

# 水理学と管路系過渡解析 —ポンプトリップ、空気弁と水撃の解析事例—

秋村 友香\* 森田 秀利\* 三橋 利玄\*\*

## Hydraulics and Transient Analysis of Pipeline Systems —Example of Pump Trip, Air Valve and Water Hammer Analysis—

Yuka Akimura\*, Hidetoshi Morita\* and Toshiharu Mitsuhashi\*\*

近年、シミュレーション技術が多方面に応用されつつあり、上水道や農業用パイプラインなどの水路においても設計検討やリスク評価、事故原因検討、ストックマネジメントに利用される機会が多くなった。水は生活に欠かすことができないものであるため、このような水理学の応用分野では、設計技術や長年の経験則が確立しており、成熟している分野であると言えるが、一方で、管路や機器の老朽化による機器の入れ替えや安全検討、また、コストの検討など、シミュレーション技術が貢献できることがまだまだ多い。

本稿では、管路系流体解析の視点から必要な水理学の基礎概念を説明し、当社で汎用的な管路系液体過渡解析ソフトウェアとして整備している Advance/FrontNet/Ω を用いた水路におけるポンプトリップの解析事例、ポンプトリップ時の空気弁の解析事例、バルブ遮断時の水撃の解析事例の3例を紹介する。それぞれの事例において、解析値は実測値の特徴をよく再現した。

**Key word:** 液体管路系、過渡解析、ポンプトリップ、液柱分離、動水勾配線、空気弁、リスク評価

### 1. 水理学の基礎的事項

流体解析の観点から水理学で重要な基礎的事項について以下にまとめる。

#### 1.1. 圧力

##### 1.1.1. 水頭

水圧を高さの単位[m]で表したものを水頭と呼び、タンク内の水の高さや高低差の関係が重要であった古くからの水理学の基礎的な概念である。圧力を  $P$  [Pa]、水頭を  $H$  [m] で表すと次のような関係がある。

$$P = \rho g H \quad (1)$$

ここで  $g$  [m/s<sup>2</sup>] は重力加速度、 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] は水の密度である。水頭にはさまざまな分類があり、次のように定義される。

$$\text{全水頭} \quad H_{\text{all}} = H + \frac{V^2}{2g} \quad (2)$$

$$\text{圧力水頭} \quad H_{\text{pres}} = \frac{P}{\rho g} \quad (3)$$

$$\text{位置水頭} \quad z \quad (4)$$

$$\text{速度水頭(動圧)} \quad \frac{V^2}{2g} \quad (5)$$

$$\text{ピエゾ水頭} \quad H = H_{\text{pres}} + z \quad (6)$$

エネルギー保存則として Bernoulli の定理がよく知られている。

\*アドバンスソフト株式会社 技術第4部

4<sup>th</sup> Technical Division, AdvanceSoft Corporation

\*\*アドバンスソフト株式会社 第2事業部

Computational Science and Engineering Division II,  
AdvanceSoft Corporation

$$H_{\text{all}} = H_{\text{pres}} + z + \frac{V^2}{2g} = \text{const.} \quad (7)$$

この式が水理学の最も基本的な式となる。

### 1.1.2. ゲージ圧と絶対圧、蒸気圧、負圧

水理学ではほとんどゲージ圧で事足りるため、水道や農業パイプラインの分野では絶対圧が認識されることがほとんどない。しかし、蒸気圧が絶対圧で記されることが通常であり、また高所や地下のパイプライン施設では絶対圧を使用することもあるため、ここで触れておくこととする。

ゲージ圧とは、大気圧を基準とした圧力であり、大気圧がかかっている我々の環境を基準とした圧力である。ゲージ圧と絶対圧の間は次のような関係がある。

$$P_{\text{gauge}} = P_{\text{absolute}} - 101325 \quad (8)$$

ここで、大気圧は標準大気圧 101325Pa としている。本書では、ゲージ圧であることを明記するために、[PaG]の表記を、絶対圧であることを明記するために [PaA]の表記を使用することとする。

飽和蒸気圧とは、圧力（圧力水頭）がその値よりも低くなると液体からガスへと気化する圧力であり、通常絶対圧力で表記されている。20℃、1気圧の水の飽和蒸気圧は 2339[PaA](JIS Z 8806-1995)である。これをゲージ圧で表すと -98986[PaG]となる。

圧力が標準大気圧よりも低くなる場合を負圧ということがある。通常、設計時に負圧を避けるようにと言われるのは、飽和蒸気圧以下になると液が蒸気になり、後章で説明する液柱分離が起こる可能性が高く、液柱の再結合の際の圧力上昇の危険性を伴うからであるが、厳密には負圧であっても飽和蒸気圧に至らないと蒸気への変化は起こらない。

### 1.2. 圧力損失

円管内を流れる流体が被る圧力損失は Darcy - Weisbach の式で表され、次のような式となる。

$$\Delta h = \frac{\Delta P}{\rho g} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (9)$$

ここで  $\lambda$  [-] を Darcy の管摩擦係数または単に管摩擦係数と呼ぶ。また、同様の表現として間違えやすいものに Fanning の式

$$\Delta P = 4f \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{L}{D} \quad (10)$$

が知られている[4]。  $f$  [-] は Fanning の管摩擦係数と呼ばれている。

管摩擦係数と Reynolds 数の関係を示したものは Moody 線図と呼ばれる（例えば、[2]を参照）。

### 1.3. 動水勾配線

一般に、各位置のピエゾ水頭(1)式を結んだものを動水勾配線、全水頭を結んだものをエネルギー勾配線と呼ぶ。高低差がある長いパイプラインの設計において、ピエゾ水頭が高いほうから低いほうへ流れが発生するため、動水勾配線は分かりやすい概念である。エネルギー勾配線は、ピエゾ水頭に速度水頭分を足した量で構成されるが、通常、流速がそれほど大きくならないようにパイプラインの運転条件が設計されているため、エネルギー勾配線と動水勾配線はほとんど差異がない場合が多い。

図 1 に逆サイフォン型の動水勾配線の例を示す。この例では、管芯高がもっとも低い位置において圧力水頭が大きい。図 2 はサイフォン型の動水勾配線の例である。管芯高がもっとも高い位置で圧力水頭が低い。このように動水勾配線が管芯高よりも低いところにある場合、圧力水頭が負圧となる可能性がある。このような特徴を利用し、管芯高の最頂部にバルブをつけ、通常運転時はバルブを閉めておき、緊急時等にバルブを開けると負圧の場合に周囲の大気を吸い込み、流れを止めることが可能である。これをサイフォンブレーカーという。

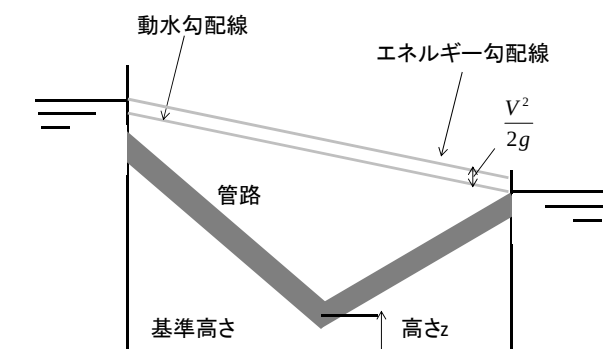


図 1 動水勾配線の例（逆サイフォン型）

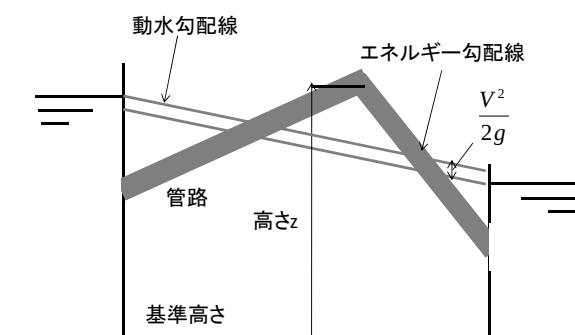


図 2 動水勾配線の例（サイフォン型）

#### 1.4. 水撃とバルブ

水撃は流れが急激に遮断されたときに圧力波が上流側へ音速（20℃、1気圧の水では約1480m/s、配管の弾性を考慮するとそれより小さな値）で伝わり、水圧が急上昇し、その大きさによっては、管路や流体機器の破損につながる危険な現象である。

水撃の原理は、水の慣性が大きいため、流れが急激に遮断されると慣性による運動エネルギーが圧力エネルギーへと変換され圧力上昇が起こると考えることができる。

緊急時にバルブを遮断しなければならないときは、何秒以内に遮断しなければならないか、発生する水撃圧が管路の耐圧値を超えるかどうか、などどのようにバルブを遮断するかの検討が必要となる。耐圧値を超える場合は調圧水槽の設置や、バイパスラインの増設、運転条件の変更などの検討を行う場合もある。

#### 1.5. 液柱分離（水柱分離）とポンプ

何らかの原因で液体の圧力が低下し飽和蒸気圧よりも下がると液体は気相となる。その気相の空間

（柱）によって液体が分離されている状況を液柱（水柱）分離という。圧力が回復する際に気相は凝縮して消滅し、分離していた液が衝突する。このとき、圧力が急上昇して危険な場合がある。圧力が低下するのは、ポンプの羽根車が急回転している場合や、急遮断したときのバルブ下流側などである。特に低压パイプラインは注意が必要である。

停電によるポンプの急停止など、ポンプが動力を喪失することをポンプトリップという。ポンプがトリップするとバルブの遮断と同様に圧力降下や圧力脈動が生じ、条件によっては逆流状態で安定してしまい、上流側のタンクが限界水位を超えるなどの問題も起きうる。前後のバルブを遮断するなどの対策が必要である。

ポンプトリップ時には送水が急激に止められるため、慣性で流れようとする水と流れようとする水の間に液柱分離が起きやすい。高低差のあるパイプラインでは逆流による液柱分離の再結合が起きやすいため注意が必要である。

#### 1.6. 設計時の検討事項

水撃やポンプトリップが起こると、管がどれくらいの大きさの圧力まで耐えられるかにより管の破損が起こるかどうかが決まる。耐圧値は管種により異なるが、コストもさまざまであるため、管種は設計時の一つの検討事項となる。

Darcy - Weisbach の式にあるように、管径は円管内を流れる液体が受ける圧力損失に影響する。ポンプで圧送する場合、圧力損失が大きければ、ポンプ吐出圧を大きくする必要があり、ポンプの電力を消費する。特に長い管路ではその影響は顕著である。例えば、管路の選定を間違えて圧力損失の計算ミスがあると、設計運転条件で末端まで流れない場合もある。そのため、管径は設計時の重要な検討事項である。

表 1 通常使用される管種([1]より抜粋)

| 管種               | 略称    | 特徴           |
|------------------|-------|--------------|
| ダクタイル鋳鉄管         | DCIP  | 耐久性高い<br>重量大 |
| 塩化ビニル管           | VP、VU | 衝撃に弱い<br>軽量  |
| 強化プラスチック<br>複合管  | FRPM  | 耐久性高い<br>軽量  |
| 銅管               | SP    | 電食に弱い        |
| 遠心力鉄筋<br>コンクリート管 | RC    | 耐久性高い<br>重量大 |
| ポリエチレン管          | PE    | 耐久性高い<br>高価  |
| ステンレス鋼管          | SUS   | 耐久性高い        |

### 1.7. 定常解析と過渡解析

通常運転時は、解析上、流量は時間的に変化なしの一定、圧力も時間的に一定であると考え（空間的には一定ではないことに注意）。このように、時刻 0 秒でも 100 秒でも、同じ状態であることを「定常状態」と呼び、このように落ち着いた状態を求めることを「定常解析」と呼ぶ。

これに対し、過渡解析（または非定常解析）は、バルブが遮断した、流量の需要量が急変した、ポンプがトリップした、など、時間的に定常状態を壊すようなイベントが発生した場合の時間的変化の解析のことを表す。

定常解析は流体機器が少ないパイプラインやループを含まないパイプラインでは簡便な解析が可能であるため、一般的にも Excel ベースのフリーソフトウェアが出回っている。これに対し、制御系を含んだ複雑なパイプラインの定常解析や、流体機器と連成した過渡解析は、境界条件の取り扱いや過渡シナリオの構築方法、結果の理解など、定常解析より複雑となる場合が多く、時に専門的な知識が必要となる。

## 2. Advance/FrontNet/Ω の概要

液体の汎用的な管路系過渡解析ソフトウェアとしてアドバンスソフト株式会社で開発した

Advance/FrontNet/Ω の概要について説明する。本ソフトウェアでは液体の温度および密度変化は考慮されないが、管路構造材のたわみによる音速の変化も考慮できるため、擬似的な圧縮性の取り扱いをしている。本ソフトウェアは[3][5]を参考に開発された。表 2 にソフトウェアの機能一覧をまとめる。

表 2 Advance/FrontNet/Ω 機能一覧

| 項目                                 | 入力詳細                                                |
|------------------------------------|-----------------------------------------------------|
| 液体（水、LNG、エタノール、液体窒素など）             | 密度、粘性、体積弾性率、飽和蒸気圧                                   |
| 直管、テーパ管                            | 配管長、配管径、管厚、管芯高、ヤング率、粗度                              |
| 境界条件（圧力指定または流量指定）                  | 固定値または時系列情報を入力                                      |
| 接続、分岐、合流（I 字、T 字、Y 字型）             | 抵抗の設定可能                                             |
| 複数分岐、複数合流部（十字など）                   | 抵抗設定は不可能                                            |
| ベンドやオリフィスなどの局所抵抗                   | 抵抗係数                                                |
| バルブ                                | 開度と $C_v$ 値の関係、開度、遮断速度                              |
| コンベンショナルタンク（通常のタンク）、ワンウェイサージタンク    | 初期液位、タンク断面積、単純形状でない場合は容積線図                          |
| ポンプ（逆流を考慮しないモデル（逆止弁あり）、逆流を考慮するモデル） | 定格揚程、定格流量、定格回転数、定格効率、定格軸動力、完全特性、慣性（ポンプ、フライホイール、原動機） |

## 2.1. 基礎方程式と離散化

基礎方程式である運動量保存式と質量保存式は以下のように表される。式の導出については文献[5][6]などを参照されたい。

### ①運動量保存式

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gA} \left( \frac{\partial Q}{\partial t} + V \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \frac{\lambda Q}{2gDA^2} |Q| = 0 \quad (11)$$

### ②質量保存式

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{Q}{A} \left( \frac{\partial H}{\partial x} - \sin \theta \right) = 0 \quad (12)$$

表記は次のようになる。

$$\text{流速} \quad V [\text{m/s}] \quad (13)$$

$$\text{体積流量} \quad Q [\text{m}^3/\text{s}] \quad (14)$$

$$\text{ピエゾ水頭} \quad H [\text{m}] \quad (15)$$

$$\text{音速} \quad a [\text{m/s}] \quad (16)$$

$$\text{ダルシーの管摩擦係数} \quad \lambda [-] \quad (17)$$

$$\text{管径 (内径)} \quad D [\text{m}] \quad (18)$$

$$\text{管路傾き} \quad \theta [\text{rad}] \quad (19)$$

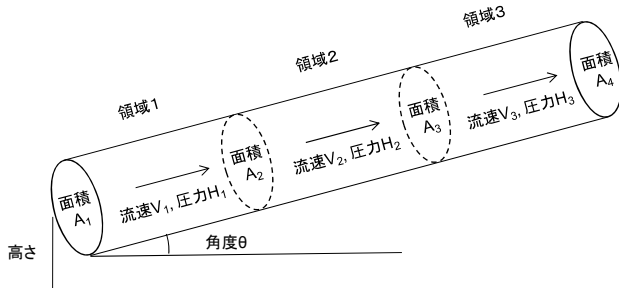


図3 管路の離散化イメージ

特性理論[7]に従い偏微分方程式を常微分方程式に書きかえると式(11)(12)は次のように記述することができる。

$C^+$

$$\begin{cases} \frac{1}{gA} \frac{dQ}{dt} + \frac{1}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{\lambda Q |Q|}{2gDA^2} - \frac{\sin \theta}{aA} Q = 0 \\ \frac{dx}{dt} = V + a \end{cases} \quad (20)$$

$C^-$

$$\begin{cases} \frac{1}{gA} \frac{dQ}{dt} - \frac{1}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{\lambda Q |Q|}{2gDA^2} + \frac{\sin \theta}{aA} Q = 0 \\ \frac{dx}{dt} = V - a \end{cases} \quad (21)$$

この方程式を離散化すると、次のような形となる。

図3に管路の離散化イメージを示した。

$$\begin{aligned} (V_P - V_R) + \frac{g}{a} (H_P - H_R) = \\ \left[ -\frac{\lambda}{2D} V_R |V_R| + \frac{g \sin \theta}{a} V_R \right] dt \end{aligned} \quad (22)$$

$$x_P - x_R = (V_R + a) \Delta t \quad (23)$$

$$\begin{aligned} (V_P - V_S) - \frac{g}{a} (H_P - H_S) = \\ \left[ -\frac{\lambda}{2D} V_S |V_S| + \frac{g \sin \theta}{a} V_S \right] dt \end{aligned} \quad (24)$$

$$x_P - x_S = (V_S - a) \Delta t \quad (25)$$

この離散化式は4本の連立方程式であり、代数的に解くことができる。これらの関係は図4のように表すことができる。

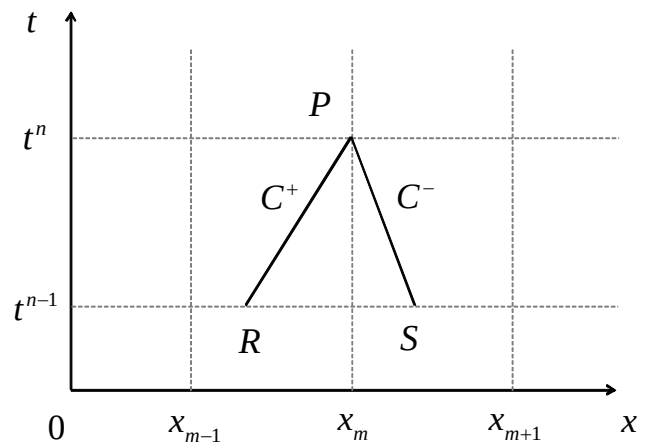


図4 2本の特性曲線の交点と時間、空間軸

時間刻みはCourant条件を用いて次のように決定される。ここで、流速 $V$ はすべてのメッシュに対する最も大きい流速を採用し時々刻々の値が代入されるため、時間刻み $\Delta t$ も時々刻々と変化する。

$$\Delta t = C_{\text{Courant}} \frac{\Delta x}{V + a} \quad [\text{s}] \quad (26)$$

音速は、管路構造材のひずみを考慮して次の式で算出される。

$$a = 1 / \sqrt{\frac{\rho}{g} \left( \frac{1}{K} + \frac{D \cdot C_1}{E \cdot t_{\text{pipe}}} \right)} \quad (27)$$

ここでの表記は次のようになる。

$$\text{流体の体積弾性係数} \quad K \quad [\text{Pa}] \quad (28)$$

$$\text{管厚} \quad t_{\text{pipe}} \quad [\text{m}] \quad (29)$$

$$\text{管路構造材のヤング率} \quad E \quad [\text{Pa}] \quad (30)$$

$$\text{管の埋設状況による係数} \quad C_1 \cong 1 \quad (31)$$

## 2.2. 摩擦損失モデル

### 2.2.1. 管摩擦損失

円管内の摩擦損失を層流から乱流領域までよく表す式として Colebrook の式がよく使用される。

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2.0 \ln \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad (32)$$

ここで  $\varepsilon$  [m] は管の絶対粗度を表す。この式の  $\lambda$  に関する陽的表現として、Churchill の式(8)が便利である。

$$\begin{aligned} \frac{\lambda}{4} &= 8 \left\{ \left( \frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + (A + B)^{-3/2} \right\}^{\frac{1}{12}} \\ A &= (2.457 \log C)^{16}, \\ B &= (3.753 \times 10^4 / \text{Re})^{16}, \\ C &= \frac{1}{(7/\text{Re})^{0.9} + 0.27(\varepsilon/d)} \end{aligned} \quad (33)$$

本式を使用して管摩擦係数とレイノルズ数の関係を異なる粗度に対して描くと図 5 のような関係が得られる。これは前述の Moody 線図をよく再現している。ここでは、層流領域、遷移領域、乱流領域にまたがる管摩擦係数が表されている。管路系流体解析では、流れ方向を 1 方向に仮定しているが、

Moody 線図を適切に考慮することにより、乱流の影響も考慮されることとなる。

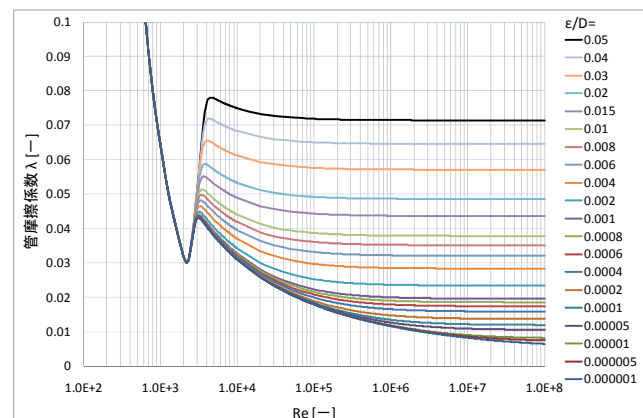


図 5 Churchill 式を用いた管摩擦係数と Reynolds 数の関係

### 2.2.2. 局所損失

オリフィス、ベンド、エルボなど管に局所的な抵抗は次のような抵抗係数  $\zeta$  として取り扱う。

$$H_{\text{in}} - H_{\text{out}} = \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (34)$$

抵抗係数  $\zeta$  はハンドブック[2]などにまとめられている。

### 2.3. 液柱分離モデル

管路内の圧力が飽和蒸気圧よりも低くなった場合、液体が気化してガス相が現れる。それを模擬するためには次のように取り扱う。

①圧力が飽和蒸気圧よりも低くなった場合、圧力を飽和蒸気圧に固定する。

②ガス相の体積を流入流量と流出流量の差として次の式で算出する。

$$V_{\text{cavity}} = \int (Q_{\text{out}} - Q_{\text{in}}) dt \quad (35)$$

積分はガス相が発生してからの時刻とする。

③ガス相の体積が消滅したとき、すべてが液相に戻ったとして、ガス相の消滅による圧力上昇を以下の式で算出する。

$$\Delta H_{\text{cavity}} = \frac{a}{2gA} (Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}}) \quad (36)$$

以上の取り扱いにより、液注分離が消滅した際に

大きな圧力上昇が起こる現象を再現することができる。

## 2.4. ポンプモデル

### 2.4.1. 回転数の時間変化と揚程の取り扱い

ポンプの回転数変化は以下で表される。

$$\frac{dN_{\text{pump}}}{dt} = \frac{60}{2\pi d} \Delta T \quad (37)$$

$$\Delta T = T_{\text{moter}} - T_{\text{pump}} \quad (38)$$

ここでの表記を示す。

$$\text{ポンプの回転数} \quad N_{\text{pump}} [\text{rpm}] \quad (39)$$

$$\text{慣性} \quad I [\text{kg} \cdot \text{m}] \quad (40)$$

$$\text{モーターのトルク} \quad T_{\text{moter}} [\text{kg} \cdot \text{m}] \quad (41)$$

$$\text{ポンプのトルク} \quad T_{\text{pump}} [\text{kg} \cdot \text{m}] \quad (42)$$

ポンプトリップ時は  $T_{\text{moter}} = 0$  となり、ポンプは慣性のみで回転数を減少させる。慣性はモーター、ポンプ羽根車、フライホイールについて和をとる。

$$I = I_{\text{moter}} + I_{\text{pump}} + I_{\text{etc}} \quad (43)$$

ポンプ出口圧力は入口圧力にポンプ揚程を足す。

$$H_{\text{pump\_exit}} = H_{\text{pump\_gate}} + \Delta H_{\text{pump}} \quad (44)$$

$\Delta H_{\text{pump}}$  はポンプ揚程である。

### 2.4.2. ポンプトリップモデル

Advance/FrontNet/Ω では、ポンプの完全特性(順流順回転・順流逆回転・逆流順回転・逆流逆回転)が与えられている場合の機能も有しているが、ポンプユーザーはそこまでの情報を持っていない場合が多いため、ここでは、逆回転を考慮しない場合の取り扱いについて述べる。

ポンプの逆回転を考慮しない場合、ポンプ回転数は慣性のみで減少すると仮定すれば、ポンプ回転数の時間に関する方程式は以下のように書ける。

$$\frac{dn}{dt} = -k \frac{n^2}{2-n} \quad (45)$$

ここで、 $n$  は相対回転数[－]で、定格運転時の回転数  $N_{\text{rated}}$  で規格化されたものである。

$$n = \frac{N}{N_{\text{rated}}} \quad (46)$$

$k$  はポンプの性質に関する定数で次式により表される。

$$k = \left( \frac{900 \rho g}{\pi^2 I} \right) \left( \frac{Q_{\text{rated}} H_{\text{rated}}}{\eta_{\text{rated}} N_{\text{rated}}^2} \right) \quad (47)$$

本式を用いると、ポンプは流動状況に関係なく、定格運転条件のみにより回転数の減少が決まる。

## 2.5. タンクモデル

### 2.5.1. タンク水位の時間的取り扱い

タンクモデルでは主に水位を知りたいため、液体を非圧縮性流体と仮定し次のように水位を算出する。

$$\frac{dV_{\text{tank}}}{dt} = Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}} \quad (48)$$

$$L_{\text{tank}} = \frac{V_{\text{tank}}}{A_{\text{tank}}} \quad (49)$$

$$H_{\text{tank}} = L_{\text{tank}} + H_{\text{gas}} \quad (50)$$

ここでの表記を示す。

$$\text{タンク内の水の体積} \quad V_{\text{tank}} [\text{m}^3] \quad (51)$$

$$\text{タンクへの流入流量} \quad Q_{\text{in}} [\text{m}^3/\text{s}] \quad (52)$$

$$\text{タンクからの流出流量} \quad Q_{\text{out}} [\text{m}^3/\text{s}] \quad (53)$$

$$\text{タンク内水位} \quad L_{\text{tank}} [\text{m}] \quad (54)$$

$$\text{タンク断面積} \quad A_{\text{tank}} [\text{m}^2] \quad (55)$$

$$\text{タンク圧力水頭} \quad H_{\text{tank}} [\text{m}] \quad (56)$$

$$\text{タンク内ガス圧} \quad H_{\text{gas}} [\text{m}] \quad (57)$$

タンクが単純形状でない場合は、容積線図と呼ばれる高さと体積の関係（数値データ）を用いる。

## 2.5.2. ワンウェイサージタンクの場合

ワンウェイサージタンクとは、水の供給によって負圧を回避し液柱分離を防ぐためのものである。パイプラインの通常運転時にはタンク元のバルブが閉められており、ある一定の水位を保っているが、タンク元の圧力がタンク水位よりも低くなった場合にバルブが開き、水を供給するという動作をする。通常運転時にタンク元のバルブが開いていると、高圧運転時にはかなりのタンクの高さが必要となる

（例えば、1MPa で 100m）が、このように水の供給を目的とするのであれば、それほどの高さが必要とならず、タンクのコストが小さくできる利点を持つ。

Advance/FrontNet/Ω のワンウェイサージタンクの取り扱い、通常運転時のタンク元バルブは閉じられ、タンク元の圧力を常にモニターし、タンク水位よりも低くなった場合にタンク元バルブが開き、水を供給するモデルとなっている。

## 2.6. バルブモデル

バルブは開度と抵抗を与えるモデルとなっている。一般に、バルブの抵抗特性は、 $C_v$  値と呼ばれる数値で表される。 $C_v$  値は数値が大きいほど、抵抗が少なく（流体が流れやすく）、小さいほど抵抗が大きい（流れにくい）。通常はバルブ開度との関係で表され、バルブの種類やメーカーにより異なる。流体がバルブから抵抗を受けるときの式は以下のように表される。

$$Q = C_v f_{cv} \sqrt{\frac{\rho_{H2O60F}}{\rho} \Delta H} \quad (58)$$

表記は以下である。

英国単位系から SI 単位系への単位換算係数

$$f_{cv} = 7.598 \times 10^{-7} \quad (59)$$

60°F における水の密度

$$\rho_{H2O60F} = 999.091 [kg/m^3] \quad (60)$$

$C_v$  値を計算するためには、開度が必要となる。制御弁の場合は、制御系から設定された開度を使用する。

## 2.7. 空気弁モデル

空気弁とは、空気の吸い込みによって圧力降下を緩和し負圧を防ぐ機器である。Advance/FrontNet/Ω では空気弁を次のように取り扱う。

- ①内圧が大気圧を上回っている場合、空気弁は何もしない
- ②内圧が大気圧を下回った場合、空気弁が作動し吸気を行う。このとき、内圧を大気圧に固定する。これを式で表すと次のようになる。

$$\text{For } H_{\text{atomos}} < H \\ Q_{\text{avin}} = 0 \quad (61)$$

$$\text{For } H < H_{\text{atomos}} \\ Q_{\text{avin}} = -C_v f_{cv} \sqrt{g \rho_{H2O60F} (H - H_{\text{atomos}})} \quad (62)$$

ここで  $H_{\text{atomos}}$  は大気圧のピエゾ水頭である。また、液柱分離モデルと同様に、管路内の空気の相がつぶれる際の圧力上昇を取り扱う。

## 3. 適用事例

本章では、文献等との比較により Advance / FrontNet/Ω の機能を検証する。

### 3.1. ポンプトリップ解析

ここでは、文献[9]におけるポンプトリップの実験結果と解析結果の比較を行う。解析対象となるのは図 6 のように、ポンプが水をくみ上げており、送水管路が長く、緩い傾斜がある場合である。ポンプ後方に圧力計が設置されている。解析条件を表 3 に示す。ここで、文献に記述がないいくつかの項目については推定値を設定している。



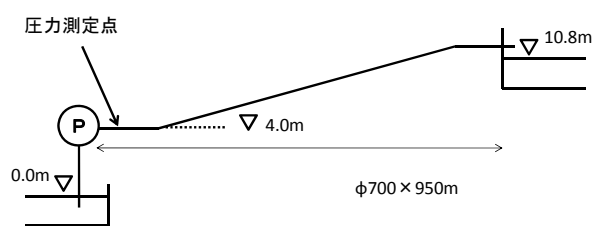


図 6 解析対象（空気弁なし）

表 3 解析条件

| 分類   | 項目        | 数値                    |
|------|-----------|-----------------------|
| 管路   | 口径        | 700mm                 |
|      | 初期流量      | 0.31m <sup>3</sup> /s |
| ポンプ  | 定格揚程      | 16.4m                 |
|      | 定格流量      | 1116 ton/h            |
|      | 定格効率      | 0.8                   |
|      | 定格回転数     | 600rpm                |
|      | 初期回転数     | 600rpm                |
|      | 慣性        | 30kgm <sup>2</sup>    |
|      | 逆止弁       | 逆流を検知後<br>2s かけて遮断    |
| 音速   | 一定と仮定     | 505m/s                |
| 離散化  | メッシュ間隔    | 5m                    |
| 時間刻み | Courant 数 | 0.75                  |

ポンプは最初、定格運転をしており、管路には定常流量 0.31m<sup>3</sup>/s が流れていることを想定する。時刻 0s にポンプがトリップしたとし、トリップ後 42.5s までの過渡解析を行う。ポンプは逆止弁がついており、逆回転を考慮しないため、2.4 節のポンプモデルが適用される。図 7 にトリップ後の回転数の時間変化、図 8 にポンプ揚程の時間変化、図 9 にポンプ逆止弁の開度と Cv 値の関係を示す。

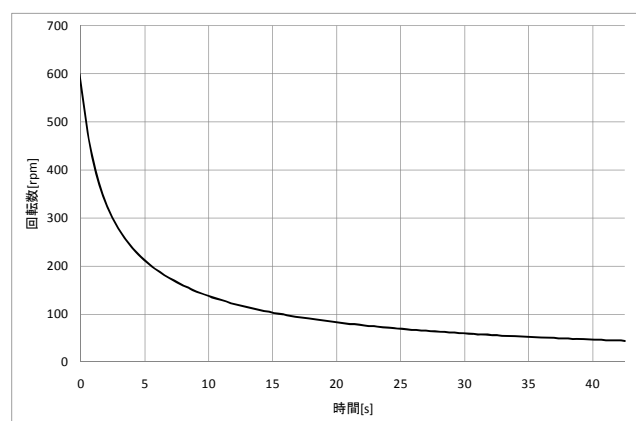


図 7 ポンプ回転数の時間変化

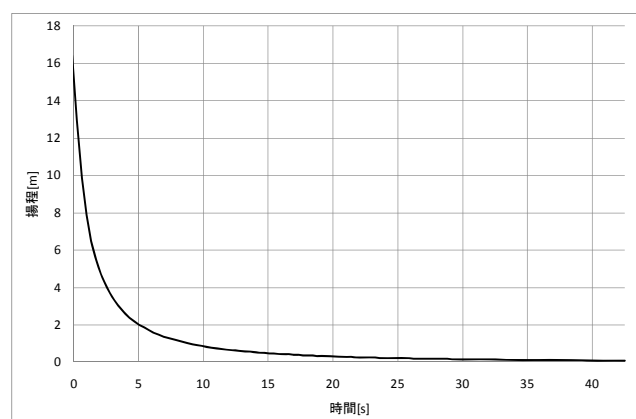


図 8 ポンプ揚程の時間変化

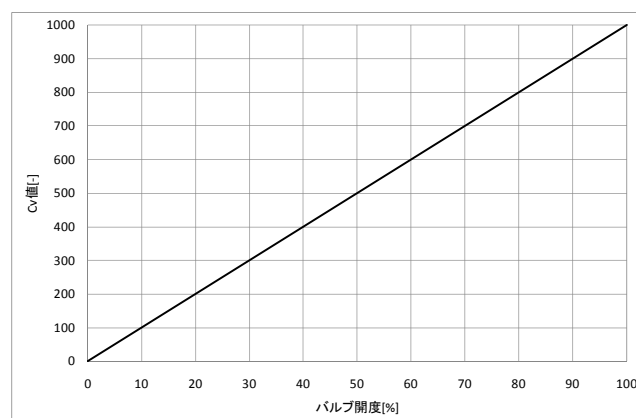


図 9 ポンプ逆止弁の開度と Cv 値

以上の解析条件を用いて管路系流体過渡解析を行った結果を図 10、図 11、図 12 に示す。

図 10 はポンプから吐き出される流量の時間変化を表している。ポンプトリップ後、回転数、揚程の減少と共に吐出流量が減っていく。時刻 4s あたりで管路内の流れにくさが変化していることが分かる。時刻 8s あたりで流量が負の値をとり、逆流していることが分かる。

図 11 はポンプの逆止弁の開度の時間変化を表している。時刻 8s の逆流を検知すると、ポンプの閉指令が作動し、逆止弁は 2s かけて閉鎖をしている。逆止弁が全閉となるとそこでは流れなくなるため、流量はゼロの値をとっている。

図 12 は圧力計の位置の圧力時間変化の解析結果と実験結果の比較を表している。トリップ後、揚程の減少と共に圧力は減少をはじめ、時刻 10s までに緩やかに負圧となるが、蒸気圧は下回っていないため、液柱分離を起こしていない。時刻 10s から圧力は逆流してきた水とぶつかって圧力を上昇させる。約 950m の管路内を圧力波が音速で伝播し、反射・干渉して、合計 4 つの山のピークが見られる様子が解析でも再現されている。実験では第 1 ピークから第 3 ピークまでは圧力値が減少傾向にあるが、第 4 ピークは上昇している。計算ではこのような現象は再現できなかった。より詳細な解析条件の設定により、第 4 ピークの再現も可能と考えられる。解析全体として、圧力と流量のおおまかな振る舞いや過渡現象のシナリオを実用的なレベルでよくとらえることができていると考えられる。

図 13 は圧力勾配線を示している。それぞれ高さ[m]と、定常時の圧力を[mG]単位に直し、高さを足した動水勾配線、過渡解析時の最高圧力線、最低圧力線を示している。ここで高さとは基準位置からの高さであり、標高や管芯高などを示す。解析では高低差が重要なため、基準の位置は任意である。この管路系では、ポンプ直下流で圧力が最高値、最低値をとっていることが分かる。管路末端は圧力指定境界のため、最高圧力と最低圧力が同じ値をとっている。

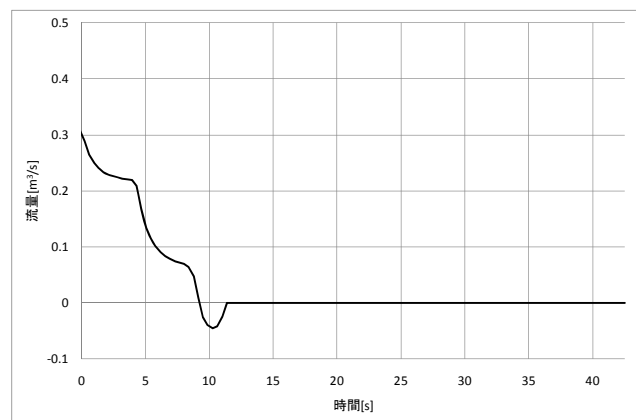


図 10 ポンプ吐出流量の時間変化

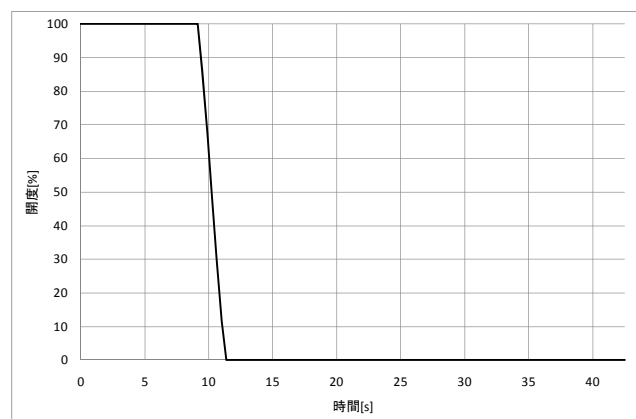


図 11 ポンプ逆止弁の開度の時間変化

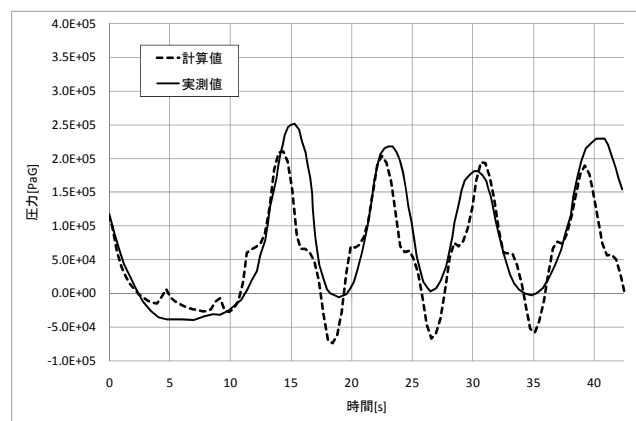


図 12 圧力計の位置の圧力時間変化

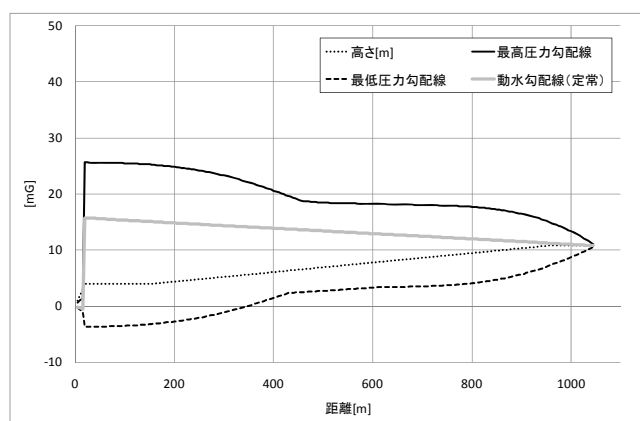


図 13 圧力勾配線

### 3.2. 空気弁の作動を考慮したポンプトリップ解析

本節では前節 3.1 と同様に、文献[9]におけるポンプトリップの実験の体系に空気弁をつけた場合の実験結果と解析結果の比較を行う。解析対象は図 14 のように、前節の解析モデル図 6 に対し、圧力計下流に空気弁が設置されている。解析条件は表 3 と同様とし、空気弁モデルは 2.7 節のモデルを使用した。空気弁の特性について未知であったため、表 4 のように推定した。

この例では、前節の空気弁なしの体系と比較を行うことができるため、空気弁の役割や解析モデルを検証・検討することができる。また、本例題は文献[9]にも記述されている通り、負圧を回避するために設置された空気弁が悪さをし、空気弁がない体系よりも圧力が上昇してしまった一例である。

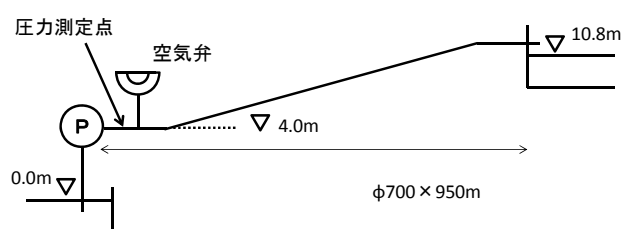


図 14 解析対象（空気弁あり）

表 4 解析条件

| 分類  | 項目   | 数値 |
|-----|------|----|
| 空気弁 | Cv 値 | 10 |

図 15 に示したのは圧力計の位置における圧力の時間変化の解析結果と実験結果の比較である。時刻 0s でポンプ揚程の減少と共に圧力計の位置での圧

力も低下を始めるが、時刻約 3s では、前節の結果図 12 と比べて負圧となっておらず、大気圧を保っている。これは、空気弁が作動していることを示しており、実験値と一致している。その後空気の消失時に圧力上昇が発生している。合計 2 つの山のピーク値がみられる。ただし、ここでは実験値に比べて 1/2 以下の小さな圧力上昇値を得た。

図 16 に空気量の時間変化を示す。空気弁が吸気を行っている時に空気量が増加し、排気を行うと空気量が減少している。空気量がゼロとなった時刻に液柱分離と同様のメカニズムで圧力上昇が起こっている様子がみえる。

図 17 に圧力勾配線を示す。図 13 と同様、それぞれ高さ[m]と、定常時の圧力を[mG]単位に直し、高さを足した動水勾配線、過渡解析時の最高圧力線、最低圧力線を示している。空気弁なしの場合（図 13）と比べ、最高圧力が高いことと、空気弁の位置で最低圧力が高さに抑えられ、現象が再現されている。管路末端は圧力指定境界のため、最高圧力と最低圧力が同じ値をとっている。

解析全体として、空気弁の定性的な効果を再現することができた。ただし、安全解析の観点からは、実測値のような圧力上昇値を低めに見積もっており、空気弁モデルのさらなる改良が必要と考えられるため、情報の豊富な事例において、今後の課題として取り組んでいきたい。

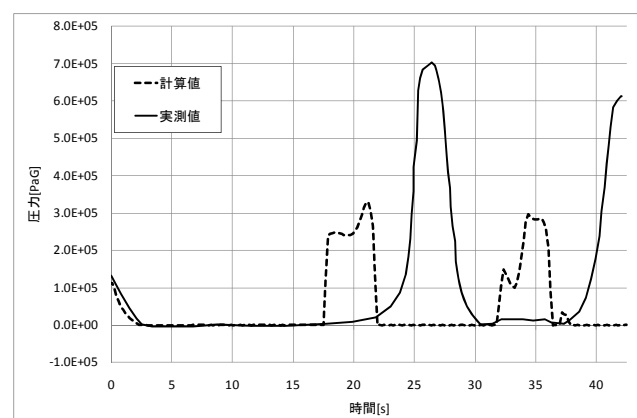


図 15 圧力計の位置の圧力時間変化

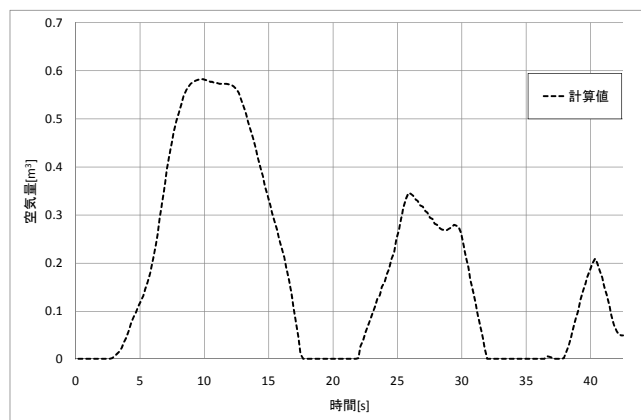


図 16 圧力計の位置の空気量時間変化

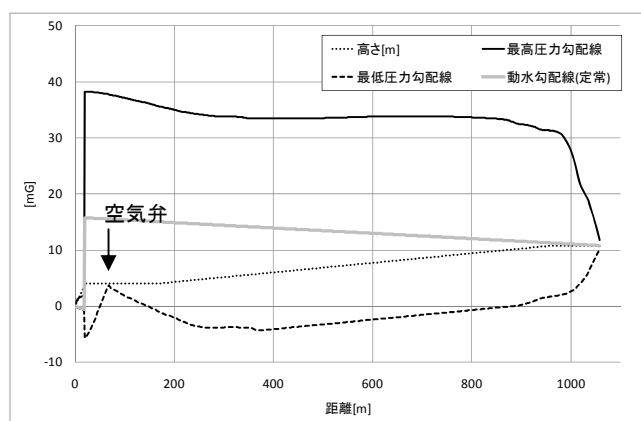


図 17 圧力勾配線

### 3.3. 農業用パイプラインの水撃解析

#### 3.3.1. 解析対象の概要

農業用水のパイプラインの水撃現象について、文献[10]には実験結果、文献[11]にはその実験に対する解析結果が報告されている。本節では、「試験ケース No5」として取り上げられているものを比較対象とし Advance/ FrontNet/ Ω を用いて同様の体系を解析し、機能の検証を確認する。

解析対象となるのは、霞ヶ浦にある真壁幹線と呼ばれる地区である。図 18 に概要を示す。

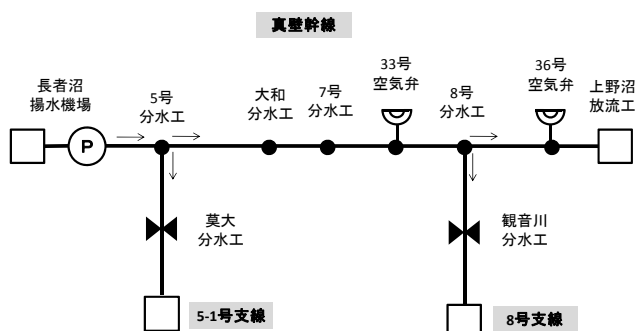


図 18 解析対象概要[11]

この管路系は上流にポンプ場があり、幹線の管路延長は約 10000m、支線が 2 本ある。幹線には空気弁が 2 箇所設置されている。上野沼放流工は試験ケース No. 5 では閉鎖されている。支線には、バルブが設置されている。定常状態における流量分配と圧力計の位置を図 19 に示す。圧力計の番号 A～H は文献[12]に対応している。試験においては、定常状態にある管路系において 2 箇所のバルブを遮断し、各位置の水撃圧を測定している。

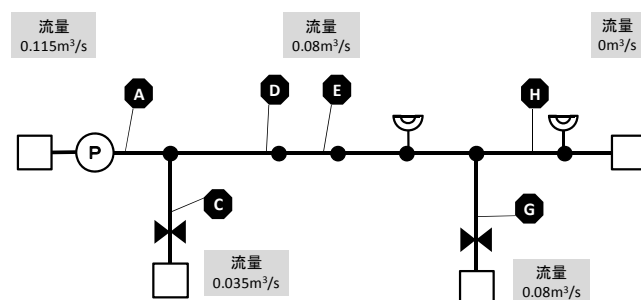


図 19 流量分配と圧力測定位置

#### 3.3.2. 解析条件

Advance/ FrontNet/ Ω での計算モデルを構築するためには、管路と管路を結ぶ“ノード”に番号をつけ、図 20 のように定義する。ノード上には配管と配管の接続や、分岐部、また、バルブやポンプなどの流体機器が定義される。配管は、どのノード間に定義されているかにより区別される。

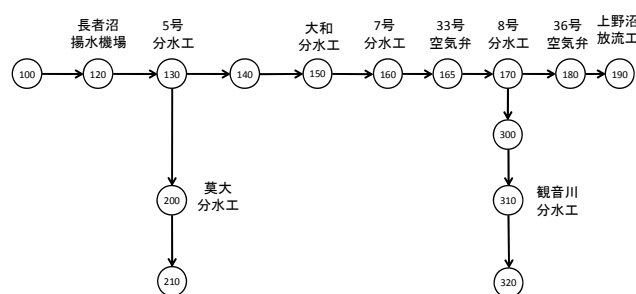


図 20 解析対象ノード番号

表 5 に配管の延長、口径、管厚を示す。管路延長は主に圧損の計算に影響する。口径は、流速や圧損などに効いてくる。管厚は式(27)より、音速に影響する。表 6 に配管物性を示す。ヤング率とポア

ソシ比は管厚と同様式(27)より、音速に影響する。  
粗度は圧損を通して、流量バランスに影響する。

ここで、口径については文献に記述がなかったため推定値を用いている。ノードには標高（または管芯高など基準位置に対する高さ）が定義される。

表 7 に、本モデリングにおける標高、図 21、図 22、図 23 に実際の標高との比較を示す。

表 5 配管形状

|    | ノード<br>1-2 | 延長<br>[m] | 口径<br>[mm] | 管厚<br>[mm] |
|----|------------|-----------|------------|------------|
| 幹線 | 100-120    | 2000      | 1200       | 11         |
|    | 120-130    | 1500      | 1200       | 11         |
|    | 130-140    | 800       | 1000       | 9          |
|    | 140-150    | 600       | 1000       | 9          |
|    | 150-160    | 2000      | 1000       | 8          |
|    | 160-165    | 600       | 700        | 7          |
|    | 165-170    | 300       | 700        | 7          |
|    | 170-180    | 1100      | 700        | 6          |
|    | 180-190    | 800       | 700        | 6          |
| 支線 | 130-200    | 639       | 250        | 0.1※       |
|    | 200-210    | 200       | 250        | 7.8        |
| 支線 | 170-300    | 676       | 300        | 9.2        |
|    | 300-310    | 724       | 300        | 9.2        |
|    | 310-320    | 200       | 300        | 9.2        |

※音速調整のために意図的に厚みを薄くしている。

表 6 配管材質の物性 ([12]より一部引用)

|         | ヤング率<br>[Pa]          | ポアソン比[-] | 粗度<br>[mm] |
|---------|-----------------------|----------|------------|
| 幹線      | $1.6 \times 10^{11}$  | 0.28     | 1.00       |
| 5-1 号支線 | $0.29 \times 10^{10}$ | 0.3      | 0.01       |
| 8 号支線   | $0.29 \times 10^{10}$ | 0.37     | 0.3        |

表 7 標高

| ノード番号 | 標高    | ノード番号 | 標高    |
|-------|-------|-------|-------|
| 100   | 33.99 | 180   | 51.45 |
| 120   | 41.79 | 190   | 48.74 |
| 130   | 36.88 | 200   | 39.39 |
| 140   | 44.04 | 210   | 39.39 |
| 150   | 34.56 | 300   | 47.59 |
| 160   | 46.42 | 310   | 37.72 |
| 165   | 44.00 | 320   | 37.72 |
| 170   | 43.84 |       |       |

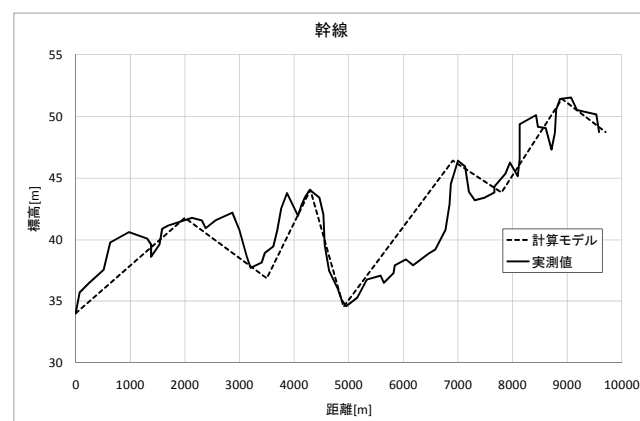


図 21 幹線の標高（縦断面図）

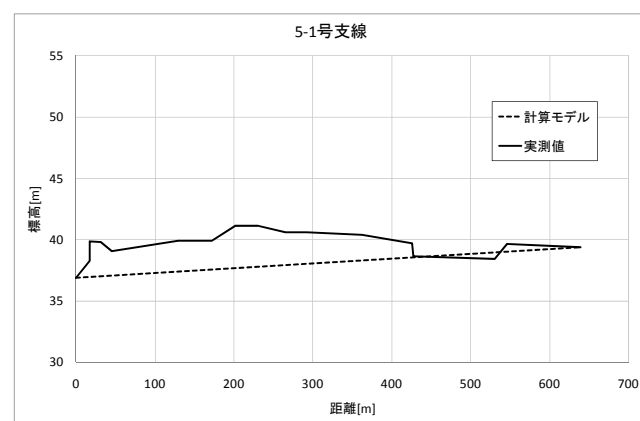


図 22 5-1 号支線の標高（縦断面図）

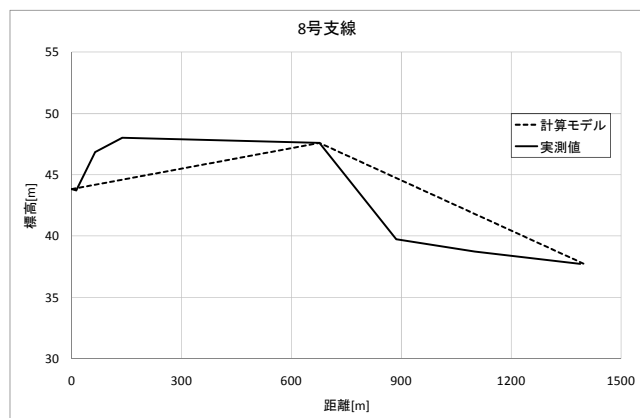


図 23 8号支線の標高（縦断図）

ポンプは、文献[12]によると推定末端圧制御方式の運転制御を行っている。ここでは簡単化のために、保持圧力を与える圧力指定境界として取り扱うこととする。

分水工におけるバルブは、実際は流量制御弁であるが、ここでは簡易モデルとしてリニア  $C_v$  特性を持つバルブを初期開度から遮断するものとする。バルブに対する計算条件を表 8、図 24 に示す。初期開度時の  $C_v$  値は、定常流量を再現するように推定した。

図 25 にバルブの遮断特性を示す。時刻ゼロ秒に初期開度から莫大分水工、観音川分水工共に遮断を開始し、時刻 5 秒に観音川分水工が全閉、時刻 7 秒に莫大分水工が全閉する。

表 8 バルブの条件

|               | 莫大分水工            | 観音川分水工           |
|---------------|------------------|------------------|
| 初期開度          | 24%              | 40%              |
| 初期開度時 $C_v$ 値 | 420<br>(リニア特性仮定) | 580<br>(リニア特性仮定) |
| 遮断速度          | 7s/24% (リニア)     | 5s/40% (リニア)     |

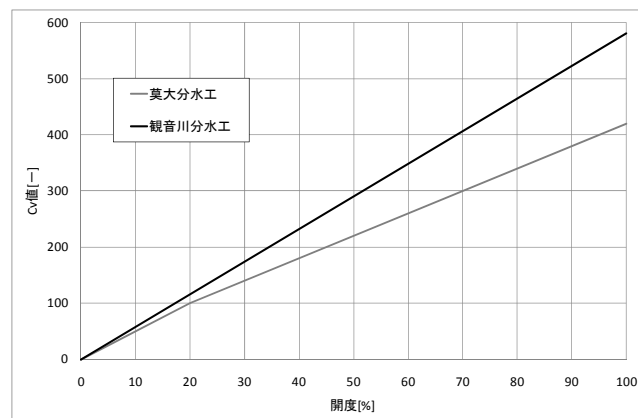
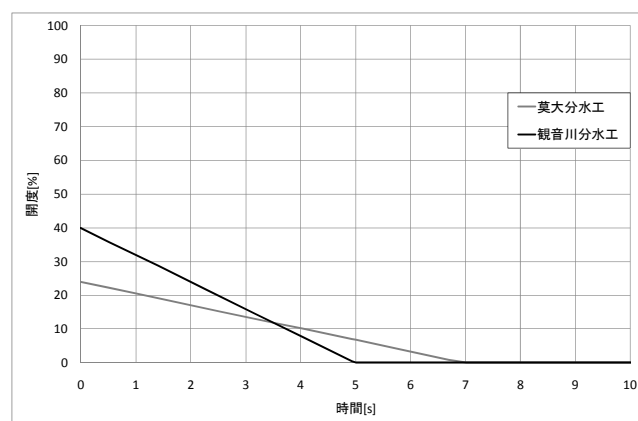
図 24 分水工の  $C_v$  特性

図 25 バルブの遮断特性

### 3.3.3. 解析結果

過渡解析は、まず十分時間が経過しても変化がない定常状態を再現してから、時刻ゼロにおいて莫大分水工と観音川分水工を同時に遮断し始めた。そのときの各圧力測定位置における実測圧力と計算圧力の比較を図 26～図 31 に示す。

図 26 は長者沼揚水機場の圧力測定位置の実測値と計算値の比較である。実線が実測値、点線が計算値となる。計算では簡単化のためポンプを模擬しておらず、圧力境界条件として取り扱っているため、圧力はほぼ一定値をとっている。

図 27 は大和分水工における圧力の比較図である。大和分水工は幹線上にあり莫大分水工からの水撃波と観音川分水工からの水撃波が干渉するが、計算値は、実測値の圧力の第一ピークやその後の傾向をよくとらえている。

図 28 は観音川分水工における圧力を示している。圧力の第一ピークは観音川分水工遮断による水撃

圧であり、計算値はこれをよく再現している。

可能性があることが挙げられる。

図 29 は莫大分水工の圧力を示している。実測値は圧力のピーク値が時刻 30 秒あたりで出ているが、計算では莫大分水工遮断直後にピークをとっている。

図 30 は 7 号分水工の圧力を表している。7 号分水工の圧力測定地点は幹線にあるため、大和分水工と同様に圧力のピーク値や振動の様子をよくとらえている。

図 31 は 36 号空気弁地点での圧力を示している。空気弁が機能し、圧力降下が抑えられている。計算は実測値をよく再現していると考えられる。

幹線、5-1 号支線、8 号支線の圧力勾配線を図 32、図 33、図 34 に示す。

幹線では、動水勾配線はほぼ一定であり、管径が太いため、摩擦損失が少ないことが分かる。最高圧力線が管路末端で大きくなっているのは、上野沼放流工が閉められているという流量指定境界を課したため、自由端となっており弁遮断による水撃圧が伝播し圧力波が逃げていることを示している。

5-1 号支線では、弁の位置で不連続がみられる。動水勾配線では、定常時の圧損を表している。最高圧力線から弁遮断により、圧力波が弁上流へと伝わっていることが分かる。また、最低圧力線より弁の直下流では、圧力が降下している。

8 号支線でも同様に、動水勾配線の不連続は、弁の位置において定常時の圧損を表し、最高圧力勾配線では弁遮断により、圧力波が弁上流へと伝わっていることが分かる。また、最低圧力勾配線より弁の直下流では、圧力が降下していることが分かる。

全体として、計算値は圧力の第一ピークや全体の振動の傾向をよくとらえている。ただし、実測値は圧力振動が早く収束しているが計算ではそれを再現することができなかった。原因として、定常時に流量分配を再現するようにバルブの  $C_v$  値を調整したが、その抵抗の一部が実際は管路の分岐部や継ぎ手によるものである可能性があり、それを模擬していないことや、計算では順流時と逆流時の抵抗は同じ値を用いているが、実際は分岐部において逆流しにくい構造となっており、逆流の抵抗係数が大きい

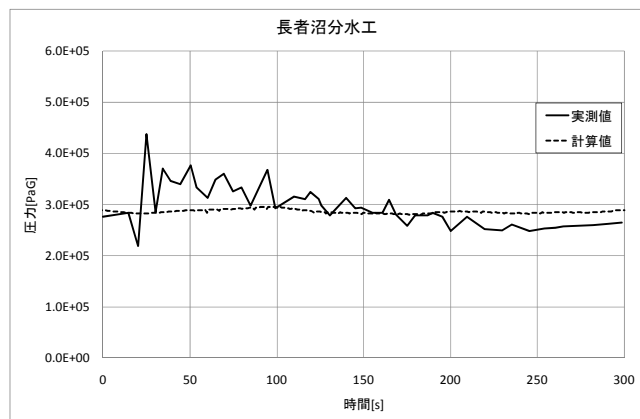


図 26 長者沼揚水機場の圧力(測定点 A)

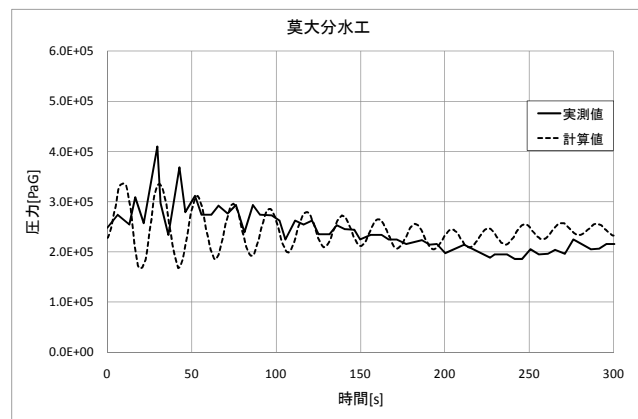


図 29 莫大分水工の圧力(測定点 C)

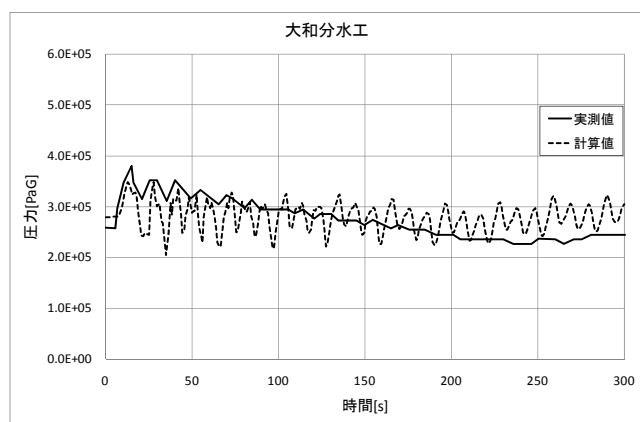


図 27 大和分水工の圧力(測定点 D)

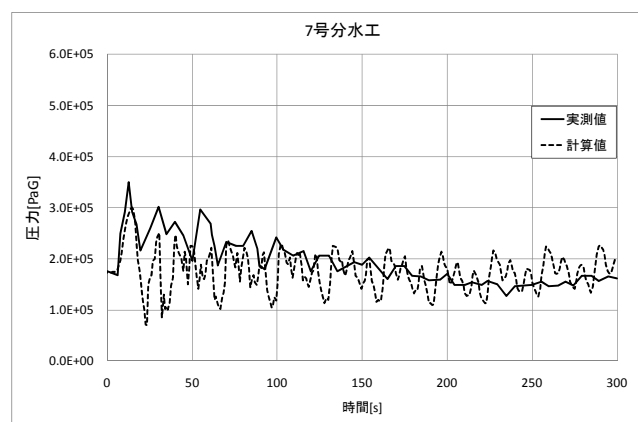


図 30 7号分水工の圧力(測定点 E)

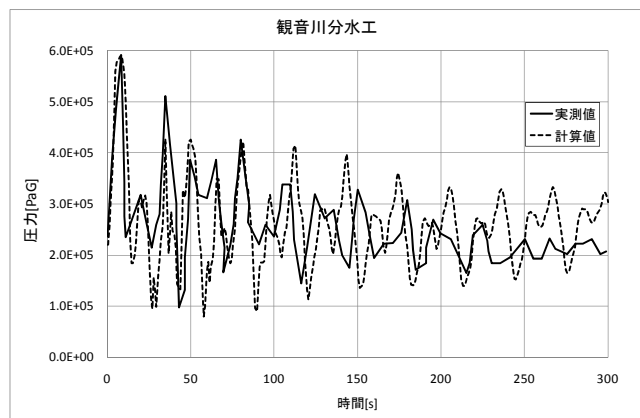


図 28 観音川分水工の圧力(測定点 G)

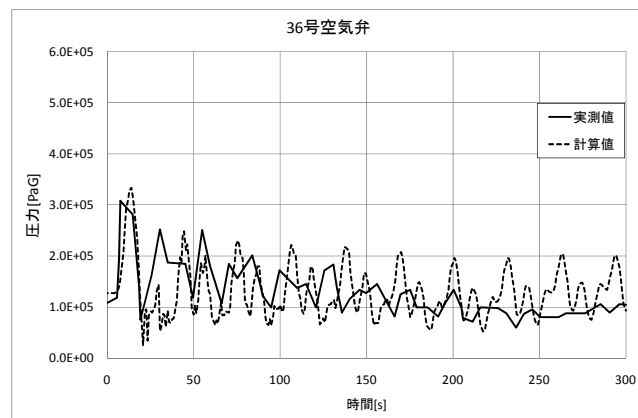


図 31 36号空気弁の圧力(測定点 H)



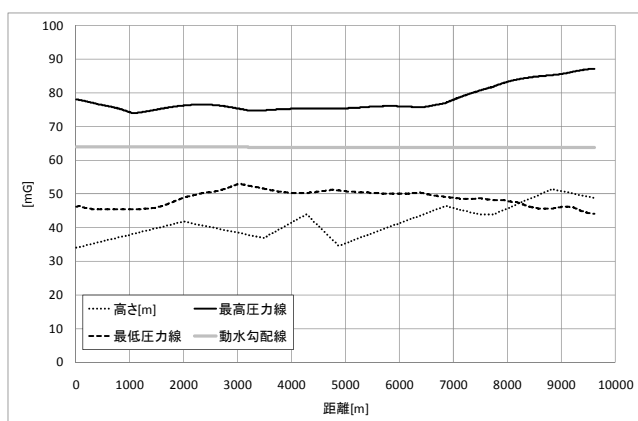


図 32 幹線の圧力勾配線

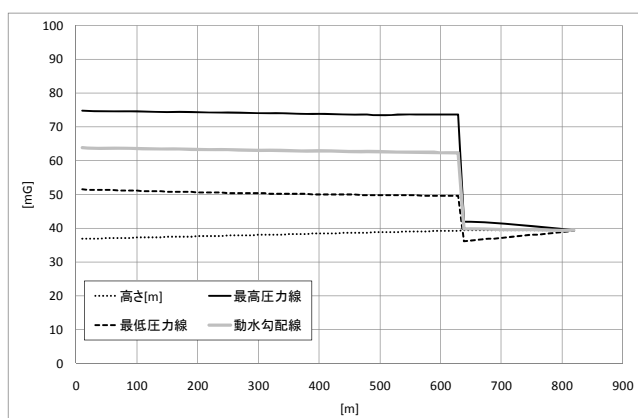


図 33 5-1号支線の圧力勾配線

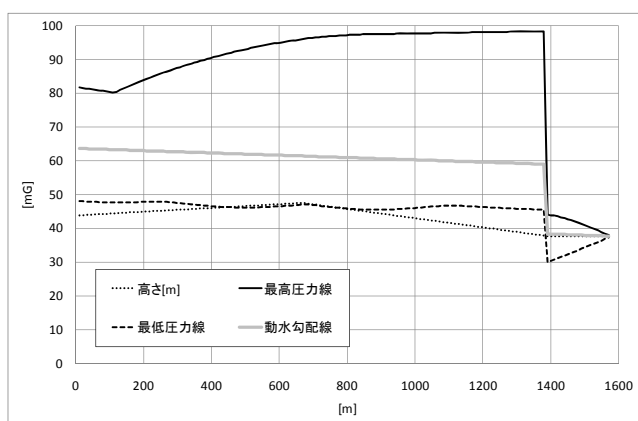


図 34 8号支線の圧力勾配線

設計の観点からは、圧力ピーク値が管の耐圧値を超えるかどうか焦点となるが、本解析では、シミュレーションの観点で重要である、バルブが遮断し、水撃圧が伝播して干渉し、収束に向かうというストーリーを再現することができた。

#### 4. まとめ

水理学に関連する事例として、管路系液体過渡解

析ソフトウェア Advance/FrontNet/Ω を用いてポンプトリップ時の圧力変動、ポンプトリップ時の空気弁の効果、バルブ遮断時の水撃圧の過渡解析を行い、ソフトウェアの実測値の再現性を確認した。ここでは、管路系流体解析の1つの特徴である「流体機器との連成」や、過渡解析のシナリオがあり、それに従った物理現象を得ることができた。このような解析は、流体機器または運転条件変更時のリスク評価、コスト評価などに応用することができるものと考えている。

特に水路では、漏洩事故が起こっても被害がそれほど大きくないため、コストをかけない傾向にあるが、今後はエネルギー資源の石油からの移行や、低二酸化炭素社会の構築の動きに伴い、液体水素、液体窒素、LNG などさまざまな低温液体の解析ニーズも高まると考えられる。

今後も Advance/FrontNet/Ω の開発・解析を通して、世の中のニーズに応えていきたい。

#### 参考文献

- [1] 農林水産省ホームページ、  
[http://www.maff.go.jp/j/council/seisaku/noushin/gizyutu/h20\\_1/pdf/data04-1b.pdf](http://www.maff.go.jp/j/council/seisaku/noushin/gizyutu/h20_1/pdf/data04-1b.pdf)
- [2] 日本機械学会：“技術資料 管路ダクトの流体抵抗”，丸善株式会社、(2001)
- [3] E.BENJAMIN WYLIE and VICTOR L.STREETER: “FLUID TRANSIENTS”，McGRAW-HILL INTERNATIONAL BOOK COMPANY, (1978)
- [4] 松尾一泰：“圧縮性流体力学—内部流れの理論と解析—”，理工学社、(1994)
- [5] 小池秀耀，三橋利玄，浜野明千宏：“富士総合研究所編 管路内の流れのシミュレーションプログラム”，丸善株式会社、(1995)
- [6] 横山重吉：“現代理工学大系水撃入門”，日新出版、(2003)
- [7] 大宮司久明他：“乱流の数値流体力学”，東京大学出版会、(1998)
- [8] Churchill, S. W., : “Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes”，Chem. Eng.,

Nov.7, (1977)

- [9] 中田信夫, 三輪俊夫, 田中和男, 藤原実: “空気弁による水撃防止”, エハラ時報, 第 114 号, P39, (1980)
- [10] 栗田吉晴, 吉野秀雄, 鈴木俊夫, 小林祐一: “パイプラインにおける水撃圧現地試験結果—霞ヶ浦用水農業水利事業真壁幹線の事例—”, 農工研技報 193, 11~30, (1996)
- [11] 栗田吉晴, 吉野秀雄, 小林祐一: “パイプラインにおける水撃圧解析について—霞ヶ浦用水農業水利事業真壁幹線の事例—”, 農工研技報 195, 1~24, (1997)
- [12] 農林水産省農村振興局整備部設計課: “土地改良事業計画設計基準及び運用・解説” 設計「パイプライン」, (H21).