ポペット弁に発生する不安定振動について*

林

毅^{*1}

Instability of Poppet Valve Circuit

Satoru HAYASHI

Key Words: Oil Hydraulics, Flow Induced Vibration, Poppet Valve, Pipe Line, Stability, Self-Excited Vibration, Hard self-excitation, Chaotic Vibration, Simulation

1. 結 言

ポペット弁は構造が簡単、かつ、圧力変化に極めて鋭敏に応答するので、油圧回路におけるリリーフ弁、シーケンス弁、減圧弁のパイロット部、逆止め弁、カートリッジ弁など圧力制御弁として多用されている。

図1はポペット弁を含む回路の典型である。この回路は一自由度の振動系とみなし得る弁と単容量系として表される弁室あるいは管路から成っている。弁変位に伴う弁室圧力の変化は、弁に作用する流体力の変化としてフィードバックされるが、弁室圧力変化の遅れ、したがって流体力の遅れのため流体力によって振動の1サイクルごとに弁に与えられる仕事が正となって系の安定性を劣化させる(付録参照)。

この回路の不安定要因をどの点に求めるかは、弁室圧力の遅れを何に起因すると見るかによって異なってくるが、いずれにしても弁に作用する減衰力は通常小さいので、ダンパやしゅう動部抵抗などで積極的に減衰させない限り不安定となって発振する。いわゆるピー音として知られている発振現象がそれで、油圧回路の異常動作の原因として、あるいは騒音源として問題視され、古くから多くの研究がなされている。

しかし、研究の大部分は動作点における局所安定性を論じたものであり、大域的な挙動に言及したものは少ない。この系には弁の流量特性、オリフィス特性、しゅう動部の固体摩擦、弁と弁座の衝突など多くの非線形特性が含まれており、大域的な挙動は動作点近傍の局所的な性格とはおよそかけ離れたものとなること

が少ない。しかるに、著しい非線形性による解析の困難さのため、従来、大域的な動作の検討はほとんど行われていない。

近年、大形電子計算機の発達に伴って複雑な非線形特性を持つシステムの数値シミュレーションによる検討の道が開け、事情は一変した。この方法によればパラメータ変化に伴う系挙動の変遷を系統的に調べることができ、系の大域的性質を比較的容易に解明できる。

この研究展望ではポペット弁を含む回路の局所安定性に関する既往の研究を概観し、さらに大域的性質をも含めた発振のメカニズムについての研究の経過を述べる。

2. ポペット弁回路の局所安定性

ポペット弁もしくはそれに類似の弁の安定性については、古くは、ディーゼルエンジンの燃料噴射弁に関して簡単な記述がDen Hartogの著書⁽¹⁾に見られる。ここで扱われている噴射弁はポペット弁(内向き流れ)と基本的に同じ構造を持っており、弁の不安定化の原因を弁室における油の圧縮性に帰している。

また、鶴沢⁽²⁾は軸対称形状を持つ弁の広がり流れに

図1 ポペット弁の模式図

* 原稿受付 平成3年5月8日。

*1 正員、東北大学流体科学研究所(〒980 仙台市青葉区片平2-1-1)。

対する弁押し上げ力を理論的に求め、平衡点の安定性を検討した。この研究で具体的な検討対象とされたのは円形弁であるが、その押し上げ力の特性は弁と弁座に重なりを持つポペット弁と定性的には類似しているの、動作点の安定性に関しても共通した点が多い。この研究では弁の押し上げ力が弁開きに対してV字形に変化し、弁自重と流体力との平衡点のうち、弁開きの大きい側の平衡点が静的不安定となることを理論的に示している。

一方、油圧回路におけるリリーフ弁の安定性に関する詳細な研究が1964年 Backé⁽⁹⁾ によって報告されている。この研究ではリリーフ弁室容積は小さく、接続する管路は比較的短いので回路の安定性の劣化は油の圧縮性による伝達遅れよりむしろ給油ポンプ、もしくは油圧モータの運動との連成によるという Bickel⁽⁴⁾ の予測を理論的に証明したものである。

ほぼ同時期に Funk⁽⁵⁾ は上流弁室を介して給油管路が接続されている回路(図2)の基礎方程式を導き、弁室と管路が動作点の安定性に及ぼす影響について理論的に検討した結果を報告している。この研究では管路を無損失、かつ、流体の圧縮性を考慮した分布定数モデルとして扱って動作点における局所安定性に及ぼす管路の影響を検討し、管路が回路の安定性を劣化させること、発振の臨界振動数は管路の最低次モードの振動数と一致すること、この振動数が低いほど(管路が長いほど)発振しやすくなること、弁開きを大きく取ることによって安定性を改善できること、弁の上流オリフィス抵抗を小さくすることによって安定化できることなど、この回路の安定性に関する基本的な性格を明らかにしたが、この研究は管路内油柱の運動と弁の運動との干渉によって系が不安定化する模様を浮き彫りにするため種々の仮定の下に基礎方程式を単純化して解析しているので、その結論は定性的にならざるを得ず、系諸元と安定性の関係についての具体的な知見は得られていない。

この点を補完する形で以後の一連の研究が多くの研究者によって成されている。

図2 Funkのポペット弁回路

市川ら⁽⁶⁾ は管路と上流弁室が回路(図3)の安定性に及ぼす影響を詳細に検討し、安定限界条件を理論的に求め、かつその近似式を誘導して実験的に結果の妥当性を示した。

笠井⁽⁷⁾⁽⁸⁾ はポペット弁の上流、下流両管路が回路の安定性に及ぼす影響を検討し、外乱振動数によって系が不安定となる条件を理論的、実験的に検討した。

Wandling ら⁽⁹⁾ は、弁上流の給油管路のほかに Funk が考慮しなかった下流管路が系の安定性に及ぼす影響を、弁室、弁質量、支持ばねの動特性⁽¹⁰⁾ などの影響と共に検討した。システムの内部フィードバックに着目したループ伝達関数のゲイン、位相線図を描き Nyquist 法によって安定性を検討した結果、弁室の圧縮性が安定性に及ぼす効果に比べて上・下流管路の動特性、ばねの動特性、ポペット質量などの影響がはるかに大きいことを指摘しているが、不安定系で発生する振動のモードがどうなるかについては明らかにしていない。

以上の諸研究は、ポペット弁と回路を構成する諸要素との干渉の結果としての不安定化現象を論じたものである。これに対して、弁に作用する流体力に不安定化の要因を求める研究がなされている。

通常、ポペット弁の運動方向は軸方向に限定されているとの前提下に数学モデルを誘導しているが、弁軸をしゅう動部などで拘束しているような場合はともかく、通常のリリーフ弁パイロット部のように、ポペット部のみをばねで押さえる構造の場合、運動は軸方向に限定されとは限らず、弁軸に垂直な方向や弁軸周りの回転などの自由度も無視できない。

前田⁽¹¹⁾⁽¹²⁾ は、このように弁が横方向運動を行うときの流体力を検討し、自励振動発生の可能性を指摘した。すなわち、弁が軸対称の状態から偏心した場合、弁に作用する非定常流体力には流出流の運動量変化に依存する負の減衰力成分が含まれ、弁座率が小さいほどこの力は大きくなって系は不安定化することを理論的に示し、これを実験的に検証した。これは弁と他の結合要素との干渉の結果現れる上述の不安定化現象と異なっており、弁内部流れの性質に起因する不安定要因として極めて興味深い。

図3 直動形ポペット弁回路

弁周りの流れの性質に依存して弁が不安定となることを指摘した研究としてほかに McCloy ら⁽¹³⁾, Green らの研究⁽¹⁴⁾がある。

McCloy らは定常状態におけるポペット弁からの流出噴流を観察し、同一弁開度、同一供給圧力、同一流量下で Schrenk⁽¹⁵⁾ の示した流出パターン A～E (図 4) のうち A, B, E の 3 種類の異なった流出形態を取ること、どの流出形態を取るかは弁室下流の状態に依存することなどを示し、流出形態の変化に伴う押し上げ力変化によって弁が励振される可能性のあることを指摘した。

また, Green らはポペット弁の不安定化要因として

- (1) 弁と他の要素の干渉による不安定化,
 - (2) 弁変位の増大に伴う流出流の層流から乱流への遷移に起因する不安定化,
 - (3) 負の流体復元力による不安定化,
 - (4) 弁開閉時の圧力の差 (履歴特性) による不安定化,
 - (5) 供給圧力の変動に起因する励振現象,
- の 5 種類を挙げた。

このうち (1) については文献 (1)～(10) ですでに述べられている。また, (5) は供給圧変化に伴う振動とされているが圧力変動周期と弁の振動周期の関係が記されておらず, 自励振動か一種の強制振動と考えるべきか明確でない。(2)～(4) が流体力に起因する不安定化現象といえるが, 流体力, 発生する振動波形などの具体的な測定結果を欠いており, その詳細は不明である。

3. ポペット弁回路の大域的安定性

前述の諸研究はほとんど動作点の安定性を論じたものであり, 大域的挙動を論じたものは見当たらない。

リリース弁のパイロット部を模式的に表した図 1 の回路において, 理論的に求めた安定境界と実験結果が著しくずれたり, 発生する振動が極めて不規則になるなど線形理論による局所的挙動解析からは予測のつか

ない奇妙な動作をしばしば行うことがある。

線形理論から予測できないこれらの現象の原因を弁軸に作用する摩擦や弁と弁座の衝突時の不規則さなどによると漠然と考えてはきたもののその実相を検討した研究はない。

この点に関して著者の行った研究⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾を中心に弁の大域的挙動と関連づけて以下に説明するが, それに先立って図 1 の系の局所安定性について述べる。

図 5 は回路の不安定境界を供給圧力 P_s と弁リフト X との関係で表し, 接続管路長 L をパラメータとして安定境界の推移を示している。図 5 の細線は弁設定圧力 (クラッキング圧力) 2 MPa の場合の弁リフト X の変化を表している。曲線 A が $L=0$ の場合の安定境界である。この場合には小リフト域は安定であり, X の比較的大きな領域で不安定となっている。それに対して $L \neq 0$ の場合の B, C では弁リフトの小さい領域が不安定となって, L の増大とともに不安定域は広がる。市川らの検討した系は図 1 の系とオリフィスを持たない点で異なるが, 管路による不安定化は同様に小リフト域で著しい。

一方, Green らは弁リフトが小さいとき不安定化要因 (2)～(4) の影響が著しいと述べているが, 上述の管路に起因する不安定化現象とのかかわりについては述べておらない。

動作点が不安定な場合, 理論上微小じょう乱で振動は成長するが (軟発振, soft self-excitation⁽¹⁸⁾), 現実の系には多少とも乾性摩擦が作用しており, 適当な外乱を弁に与えなければ発振しないことが多い。実験的に安定境界を調べようとするとき, 外乱を印加して発振の有無を調べるか, 発振させた後, パラメータ, 例えば供給圧力を変化させて振動が消滅する点を安定境界とする方法が取られるが, 図 1 の系ではいずれの方法を取っても理論結果と実験結果の一致は期待できない。これは, 振動が有限振幅の自励振動に成長した後には非線形性の影響を強く受け, その挙動が局所的な

図 4 ポペット弁からの油流の流出パターン

図 5 図 1 のポペット弁回路の局所安定性

安定性で律しきれなくなるためと考えられる。このような状況を解析するのに数値シミュレーションは威力を発揮する。その具体的な例を図6に示す。

図6は安定な動作点に静定している弁に速度外乱を初期条件として与えたシミュレーション結果である。初期速度の小さい場合には安定な動作点に収束し、大きい場合には自励振動に成長している。本来安定であるべき動作点で外乱によって発振する現象を硬発振現象 (hard self-excitation⁽¹⁸⁾) といい、安定な平衡点周りを不安定リミットサイクル、さらにその外周を安定リミットサイクルが囲む場合に対応している。

硬発振を考慮すると系の発振領域は図7に示すように格段に広がる。したがって、局所安定性のみ注目して弁の設計を行えば、弁の使用状況いかによっては予想外の振動発生を経験することになる。

さらにこの弁における硬発振現象に特徴的なことは、いったん振動が自励すると供給圧力がクラッキング圧力を超えて低下しても振動し続ける点である。図8にシミュレーションで得られた供給圧力と振幅の関係を実測の結果と共に示す。斜線部分が局所不安定域であるが、不安定域に挟まれた安定域でも発振しており、クラッキング圧力2.0 MPa (一点鎖線) に対して振動が停止するのは約1.1 MPaである。

この硬発振の原因は振動成長の結果、弁が弁座と衝突して振動中心が弁リフトを開く方向へ移動し、本来の振動中心であった動作点からずれてエネルギー授受の関係が変化するためと考えられるが、その機構の詳細についてはまだ不明である。

ポペット弁は図1のパイロット形構成を取る場合のほかに、図4に示すような直動形回路構成を取る場合も多い。この場合、管路と弁とが直接干渉し合って安定性を阻害し、時には極めて不規則な振動が観察される。次にこの系に発生する不安定振動について述べる。

図9に動作点 ($P_{si}=2.0$ MPa, $P_s=3.0$ MPa, $X=0.08$ mm) の安定性を管路長と特性根の虚部に対応する固有振動数との関係として実線で示してある。各モードの振動数は上流端を開口端、下流弁端を閉端とする管路固有振動数に近い値を取り、管路長に反比例して減少する。左下の破線は弁の振動に対応し、 $L=0$ のときには弁の固有振動数と一致するが、管路長の増加とともに減少する。不安定域は図9中の2水平破線に挟まれた区間であり、振動数がここに入るとそのモードは不安定となる。下限振動数は弁の固有振動数よりやや高く、したがって左下の弁モードは不安定とならない。

図示のようにこの系は同一管路長で複数個のモード

が不安定となる多モード発振系であり、管路長の増加とともに不安定モード数は増加するので、発生する振動はかなり複雑な様相を呈することが推察されるが、不安定モードがすべて成長するわけではなく、特定モードのみが選択されて発生する。どのモードが成長するかは非線形干渉の結果定まるので、解析が困難であ

(a) Damped oscillation

$L = 0.6$ m, $P_{si} = 2.0$ MPa, $P_s = 5.49$ MPa, $X_0 = 0.25$ mm

(b) "Hard" self-excited oscillation

図6 硬発振現象

図7 発振領域 (破線の下部が局所不安定域を表し、破線と実線で囲まれた領域が硬発振領域を表す)

図8 供給圧力変化に伴う自励振動振幅の推移 (破線が軟発振を、実線が硬発振を表す)

図 9 直動形のポペット弁回路の安定性と発生する振動の振動数 (数値シミュレーション結果)

図 10 概周期振動

図 11 不規則振動

り、下で理論的予測はできない。

そこで数値シミュレーション手法によって不安定系の大域的挙動を調べ⁽¹⁷⁾、発生した振動の種別を○～のなどの記号によって示す。記号のうち○～●は各モード (振動数 f_i) の振動およびその $1/n$ 分数調波振動を表し、▲、◎はそれぞれ概周期振と減衰振動を表している。この種の振動はいずれも非線形振動系においては、当然、発生が予測されるものであるが、特筆すべき点は、△、∅の印で示した不規則振動、いわゆるカオティックな振動が発生することである。図 9 の A、B'、C はその不規則振動発生領域である。

A は単一モード不安定域であり、この領域では振動周期倍化分岐の後不規則振動が発生している。

B は 3 モード不安定域であるが、図 9 に示すように 2 不安定モードによる概周期振動発生の後不規則振動に移行している。概周期振動波形、不規則振動波形とその周波数分析結果をそれぞれ図 10、11 に示す。

B' も B と同種の不規則振動発生領域である。

図 12 間欠カオス形不規則振動

C では図 12 に示すようにビートを伴う振動が発生し、その周波数分析結果は図 12 に示すように主モード振動数の周りに側波帯を伴っており、これも一種の不規則振動と考えられる。

これら数値シミュレーションにおける数学モデルは決定論的であり、いかなる不規則要因も含まれていない。また、基礎方程式中には弁と弁座の衝突も考慮されており、不規則振動発生時には必ず弁と弁座が衝突

している。衝突による非線形特性がこれら不規則振動の発生に密接にかかわるものと推察される。なお、これらの不規則振動は実験的にその発生が確認されている。

不安定振動発生に際し、単純な周期振動の場合には発生音はいわゆる純音に近いが、概周期振動あるいは不規則振動の場合には極めて耳障りな騒音となる。騒音抑制の観点からもこれらの振動発生防止が必要とされる。

以上はいずれも数値シミュレーションに基づくポペット弁の大域的挙動解析の結果であるが、この弁は種々の非線形特性に影響されるのでその動特性の複雑さは一般の予測をはるかに超えている。特に、弁開きの小さい領域における弁挙動がその安定性に大きく影響することは Green らも指摘しているところであるが、この点を解明するためには、弁と弁座の衝突はもちろん、弁が一定時間着座したり開いたりを繰返すこと、流体力の履歴特性などを考慮した解析が必要となる。しかし、この点を考慮した研究はまだ見当たらない。

最近、数値シミュレーションを用いたリリーフ弁の動特性解析が Shin⁽¹⁹⁾ によって行われているが、弁の動的挙動は、弁単体としての特性よりむしろ他の結合要素との相互作用によって定まることは上に見てきたとおりであり、Backé⁽³⁾ も指摘しているように弁とポンプ、モータなどを含む回路全体の中での弁挙動を解明していくことが必要である。この点に関して You⁽²⁰⁾ らがボンドグラフを用いた数値シミュレーションを行っている。今後、次第に規模の大きな回路のシミュレーションへと進み、より現実に近い状況下での弁挙動が明らかにされるものと期待される。

〔付録 流体力によって弁に成される仕事〕

ポペット弁の運動方程式を動作点周りのじょう乱で線形化すると

$$m\ddot{x} + \delta\dot{x} + k_0x = f = A_0p_c \quad \cdots (1)$$

ここに、 x , p_c , f はそれぞれ弁変位、弁室圧力、弁押上げ力の定常値からの変動分である。

弁押上げ力 f が弁に成す仕事は上式を変形した次式によって計算される。

$$d\left[\frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}k_0x^2\right]/dx = -\delta\dot{x} + f \quad \cdots (2)$$

$$\begin{aligned} \Delta E &= \int d\left[\frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}k_0x^2\right] \\ &= \int (-\delta\dot{x} + f)dx \quad \cdots (3) \end{aligned}$$

弁を含む回路が正弦状に運動している状態を考え

$$x = x_{\max} \sin \omega t, \quad \dot{x} = \dot{x}_{\max} \cos \omega t \quad \cdots (4)$$

とおく。ここに、 $\dot{x}_{\max} = \omega x_{\max}$ 。

圧力 p_c は弁室容量、管路などによる遅れのため弁変位に対して位相の遅れを生ずるので、

$$p_c = -p_0 \sin(\omega t - \phi) \quad \cdots (5)$$

と置く。(上式の負号は弁開度 x の増加とともに弁室圧力が減少することを表している。)

これらの諸式より弁 1 サイクルごとのエネルギー収支は

$$\Delta E = -\pi \delta \dot{x}_{\max}^2 / \omega + \pi p_0 \dot{x}_{\max} \sin \phi \quad \cdots (6)$$

弁室容量、管路などに起因する遅れを考慮すると、

$$\phi > 0 \quad \cdots (7)$$

したがって、減衰による散逸エネルギー $\pi \delta \dot{x}_{\max}^2 / \omega$ が流体力による仕事 $\pi p_0 \dot{x}_{\max} \sin \phi$ を超えない場合には $\Delta E > 0$ となって、弁は自励することになる。

文 献

- (1) Den Hartog, J. P., *Mechanical Vibrations*, (1940), 359, McGraw-Hill Inc.
- (2) 鷗沢, 機論, 26-165 (1960), 691.
- (3) Backé, W. and Runnenburger, M., *Ind. Anz.*, 86-98 (1964), 2017.
- (4) Bickel, E. and St. Acel, *Techn. Rundschau*, 22 (1963).
- (5) Funk, *Trans. ASME*, Ser. D, 86-2 (1964), 207.
- (6) 市川・中村, 機論, 34-257 (1968), 91.
- (7) 笠井, 機論, 34-260 (1969), 655.
- (8) 笠井, 機論, 35-207 (1969), 350.
- (9) Wandling, D. E. and Johnson, B. L., *SAE Trans.*, 81-4 (1972), 2385.
- (10) Johnson, B. L. and Wandling, D. E., *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, 91-4 (1969), 1142.
- (11) 前田, 機論, 35-274 (1969), 1285.
- (12) 前田, 機論, 35-275 (1969), 1293.
- (13) McCloy, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 179-3H (1964), 199.
- (14) Green, W. L. and Woods, G. D., *Proc. 3rd Int. Fluid Power Symp.*, Turin, (1973), C2-29.
- (15) Schrenk, E., *BHRA Publ.*, No. T. 547.
- (16) 林・大井, 機論, 56-532, C (1991), 3185.
- (17) Hayashi, S. and Mochizuki, T., *Proc. 1st JHPS Int. Symp. Fluid Power-Tokyo*, (1989), C2-4, 475.
- (18) Minorsky, N., *Nonlinear Mechanics*, (1962), 165, Van Nostrand.
- (19) Shin, Y. C., *ASME Paper*, (1989), 89-WS/DSC-26.
- (20) You, Z., Ukranetz, P. R. and Burton, R. T., *Proc. 1st JHPS Int. Symp. Fluid Power-Tokyo*, (1989), A2-5, 87.