

日本機械学会論文集

Transactions of the Japan Society of
Mechanical Engineers

別 刷

57巻 537号 B編

(平成3年5月)

社団法人 日本機械学会

ポンプ-管路系における圧力および 流量のフィードフォワード制御*

黒川 淳一^{*1}, 井戸 健嗣^{*2}, 高橋 弘道^{*3}

Feed-Forward Control of Pressure and Flowrate in Pumping System

Junichi KUROKAWA, Kenji IDO and Hiromichi TAKAHASHI

In order to produce a desired time variation of the pressure and the flowrate independently in a pulsatile pipe flow, the method of controlling the pump speed and valve opening simultaneously is proposed taking the inertia effect into account. Here the following two examples are presented. One is the flowrate pulsation along a sine curve with maintaining the pressure constant, and the other is the pressure pulsation with constant flowrate. Any variation of pressure and flowrate can be produced by the combination of these two cases. The possibility of the present method and the limit of the pulsatile period are determined by comparing the nonsteady control with the quasi-steady control.

Key Words: Pipe Flow, Unsteady Flow, Pump, Fluid Dynamics, Flow Control, Fluid Measurements, Pulsation, Speed Control

1. はじめに

図1は、犬の大動脈において測定された血圧および流量の、一周期分の脈動波形を示したものである⁽¹⁾。それぞれ複雑な波形で、しかもお互いにかなり異なった時間変動をしている。このように脈動する血液の流れに伴う現象を基礎的に解明するには、管路流れにおいて同一波形を再現することが必要となる。

管内の振動・脈動流れにおいて、圧力および速度の時間変化をそれぞれ別個に制御することができれば、上記のような血管内の複雑な変動波形をシミュレートすることが可能になり、またポンプ-管路系においては、運転点を状況に応じて速やかに変化させることが可能になるので、原子炉の緊急炉心冷却系(ECCS)などにおいて有用である。

圧力および流量を要望どおりの時間変動波形に沿って変化させるためには、駆動源の揚程曲線と管路の抵抗曲線との交点として定まる系の平衡点を、二つ以上

の操作量により制御する必要がある。

本研究では、ポンプ回転数と管路途中に設けたボールバルブの弁開角を操作量にとり、管路の圧力および流量をそれぞれ別個に、しかも任意の波形にそって時間変動させる方法を検討した。

ポンプ管路系の非定常運転においては、変動周期 T が短くなると流体柱の慣性力 $\rho l dQ/dt$ (ρ : 密度, l : 流体柱の等価長さ, Q : 流量, t : 時間) が著しく大きくなり、しかも系の動特性も問題となる。ポンプ性能に関しては、準定常から外れ始める限界周波数は、 $n_{cr} \approx 0.1n\phi z = 0.1n$ (n : 回転数, ϕ : 流量係数, z : 羽根数) で見積もることができる⁽²⁾。したがって、通常のポンプの立上り状態では準定常として取扱うことができる。一方、管路特性に関しては、流体柱の慣性力が圧力に支配的な影響を及ぼすので、慣性効果を考慮した制

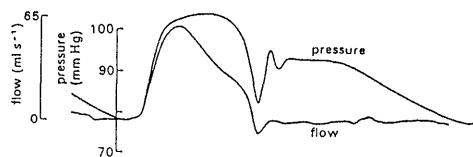


図1 犬の大動脈における圧力および流量の時間変動波形⁽¹⁾

* 平成2年8月29日 流体工学部門講演会において講演、原稿受付 平成2年9月18日。

*¹ 正員、横浜国立大学工学部 (〒240 横浜市保土ヶ谷区常盤台156)。

*² (株)日立製作所小田原工場 (〒256 小田原市国府津2888)。

*³ (株)東芝京浜事業部 (〒230 横浜市鶴見区末広町2-4)。

御を行う必要がある。なお、ここでは系の動特性までは考慮していない。

2. 理論と運転制御方法

2.1 理論 図2に示すようなポンプ-管路系において、①~②および③~④におけるエネルギーの釣合い式は、全ヘッドをH、吸込管の流速をvとおけば、

$$H_1 - H_2 = \zeta_{12} v^2 / 2g + l_{12} (dv/dt) / g \dots\dots\dots (1)$$

$$H_3 - H_4 = \zeta_{34} v^2 / 2g + l_{34} (dv/dt) / g \dots\dots\dots (2)$$

ここに ζ_{12} および ζ_{34} はそれぞれ①~②、③~④間の全エネルギー損失を $v^2/2g$ で無次元化したものであり、また l_{12} および l_{34} は次式で定義される管路の等価長さである。

$$l_{12} = \int_1^2 (A_0/A) ds, \quad l_{34} = \int_3^4 (A_0/A) ds \dots\dots\dots (3)$$

式(3)中の A_0 および A は、それぞれ吸込管断面積および吐出し管路のポンプから距離 s 点の管断面積である。

式(1)および式(2)中の ζ_{12} 、 ζ_{34} は、加速・減速流中では、はく離発生の流れや境界層の形成遅れのため定常流の場合とは異なると考えられるが、後で実験的に確認するように、その大きさは慣性項に比して十分小さいので、準定常の損失係数を用いてよい。

一方ポンプ全揚程 $H(t)$ は、定常運転時の揚程 H_p に慣性項を考慮して、以下のようにかける。

$$H(t) = H_3 - H_2 = H_p - l_{eq} (dv/dt) / g \dots\dots\dots (4)$$

ここに、 l_{eq} はポンプの吸込口から吐出し口までの等価長さである。ポンプ性能自体は、急激な加速・減速時には準定常性能と著しく異なるが⁽³⁾、前述のように通常の始動・停止程度では準定常で近似できる。

いま、図2の任意点⊗の圧力および流量を、与えられた波形にそって時間変動させることを考えると、そのヘッドは以下ようになる。

$$H_x = H_3 - \zeta_{3x} v^2 / 2g - l_{3x} (dv/dt) / g \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 ζ_{3x} および l_{3x} はそれぞれ③から⊗までの全圧損失係数および等価長さである。式(1)、(4)および式(5)より、

式(5)より、

$$H_x = H_1 + H_p - (\zeta_{12} + \zeta_{3x}) v^2 / 2g - (l_{12} + l_{3x} + l_{eq}) (dv/dt) / g \dots\dots\dots (6)$$

一方、準定常なポンプヘッド H_p は、系全体のエネルギーバランスを考慮して、式(1)および式(2)において $H_1 = H_4$ として以下のように表される。

$$H_p = (\zeta_{12} + \zeta_{34}) v^2 / 2g + (l_{12} + l_{eq} + l_{34}) (dv/dt) / g \dots\dots\dots (7)$$

2.2 制御方法

図3は、ポンプ回転速度 n を変化させたときの揚程曲線、およびバルブの開き角 θ を変化させたときの管路抵抗曲線を示している。定常状態におけるポンプの運動点は、ポンプ揚程曲線と管路抵抗曲線との交点として定まるので、準定常状態においては、与えられた (Q, H_x) の時間変動波形から、図3のようにして、ポンプ回転速度 n およびバルブ開き角 θ の時々刻々の変化が定まる(以後、準定常制御とよぶ)。

一方、変動の周期が短くなると、流体柱の慣性力が著しく大きくなるので、これを考慮した制御(非定常制御とよぶ)が必要になる。この場合、流量 $Q = A_0 v [L/s]$ および点⊗の圧力ヘッド $P_x [m]$ を、与えられた時間変動波形に沿って変化させるには、 (Q, H_x) の瞬時値が与えられるので、式(6)よりポンプ揚程 H_p を、また式(7)より③~④間の損失係数 ζ_{34} を求め、種々のポンプ回転速度 n およびバルブ開き角 θ に対するポンプおよびバルブの定常性能曲線(図3)から、時々刻々の (n, θ) を定めればよい。

3. 実験装置および方法

実験装置の全体図は図2のとおりである。ポンプは設計仕様が、 $n = 2820 \text{ rpm}$ 、 $H_p = 10.2 \text{ m}$ 、 $Q = 75 \text{ l/min}$ の小形片吸込単段ポンプで、交流サーボモータにより駆動される。ボールバルブはパルスモータで駆動される。与えられた (Q, H_x) の時間変動波形にそってあらかじめ計算された信号が、サーボモータ回転速度 n およびパルスモータ回転角 θ (バルブ開き角)とし

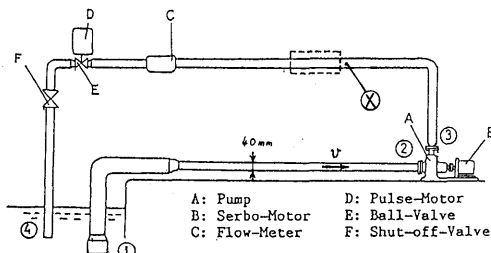


図2 ポンプ-管路系

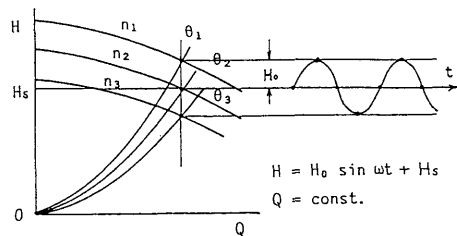


図3 流量一定・圧力脈動に対する準定常制御方法

て、パーソナルコンピュータから各モータに送られ、時々刻々の操作量 (n, θ) が制御される。

流量計測にはロープ形流量計を用いている。非定常流の計測では流量計の応答性が重要となるが、本流量計は器差 $\pm 0.2\%$ で追従性の良好な(立上り特性 20 ms の遅れ)容積式流量計である⁽⁴⁾。

各点の圧力、流量、サーボモータの回転速度およびパルスモータの回転角は、変換器および直流増幅器を経てパーソナルコンピュータに取り込まれる。

通常の管内流れでは、流量の時間変化に伴って圧力の時間変化を生ずるが、本研究では流量と圧力をそれぞれ別個に任意の波形で変動させることを目的としており、以下のような両極端の2種類の目標値を与えた。

- (1) 圧力を一定に保ち、流量を sin 状に変化させる。
- (2) 流量を一定に保ち、圧力を sin 状に変化させる。

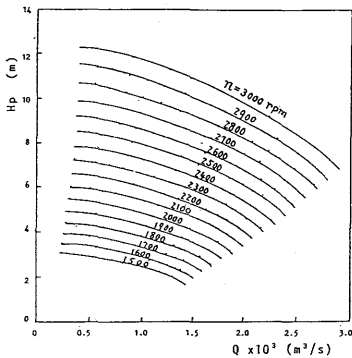


図 4 定常時のポンプ揚程曲線

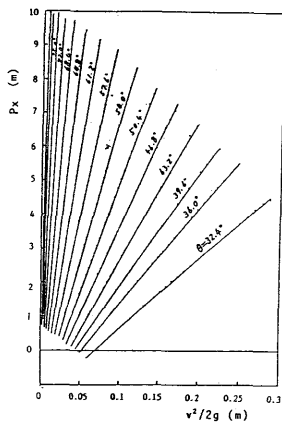


図 5 定常時の管路抵抗曲線

これらの組合せによって任意の圧力および流量の変動波形を作ることができるので、上記の目標値に対する追従性の検討が本研究の主要な課題となる。

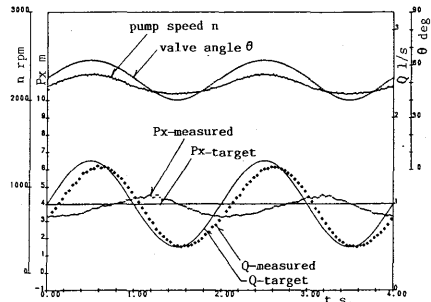
また、加速・減速流れにおけるはく離の遅れや境界層の成長遅れが損失係数に及ぼす影響についても検討するために、図 2 の点線の部分に面積比 4:25 の急拡大管および広がり管を挿入した場合の実験も行った。

定常状態におけるポンプ揚程曲線および管路抵抗曲線を求めたものが、図 4 および図 5 である。図 4 はポンプ回転数 n を種々の値に設定したときの揚程 H と流量 Q の関係を、また図 5 はボールバルブの開き角 θ (全開で 90°) を種々の値に設定したときの点 \otimes の圧力ヘッド-流量特性を示しており、相似則の成立が確認される。

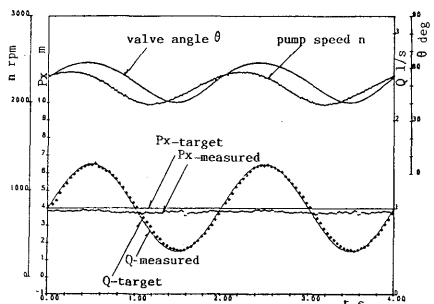
4. 実験結果

本制御法の限界と慣性項の影響を明らかにするために、準定常制御と非定常制御を行った場合の結果を比較して示す。目標値として、以下の二つの対象を選定し、その制御結果の例をいくつか検討する。

- (1) 点 \otimes の圧力ヘッド P_x を一定値 4 m に保ちつつ、流量 Q を sin 曲線にそって 1 l/s のまわりに振



(a) 準定常制御を行った場合



(b) 非定常制御の場合

図 6 圧力一定・流量脈動制御 ($T=2$ s の場合)

幅 0.5 L/s で時間変動させる。

(2) 流量を一定値 1 l/s に保ちつつ、点⊗の圧力ヘッド P_x を sin 曲線にそって 4 m のまわりに振幅 2.5 m で時間変動させる。

以下の図 6～9 においては、まず操作量である (n, θ) の計算値と実測値の時間変化を図 6～9 の上半分に、また制御結果である (Q, P_x) の目標値と実測値の時間変動波形を図 6～9 下半分に示している。

4・1 圧力一定・流量脈動制御 まず、点⊗の圧力を一定に保ちつつ流量のみを sin 曲線にそって時間変化させたときの、操作量と制御結果を図 6 および図 7 に示す。図 6 は変動周期が比較的遅い場合 ($T=2\text{s}$)、図 7 は速い場合 ($T=0.48\text{s}$) であり、図 (a) と図 (b) はそれぞれ慣性項 dQ/dt を考慮しない場合 (準定常制御) と考慮した場合 (非定常制御) との差異を比較している。

図 6 によれば、 $T=2\text{s}$ の場合でさえ慣性項を考慮しないと圧力は一定にならず、また流量変動も目標値より遅れている。しかし慣性項を考慮すれば (図 6 (b)), 圧力および流量の測定値は目標値に対して良好な一致が得られ、満足すべき制御結果となっている。なお、図 6 (b) によると、ポンプ回転速度 n の変動はバルブ角度に対して位相が多少進んでおり、その分だけ流量変動の位相遅れがなくなっているのがわかる。

変動周期が短くなり $T=0.48\text{s}$ になると、慣性項を考慮しない制御は、図 7 (a) にみられるように、流量変動の振幅が減少して位相遅れが著しく、しかも圧力も大幅に変動するようになる。これに対して、慣性項を考慮した制御では、図 7 (b) に示すように、操作量 θ および n の振幅が著しく大きくなり、流量 Q に多少の位相遅れがみられるものの、 Q および P_x ともにほぼ目標値に近い制御結果が得られている。この場合、操作量 θ および n の変動は、sin 曲線からはずれてきて、とくにバルブ角度 θ のはずれが大きくなる。

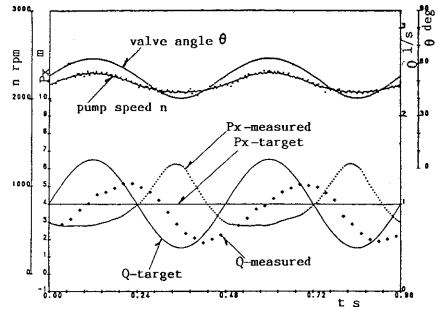
なお、変動周期をさらに短くすると、サーボモータの追随性が著しく低下し、操作量 n 自体が目標とする変化に対応できなくなる。

上記のような流量変動があるときには、たとえ点⊗の圧力を一定に保っても、その他の点では圧力は一定にはならず、図 8 のように変化する。これは、各点までの流体柱の長さが異なるので、慣性力の大きさが異なるためであり、点⊗に対してその上流側のポンプ吐出し圧力 P_3 と下流側の流量計 (点 C) およびバルブ (点 E) の入口圧力 P_c, P_e とでは、変動の位相が逆になっているのがわかる。

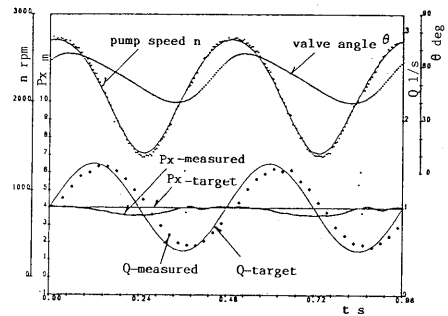
4・2 流量一定・圧力脈動制御 次に流量を一定に

保ち、圧力を sin 曲線に沿って変化させた場合を図 9 に示す。この場合、 $dQ/dt=0$ であるから慣性効果はなくなり、制御は準定常制御になる。

周期が遅い $T=4\text{s}$ の場合 (図 9 (a)), 点⊗の圧力は目標値と良好に一致し、各点の圧力はそのレベルが平行移動するだけで、位相遅れはみられない。しかし変動の周期が短くなって $T=0.48\text{s}$ になると (図 9 (b)), 目標値に対して位相遅れがでてくる。慣性効果がない場合には、圧力には位相差が生じないはずであるが、周期が短くなるにしたがって位相のずれが大き



(a) 準定常制御を行った場合



(b) 非定常制御を行った場合

図 7 圧力一定・流量脈動制御 ($T=0.48\text{s}$ の場合)

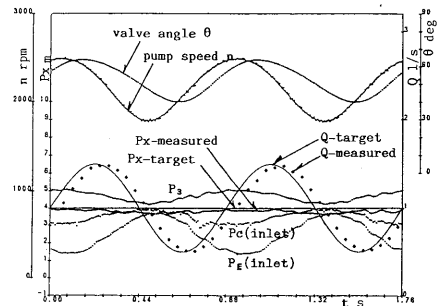
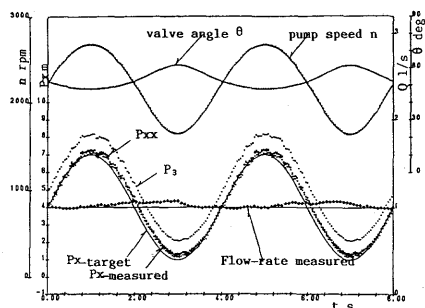
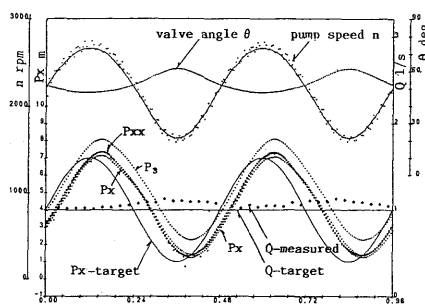


図 8 圧力一定・流量脈動制御の場合の各点の圧力変動波形 ($T=0.88\text{s}$ の場合)



(a) $T=4.0$ s



(b) $T=0.48$ s

図9 流量一定・圧力脈動制御

くなっている。この場合、圧力の位相遅れは目標値に対してだけあり、各点の変動の間には位相差はみられない。管路内の圧力変動に位相差が生ずるとすれば、通常は圧力波の伝ば遅れに基づくものであるが、本実験では管路は短く、しかも変動の周期は水中の音速に比して無視し得るので、位相遅れは別な理由に基づくものである。

図9は、はく離発生・消滅の遅れの影響についても検討するために、点⊗の少し下流に面積比4:25の急拡大管を挿入した場合の結果であり、図9の P_{xx} は拡大後の圧力ヘッドである。 P_{xx} は P_x と比べて、周期が速い場合〔図9(b)〕に多少のずれがみられる程度で、ほとんど差異がみられないことから、はく離に基づく損失がバルブ抵抗に比して無視し得る程度の大きさであること、さらに管路の途中におけるはく離が圧力や流量の位相遅れの原因とはならないことがわかる。

4.3 位相遅れに対する検討 変動の周期が短くなると、圧力一定・流量変動制御でも、流量一定・圧力変動制御でも類似の傾向の位相遅れが生じている。

圧力一定・流量変動制御の場合には、ポンプやバルブを通る流量は非定常的に変化しているため、それらの動特性が位相遅れの原因となり得る。しかし、流量一定制御の場合、流量が変化しないのに、ポンプやバ

ルブの動特性が位相遅れの原因となり得るであろうか。

この場合、ポンプの回転速度およびバルブの開き角は時々刻々変化しているから、ポンプの羽根では、周速変化により羽根の迎え角が非定常的に変化していることになる。また、ボールバルブにおいても、バルブ角度の変化に伴ってバルブを通過する流速は時々刻々変動していることになる。

ポンプの羽根まわりに生ずる循環は、ステップ状の迎え角変化に対して、一次遅れに近い応答をすることが知られている⁽⁶⁾。また、ボールバルブの抵抗は本来はく離に基づく損失に起因するので、加速・減速流れの中では、はく離の発生・消滅の遅れが生ずると考えられる。図9(b)によれば、位相遅れの大きさはポンプ回転速度の増大時よりも減少時のほうが大きいことから、ポンプ羽根の循環形状遅れのほうが、位相遅れに大きな影響を及ぼすものと考えられる。

以上の結果より、さらに速い制御を達成するには、ポンプおよびバルブの動特性を考慮した制御が必要であるが、血管流れ程度の変動に対しては、本方法で十分シミュレートできることが判明した。

5. 結 論

ポンプ-管路系において、ポンプの回転速度およびバルブの開き角を操作量としてコンピュータ制御することにより、管内の圧力および流量を任意の波形でそれぞれ独立に時間変動させる方法を提案した。本方法の制御性および制御限界について検討した結果、得られた結論を要約すると以下のとおりである。

- (1) 周期0.5 s程度以上であれば、流量および圧力を目標どおりの波形でそれぞれ独立に変動させることが可能であることを、実験的に確認した。
- (2) 周期が4 s以上であれば、準定常な制御で十分であるが、それ以下の周期になると流路の慣性効果を考慮した非定常制御が必要となり、周期が0.5 s以下の速い変動を目標どおりの波形で達成するには、さらにポンプおよびバルブの動特性を考慮した制御が必要である。

文 献

- (1) Caro, C. G., Pedley, T. J., Schroter, R. C. and Seed, W. J., *The Mechanics of the Circulation*, (1978), 269, Oxford Univ.
- (2) 大橋, 機論, 33-255(1967), 1789.
- (3) 塚本・大橋・醍醐, 機論, 45-369(1979), 1117.
- (4) 鈴木・黒川, ターボ協会 24 回講演論文集, (1990), 89.
- (5) 大橋, 機械の研究, 22-7(1970), 981.