動特性モデル構築を目的とした ポペット弁可変絞り非定常特性の実験的検討*

鷺 尾 誠 一^{*1}, 陳 恵 青^{*2}
高 橋 智^{*1}, 祝 守 新^{*3,*4}

Experimental Discussions on Unsteady Characteristics of Restrictor with Variable Opening Area to Construct a Dynamic Model for Poppet Valve

Seiichi WASHIO^{*5}, Huiqing CHEN,
Satoshi TAKAHASHI and Shouxin ZHU

^{*5} Graduate School of Natural Science and Technology, Okayama University,
3-1-1 Tsushima-naka, Okayama-shi, Okayama, 700-8530 Japan

The present paper intends to provide a mathematical model which can precisely predict dynamic performances of a hydraulic poppet valve. In order to obtain fundamental knowledge about unsteady characteristics of a variable restrictor required to build a model, the following two measurements were conducted. First, in a poppet valve with its opening area fixed, pressure drops across and flow rates through the restriction were precisely measured in an oscillating oil flow. Examination of hydraulic impedances of the restrictor and how they depend on the amplitude of oscillatory flow rate revealed that both a kinetically induced differential pressure and a delay of a non-linear pressure loss against the flow rate characterize an unsteady poppet valve flow, just as that was the case with an unsteady orifice flow in a pipe. Second, the unsteady relationship between the pressure drop, the flow rate and the poppet displacement was examined on the basis of their waveforms measured in a pulsating flow; these three quantities vary, not independently but in such a mutually-related way as describing a slender loop extending closely along the steady-state characteristic curve. The formerly proposed dynamic model of a poppet valve has been modified with these findings incorporated, proving to be able to predict properly the frequency response between the pressure loss across and the flow rate through a poppet valve, which the former model was unable to.

Key Words: Poppet Valve, Dynamic Model, Variable Restrictor, Unsteady Characteristics, Frequency Respose, Fluid Power

1. 結 言

油圧機器の改良や新規開発において、数値実験は有力な性能検証手段の一つとなりうるが、そのためには機器を構成する各要素の動特性について物理的に精確な数式モデルを得ることが前提となる。油圧機器の構成要素として不可欠な絞りの場合、開口面積が可変であるか固定であるかを問わず、また流れが定常であるか非定常であるかを問わず、その特性評価式としてこれまで流量係数を使った古典的水力学実験式が用いられてきた。しかし流量係数はレイノルズ数、言い換えれば流量の関数であるため、水力学実験式は差圧、流

量、開口面積の関係を陽に与えることができず、数値シミュレーションに使う数式モデルとして本来不適格である。著者らは先に、そうした欠陥を免れた可変絞りの定常特性評価モデルとして、開口面積の自乗と差圧の積を流量の二次関数として表す関係式を提案し、それが構造の異なる幾つかの可変絞りに対して普遍的に有効であることを示した^{①-④}。一方その定常特性式をポペット弁可変絞りの動特性の予測にそのまま適用したところ、実験データにモデルで説明しきれない部分が残った^⑤。この問題の決着には、可変絞りの動特性数式モデルを構築する上で静特性は何処まで有効か、換言すれば定常流れに対して得られた差圧、流量、開口面積の関係が非定常流れに対してどこまで成り立つかという問いに答えを与えることが必要であり、本論文の課題もそこにある。

油圧の分野ではこれまで絞りの特性評価に専ら水力学実験式が使われており、そこでは動特性と静特性

* 原稿受付 2006 年 4 月 12 日。

^{*1} 正員、岡山大学大学院自然科学研究科(〒700-8530 岡山市津島中 3-1-1)。

^{*2} 正員、極東開発工業(株)(〒663-8545 西宮市甲子園口 6-1-45)。

^{*3} 大連軽工業学院(〒116034 大連市甘井子区経工苑 1 号)。

^{*4} 岡山大学大学院自然科学研究科。

E-mail: washio_s@mech.okayama-u.ac.jp

の違いが無視できることがアブリアリな前提とされてきたが、その前提の妥当性については何らの検証も行われて来なかった。そうした状況の中で著者らは先に、音響学分野では古くから研究されてきた固定絞りの非定常な非線形挙動を、油の脈動流れにおいて詳しく調べた⁹⁾。その結果、固定絞りの動特性が静特性と相違する点として、非定常な流れでは流体の運動慣性による差圧（慣性差圧と呼ぶ）が存在すること、および流量が変化するとき、非線形圧力損失は定常特性から予測される変化よりも遅れるという事実を指摘した。特に後者の性質は、エネルギー消散をもたらす絞り下流の乱流渦構造が流量の変化にすぐに追従できないために起こると考えられ、そうした現象を渦慣性と名付けて、非定常な非線形圧力損失評価の数式モデルを提案した⁹⁾。その結果、音響学分野で古くから知られていながら、これまで十分な物理的説明が与えられていなかったオリフィス音響インピーダンスの示す非線形な挙動、すなわち流量振幅の増加に伴い、インピーダンスの抵抗成分は増加するがリアクタンス（慣性）成分は減少するという現象⁹⁾が、このモデルによって初めて明示的に説明されることとなった。

本論文では、固定絞りについて得られた以上の知見を踏まえた上で、可変絞りである油圧用ポペット弁の有効な動特性モデルの構築を目標に、以下の3つ問いに答える。

- (1) ポペット弁可変絞りの非定常流れにおいても、固定オリフィスで見出された慣性差圧と渦慣性は存在するか、存在するとすればどのように評価できるか
- (2) 可変絞りの差圧—流量—開口面積の定常的な関係は、非定常流れでどこまで妥当性を持つか

Fig. 1 Poppet and valve seat used for test

Fig. 2 Opening area of poppet valve

係は、非定常流れでどこまで妥当性を持つか

(3) (1)(2)の知見を取り入れたポペット弁動特性数式モデルの提案は可能か、またそれは差圧—流量—開口面積の定常特性式をそのまま用いた以前のモデルに比べて有効か否か

2. 実験装置

2.2 ポペット弁可変絞りの定常特性 流れが定常な場合、ポペット弁可変絞りの差圧 $\Delta p = p_{in} - p_{out}$ 、流量 q_p 、開口面積 $S_p(x_p)$ の間には次の関係が成り立つことが見出されている⁹⁾。

$$\frac{(p_{in} - p_{out}) S_p^2(x_p)}{\rho} = \alpha_p q_p^2 + \beta_p v m d_p q_p \quad (2)$$

式(2)右辺の非線形および線形損失係数 α_p 、 β_p は実験的に決定され流量に依存しない無次元量であり、試験ポペット弁の場合、多くの差圧、流量、ポペット変位の測定値から最小二乗法により $\alpha_p = 0.66$ 、 $\beta_p = 22.2$ と求められる。図3に測定値（黒丸）と式(2)による最小二乗近似結果（実線）を示しておく。

2.3 実験油圧管路

ポペット弁の動特性を脈動

Fig. 3 Steady-state characteristics of variable restrictor of test poppet valve

Fig. 4 Experimental oil hydraulic circuit

流れにおいて測定するための油圧回路を図4に示す。回転式正弦波流れ発生器によって所定の周波数(20~1000Hz)の脈動を与えられた作動油(VG46マシン油)は、0.2 m離れた二つの圧力測定孔を持つ管路を通して試験ポペット弁に入り、その後インラインアキュムレータで脈動を除去してからオリフィス流量計を経てタンクへと戻る。ポペット弁を通る脈動流量は、これら二つの測定孔に付けた半導体圧力計(定格3MPa)で得られる圧力データより修正慣性差圧法⁸⁾を用いて求める。

定常特性式(2)に見られる差圧、流量、ポペット変位間の非線形な関係は、流れが非定常であっても形こそ違え、同様に存在すると考えられる。脈動流れでそうした非定常な非線形性を調べるには、先の固定絞りの脈動特性測定⁸⁾で採用したように、流量変動波形を出来るだけ正弦波に近づけてそこに含まれる高調波成分の影響を極力抑える方策が必要となる。そこで今回も固定絞りで行ったと同様にπ型分岐管フィルターを二つの圧力測定孔の上流管路に置き、高調波成分を取り除いてほぼ基本波成分だけとした流量波形をポペット弁に与える。

油の温度は試験ポペット弁下流においてサーミスタで測定し、測定中はその指示値がほぼ一定となるよう、オイルクーラーをON-OFFして制御する。

3. 渦慣性の確認と慣性差圧の評価

3.1 測定装置 固定絞りで見出された慣性差圧と渦慣性が、ポペットと弁座で構成される試験弁の絞りを通る変動流れにおいても同じように現れるかを確認するため、ポペット変位を固定し、絞りに平均値0で変動成分だけの流量を与えて音響学的インピーダンスを測定する。そのためポペットは、図5のように支

柱で支えて固定し、さらに棒を介してつないだ円板に二つの渦電流式変位計を対向させてポペット変位を測定する。また絞り前後に開けた測定孔に半導体圧力計(定格3MPa)を付け、絞り上、下流の圧力 p_{in} 、 p_{out} を測定する。

以上の装置を図4の油圧回路に組み込み、下流管路途中の締め切り弁を閉じ、平均流量を0として脈動成分だけをポペット弁に導いて測定を行う。

3.2 音響学的インピーダンス ポペット変位を固定して絞りの音響学的インピーダンスを測定した結果の例を、図6に示す。これは脈動周波数500Hzで流量振幅を変えて測定した結果を、横軸に流量振幅を対数目盛でとり、縦軸にインピーダンスの抵抗成分 R およびリアクタンス成分 X を取ってプロットしたものである。流量振幅の小さいときは一定値を取っていたリアクタンスが、振幅の増加に伴い減少するという、固定絞りの音響学的インピーダンスで観察されたと同様の振る舞い⁸⁾が見られ、これよりポペット弁の絞りにおいても渦慣性が存在することが確認される。

Fig. 5 Poppet valve with displacement fixed to examine kinetic differential pressure and eddy inertia

Fig. 6 Nonlinear characteristics of acoustical impedances of poppet valve restrictor with poppet displacement fixed

一方図6で、小さな流量振幅における X は線形リアクタンス X_L を与え、それと流量の時間微分との積が慣性差圧となる。そこでポペット変位が X_L にどのような影響を持つかを見るために、改めて小さな流量振幅でポペット変位を変えてリアクタンスを測定した。その結果をポペット変位 x_p に対してプロットしたものが図7である。ここで 500Hz における X_L は、図6の値と1割ほど違っている。これはポペットー弁座間の狭い隙間を設定する際の実験精度に由来する系統誤差と考えられるが、図7の結果に偶然誤差(ばらつき)は少なく、以下のような定性的議論の根拠としては十分有用である。すなわち固定オリフィスの線形リアクタンスがオリフィス径に反比例するという音響学上の知見から類推し、図7の結果で、 X_L が x_p に逆比例すると仮定して測定値を最小二乗近似してみると、実線のように測定値をよく説明する結果が得られる。これより本論文では、ポペット弁可変絞りの脈動流れにおける慣性差圧をポペット変位に逆比例するものと評価することにする。

4. 可変絞りの非定常特性

4.1 測定装置 次に非定常な流れでは、ポペット弁可変絞りの差圧、流量、開口面積は相互にどのような関係を持って変動するのか、その関係は定常特性とどう異なるのかを調べるため、試験ポペット弁を図8のような構成とする。すなわち、ポペットは通常の弁と同様バネで支持し、それと細い棒で連結した円板に一对の渦電流変位計(応答周波数 20 kHz, 位置検出感度 10 mV/ μ m)を対向させて、脈動流れにおけるポペット変位の変動 $x_p(t)$ および平均値 x_{ave} を測る。また変動する差圧 $\Delta p(t)$ 、流量 $q_p(t)$ は前節のポペット固定実験と同様な方法で測

る。さらにこの実験では、絞りを通る平均流量 q_{ave} を下流管路に置いたオリフィス流量計で測る。

4.2 差圧－流量－開口面積の関係 可変絞りの非定常特性が定常特性と同じであるならば、いかなる時間 t においても次の関係が成り立つはずである。

$$\frac{\Delta p_{ave} + \Delta p(t)}{\rho} S_p^2(x_{ave} + x_p(t)) = \alpha(q_{ave} + q_p(t))^2 + \beta \nu \pi d_p(q_{ave} + q_p(t)) \quad (3)$$

しかし実際には、変動する差圧、流量、開口面積の関係は式(3)と完全に一致することはないと考えられ、両者の不一致はどのようなもので、どの程度かを明らかにすることが課題となる。そこで測定した差圧、流量、ポペット変位の波形データから、同じ時間 t における式(3)の左辺と右辺の値を別々に求め、図3と同じように、縦軸に開口面積の二乗と差圧の積、横軸に流量を取って座標面上の点としてプロットする。時間 t を脈動一周期にわたって変化させたとき、その点が描く軌跡は可変絞りの非定常特性を表すと考えられ、定常特性曲線と比較することで両者の不一致の内容を明らかにすることが出来る。

図9はそうした軌跡の若干の例を、差圧、流量、ポペット変位の測定波形とともに示したものであり、上から流量、差圧、ポペット変位の順で測定脈動波形2周期分を描き、一番下に非定常特性を表す軌跡を実線で、定常特性を点線で描いてある。なお軌跡の図にある矢印は、変化の方向を示している。図9の測定波形を見ると、 π 型フィルターで整形した流量波形はほぼ正弦波であるのに対して、差圧や変位の波形には流れの非線形性の影響で高調波によるひずみが現れている。三者はお互いに独立に測定され、相互の位相関係も周波数によってまちまちであるにもかかわらず、求まった軌跡すなわち非定常特性は、勾配や曲率まで含めて

Fig. 7 Linear reactances of poppet valve restrictor plotted versus poppet displacement

Fig. 8 Poppet valve set-up to measure dynamic performance

定常特性曲線によく沿った閉ループ曲線となっている。この結果は、可変絞りの定常特性をその非定常特性の第一近似として使うことの根拠を与えとともに、今回の測定確かさを示している。

またループのヒステリシスが、周波数の低いときは反時計方向、高いときは時計方向となり、さらに一部に交差する軌跡が見られる。これらは渦慣性のため流量より遅れて変化し、反時計方向のヒステリシスを持つ非線形圧力損失と、流れの加速度に比例し、時計回りのヒステリシスを持つ線形な慣性差圧が重ね合わさった結果現れたものと考えられる。

5. ポペット弁の動特性モデル

5.1 以前に提案したモデル 著者らは先に、以下の3つの物理的関係に基づいたポペット弁の動特性数式モデルを提案した⁽⁶⁾。一つ目はポペット弁可変絞りの差圧—流量—開口面積の間の非定常な関係であり、それが定常な関係と同じであるという仮定の下に、数式モデルとして式(3)をそのまま用いた。

二つ目は可変絞りを通る流量とポペット運動の関係であり、ポペットが運動すると、ポペット弁に流れ込む流量 q_{in} とポペット絞りを通過する流量 q_p は、もはや定常流れの場合のように等しいとは見なせない。例えばポペットが弁座から離れる時、流れ込む油の一部はポペットの動いた隙間を埋めるのに費やされ、残りが絞りを通過する流量 q_p となる。一方、絞りに流

入する流量 q_{in} とポペット通過後の流出流量 q_{out} は、ポペット運動の有無に関わらず等しくなり、これらの関係は次式により与えられる(図10)。

$$q_{in} = q_p + A_p \frac{dx_p}{dt}, \quad q_{in} = q_{out} \quad (4)$$

三つ目の関係はポペットの運動である。ポペットは上流と下流の圧力差、ポペットを支えるバネの力、およびポペット速度に比例する減衰力を外力として運動すると考え、いわゆる流体力は無視して、次の運動方程式を与えた。

$$m_p \ddot{x}_p + c_p \dot{x}_p + k_p (x_p + x_0) = A_p (p_{in} - p_{out}) + A_R p_{out} \quad (5)$$

$$\left[\begin{array}{l} A_p: \text{弁座穴断面積}, A_R: \text{変位測定棒の断面積} \\ m_p: \text{ポペット質量}, c_p: \text{減衰係数} \\ k_p: \text{バネ定数}, x_0: \text{バネ初期変位} \end{array} \right]$$

Fig. 10 Effect of poppet motion on flow rate passing through poppet valve restrictor

Fig. 9 Unsteady characteristics of variable restrictor of poppet valve obtained from experimental waveforms of flow rate, pressure drop and poppet displacement

5.2 モデルの修正 著者らが先に提案した上記ポペット弁動特性モデルは、周波数応答実験による検証の結果、差圧と流量、ポペット変位と流量の関係に正しく予測し得ない部分があることが判明した⁶⁾。そこで、今回可変絞りの非定常特性を調べることで得られた知見を取り入れ、上記動特性モデルを以下のように修正する。

すなわち、ポペット弁可変絞りの新たな非定常特性式として、定常特性式に慣性差圧と渦慣性モデルを組み込んだ関係を用いる。まず慣性差圧 Δp_L は、3.2の結果を考慮すれば、次のように与えることができる。

$$\Delta p_L = \frac{\rho L}{S_p (x_{ave} + x_p(t))} \frac{dq_p(t)}{dt} \quad (6)$$

[x_{ave} : 平均ポペット変位]

次に非線形圧力損失 Δp_{NL} としては、渦慣性の評価に著者らが先に提案した数式モデル⁹⁾を用いるが、そこでの流量としては、絞りを通る q_p でなく、非線形圧力損失を生み出す下流乱流構造と対応した q_{out} を用いる。また下流の乱流構造は開口面積にも影響されることを考慮して、ポペット変位についても渦慣性の遅れ時間を取り入れ、結局 Δp_{NL} を次の式で与える。

$$\Delta p_{NL} = \frac{\rho \alpha}{S_p^2 (x_{ave} + x_p(t - T_E))} \{q_{ave} + q_{out}(t - T_E)\}^2 \quad (7)$$

($q_{in} = q_{out}$)

式(6)、(7)により定常特性式を修正すれば、可変絞り

の非定常特性式は結局次のように与えられる。

$$\begin{aligned} p_{in} - p_{out} &= \frac{\rho \alpha}{S_p^2 (x_{ave} + x_p(t - T_E))} \{q_{ave} + q_{in}(t - T_E)\}^2 \\ &+ \frac{\rho \beta}{S_p^2 (x_{ave} + x_p(t))} \sqrt{\pi} d_p \{q_{ave} + q_p(t)\} \\ &+ \frac{\rho L}{S_p (x_{ave} + x_p(t))} \frac{dq_p(t)}{dt} \end{aligned} \quad (8)$$

5.3 モデルの実験的検証

(1) 伝達関数 修正モデルの有効性を周波数応答実験によって調べるため、変動は平均値に比べて小さいとして式(8)を線形化し、式(4)、(5)とともにラプラス変換して流量と差圧、およびポペット変位と流量の間の伝達関数を求めれば、それぞれ次のようになる。

$$\begin{aligned} \frac{P_{in} - P_{out}}{Q_{in}} &= \frac{(m_p s^2 + c_p s + k_p)(c_1 e^{-sT_E} + c_3)}{m_p s^2 + (c_p + A_p^2 c_3)s + (k_p - A_p c_4 - A_p c_2 e^{-sT_E})} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{X_p}{Q_{in}} &= \frac{A_p (c_1 e^{-sT_E} + c_3)}{m_p s^2 + (c_p + A_p^2 c_3)s + (k_p - A_p c_4 - A_p c_2 e^{-sT_E})} \end{aligned} \quad (10)$$

ただしこれら伝達関数の導出の過程では、ポペット下

Fig. 11 Accuracy inspection by frequency response test for modified dynamic model of poppet valve incorporating kinetic differential pressure and eddy inertia

流圧力 $p_{out} = 0$ としている。またこれらの式の $c_1 \sim c_4$ は平均値から決まる定数で、以下のように与えられる。

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{2\alpha\rho}{S_p^2(x_{ave})} q_{ave} \\ c_2 &= \frac{2\alpha\rho S'_p(x_{ave})}{S_p^3(x_{ave})} q_{ave}^2 \\ c_3 &= \frac{\beta\rho v\pi}{S_p^2(x_{ave})} d_p \\ c_4 &= -\frac{2\beta\rho v\pi S'_p(x_{ave})}{S_p^3(x_{ave})} d_p q_{ave} \end{aligned}$$

(2) 周波数応答実験 4.1と同様の装置を使って上に求めた伝達関数の周波数応答実験を行い、以前のモデルおよび修正モデルによる計算値と比較したものを図11に示す。なお実験においては、ポペット下流に気泡含有ゴム[®]を挿入し、脈動を吸収して $p_{out} = 0$ の条件を満足するようにするとともに、運動方程式の減衰係数は、差圧と変位の間の伝達関数の計算値と測定値のフィッティングに基づいて、 $c_p = 6.3 \text{ kg/s}$ を採用している。

図11では、横軸に周波数、縦軸に伝達関数のゲインと位相角を取り、測定値を黒丸、以前のモデルによる計算値を実線、修正モデルによる計算値を破線で、それぞれ表している。なおゲインを dB で取る必要上、伝達関数は測定物理量の平均値を使って無次元化してある。

この結果を見ると、ゲインがピークを取る前後において、以前のモデルは測定値を予測できないが、修正したモデルはうまく予測できている。これより今回提案したポペット弁の動特性モデルが以前のものに比べてより有効であることが分かる。

6. 結 言

(1) ポペット弁可変絞りの非定常流れにおいても、固定絞りの非定常流れにおいて特徴的な、加速度と慣性に基づく差圧と非線形圧力損失が流量変化に対して遅れる性質（渦慣性）が現れる。

(2) ポペット弁可変絞りの非定常流れにおいて、差圧、流量、開口面積の関係は、定常特性の近傍でそれに沿うように変化する。これは、流れが非定常な場合の可変絞りの差圧—流量—開口面積の関係に、定常な流れのそれを第一近似として用いることが出来る根拠を与える。

(3) ポペット弁可変絞りの定常な差圧—流量—開口面積の関係に、流れが非定常な場合に現れる慣性差圧と渦慣性を取り入れて構築したポペット弁の動特性モデルは、脈動流れにおけるポペット弁可変絞りの差圧と流量の関係、および流量とポペット変位の関係をうまく予測できる。

最後に、本研究の実験装置の設計・製作において多大の支援をいただいた技術職員、田村義彦氏に感謝の意を表する。

文 献

- (1) Washio, S. et al., Static characteristics of a piston-type pilot relief valve, *Proc. IMechE, Part C, J. Mechanical Engineering Science*, Vol.213 (1999), pp.231-239.
- (2) Washio, S. et al., Static Characteristics of a Pilot Relief Valve (in Japanese), *J. Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol.28, No.6(1997), pp655-661.
- (3) Washio, S. et al., Model Simulation of Oil Hydraulic Systems Controlled by PWM Using 3-Way Ball Valve (in Japanese), *Transactions of the JSME, Series B*, Vol.61, No.585(1995), pp.1736-1743.
- (4) Nakamura, Y. et al., Measurement and Modeling of Poppet Valve Characteristics (in Japanese), *Transactions of the JSME, Series C*, Vol.68, No.668(2002), pp.1149-1156
- (5) Washio, S. et al., Study of Unsteady Orifice Flow Characteristics in Hydraulic Oil Lines, *ASME, J. Fluids Engineering*, Vol.118 (1996), pp.743-748.
- (6) Chen, C. et al., Observation of Unsteady Nonlinear Relationship between Pressure Drop across and Flow Rate through a Restrictor in Sinusoidally Fluctuating Oil Hydraulic Flows (in Japanese), *Transactions of the JSME, Series B*, Vol.72, No.720(2006).
- (7) Bolt, R. H., et al., The Acoustic Reactance of Small Circular Orifices, *J. Acoust. Soc. Am.* Vol.21 (1949), pp.94-97.
- (8) Chen, C. et al., Discussions on Accuracy of Modified KDP Method Applied to Simultaneous Measurements of Unsteady Flow Rates, Pressures and Impedances for Pulsating Oil Flows in a Pipe (in Japanese), *Transactions of the JSME, Series B*, Vol.71, No.712 (2005), pp.2934-2940.
- (9) Washio, S. et al., Pulsation Reduction in Hydraulic Oil Using Rubber Containing Discrete Microbubbles (in Japanese), *Transactions of the Japan Fluid Power System Society*, Vol.30, No.2(1999), pp.48-52.