

水圧用圧力補償型流量制御弁の流動特性解析

Numerical Simulation of Pressure-Compensated Flow Control Valve
for Water Hydraulics

白井 敦*, 林 叡*, 早瀬 敏幸*, 郭 南楠*

Atsushi SHIRAI, Satoru HAYASHI, Toshiyuki HAYASE and Nannan GUO

*東北大・流体研

*Institute of Fluid Science, Tohoku University

キーワード：水力学 (Water hydraulics), 静特性 (Static characteristics), 固有値解析 (Eigenvalue analysis), 数値解析 (Numerical simulation), 流量制御弁 (Flow control valve)

連絡先：〒980-8577 仙台市青葉区片平 2-1-1 東北大学流体科学研究所
知能流システム研究部門 生体流動研究分野 白井 敦
Tel.: (022)217-5254, Fax.: (022)217-5311, E-mail: shirai@ifs.tohoku.ac.jp

1. 緒言

圧力補償型流量制御弁は、供給圧力や負荷の大きさが変化しても吐出流量を設定された値に自動的に調節する機能を持っており、様々な油圧機器の駆動制御に用いられている。近年、環境問題の高まりとともに作動流体として水が注目されるようになってきたが、水圧機器の開発は油圧と比較して日が浅く、未だ十分とは言えない。そこで本研究では、水を作動流体とするよう設計された Danfoss 社製圧力補償型流量制御弁 Type VOH 30PM¹⁾を例に採り、その特性を解析した。ここに、水はその低粘度ゆえに潤滑性能が油より低いため、機器の設計において摺動部のクリアランスを油圧よりも大きくする必要があり、ここでの水の流れが特性に大きな影響を与える事が考えられる。そこで、圧力補償弁に働く流体力に注目した弁の数学モデルを構築し、その特性を求めた。

2. 数学モデル

2.1 基礎方程式

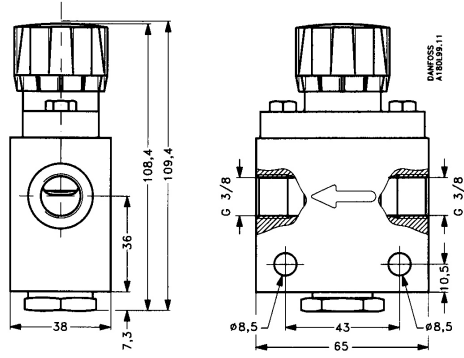
本研究で用いた流量制御弁の外観および内部構造の模式図を Fig.1 に示す。弁はスロットルの下流に圧力補償用スプールを設置している点に特徴がある。以下の解析では、弁本体の上流・下流に 1m の管路を接続し、下流管路出口端には径が管内径の 1/3 のオリフィスを設置した。実機における諸元は Table 1 に示す。

解析で用いた基礎方程式を以下に示す。回路各部の集中化された運動方程式および連続の式は、上流管路

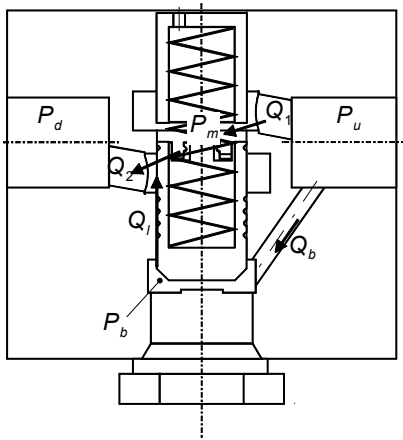
$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{A_u}{\rho L_u} \left(P_s - P_u - \frac{8\pi\mu L_u}{A_u^2} Q_u \right) \quad (1)$$

弁入口

$$\frac{dP_u}{dt} = \frac{\beta}{V_u} (Q_u - Q_1 - Q_b) \quad (2)$$



(a) Outward¹⁾



(b) Cross-section

Fig.1 Schematic of flow control valve

スロットル

$$\frac{dP_m}{dt} = \frac{\beta}{V_m(X)} (Q_1 - Q_2 - A_0 \dot{X}) \quad (3)$$

弁出口

$$\frac{dP_d}{dt} = \frac{\beta}{V_d} (Q_2 + Q_l - Q_d) \quad (4)$$

下流管路

$$\frac{dQ_d}{dt} = \frac{A_d}{\rho L_d} \left(P_d - P_o - \frac{8\pi\mu L_d}{A_d^2} Q_d \right) \quad (5)$$

下流管路出口端

$$\frac{dP_o}{dt} = \frac{\beta}{V_o} (Q_d - Q_o) \quad (6)$$

Table 1 Parameters

(a) Technical data

Max. Inlet pressure	14 [MPa] 140 [bar]
Max. flow	5.0×10^{-4} [m ³ /s] 30 [l/min]
Min. flow	3.33×10^{-5} [m ³ /s] 2 [l/min]
Max. pressure drop across the valve	14 [MPa] 140 [bar]
Min. pressure drop	1.5 [MPa] 15 [bar]

(b) System parameters

Spring stiffness K	1.63×10^4 [N/m]
Mass of pressure-compensated valve m	1.75×10^{-4} [kg]
Initial compression of spring X_0	4.13×10^{-4} [m]
Bulk modulus	2.10×10^9 [N/m ²]
Viscosity μ (293K)	1.00×10^{-3} [Pa·s]
Density (293K)	9.98×10^2 [kg/m ³]

圧力補償用管路

$$\frac{dQ_b}{dt} = \frac{A_b}{\rho L_b} \left(P_u - P_b - \frac{8\pi\mu L_b}{A_b^2} Q_b \right) \quad (7)$$

圧力補償弁

$$\frac{dP_b}{dt} = \frac{\beta}{V_b(X)} (Q_b - Q_l + A_0 \dot{X}) \quad (8)$$

ここに、スロットル通過流量

$$Q_1 = C_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_u - P_m)} \quad (9)$$

圧力補償弁通過流量

$$Q_2 = 4C_2 A_2(X) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_m - P_d)} \quad (10)$$

下流管路出口端オリフィス通過流量

$$Q_o = C_a A_a \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_o - P_a)} \quad \text{ただし, } P_a = 0 \quad (11)$$

圧力補償弁隙間流れ流量

$$Q_l = \frac{\pi D_1 H_l^3}{12\mu L_c} (P_b - P_d) \quad (12)$$

である．また，圧力補償弁の運動方程式は次式で表される．

$$\ddot{X} = -\frac{\delta}{m}\dot{X} + \frac{K}{m}(X_0 - X) + \frac{A_0}{m}(P_m - P_b) + \frac{F}{m} \quad (13)$$

ここに， F は弁に作用する流体力， δ は減衰係数であり，以下に示す．

2.2 圧力補償弁とケーシングの隙間に作用する粘性力

圧力補償弁の移動速度を無視した場合，補償弁とケーシングの隙間における流量 Q_l と断面平均流速 v の関係は

$$Q_l = \frac{\pi D_1 H_l^3}{12\mu L_c} (P_b - P_d) = \pi D_1 H_l v$$

$$\therefore v = \frac{H_l^2}{12\mu L_c} (P_b - P_d) \quad (14)$$

隙間内において流速が放物分布を持つとすると，弁表面におけるせん断応力は，

$$\tau = \frac{H_l}{2L_c} (P_b - P_d) \quad (15)$$

となる．よって，式(13)の正の向きに留意すると，弁に作用する粘性力 F_1 は，

$$F_1 = -\frac{\pi D_1 H_l}{2} (P_b - P_d) \quad (16)$$

で表される．また，圧力補償弁の振動で誘起されるクエット流れによる粘性力 F_2 は，弁速度を V とすると

$$F_2 = -\frac{\pi\mu D_1 L_c}{H_l} V \quad (17)$$

で表される．

2.3 運動量理論に基づく流体力²⁾

Fig.2 で示される検査体積を考える．流入口および流出口における流速の軸方向成分および流量

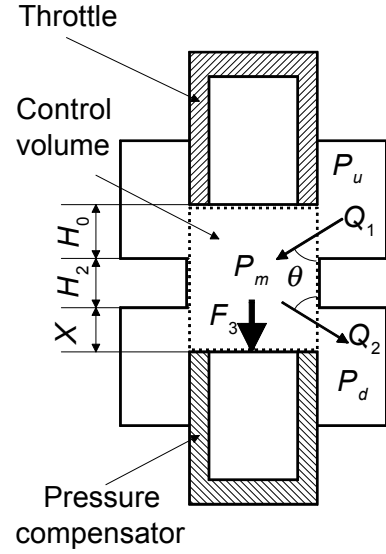


Fig.2 Control volume

をそれぞれ u_1 ， Q_1 ， u_2 ， Q_2 とすると，圧力補償弁に作用する力 F_3 は

$$F_3 = \rho \left\{ u_1 Q_1 - \left(H_2 + \frac{1}{2} H_0 \right) \frac{dQ_1}{dt} \right\} - \rho \left(u_2 Q_2 + \frac{1}{2} X \frac{dQ_2}{dt} \right) \quad (18)$$

となる．ここに，

$$u_1 = \sqrt{\frac{2(P_u - P_m)}{\rho}} \cos \theta \quad (19)$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2(P_m - P_d)}{\rho}} \cos \theta \quad (20)$$

である． $X > 0$ において， dQ_1/dt が dQ_2/dt に等しく， dQ_2/dt において $P_m - P_d = \text{const.}$ とすると，式(18)は，

$$F_3 = 2C_1 A_1 (P_u - P_m) \cos \theta - 8C_2 A_2 (P_m - P_d) \cos \theta - 4C_2 \left(H_2 + \frac{1}{2} H_0 + \frac{1}{2} X \right) \Delta L \sqrt{2\rho(P_m - P_d)} V \quad (21)$$

となる．なお， $X \leq 0$ の場合は

$$F_3 = 2C_1 A_1 (P_u - P_m) \cos \theta \quad (22)$$

となる．ここに， $\theta = 69^\circ$ とした．

以上のことより，式(13)における流体力 F および減衰係数 δ は， $X > 0$ において

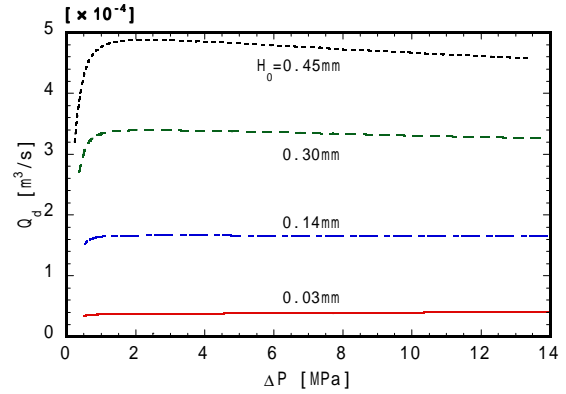
$$F = -\frac{\pi D_1 H_l}{2} (P_b - P_d) + 2C_1 A_1 (P_u - P_m) \cos \theta - 8C_2 A_2 (P_m - P_d) \cos \theta \quad (23)$$

$$\delta = \frac{\pi \mu D_1 L_c}{H_l} + 4C_2 \left(H_2 + \frac{1}{2} H_0 + \frac{1}{2} X \right) \Delta L \sqrt{2\rho(P_m - P_d)} \quad (24)$$

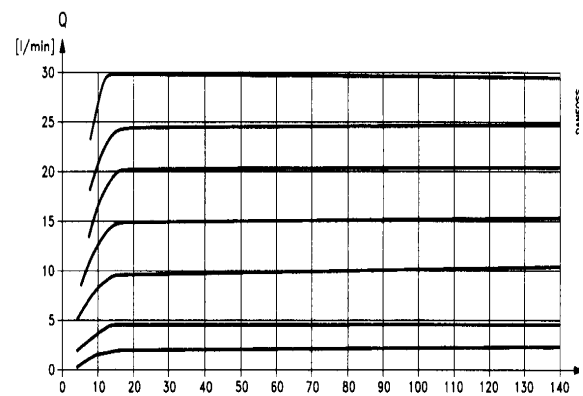
で表される。

3. 静特性解析

式(1)～式(13)において時間微分項を0と置き、これらを連立させて定常値を求める。圧力補償弁とケーシングとの隙間 H_l を $1.0 \times 10^{-5} \text{m}$ と固定した場合の、スロットル開度 H_0 が0.03mm, 0.14mm, 0.30mm および 0.45mm における本弁の圧力 流量特性を Fig.3 に示す。ここに、Fig.3(a)が本解析で得られた結果であり、Fig.3(b)はカタログに掲載されたデータである。また、 P は弁入口と出口の間の圧力差、 Q_d は弁出口の流量である。Fig.3(a)より、 P が 1.5MPa 以上では流量はほぼ一定になるが、 H_0 が大きい場合は P の増加とともに Q_d が微かに減少し、 H_0 が小さい場合は増加している。Fig.4 に、 $P=1.5\text{MPa}$ における Q_d を基準として、スロットル開度 H_0 によって $P=14\text{MPa}$ における Q_d がどのように変化するかを示す。ここに、 Q は $P=1.5\text{MPa}$ における Q_d との差を表している。理想的な流量制御弁であれば Q は常に0となるが、図より、 $H_0 \leq 0.13\text{mm}$ では $Q > 0$ 、 $H_0 > 0.13\text{mm}$ では $Q < 0$ であり、 H_0 が大きくなるに従って Q が小さくなっている。この傾向は Fig.3(b)にも見られるが、Fig.3(a)は、 H_0 が大きな領域において圧力補償が過剰に働いている。これは、圧力補償用スプールに働く流体力の見積もりに原因があると考えられる。



(a) Calculated result



(b) Catalogue data¹⁾

Fig.3 Pressure-flow characteristics

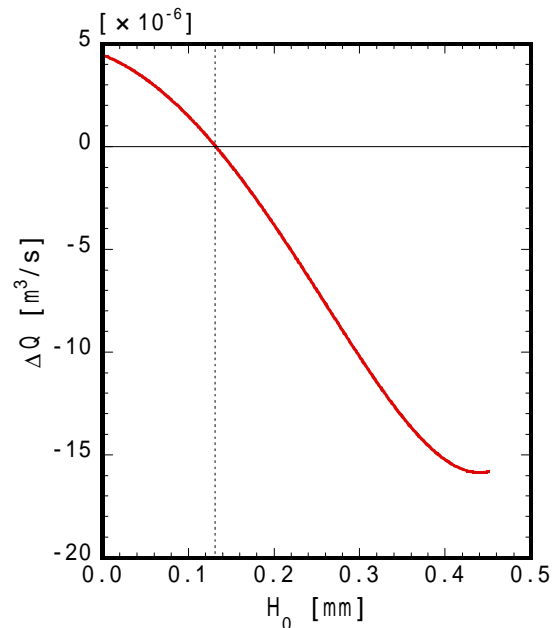


Fig.4 Effect of H_0 on Q of flow rate

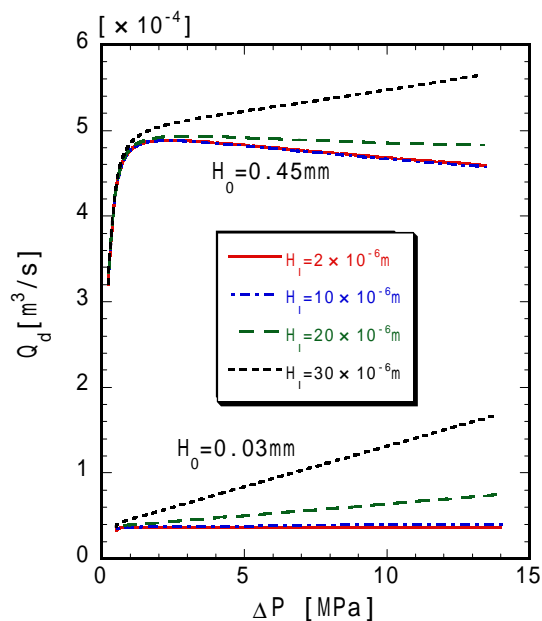


Fig.5 Effect of clearance H_1 on pressure-flow characteristics

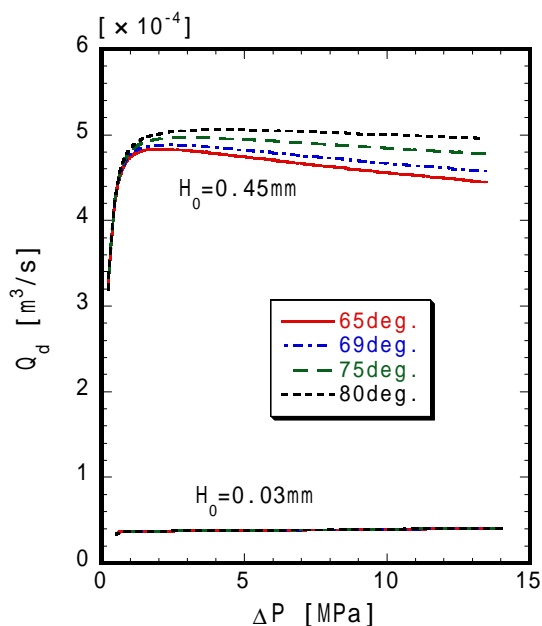


Fig.6 Effect of flow angle θ on pressure-flow characteristics

そこで、まず、圧力補償用スプールと弁ケーシングとの隙間厚さ H_1 について検討する。Fig.5 に、スロットル開度 $H_0=0.03\text{mm}$ 、 0.45mm における圧力 流量特性を種々の H_1 について示す。図より、

H_1 を大きくすると、 H_0 にかかわらず同程度の流量の増加が見られる。そのため、 $H_0=0.45\text{mm}$ において Q が Fig.3(b) と一致するように H_1 を定めると、 $H_0=0.03\text{mm}$ において Q が大きくなりすぎるので、これが主原因とは考えにくい。

本研究では圧力補償弁からの水の流出角度をポテンシャル流れの 69deg. としているが、スロットルと補償弁の距離が短く、また、補償弁のスプール形状が複雑なため、実際には 69deg. よりも変化する可能性がある。そこで、Fig.6 に、圧力補償弁からの水の流出角度を変化させた場合の圧力 流量特性を示す。図より、 $H_0=0.03\text{mm}$ の場合には流出角度による流量の変化はほとんど見られないが、 $H_0=0.45\text{mm}$ では角度が増加するに従って流量の減少量が減っていることがわかる。Fig.4 より、本モデルでは H_0 が大きな領域において圧力補償が実機より過剰に働いていることから、水の流出角度を適切に設定することにより Fig.3(b) と同じ静特性が得られると考えられるが、この問題は今後の検討課題とする。

4. 動特性解析

式(1)～式(13)を連立させて解く事により、本システムの動特性が解析できる。ここでは、管路抵抗を考慮して 4 次の Runge-Kutta 法を用いてこれらの式を解いた。

動特性を解析するに先立ち、システムの安定性を固有値解析に基づき調べた。その結果、不安定になるのは管路のモードであり、スロットルの開度、管路の長さ等、種々の条件によって複雑な挙動を示すことを確認した。そのため、本システムには弁の上流、下流に 2 本の管路が存在するが、

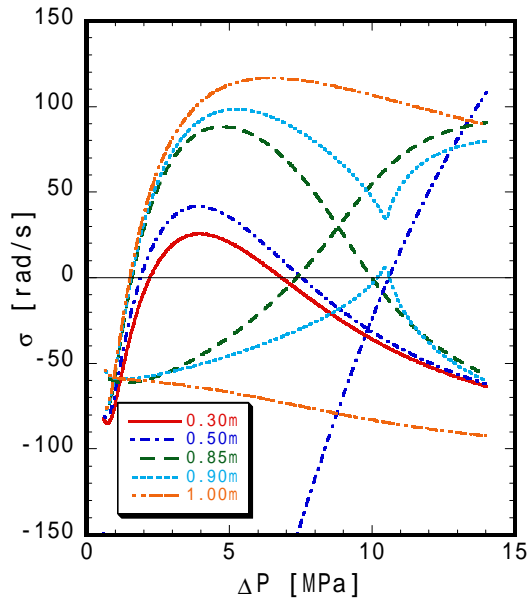


Fig.7 Variation of real part of eigenvalues for various upper pipeline length L_u at $L_d=1.0\text{m}$ and $H_0=0.22\text{mm}$

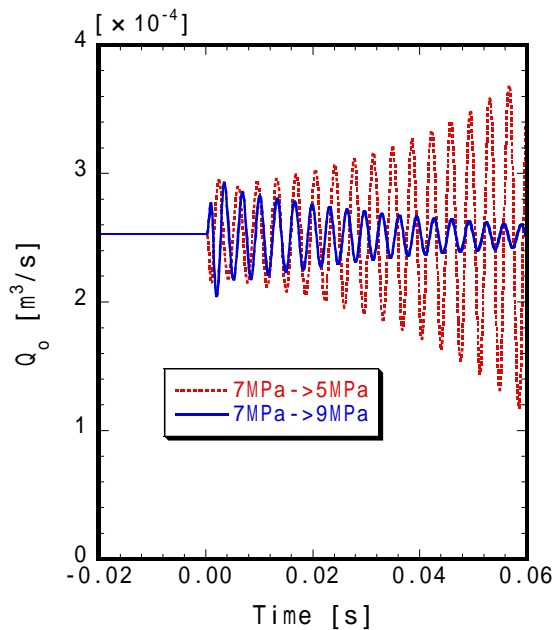


Fig.8 Transition of flow rate Q_o at $L_u=0.3\text{m}$, $L_d=1.0\text{m}$ and $H_0=0.22\text{mm}$

互いの干渉により、どちらのモードであるかを特定することは条件によって非常に困難となる。

Fig.7 に一例を示す。Fig.7 は、種々の L_u における、

P の変化に対する不安定化するモードの固有値実部の推移である。図において、 $P=10.5\text{MPa}$ 近傍で急激に σ の値が変化しているのは上流管路と下流管路のモードの干渉によるものである。

Fig.8 に、動特性解析の例として、供給圧力をステップ状に変化させた場合の下流管路端からの吐出流量の時間変化を示す。Fig.7 より、 $L_u=0.3\text{m}$ では、 $P_s=7\text{MPa}$ でシステムは安定である。時刻 0 において P_s を 2MPa 増加させた場合、流量は振動を始めるが次第に減衰していくことがわかる。一方、 P_s を減少させた場合、Fig.7 から明らかなように $\sigma > 0$ であり不安定である。そのため、 Q_o は時間の経過とともに振幅が増大している。

5. 結 言

Danfoss 社製圧力補償型流量制御弁を例に採り、圧力補償弁にかかる流体力に注目した数学モデルを構築し、静特性を求めた。その結果、高圧力差における流量の変化を再現する事が可能となった。この流量の変化は圧力補償弁における噴流の流出角度に大きく影響を受ける。そのため、より精度の高い解析を行うためには、流路の三次元性等も考慮した流動解析を行う必要がある。また、固有値解析より本システムは管路モードが不安定になることを確認した。

参考文献

- 1) Danfoss, Nessie™Tech. Note.
- 2) 竹中・浦田：油力学, 34/57, 養賢堂 (1970)