーションにより作動油に気泡が混入した状態になる。気泡が混入すると作動油の体積弾性係数は大きく変化するため、本報では式(18)で与えられる気泡が混入した作動油の見掛けの体積弾性係数 K_{eff2} ¹⁰⁾を弁下流部およびバネ室に適用し、その影響を考慮する。

$$K_{eff2} = \frac{K_f K_g}{K_g + x_g (K_f - K_g)} \quad (18)$$

ここで、 K_g は混入気泡中の気体を考慮した体積弾性係数であり、本論文では空気と同程度の物性を有していると仮定した。 x_g は絶対圧力 P_{abs} における作動油中の気泡（気体）混入率であり、式(19)で与えられる。

$$x_g = 1 - \frac{1}{1 + \frac{x_{g0}}{1 - x_{g0}} \times \frac{1 - \Delta P_{abs} / 1.4 P_{abs}}{1 - \Delta P_{abs} / K_f}} \quad (19)$$

Fig. 4 Wave Form of Poppet Vibration

Table 2 Specification of parameters

Quantity	Symbol	Value	Units
Discharged Coefficient of Throttle	C_{d_t}	0.7	—
Inside Diameter of Down-Stream Pipe	d_{d_p}	19E-3	m
Diameter of Poppet Outside	d_{pv1}	23E-3	m
Seat Diameter of Poppet Valve	d_{pv2}	18E-3	m
Orifice Diameter of Poppet	d_{pv3}	3E-3	m
Inside Diameter of Up-Stream Pipe	d_{u_p}	12.7E-3	m
Young's Modulus of Pipe	E	0.6E+9	Pa
Thickness of Down-Stream Pipe	e_{d_p}	5E-3	m
Restitution Coefficient	e_r	0.035	—
Thickness of Up-Stream Pipe	e_{u_p}	3.5E-3	m
Clearance between poppet and block	h	0.1E-3	m
Bulk Modulus of Hydraulic Oil	K_f	1E+9	Pa
Spring Constant	k_{pv}	20E3	N/m
Length of Sliding Portion on Poppet	$L_{c_{pv}}$	28E-3	m
Length of Down-Stream Pipe	L_{d_p}	1	m
Length of Up-Stream Pipe	L_{u_p}	3	m
Mass of Poppet	m	0.1	kg
Partition Number of Pipe	n	20	—
Pressure of Tank (Gauge Pressure)	P_{tank}	0	Pa
Initial Volume of Spring Chamber	$V_{ci_{pv}}$	8E-6	m ³
Volume of Down-Stream Chamber	$V_{d_{pv}}$	55.6E-6	m ³
Volume of Up-Stream Chamber	$V_{u_{pv}}$	27E-6	m ³
Initial Shrinkage Length of Spring	x_i	11.9E-3	m
Cone Angle of Poppet	α	110	deg

Fig. 5 Characteristic of Frequency

Fig. 6 Flow Rate vs. Frequency and Pressure Amplitude

Fig. 7 State of Flow Field

ここで、 x_{g0} は大気圧における気泡混入率、 $\Delta P_{abs} = P_{abs} - P_{atm}$ である。式(1)～(19)はRunge-Kutta法によって計算され、計算にはTable 2に示す系諸元が用いられた。

4.2 計算条件

計算における流量は実験と同様 $Q_{pump} = 10 \sim 50 \text{ L/min}$ の範囲で 10 L/min ごとに設定され、ポンプの圧力脈動も実験値相当(周波数 225 Hz 、圧力振幅 $0.06 P_{u,pv,ave} \sin(450\pi t)$)に設定された。ここで $P_{u,pv,ave}$ は上流圧の平均である。平均下流圧力 $P_{d,pv,ave}$ は $0 \sim 0.1 \text{ MPa}$ (絞り弁最大開口時の圧力であり、流量により変動、以下、平均 0.05 MPa と表記)、 1 MPa に設

定された。また大気圧における作動油の気泡混入率 x_{g0} は 0 、 0.01 、 0.1 、 1% の4段階で設定した。

5. 実験および解析結果

5.1 バルブ挙動および流路の状況

Fig. 4は流量 $Q_{pv} = 30 \text{ L/min}$ 、平均下流圧力 $P_{d,pv,ave} = 0.05 \text{ MPa}$ での実験結果を示す。グラフは上から順に上流圧力 $P_{u,pv}$ 、ポペット変位 x 、騒音計の出力 V_{SLM} である。Fig. 5はそれらのデータをFFT分析した結果の比較である。Fig. 5によると Q_{pv} 、 $P_{d,pv,ave}$ 、 V_{SLM} は全て同じ振動周波数($f = 580 \text{ Hz}$)が支配的であり、これらは弁の振動に強い相関があることがわかる。

Fig. 6は条件 $Q_{pv} = 30 \text{ L/min}$ 、 $P_{d,pv,ave} = 0.05$ 、 1 MPa での実験結果を Q_{pv} に対する上流圧脈動の支配的な周波数 f_{pu} と全振幅 $\Delta P_{u,pv}$ で示したものである。条件 $P_{d,pv,ave} = 0.05 \text{ MPa}$ では、 Q_{pv} の増加につれて徐々に f_{pu} が 660 Hz から 225 Hz に減少し、 $\Delta P_{u,pv}$ は $Q_{pv} = 30$ 、 40 L/min でピークとなった。条件 $P_{d,pv,ave} = 1 \text{ MPa}$ では、 540 Hz ($Q_{pv} = 10 \sim 30 \text{ L/min}$)と 225 Hz ($Q_{pv} = 40$ 、 50 L/min)の2種類の f_{pu} が確認され、 $\Delta P_{u,pv}$ は Q_{pv} の増加につれて徐々に減少し、 $Q_{pv} = 30 \sim 50 \text{ L/min}$ ではほとんど確認できなくなった。これらの結果から、この弁の振動は、弁の振動が発生する条件①、 $P_{d,pv,ave}$ に値によって振動有無が変化する条件②、弁挙動が安定する条件③の3条件で傾向が異なることが分かる。

Fig. 7は各条件で撮影された流れの高速度可視化動画を静止画化し、さらに平均化処理を施したものである。画像中央の黒い部分はポペットであり、その下流の白い部分($P_{d,pv,ave} = 0.05 \text{ MPa}$)は、そこに大量のキャビテーション気泡が存在することを示している。また、透明な部分($P_{d,pv,ave} = 1.0 \text{ MPa}$)はキャビテーションが発生していないことを示す。

Fig. 6とFig. 7によって、弁下流のキャビテーションの発生状態に関係なく、条件①では弁が振動し、条件③では弁が安定しており、弁の安定もしくは不安定な領域で稼働していることがわかる。そして、条件①と条件③の間に位置する条件②ではキャビテーションの発生状態によって弁の安定不安定に違いが出ており、キャビテーションの影響を受けて弁の安定性が変化していることがわかる。

5.2 シミュレーションと実験の比較

ポペット弁の安定性に影響する要素は本実験で判明したキャビテーションの影響以外にも複数^{1)~5)}存在する。これらの要素とキャビテーションの影響とを分離するために、まず気泡の影響を考慮しない状態(気泡混入率 $x_{g0} = 0\%$)でシミュレーションを行い、その結果を実験と比較した。

Fig. 8 (a), (b)は流量 $Q_{pv} = 20 \text{ L/min}$ 、平均下流圧力 $P_{d,pv,ave} = 0.05$ 、 1 MPa の条件での実験および計算結果の上下流圧力 $P_{u,pv}$ 、 $P_{d,pv}$ を比較したものである。実験結果ではキャビテーションが発生する条件 $P_{d,pv,ave} = 1 \text{ MPa}$ と発生しない条件

Fig. 8 Wave Form of Pressure ($Q_{pv}=20\text{L/min}$, $x_{g0}=0\%$) Fig. 9 Comparison of Simulation and Experiment on Cavitation and Non-Cavitation conditions ($x_{g0} = 0\%$)

$P_{d,pv,ave} = 0.05 \text{ MPa}$ で圧力波形が異なっている。さらに条件 $P_{d,pv,ave} = 1 \text{ MPa}$ では計算結果が実験と近い波形を取るが、条件 $P_{d,pv,ave} = 0.05 \text{ MPa}$ では両者の結果が大きく異なった。

Fig. 9 (a), (b)は実験と計算の結果を Q_{pv} に対する上流圧脈

動の支配的な周波数 f_{pu} と全振幅 $\Delta P_{u,pv}$ で示し、比較したものである。条件 $P_{d,pv,ave} = 1 \text{ MPa}$ では Q_{pv} に対する f_{pu} と $\Delta P_{u,pv}$ の傾向も実験値と計算値がほぼ一致したが、条件 $P_{d,pv,ave} = 0.05 \text{ MPa}$ ではそれらの傾向は大きく異なった。

Fig. 6で確認された2種類の支配的な周波数のうち、225Hzはポンプの脈動周波数と一致する。もう一つの560Hzはポペットとバネの固有振動数72.1Hzとも異なるため、林らが報告した配管や作動油の圧縮性による自励振動と考えられる⁴⁾。

これらの結果から、実験で確認された3種類のケースのうち、流量が多く弁が安定する条件やキャビテーションの有無に関係なく振動が発生した条件に関しては、気泡の影響を考慮しなくても弁挙動をシミュレーションによって予測することができるが、キャビテーションの有無によって弁の安定性が変化する条件では弁挙動を再現できないことがわかる。

5.3 気泡混入率の影響

弁挙動に与えるキャビテーションの影響を調査するため、本研究では実験で多量のキャビテーション気泡が確認された下流弁室とポペットのバネ室の体積弾性係数にキャビテーションが発生し作動油に気泡が混入したという状態を仮定して、見掛けの体積弾性係数 K_{eff2} を設定し計算を行った。

Fig. 10(a), (b)は、実験結果と気泡混入率 x_{g0} ごとに計算した結果を Q_{pv} に対する上流圧脈動の支配的な周波数 f_{pu} と全振幅 $\Delta P_{u,pv}$ で示したものである。 x_{g0} を考慮すると $\Delta P_{u,pv}$ は増加する傾向を示し、その傾向は x_{g0} が増加するにつれて強くなった。さらに気泡の混入を考慮した条件では、気泡の混入を考慮していない $x_{g0} = 0\%$ の条件では再現することができなかった流量条件においても、実験値と近い値をとる場合を得た。同様に f_{pu} についても x_{g0} を考慮すると、 $x_{g0} = 0\%$ の条件よりも Q_{pv} に対する傾向が実験結果と似た傾向となった。

これらの結果から、気泡混入率 x_g を考慮した見掛けの体積弾性係数 K_{eff2} を導入し、キャビテーションによって発生した気泡が作動油へ混入した状態を考慮することにより、気泡混入率に応じて弁挙動が不安定になる条件が拡大し、気泡を考慮していない場合では再現することができなかった弁の振動現象をシミュレーションで算出することが判明した。Fig. 7で確認できるように、流量によってキャビテーション気泡の発生量は変化する。つまり、この変化に応じた気泡混入率 x_g を考慮することで気泡の影響による弁の振動を高い精度で再現することが可能となる。

6. 結 言

本報では、可視化実験装置を用いたポペット弁挙動の計測および弁挙動に及ぼすキャビテーションの影響に着目した数値シミュレーションを用いて、流体力や配管の影響だけでは予測困難であったポペット弁の振動現象の原因につ

(a) Dominant Frequency

(b) Up-stream Pressure Pulsation Amplitude

Fig. 10 Effect of Bubble Mixing Ratio

いて検討し、以下の結論を得た。

- (1) ポペット弁の通過流量や弁差圧が同じ条件であっても、下流部の圧力条件（ポペット弁下流部のキャビテーションの発生有無）の違いによって弁挙動が安定となる領域と不安定となる領域の境界が変化する領域が存在し、ポペット弁の振動の有無に違いがでることが実験によって明らかとなった。
- (2) ポペット弁の挙動予測に関する既知の理論式を用いてポペット弁の運動、作動油の圧縮性、配管の影響などを考慮した数値シミュレーションにより、流れ場が液体のみの状態となる条件では、ポペット弁の挙動を再現することが可能である。しかし、ポペット弁下流部にキャビテーションが発生している流れ条件において発生したポペット弁の振動現象は、これらの要素を考慮するだけでは予測できないことがわかった。

(3) このキャビテーションが発生している状態で発生するポペット弁振動現象は、キャビテーションの発生に伴い作動油中に気泡が混入したと仮定し、その状態を気泡混入率 x_g を用いた見掛けの体積弾性係数 K_{eff2} を導入して表すことで、その挙動を数値シミュレーションで再現可能であることが明らかとなった。

これらの結果から、ポペット弁の振動原因は、以前より知られていたポペット弁単体構造、周辺機器および配管の影響だけでなく、キャビテーションもまた主要因の一つであることを解明した。

参考文献

- 1) Lutz, O.: Die Vorgänge in federbelasteten Einspritzdüsen von kompressorlosen Ölmachinen, Ingenieur Archiv, Vol. 4, No. 2, p. 153-168 (1933)
- 2) Backé, W. and Rünneburger, M.: Zur Klärung des Verhaltens von Überdruckventilen, Industrie Anzeiger, Vol. 88, No. 98 p. 2107-2116 (1964)
- 3) Maeda, T.: Studies on the Dynamic Characteristic of a Poppet Valve, Bulletin of JSME, Vol. 13, No. 56, p. 281-289 (1970)
- 4) Hayashi, S.: Instability of Poppet Valve Circuit, JSME International Journal. Ser. C, Vol. 38, No. 3, p. 357-366 (1995)
- 5) Hayashi, S., Hayase, T. and Kurahashi, T.: Chaos in a hydraulic control valve, Journal of fluids and structures, Vol. 11, No. 6, 693-716 (1997)
- 6) 加藤洋治: キャビテーション [新版] 基礎と最近の進歩, 槇書店, (1999)
- 7) 社日本油空圧学会: 油空圧便覧 [新版], オーム社, (1989)
- 8) Zielke, W.: Frequency Dependent Friction in Transient Pipe Flow, Journal of basic engineering, Transactions of the ASME, Vol. 90, No. 1, p. 109-115 (1968)
- 9) 香川利治, 李一永, 北川能, 竹中利夫: 特性曲線法における非定常層流圧力損失の高速高精度計算法, 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 49, No. 447, p. 2638-2644 (1983)
- 10) (一社)日本フルードパワー工業会: 実用油圧ポケットブック [2012年版], (一社)日本フルードパワー工業会, (2012)