

可変式定流量弁を用いたパイプライン 流量チェックシステムのシミュレーション

稲垣仁根* 小倉邦雄** 寺川吉博*** 近藤文義****

*鹿児島大学大学院連合農学研究科研究生(〒890-0065 鹿児島市郡元1-21-24)

** (株) 横田製作所(〒730-0826 広島市中区南吉島1-3-6)

***クラウンエンジニアリング(株)(〒105-0011 東京都港区芝公園2-6-15)

****宮崎大学農学部(〒889-2192 宮崎市学園木花台西1-1)

要 旨

パイプラインシステムが広域化するに伴い、用水の適正な配分が困難になってくるため、定圧、定流量を保持する目的でパイプラインシステムを制御するメカニズムの導入が必要になる。この課題に対処するために、パイプラインの流量を制御し、かつ流量を任意に変更できる可変式定流量弁が開発され、性能試験によりその機能は検証されている。そこで、この可変式定流量弁の作動機構を運動方程式で記述し、定流量弁の数理モデルを作成した。さらに、シミュレーションにより試験結果を再現して、基本機能の確認を行った。また、高圧のクローズドパイプラインを想定し、パイプラインの1カ所の分水工が支配的で、パイプライン全体の流れを支配する状況下で、分水量の配分がどのような影響を受けるかについてシミュレーションを行った。さらに、分水工上流地点に定流量弁を設置し、弁の上下流の管路圧力を変動させて定流量機能の検証を行った。その結果、圧力変動に係わらず通水量が一定流量に保持され、流量チェックシステムが機能していることが確認できた。

キーワード：可変式定流量弁、パイプライン、流量チェックシステム、数理モデル、シミュレーション

1. はじめに

岩崎(1990)は、平成2年に「昭和最後の10年間における水路技術の総括と展望—平成新時代の若い技術の担い手の門出によせて—」と題して、昭和時代終了時の水路技術の成果を総括し、さらにその後の平成時代への課題を提示する論文を著している。論文の内容は多岐に渡るが岩崎は其中で新たな技術的課題として管水路系における安価な定圧、定流量制御方式の開発をあげている。

管水路系では、系全体にあまねく圧力が作用するため、1カ所の分水工でのバルブ操作の影響が系内の他のすべての分水工に及ぶという特徴がある。従って、管水路系が広域化してくると、多数の分水工が広範囲に散在するため、用水を所定の目標量に適合させて配分することが困難になってくるので、定圧、定流量を保持する制御システムの導入が必要になってくる。岩崎は、管水路系の定圧、定流量制御システムを開水路チェックゲートと分水工の組み合わせのようなチェックシステムと定義して、

当時ではこれらの機能を満たすバルブは仏国製(北海道開発局：1991, 1995)があるのみで安価な国産バルブがないことを指摘している。

平成の時代に入り、メーカーや関係機関の努力により、定圧、定流量を満たすバルブが開発されて来ており、岩崎の課題とした状況は多少なりとも改善されつつあると考えられる(安養寺ら, 1993)。従来から使用されている減圧弁は、通水時のバルブ下流側圧力を設定値に減圧することが可能であったが、通水停止時には減圧弁の圧力制御が水理現象に対して遅れるために、下流側圧力の上昇を制御できずにバルブ上下流の圧力が連続するという課題があった。従来型減圧弁の制御機構では、バルブ上下流の管路圧力をバイパス管により取り出し、圧力を制御する主弁体に対して、混合して作用させていたため、通水停止時の下流側圧力の遮断機能が不十分であった。そのため、減圧弁を設置しても、バルブ下流側の管体の設計内圧を削減できず、管路施工費の縮小を阻む要因となっていた。そこで、減圧弁の作動機構について、下流

側圧力が設定値に対して過大である場合はバルブ上流側圧力を、逆の場合は下流側圧力を主弁体に作用させる機構に変更することにより、通水停止時においても、バルブ下流の管路圧力を一定範囲に制御できる新型の定圧弁(減圧弁)が、国産メーカーから提供された。この定圧弁については、著者らにより水理実験とシミュレーションが適用され、その作動機構の信頼性が確認されている(稲垣ら, 1996; 稲垣ら, 1998)。

また、定流量機能についても定流量弁ではなく従来型の制御弁を用いた開度設定方式が提案されている(金ら, 1998)。定流量弁としては国産メーカーから流量を任意に設定できる可変式の定流量弁が提供されており、農業工学研究所での実証試験によりその機能が確認されている(安養寺ら, 1993; 畑地農業振興会ら, 1992)。現在ではその操作性(ハンドルで流量設定)や制御精度(設定流量の±5%)及び管理の容易さ(水圧のみで作動)から、開放型調圧水槽を持たない管路式の分土工に導入され実績が増えつつある。

本報文中では、可変式定流量弁の作動機構を運動方程式で記述し、これをラプラス変換することにより可変式定流量弁の作動機構の数理モデルを作成した。この可変式定流量弁の作動機構の数理モデルを用いて、実証試験結果を再現し、基本機能の確認を行った。また、高圧下の自然流下パイプラインを想定し、1カ所の分土工の分水量が大きく、系の流れを支配する状況下でその分水量変更操作が他の分土工へ与える影響についてシミュレーションを行った。さらに、パイプラインの分土工上流地点に可変式定流量弁を設置し、弁の上下流の管路圧力を変動させて定流量機能の検証を行った。

2. 可変式定流量弁の作動機構の特徴

現在、定流量弁としては通水量を任意に設定できる可変式の定流量弁がY社から提供されている。可変式定流量弁の作動機構の特徴はFig. 1に基づいて以下のように整理できる。なお、詳細な作動機構については、文献(畑地農業振興会ら, 1992)を参照されたい。

通水停止時はハンドル①を回して引き上げ、調整弁体②を締め切っている。通水を開始するためには、ハンドル①を回して調整弁体②を下げることで、流路Ⅰが確保され、出口側への流動が開始される。その際、1次側配管③を通じて、ダイアフラム④の上に1次側圧力 P_1 が作用し、また調整弁体②と自動弁体⑤に挟まれた空間には、中間圧力 P_d が発生する。ダイアフラム④に固定された自動弁体⑤は1次側圧力 P_1 が下側に押す力とバネ⑥と中間圧力 P_d の抵抗する合力が釣り合う位置

まで下がり流路Ⅱを絞る。自動弁体⑤の面積を A 、バネ⑥のたわみを Z 、バネの定数を k とすると、上記の関係は(1)式で与えられる。

$$(P_1 - P_d) A = kZ \quad (1)$$

1次側圧力 P_1 が大きくなった場合は、さらに自動弁体⑤が下がり、流路Ⅱの面積が小さくなるので中間圧力 P_d が上昇する。一方、1次側圧力 P_1 が小さくなった場合は自動弁体⑤が逆に作動するため、流路Ⅱの面積が大きくなり中間圧力 P_d が降下する。従って、1次側圧力 P_1 と中間圧力 P_d の差は常に約49kPa(0.5kgf/cm²)となるように制御される。

また、流路Ⅰの損失係数を f_1 、流速を v 、水の単位重量を ω_0 とすれば流路Ⅰの圧力損失は(2)式で与えられる。

$$P_1 - P_d = f_1 \omega_0 v^2 / (2g) \quad (2)$$

(1)、(2)式により流路Ⅰの開口面積を a_1 とすると流量 q_1 は(3)式で与えられる。

$$q_1 = a_1 v = a_1 \left[\frac{2g(P_1 - P_d)}{f_1 \omega_0} \right]^{1/2} \quad (3)$$

1次側圧力 P_1 と中間圧力 P_d の差が常に一定になるように自動弁体⑤が作動し、かつ調整弁体②の位置はハンドル①により設定され、流路Ⅰの開口面積についても常に設定値に固定されているため、流量は常に一定に制御される。

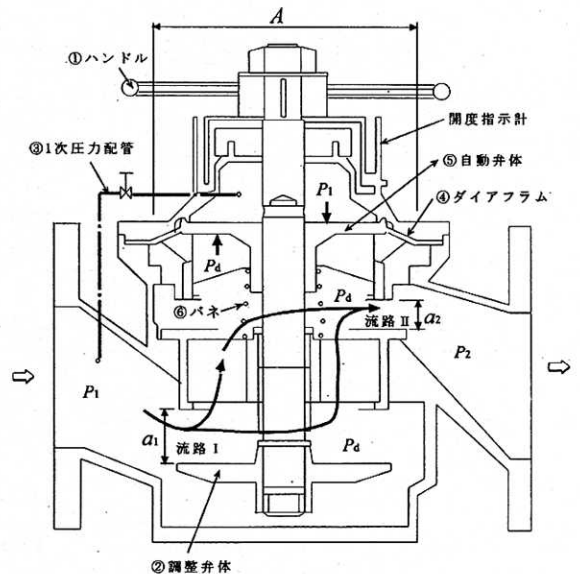


Fig. 1 可変式定流量弁の概要
Outline of variable constant-flow valve

可変式定流量弁は、弁体が上下に移動するリフト弁であるため、自動弁体の位置 x を弁全閉の時に $x=0$ 、全開の時に $x=1$ となるように定めると、自動弁体のストロー

ク x と流路 I の開口面積 $a(x)$ が線形の関係有する。そこで、定流量弁の上流圧力と中間圧力の圧力差を約 49 kPa (0.5 kgf/cm²) に保って、流路 I のストロークと流量の関係調べ、流量特性 (固有特性) を求める。流路 I のストロークを変化させた場合の流量を口径別に設定された定格最大値 (添字 max で表示) に対する比率で表現すると Fig. 2 に示すように僅かに上に凸であるが概ね線形の関係にある。これを (4) 式により損失係数比に換算するとストロークの変化に対して損失係数比の変化は僅かである。

また、バタフライ弁の流量特性を求め、Fig. 2 に示すが、バルブのストロークの変化に対する流量変化が等比率形である。これは、スルース弁やバタフライ弁では、開度の減少に対して損失係数の増加が急激であること、(4) 式の開口面積比が $a/a_{max}=1$ で与えられることに要因がある。

$$\frac{q(x)}{q_{max}(x=1)} = \frac{a(x)}{a_{max}(x=1)} \sqrt{\frac{f(x=1)}{f(x)}} \quad (4)$$

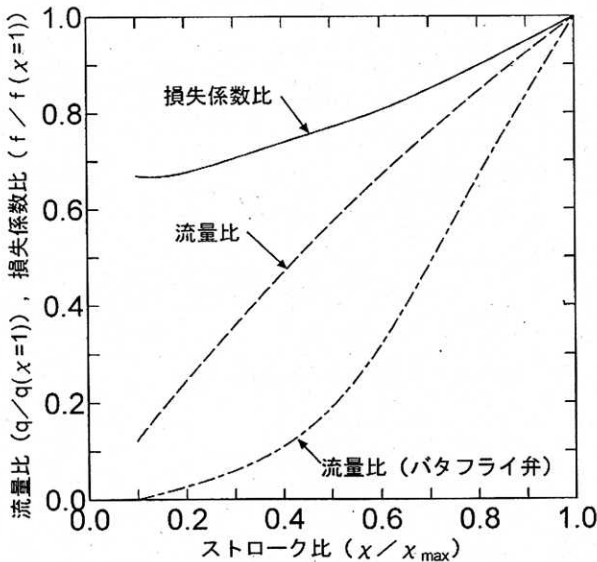


Fig. 2 可変式定流量弁の流量特性
Turndown ratio of variable constant-flow valve

設定流量を変更するためには、ハンドル①を回して調節弁体②の位置を変更して、流路 I の開口面積を変化させることにより行う。最大開度の時の設定流量を全開までの全ストロークで比例配分すれば調節弁体②の現在位置の設定流量を求めることができる。

3. 可変式定流量弁の作動機構のモデル化

3.1 可変式定流量弁の作動機構の数理モデル

可変式定流量弁は入口の調整弁体の流路 I と出口の自

動弁体の流路 II において、弁内の流下量を制御しているので、流路 I を流下する流量は (5) 式で、流路 II の流量は (6) 式で与えられる。

$$q_1 = \sqrt{\frac{2ga_1^2(P_1 - P_d)}{\omega_0 f_1}} \quad (5)$$

$$q_2 = \sqrt{\frac{2ga_2^2(P_d - P_2)}{\omega_0 f_2}} \quad (6)$$

ここで、 q : 流路 I の流量 (m³/s), q : 流路 II の流量 (m³/s), f : 流路 I で作り出される損失係数, f : 流路 II で作り出される損失係数, a : 流路 I の開口面積 (m²), a : 流路 II の開口面積 (m²), ω_0 : 水の単位重量 (9.8GN/m³, 1000kgf/m³), P : 上流側 1 次圧 (kPa, 98kgf/cm²), P : 下流側 2 次圧 (kPa, 98kgf/cm²), P : 弁体の中間圧力 (kPa, 98kgf/cm²), g : 重力加速度 (9.8m/s²)

定常状態であれば流路 I と II の流量は一致するので (7) 式の関係が与えられる。

$$q_1 = q_2$$

弁体の中間圧力 P は (5)~(7) 式を用いて (8) 式で与えられる。

$$P_d = \frac{f_2 a_1^2 P_1 + f_1 a_2^2 P_2}{f_1 a_2^2 + f_2 a_1^2} \quad (8)$$

また、流路 I と II で作り出される損失係数 f, f は (5), (6) より (9), (10) 式で与えられる。

$$f_1 = \frac{2ga_1^2(P_1 - P_d)}{\omega_0 q_1^2} \quad (9)$$

$$f_2 = \frac{2ga_2^2(P_d - P_2)}{\omega_0 q_2^2} \quad (10)$$

調整弁体の位置をハンドルで制御して、開口面積 a を固定することにより、流路 I の流量 q を目標流量に設定する。従って、流量 q と開口面積 a は、入力値である。また、1 次、2 次圧力及び中間圧力と流路 II の開口面積は時間的後方値とすれば、(9), (10) 式の右辺は既知量となる。(9), (10) 式より損失係数 f_1, f_2 が求まれば、流路 I と II の流量は一致すると仮定して、中間圧力 P は (8) 式で求められる。

自動弁体は調整弁体と異なり、位置が固定されておらず、上流側の 1 次圧力 P と弁体の中間圧力 P により位置が決定され、自動弁体の動きについては、ダッシュポットで固定されたおもりの運動方程式で表される。

可変式定流量弁の自動弁体の移動距離 Z に関する運動方程式は、自動減圧弁のピストンの動きと同様に考えて (稲垣ら, 1998), バネ・ダンパー・質量系を適用し

て、(11)式で与えられる。

$$\frac{W}{g} \frac{d^2 Z}{dt^2} + R \frac{dZ}{dt} + kZ = AP_1 - A_1 P_e + W \quad (11)$$

ここで、 W : 自動弁体の水中重量(N), R : 自動弁体の速度に比例する抵抗係数(N·s/cm), A : 自動弁体の面積(cm²), k : バネの定数(N/cm), Z : 下方向を正とした時の自動弁体の移動距離, t : 時間

(11)式をラプラス変換することにより、 Z について解けば、自動弁体の移動距離 Z は(12)式で与えられる。

(12)式より自動弁体の移動距離 Z が求まるので、弁体の位置に換算して全ストロークから開口幅を算出する。さらに、開口幅を自動弁体の外周長に乗じて開口面積 a を求め、(6)式より弁下流側への流量を求める。

$$Z = \frac{\Psi_2}{ab} + \frac{\Psi_2}{a(a-b)} e^{a't} + \frac{\Psi_2}{b(b-a)} e^{b't} \quad (12)$$

$$a = -\frac{\Psi_1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\Psi_1^2 - 4\Psi_3}$$

$$b = -\frac{\Psi_1}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\Psi_1^2 - 4\Psi_3}$$

$$\Psi_1 = \frac{gR}{W}$$

$$\Psi_2 = \frac{g}{W} (AP_1 - AP_d + W)$$

$$\Psi_3 = k \frac{g}{W}$$

3.2 シミュレーション手法

管水路1次元の非定常流れについて、摩擦損失に Manning則を適用し、かつ、圧力変化による管の変形を考慮したと仮定した場合の運動方程式と連続方程式は、(13)式と(14)式で表すことができる。

$$\frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{g} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{u^2}{2} \right) + \frac{\partial H}{\partial x} + i + \frac{n^2 |u|}{\left(\frac{D}{4} \right)^{4/3}} u = 0 \quad (13)$$

$$\omega \cdot \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{K}{A} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (14)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{D}{ET}}$$

ここに、 g : 重力の加速度(9.8m/s²), u : 流速(m/s), x : 距離(m), H : 圧力水頭(m), t : 時間(s), n : 粗度係数, D : 管径(m), ω : 水の単位体積重量

(9.8GN/m³, 1000kgf/m³), K : 管の等価体積弾性係数(GN/m²), A : 流積(m²), Q : 流量(m³/s), i : 管路管軸勾配, k : 水の体積弾性係数(20.3GN/m², 2.07×10⁵kgf/m²), T : 管厚(m), E : 管材のヤング係数(GN/m², kgf/m²)である。

(13), (14)式を中心差分スキーム(白石ら, 1973; 岩崎, 1982)で差分化して、流速と圧力を求めた。

4. 可変式定流量弁モデルによる性能試験結果の検証

可変式定流量弁の性能試験については農業工学研究所により実施されており、試験結果の詳細は文献(安養寺ら, 1993; 畑地農業振興会ら, 1992)にまとめられているので参照されたい。ここでは、性能試験と同様の水理条件を可変式定流量弁の作動機構の数理モデルに与えて試験ラインを再現し、試験結果を検証する。

性能試験はFig. 3に示すような加圧ポンプ、可変式定流量弁、量水装置及び吸水槽で構成される循環ラインを構築し、可変式定流量弁の前後に圧力調整用の制御弁と圧力計を配置する実験ラインとしている。性能試験は口径φ80, 150, 250, 400mmの4種類について行われているが、主に可変式定流量弁の1次側圧力の変化が流量制御機能に与える影響を検証している。試験方法としては、可変式定流量弁の設定流量を全開時の100, 75, 50, 25%の4段階に設定し、さらに可変式定流量弁の2次側圧力を制御弁で設定し、弁上流側の制御弁を操作してポンプで加圧した1次側圧力を段階的に変化させて定流量弁に作用させ、その時の流量を量水装置で計測している。

可変式定流量弁は主に圃場に近接する末端分水工での使用を想定しているため2次側圧力0の空中放流での使用が考えられる。また、弁の下流に管路が続き、その先がファームポンド等に接続されている場合には弁の2次側に管路圧力が存在することが考えられる。そこで、可変式定流量弁の作動機構の数理モデルの検証については、性能試験の中で口径φ150mmの可変式定流量弁を対象とし2次側圧力が0で空中放流を行う場合(ケースA)と口径φ400mmを使用し2次側圧力が49kPa(0.5kgf/cm²)で弁下流に圧力が作用している場合(ケースB)を採用した。性能試験の条件は、Table 1に示すとおりである。

作動機構の数理モデルによるシミュレーションにおいては、全開流量の100%と50%の2種類の設定流量の再現を行った。また、ポンプモデルを組み込むのではなく、ポンプの吐出側水頭を強制的に増加することにより定流量弁の1次側圧力の増加を行った。性能試験においては、定流量弁の直上下流の圧力を検出しているため、シミュ

レーションでは定流量弁と配管の抵抗のみを考慮した。
また、シミュレーションに用いた定流量弁の作動機構

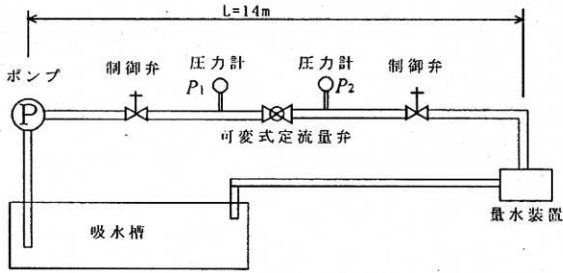


Fig. 3 水理実験機器配置図
Hydraulic experimental apparatus

Table 1 性能試験条件
Conditions of performance test

項目	記号	単位	ケースA
可変式定流量弁口径	D	mm	150
配管口径		mm	250
配管粗度係数			0.010
設定1次側圧力	P_1	kPa	0.0~529.2
		kgf/cm ²	0.0~ 5.4
設定2次側圧力	P_2	kPa	0.0
		kgf/cm ²	0.0
設定流量 (100%)		m ³ /s	0.045

項目	記号	単位	ケースB
可変式定流量弁口径	D	mm	400
配管口径		mm	500
配管粗度係数			0.010
設定1次側圧力	P_1	kPa	49.0~392.0
		kgf/cm ²	0.5~ 4.0
設定2次側圧力	P_2	kPa	49.0
		kgf/cm ²	0.5
設定流量 (100%)		m ³ /s	0.265

Table 2 可変式定流量弁の仕様
Conditions of variable constant-discharge valve

項目	記号	単位	ケースA
可変式定流量弁口径	D	mm	150
主ピストン弁体重量	W	N	98.0
		t	0.0100
主ピストン弁抵抗係数	R	N · s/cm	49.0
		t · s/m	0.50
主ピストン弁上部面積	A	m ²	0.0380
バネ定数	k	N/cm	3920.0
		t/m	40.0

項目	記号	単位	ケースB
可変式定流量弁口径	D	mm	400
主ピストン弁体重量	W	N	264.6
		t	0.0270
主ピストン弁抵抗係数	R	N · s/cm	49.0
		t · s/m	0.50
主ピストン弁上部面積	A	m ²	0.1960
バネ定数	k	N/cm	3920.0
		t/m	40.0

の数理モデルの仕様はTable 2に示すとおりとした。

流量調節性能試験結果と作動機構の数理モデルによる計算結果を比較してFigs. 4, 5に示す。横軸にバルブ上下流の圧力差をとり、縦軸に流量を示しているが、圧力差が196kPa(2kgf/cm²)以下の小さい範囲においては性能試験結果のバルブ流量の立ち上がりは計算結果より緩やかである。さらに圧力差が増加すると計算結果では流量がほぼ一定に推移しており、試験結果のような揺らぎは発生していない。作成した可変式定流量弁の作動機構の数理モデルは、直線的な圧力流量特性を示すものの、性能試験結果を概ね再現できているものと考えられる。

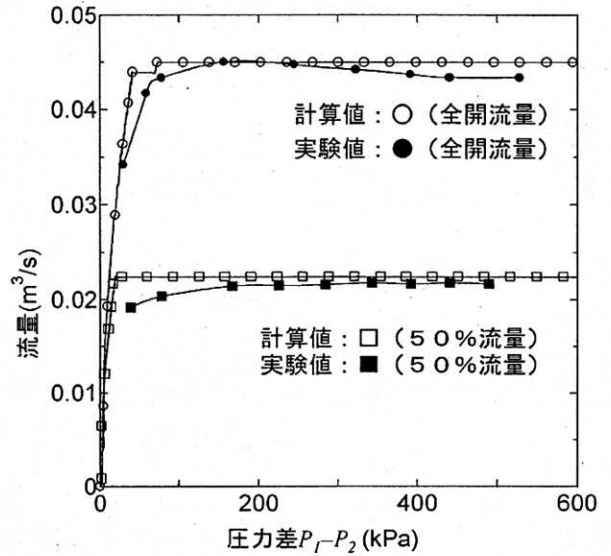


Fig. 4 弁上下流圧力差と流量の関係図 (ケースA)
Relations between pressure difference of valve and discharge(case A)

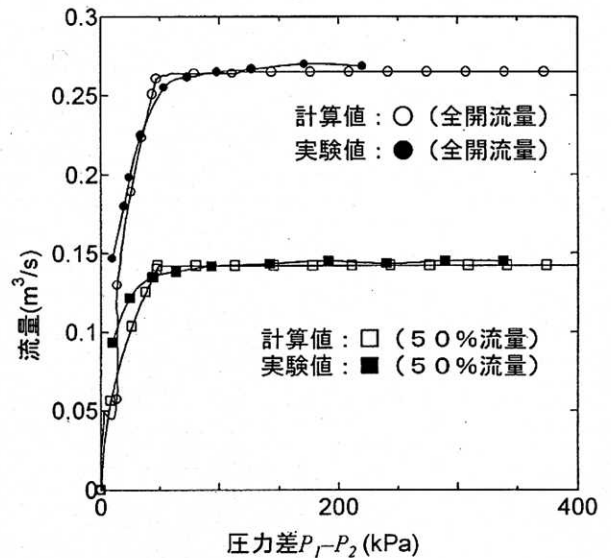


Fig. 5 弁上下流圧力差と流量の関係図 (ケースB)
Relations between pressure difference of valve and discharge(case B)

5. シミュレーションによる可変式定流量弁の機能検証

5.1 想定パイプラインのチェックシステム

設定流量を変えることのできる可変式定流量弁を流量チェックシステムとしてパイプラインの流量制御のために組み込んだ場合に、可変式定流量弁の上下流の分水工の操作による圧力変動に対する制御性能とパイプラインの水理現象に与える抑制効果をシミュレーションによって明らかにすることが目的である。

想定したパイプラインはFig. 6に示すが、口径 $\phi 600$ mmのダクタイル管を用いた延長10,000mの自然流下パイプラインであり、静水位はEL130.0mである。また、管軸標高は下り一定勾配であり、パイプライン上流端での最大静水頭は30m、下流端では120mである。さらに、下流端に分水工を3カ所と定流量弁を設置しており、定流量弁の上流に分水工①、下流に分水工②と③を配置している。

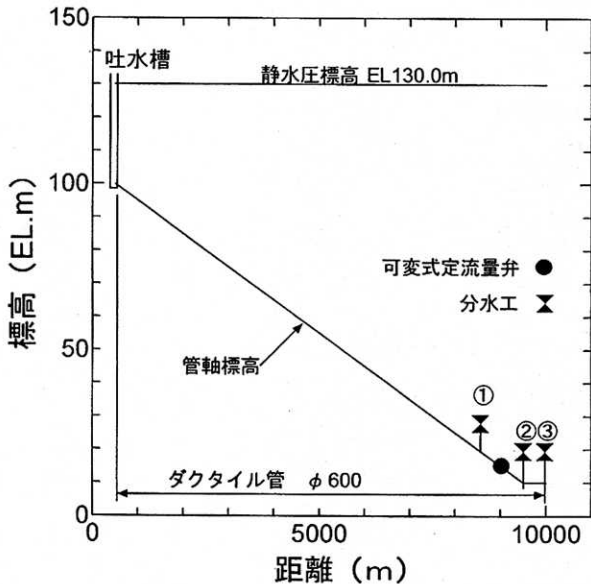


Fig. 6 パイプラインシステムモデル
Model of pipeline system

Table 3 分水工の諸元
Conditions of offtake regulator

項目	単位	分水工①	分水工②	分水工③
位置(距離)	m	8500	9500	10000
分水工標高	EL. m	20.0	0.0	0.0
分水先吐出水位	EL. m	30.0	10.0	10.0
分水管口径	mm	600	400	600
分水弁口径	mm	600	400	600
分水管延長	m	10.0	10.0	10.0
分水弁機種		バタフライ弁	バタフライ弁	バタフライ弁
分水弁操作時間	s	300	300	300

Table 4 可変式定流量弁の仕様
Conditions of variable constant-discharge valve

項目	記号	単位	定流量弁
設置位置(距離)		m	9000
管中心高		EL. m	15.0
弁口径	D	mm	600
主ピストン弁体重量	W	N	392.0
		t	0.0400
主ピストン弁抵抗係数	R	$N \cdot s/cm$	49.0
		$t \cdot s/m$	0.50
主ピストン弁上部面積	A	m^2	0.3740
バネ定数	k	N/cm	3920.0
		t/m	40.0

分水工の諸元はTable 3に示すが、分水形式は分水管に設置したバタフライ弁により管路圧力を減圧し、水位を固定した吐出先へ放流する水位境界条件としている。水位境界条件では、分水量は管路圧力標高と放流先水位との水頭差及び分水弁の開度によって与えられる損失係数と分水管路の管路損失係数の関係によって定まる。従って、分水弁を開閉操作して管路圧力を変化させ、その結果、分水量を変化させることができる。

さらに、バタフライ弁は各ケースとも変更開度の大きさにかかわらず開度変更に必要な時間は300sとし、開度変更時はTable 5に示す設定速度で操作する方式を採用した。また、可変式定流量弁の作動機構の数理モデルの仕様は、Table 4に示すとおりとした。

Table 5 解析条件
Operating conditions

ケース	弁上流側圧力変動による機能検証		弁下流側圧力変動による機能検証	
	A-1	A-2	B-1	B-2
可変式定流量弁	なし	あり	なし	あり
可変式定流量弁の設定流量 (m^3/s)	—	0.2	—	0.4
分水工①目標流量 (m^3/s)	0.4	0.4	0.0	0.0
分水工②目標流量 (m^3/s)	0.2	0.2	0.15	0.13
分水工③目標流量 (m^3/s)	0.0	0.0	0.33	0.28
分水工①バルブ開度操作 ($^\circ$)	0 \rightarrow 30 \rightarrow 0	0 \rightarrow 30 \rightarrow 0	全閉	全閉
分水工②バルブ開度操作 ($^\circ$)	0 \rightarrow 30 \rightarrow 30	0 \rightarrow 30 \rightarrow 30	0 \rightarrow 10 \rightarrow 90	0 \rightarrow 10 \rightarrow 90
分水工③バルブ開度操作 ($^\circ$)	全閉	全閉	0 \rightarrow 10 \rightarrow 90	0 \rightarrow 10 \rightarrow 90
分水工バルブ操作速度 ($^\circ/s$)	0.10 0.10	0.10 0.10	0.03 0.27	0.03 0.27

5.2 解析ケース

パイプラインの流量チェックシステムとしては、任意の分水工を操作した場合、パイプラインの圧力変動が生じることは避けられないものの、その他の分水工の分水流量が一定量に制御される機能を保持する必要がある。

解析条件は、Table 5に示すように設定したが、初期条件は通水が停止され、管路圧力標高が静水位にある状態であり、可変式定流量弁（以後、定流量弁と呼ぶ）は全開状態となっている。静水状態から、分水工の分水弁を開操作し、通水を開始して、動水勾配が生じると、定流量弁の前後に圧力差を生じるようになり、徐々に定流量機能が作動し始める。この圧力差が約49kPa(0.5kgf/cm²)になると定流量機能が完全に作動する機構となっているので、設定流量に到達してから定流量弁を挟む複数の分水工について分水弁の開度を変更操作して、管路の圧力を変化させる。この管路圧力の変化が分水流量に与える影響について再現して、定流量機能を検証するものである。

定流量弁の設置状況としては、末端分水工においても弁の下流に管路が続き、その先が水田の場合は吐出水槽に、畑地の場合はファームポンドに接続されるケースが多く、弁の2次側に管路圧力が存在すると考えられる。そこで、ケースAとして、定流量弁の1次側圧力の変化が通水量に与える影響を検証するために、分水工①を計画通水量の67%を占める主要分水工、分水工②を残りの33%を分水する分水工として設定し、分水工③は全閉状態として定常状態を求める。さらに、分水工①、②が目標流量を分水している定常状態から、分水工①のバルブを全開操作して管路圧力を上昇させて、通水量に与える影響を調べた。

定流量弁は圃場に近接した末端分水工に設置し、弁上流側の管路圧力が変動しても分水流量を一定に制御する目的で開発されたもので、弁下流側にある程度の延長を有する管路が存在し、そこに設置された複数の分水工が互いに分水流量を引っ張り合う状況を想定していない。しかしながら、定流量弁の流量制御機能は、弁をパイプラインの分水工の支線分岐側に設置して、支線管路への供給量を規制するために使用できるものと考えられる。これは、支線管路の下流側に複数の分水工が存在する時に、受益者が分水工のバルブを操作して分水流量を増加させようとするケースが想定されるため、この影響が他へ波及することを避けるために定流量弁で供給量を押し込め込むという考え方によるものである。そこで、定流量弁の下流側の分水工が操作されることによる2次側圧力の変動が通水量に与える影響を検証するために、ケースBにおいて分水工①を全閉状態とし、分水工②、③が目標流量を分水している状態で、両分水工のバルブを全開操作し、

定流量弁下流側において過剰に分水できる状態を生じさせ、通水量が受ける影響を調べた。

5.3 結果と考察

ケースA、Bにおける管路流量、分水流量および管路圧力の経時変化の解析結果をFigs. 7~10の圧力流量変化図に示す。図中のHは以下に示す管路地点の圧力標高を示している。

H：可変式定流量弁上流側圧力標高

H：可変式定流量弁下流側圧力標高

ケースA-1は、分水工①で0.4m³/s、分水工②で0.2m³/sを分水している状態で、分水工①を全閉した場合に生じる管路圧力の上昇が分水工②の分水流量に与える影響について検証したものである。分水工①閉鎖後の分水工②の分水流量は0.29m³/sと約1.5倍に増加しており、管路圧力の上昇が分水流量の増加となって現れている。この結果から1カ所の分水工でのバルブ操作の影響が系内の他のすべての分水工に及ぶという特徴が理解できる。

ケースA-2はケースA-1と同じ分水工操作を行うが、分水工①と分水工②の間に可変式定流量弁を設置して、その定流量機能を検証するのが目的である。分水工①を全開操作すると定流量弁の1次側圧力標高はケースA-1と同様にEL120.0m付近まで上昇する。しかし、定流量弁の通水量は分水工①を全開する前の0.2m³/sと同じであり、管路圧力上昇の影響を受けていない。通水量に対して分水流量の占める割合の大きな分水工が操作された場合、本ケースのように管路圧力が大きく変化することは避けられないが、定流量弁を設置することにより、圧力上昇による分水流量の増加を避けることができる。

ケースB-1は、分水バルブを中間開度に設定して分水工②で0.15m³/s、分水工③で0.33m³/sを分水している状態で、分水工②と③を全開した場合に管路圧力の低下が分水工の分水流量に与える影響について検証したものである。分水バルブ全開後の分水流量は分水工②が0.50m³/s、分水工③で0.21m³/sと逆転し、管路圧力の低下により、パイプライン末端側の分水工③で分水しにくくなったものと考えられる。パイプライン始点での通水量は当初の0.48m³/sから0.70m³/sに増加しており、分水工バルブを全開した影響が現れている。クローズドパイプラインにおいては、管路圧力に余裕があれば本ケースのように分水工で過剰流量を分水することは可能であり、さらに分水工に作用する圧力の幅が大きいため、分水工に作用する圧力のバランスが崩れて分水流量の適切な配分に支障を来す現象を生じやすい。

ケースB-2はケースB-1と同様の分水工操作を行ったものであるが、分水工②と③の上流に定流量弁を設置して、ケースB-1で生じた過剰通水を制御できるか

どうかを検証した。

量弁は性能試験で検証したように弁の2次側圧力が0であっても流量制御機構が機能するので、下流側の分水工で分水弁が全開され管路圧力が低下しても過剰な通水量の発生はある程度抑制されるものと考えられる。

また、定流量弁設置地点の弁上流側圧力標高は、定流量弁を設置しないケースB-1では、EL85.0mからEL30.0mまで低下し、パイプライン全体の動水勾配が大きくなっているのに対して、定流量弁を設置するケースB-2ではEL95.0mからEL80.0mへの低下に抑制されており、管路圧力の低下は、定流量弁の下流側に限定されている。

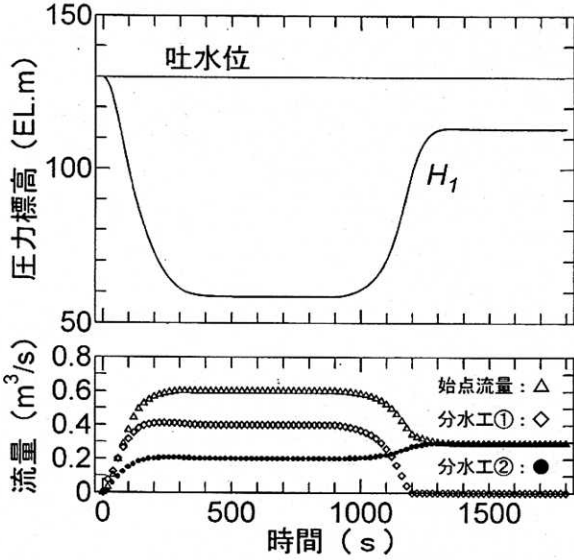


Fig. 7 圧力流量変化図 (ケースA-1)
Pressure and discharge variations (case A-1)

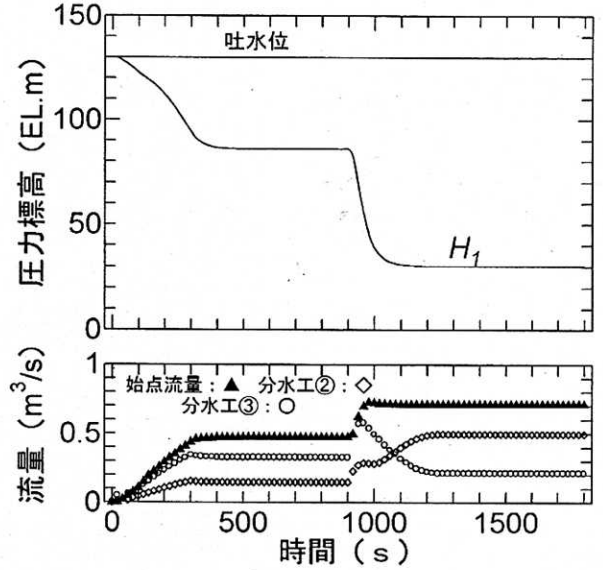


Fig. 9 圧力流量変化図 (ケースB-1)
Pressure and discharge variations (case B-1)

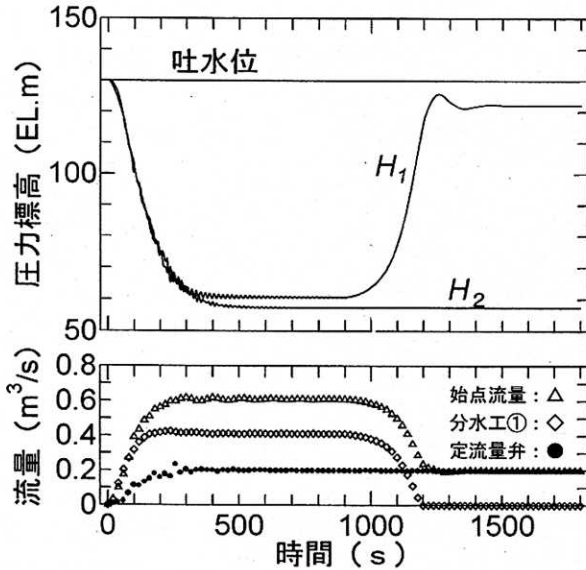


Fig. 8 圧力流量変化図 (ケースA-2)
Pressure and discharge variations (case A-2)

分水バルブ前後の分水量は分水工②が0.13m³/sから0.35m³/sに増加し、分水工③で0.28m³/sから0.15m³/sに減少している現象はケースB-1と同様である。パイプライン始点での通水量は、定流量弁がないケースB-1では0.48m³/sから0.70m³/sと46%増加しているが、定流量弁を設置した場合は通水量は当初の0.4m³/sから0.5m³/sと25%の増加に抑えられている。

パイプラインの途中に定流量弁を設置することにより、弁の下流側で分水弁を全開する行為が行われた場合は、弁の2次側圧力標高は定流量弁設置標高であるEL15.0m付近まで低下し、ほぼ空中放流状態となっている。定流

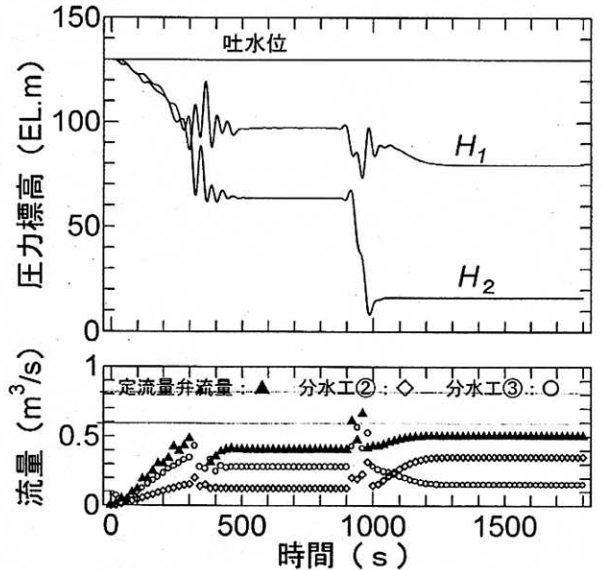


Fig. 10 圧力流量変化図 (ケースB-2)
Pressure and discharge variations (case B-2)

6. まとめ

管路系が広域化してくると延長が長くなるため、静水位と動水位の差が大きくなり、管路圧力の作用幅が増加する傾向となる。そのため、分土工に作用する圧力の変動量が大きくなり、分水量がこの管路圧力の影響を受けて増減し、用水の目標分水量への適正配分が困難になってくる。

特に、クローズドパイプラインにおいては、1カ所の分土工でのバルブ操作の影響が系内の他のすべての分土工に及ぶことは避けられない。また、分土工のバルブ開度を所定開度より大きく設定することにより過剰流量を分水することは可能であり、そのために分土工に作用する圧力のバランスが崩れて分水量の適切な配分に支障を来しやすい。

従って、パイプラインの主要分土工地点に通水量を一定流量に制御するチェックシステムを導入する必要があると考えられる。管路圧力の変動に係わりなく、流量を一定に制御するシステムとしては、目標流量を任意に設定できる可変式定流量弁がメーカーから提供されているので、その性能試験結果を数理モデルを用いてシミュレーションにより検証したところ良好な結果を得た。

また、パイプラインにおける流量チェックシステムとして、可変式定流量弁を組み込んだ実際のパイプラインを想定してシミュレーションを行い、管路圧力の変動が分土工に与える影響の大きさとそれを可変式定流量弁でどこまで制御できるかを検討した。検討結果を整理すると以下ようになる。

- ①可変式定流量弁は、弁上下流の圧力差が100kPa(約1kgf/cm²)以上であれば、圧力差にかかわらず流量はほぼ一定に制御される。
- ②可変式定流量弁の制御機構の数理モデルは試験結果と比較して、圧力差の小さい領域での流量の立ち上がり早く、さらに圧力変化に対して直線的な流量特性を示す傾向にある。
- ③通水量に比して分水量の占める割合が大きく、系の流況を支配する分土工が操作された場合、管路圧力が大きく変化することは避けられないが、分土工分岐側あるいは分土工上流管路に可変式定流量弁を設置することにより、圧力変動による分水量の増加、減少を避けることができる。
- ④パイプラインの途中に可変式定流量弁を設置することにより、弁の下流側で過剰な分水行為が行われた場合でも通水量を一定に制御することが可能になり、需要主導で過剰流量を生じ、弁上流部の管路圧力が低下することを避けることができる。

管路系のチェックシステムは、流量を一定に制御するだけでなく、動水圧や静水圧を一定範囲に制御できる機能を保持する必要がある。現時点では圧力制御については新型の減圧弁が、さらに流量制御については本報文で検証を行った可変式定流量弁がチェックシステムの主要機器として採用可能な段階にあると考えられる。

謝辞：本研究の遂行にあたり貴重なご指導を賜った宮崎大学農学部 國武昌人教授に深甚な感謝の意を表します。

引用文献

- 安養寺久男, 凌 祥之, 細川雅敏(1993): 畑地灌漑施設の自動化機器および多目的機器の性能, 農業工学研究所技報第187号, pp. 1~32
- 畑地農業振興会, 榎横田製作所(1992): 可変定流量調整弁の性能と農業かんがいへの適用性, 畑地農業400号, pp. 2~9
- 北海道開発局(1991): 大規模パイプライン網における圃場栓の計画・設計要領
- 北海道開発局(1995): 畑作かんがい用パイプラインにおける分水栓の計画・設計・施工要領
- 稲垣仁根, 國武昌人(1996): 新型自動減圧弁による管路圧力の制御技術, 農土誌64(3), pp. 57~62
- 稲垣仁根, 小路順一, 近藤文義(1998): 新型自動減圧弁を直列配置した低圧化パイプラインシステムのシミュレーション, 農土論集196, pp. 27~39
- 岩崎和己(1982): パイプラインの水理設計(その12) - 非常水理計算一, 農土誌50(9), pp. 47~56
- 岩崎和己(1990): 昭和最後の10年間に於ける水路技術の総括と展望 - 平成新時代の若い技術の担い手の門出によせて -, 水と土第80号, pp. 31~38
- 金 永化, 加藤 敬, 高木強治(1998): 樹枝状パイプラインにおける分水バルブ操作支援システムの検討, 農土論集184, pp. 63~72
- 白石英彦, 岩崎和己(1973): 数理モデルによる管水路系の非常現象の解析, 農土試報告11号, pp. 11~27

[1998. 12. 3. 受稿, 1999. 9. 17. 閲読]

[この研究論文に対する公開の質疑あるいは討議(4,000字以内, 農業土木学会論文集編集委員会あて)は, 2000年4月24日まで受け付けます。]

Simulation of Discharge Check System of Pipeline Using Variable Constant Flow Valve

INAGAKI Hitone*, OGURA Kunio**, TERAOKA Yoshihiro*** and KONDO Fumiyoshi****

* *Research Student of the United Graduate School of Agricultural Sciences, Kagoshima University*

(1-21-24, Korimoto, Kagoshima 890-0065, JAPAN)

** *Yokota MFG. Co., Ltd.(1-3-6 Minamiyoshijima, Naka-ku, Hiroshima 730-0826, JAPAN)*

*** *Crown Engineering Co., Ltd.(2-6-15 Shibakouen, Minato-ku, Tokyo 105-0011, JAPAN)*

**** *Faculty of Agriculture, Miyazaki University*

(1-1 Gakuen Kibanadai-nishi, Miyazaki 889-2192, JAPAN)

Abstract

It is becoming more difficult to provide adequate distribution of water, because the water pipeline systems are covering increasingly wider areas. Therefore, a mechanism is needed that will control pipeline systems to maintain constant pressure and discharge. To solve this problem, a variable constant-flow valve has been developed that is capable of controlling and changing pipeline discharge. The performance of the valve has been tested to verify its function. The operating mechanism of the variable constant-flow valve is based on the equation of motion. A mathematical model of the valve was created, and the test results were simulated to check its basic functions.

Also, for assuming high-pressure closed pipelines, a simulation was conducted to check how the distribution of flow is affected when one junction in a pipeline is dominant and controls the flow through the entire pipeline system. In addition, the valve's performance was verified by placing it at an upstream junction and changing the pipeline pressure from up- and down-stream on the valve. This test confirmed that the valve maintained a constant, regardless of any pressure fluctuations, and that the discharge check system functioned properly.

Key words : Variable constant flow valve, Pipeline, Discharge check system, Mathematical model, Simulation