

【整番】 FE-06-IG-001	【標題】 水撃現象のパターン分類		
分類：流れ(非定常流れ)／種別：初心手引き	作成年月：H10.6／改訂：Ver1.1 (H24.4)	作成者：N.Miyamoto	

改訂理由：補正・追記などによる正式化(全体 Ver-up)

全 18 枚

1. 水道栓を急に閉じると、ドンというハンマー音がでて水道管が振動する。これがいわゆる**水撃(Water Hammer)**と呼ばれる現象です。

水撃現象は、液流れの運動量の急激な変化(端的に云えば流速の急変)によって管路圧力が変化し顕著な圧力上昇や圧力降下となって発現したもので、この場合、管路の流れ状態は非定常状態(Unsteady State)にあり、一般にこのような流れは**過渡流れ(Transient Flow)**と云われています。

過渡流れでは、急激な流速変化は次のように圧力変化に変換されます⁽¹⁾。

$$\Delta H = (a/g)\Delta V$$

ここで ΔH =瞬間的なヘッド圧の変化、 ΔV =瞬間的な流速変化、 a =圧力波伝播速度、 g =重力加速度

この ΔH が圧力波として管路の上流や下流に伝播し境界で反射して(末尾補足参照)、管路の各部分に圧力変動をもたらし、幾つかの波動の履歴を経てやがて別の流れ状態(定常状態)に収束します。因みに圧力波が区間 L を往復する時間は $T=2L/a$ ですから、例えば伝播速度 a は通常1200m/s程度なので、 L が800mなら、往復時間は $2 \times 800 / 1200 = 1.33$ sec.です。圧力波は極めて短時間で管路を往復します。

急激な流速変化によってもたらされる圧力変化は大きい。流速が減少することで、最終的には $\Delta H = (K+1)\Delta V^2/2g$ (K は圧損係数)の圧力上昇になるはずですが、そこに至る過程で $\Delta H = (a/g)\Delta V$ の圧力上昇が起きます。例えば圧損係数10で1m/sの流れが瞬時に0m/sになって流れが閉塞すれば、

$$\Delta H = 11 \times (1^2 - 0^2) / (2 \times 9.807) = 0.56 \text{m}$$

の圧力上昇に到着するはずですが、しかしこの速度変化の瞬間には、

$$\Delta H = (1200/9.807) \times (1 - 0) = 122.4 \text{m}$$

という過大な圧力上昇が起きます。この圧力は波動となって上流に伝播して上流境界で反射し、閉塞点と境界の間を往復しながら減衰して、結果的にわずか0.56mの圧力上昇に収束するのです。

もちろん、現実の水撃現象の多くはこれより複雑になりますが、いずれにしる運動量(流速)の急激な変化を引金にした過渡的な現象であることには変わりありません。

2. 通常、水撃現象は液体流れで起き、その限りでは比較的限定された現象です。しかし実際の管路の形態やシステム操作は多様で、現象を複雑でわかり難いものにしてあります。また、水撃による圧力降下で液体の一部が気化しその後、圧力が回復することで凝縮してパルス的な圧力上昇が発生することがあります。更に、流れの中に介在する空気やガスの干渉が加わることもあります。

実際にプラントに発生する多様な水撃現象を理解するため、本TSでは発生イベントをベースにして、水撃現象をパターン分類し表にまとめました。この表は、配管技術誌‘89の1月号に載っていた分類表をTS作成者の方で補足調整し各イベント毎に説明を加えたものです。プラント設備で知られた現象に限定しています。その大半はコンピュータ解析によるシミュレーションが可能で、その結果によっては水撃対策が必要になります。水撃解析や水撃対策については、次のTSを参照して下さい。

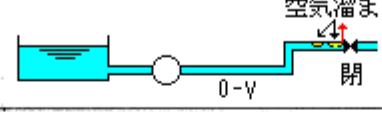
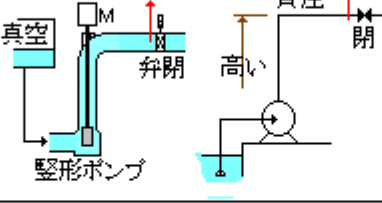
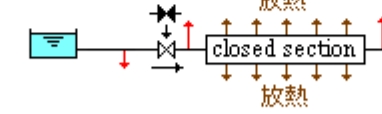
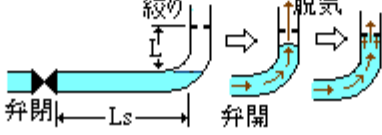
- FE-06-IG-003 水撃解析のあらまし (H24.9 発行予定)
- FE-06-IG-002 水撃対策のあらまし

水撃現象のパターン分類

→開(open)、→閉(close)、↑圧力上昇、↓圧力降下、V 正流、0 零流、RV 逆流

区分	イベント(現象)	発生パターン (例)	備考	
相変化のない 水撃	① 弁の急閉		弁の上流側で圧力上昇、下流側で圧力降下が起きる。 (ex.緊急遮断弁作動)	(注1)
	② 弁の急開		上記と逆の圧力変化がおきる。即ち弁の上流側で圧力降下、下流側で圧力上昇が起きる。	
	③ ポンプ起動		吐出側で圧力上昇。吐出ラインが充水している時は問題ないが空になっていると水塊の衝突が起きる。	(注2)
	④ ポンプ切換え		逆止弁付きポンプでは逆流で急閉して大きな圧力上昇が起きる。吐出弁と連動したポンプではタイミングによって変化する。	(注3)
	⑤ ポンプトリップ (無条件ポンプ停止)		吸込側で軽い圧力上昇、下流側で大きな圧力降下(負圧)が起きる。その後、逆流で逆止弁が急閉して下流側で大きな圧力上昇が起きる。	(注4)
	⑥ 停電後 瞬時復電		ポンプトリップ後、瞬間的に復帰する場合でも、場合により吐出し側に圧力上昇が起きる。	(注5)
	⑦ 長い摩擦管路 (ラインバック)		長い管路では摩擦抵抗の介在で流れの停頓が遅れ下流で圧力上昇が起きる。	(注6)
相変化を伴う 水撃 (水柱分離・再結合)	⑧ 弁の急閉		弁の急閉に伴って弁の2次側に水柱分離が発生しその後の逆流によってこれが再結合して大きな圧力上昇が起きる。	(注7)
	⑨ ポンプトリップ		ポンプが急停止するとポンプ吐出側管路の圧力が低下し飽和蒸気を下回って、管路の途中に水柱分離が発生した後、逆流が起きて水柱が再結合し大きな圧力上昇が起きる。 水柱分離は管路の高所やポンプ出口に起きやすい。	
	⑩ トリップ後の ポンプ再起動		ポンプトリップで生じた水柱分離が解消しないまま再起動する場合、再結合で大きな圧力上昇が起きる。	
	⑪ ポンプ起動		吸込み管が長い管路で、吐出弁開の状態でもポンプ直入起動する場合、ポンプ吸い込み側に水柱分離および再結合が起きる。	

続き

区分	イベント(現象)	発生パターン (例)	備考
空気溜まりが 関与した水撃	⑫ 空気溜まりのある管路のポンプ起動		微少な空気溜まりがあるとポンプ起動時、締切圧の4倍程度の圧力上昇が起きる。
	⑬ 高所に吐出弁のある管路のポンプ起動		全閉された吐出弁の1次側がかなり負圧になった状態でポンプを起動すると締切圧の8倍近い異常な圧力上昇が起きることがある。 溶存空気の新出による現象と云われる。
	⑭ 密閉区間の急開封		高温の密閉空間が放熱冷却された状態でブロック弁を急開すると大きな圧力上昇が発生する。
	⑮ (スラギング)		流れに空気溜まりがあると、これが絞み(弁/オリフィス)やティ、エルボなどを抜けた後、後続の水塊が障壁に衝突して圧力上昇が起きる。

なお、本 TS では大部分、対象流体として水を想定して表現している(例えば水柱分離)。しかし現象的には殆どの液体に共通するものが多いので、“水”を“液 or 液体”に置き換えて読んでかまいません。

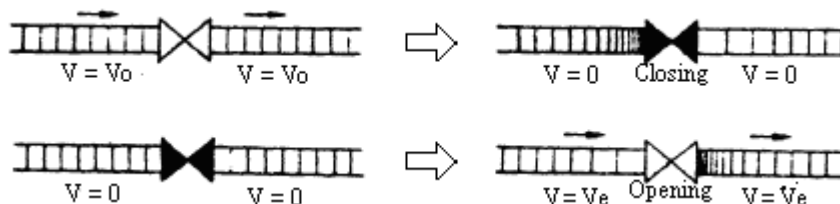
(注1) 弁の急閉/急開による圧力変動

(1) プラント設備では弁による流れの切換え操作、送液/荷役設備では弁による流れの導通/遮断操作が頻繁に行われている。これらの操作(即ち弁の開閉)はいずれも流速変化をもたらしその都度、圧力変動を生じる。すなわち

弁閉鎖ないし絞り： 弁の1次側で圧力上昇、弁の2次側で圧力降下

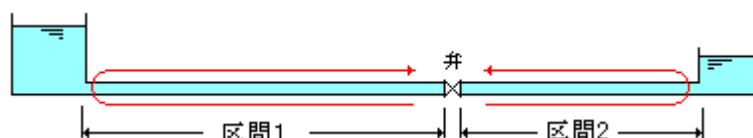
弁開放ないし弛緩： 弁の1次側で圧力降下、弁の2次側で圧力上昇

これを粗密波で表現すれば下図のようになる⁽²⁾。密の部分で圧力上昇、粗の部分で圧力降下が起きる。



一般に、開閉に伴う圧力上昇/降下は弁の開閉速度に影響を受ける。急激に開閉するほど即ち開閉時間が短いほど圧力の昇降が大きく、緩やかに開閉するほど即ち開閉時間が長いほど圧力の昇降が小さい。これは、弁の前後に発生する圧力波の伝播によるものである。単純な管路を考えれば、

弁に流れがあること → 管路の両端が開かれていること(タンクなど開放端に接続)



に帰結する。その場合、管路の圧力波の伝播は上図のようになる。弁前後で先発した圧力波は管路の両端に進み、そこでUターンして弁に戻ってくる。この戻ってくる圧力波は反転して正の波は負の波に(負の波は正の波に)なっているので、もし弁がまだ閉じ過程(または開き過程)にあるなら、正負が打ち消しあって、圧力上昇(または圧力下降)は抑制される。しかし弁の開閉速度が速くて、圧力波が戻ってくる時間に比べ弁の開閉時間が短いなら、圧力上昇/下降は反射波によって抑制されることはない。ただ、この弁開閉時間の長短はあくまでも管路長さに相対して決まる。長い管路で圧力上昇を抑えるには開閉時間を長く取る必要がある。上図では区間1の方が開閉時間を長く取る必要があり、設計では区間1の管長で開閉時間を選ぶことになる。

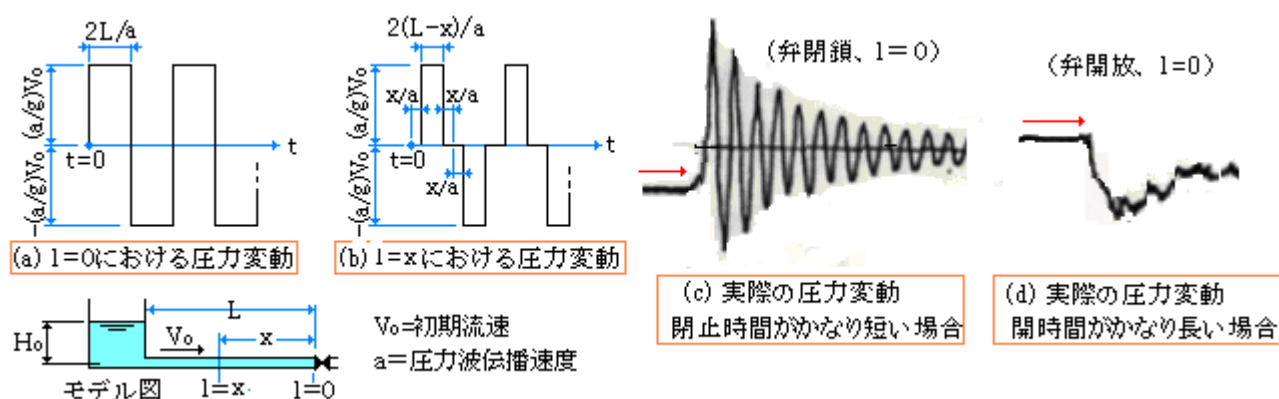
話しがくどくなってしまうが、要は、

管路長さが一定なら開閉時間が長い方が圧力変化は小さい。

開閉時間が一定なら管路長さが短い方が圧力変化は小さい。

これは単一な管路で然り。実際には先止まり分岐などの反射が加わり複雑になる。

瞬間的に弁を閉鎖したときの弁直前の圧力変化は下図の(a)(b)のようになる⁽¹⁾。



(a)は弁直前位置の圧力変動を模式的に示している。 $2L/a$ は圧力波の往復時間を表す。(b)は管路の途中の圧力変動を模式的に示している。実際の弁直前位置の圧力変動は(c)のようで、時間と共に減衰してゆく。弁を瞬間的に開放したときは弁直前で圧力降下が起こるが、反射波が戻ってきて、丁度(c)を上下反転させたような図形になる。しかし開閉時間が長くなると、前述のように、正負の波が打ち消しあって、例えば(d)のように緩和した圧力変動になる。

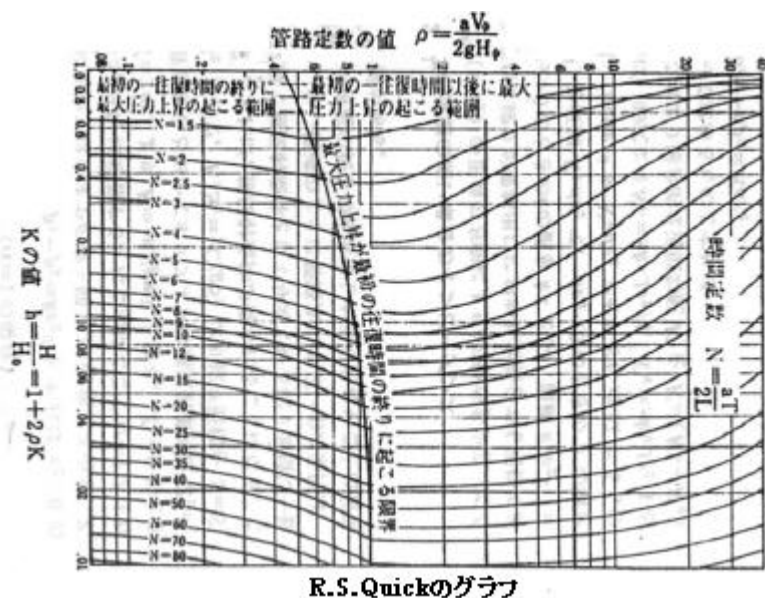
(2) 弁の開閉に伴う圧力上昇及び圧力降下のごく近似的な計算式を以下に示す⁽¹⁾。圧力は水頭圧で表示。

圧力上昇/圧力降下の計算式

	弁の閉じ操作のとき	弁の開操作のとき	備考
急開閉 $T \leq 2L/a$	$\Delta H_u = -(a/g) \Delta V$	$\Delta H_d = -(a/g) \Delta V$	Joukowsky 式
緩開閉 $T \gg 2L/a$	$\Delta H_u = \{K/2 + (K + K^2/4)^{0.5}\} H_0$	$\Delta H_d = \{K/2 - (K + K^2/4)^{0.5}\} H_0$	アリエビ式
記号説明	$\Delta H = H - H_0$ 、 $\Delta V = V_e - V_0$ 、 $K = \{LV^2/(gTH_0)\}^2$ 、 $V = V_0 - V_e$ 、 ΔH_u = 弁入口の最大圧力上昇量(m)、 ΔH_d = 弁入口の最大圧力降下量(m) H = 過渡状態における弁1次側の圧力(m)、 H_0 = 開閉前の弁1次側の定常圧力(m)、 V_0 = 開閉前の定常流速(m/s)、 V_e = 開閉後の定常流速(m/s)、 T = 弁開閉時間(s)、 L = 管路長さ(槽～弁)(m)、 a = 圧力波伝播速度(m/s)、 g = 重力加速度(9.807m/s ²)、		

過渡状態での圧力 H は、 $H = \Delta H + H_0$ で与えられる。圧力降下の場合、 H が絶対圧零以下であれば水の場合、 $H = 0\text{m}$ (絶対圧表示の時) または -10.3m (ゲージ圧表示) にする。

アリエビの式は、開閉時間 T がかなり長い時はだいたい合うようである。しかし T が短い時は全く合わない。その点、**R.S.Quick** のグラフは広い範囲で弁閉鎖による圧力上昇値を見積もることができて便利である(ここではイメージのみ示す。詳しくは便覧や基準類を参照のこと)。



以上はあくまで近似式で、精度は劣る。水撃解析によるのが望ましい。

(注2) ポンプ起動時の圧力変動

- (1) ポンプ起動時は急激に流れが加速されるので顕著な圧力上昇が起きるが、例えば次のような吐出側の事情で、その様相が違ってくる。
- (a) 吐出弁を閉めて起動する場合
 - (b) 吐出側管路が充水状態で、吐出弁を開けて起動する場合
 - (c) 吐出側管路が空管状態で、吐出弁を開けて起動する場合

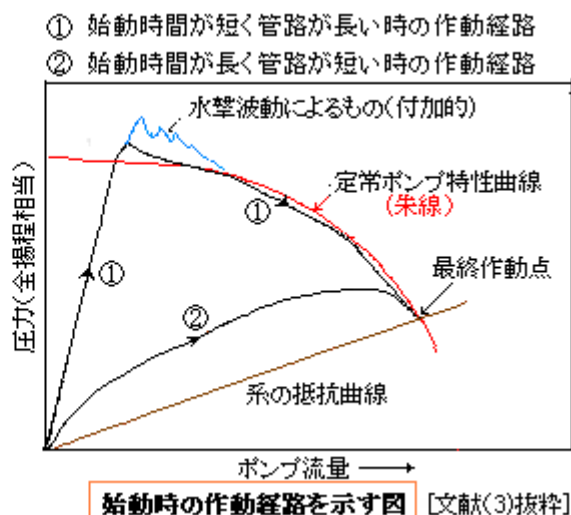
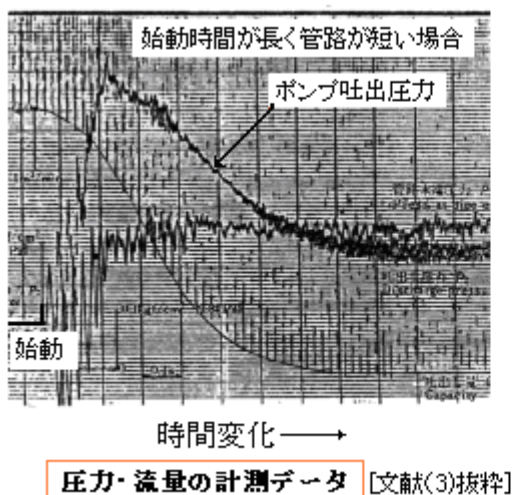
(a)はいわゆる締切り始動で、通常採られている起動方法である。この場合ポンプ起動の瞬間、吐出弁の入口で、ポンプ締切り圧力(流量零におけるポンプ特性曲線上の圧力)の約2倍の圧力上昇が起きる[末尾補足(2)を参照のこと]。圧力上昇としては大きい、弁体の近傍に限られるうえ、通常、ポンプ出口付近に吐出弁が設置されるため影響が下流に及ばない利点がある。

(b)(c)については、過渡現象として認識が薄いようなので、以下、少し詳しく説明する。

- (2) 吐出側管路が充水状態で吐出弁を開けて起動する場合^③。このときポンプ起動直後の吐出圧力は下図(左)のように急激に上昇した後、すぐに降下して、定常状態に移行する。起動直後の圧力上昇は、[ポンプ内を含む管路内の水柱(液柱)を加速するための圧力上昇]に[水撃による圧力波]が付加されたもの。水撃による圧力波は圧力上昇にも圧力降下にも付加されるが、そのリバウンド(跳ね返り)は小さくそのまま減衰してゆく。

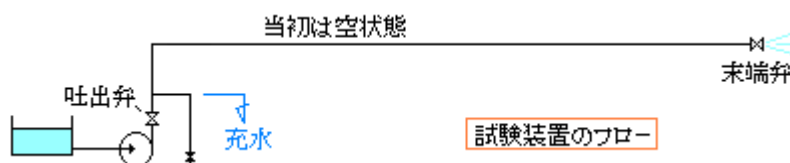
流量 - 揚程関係における作動経路(始動点→最終作動点)を下図(右)に模式化して示す。この図において①は始動時間が短く管路が長い時(即ち水柱の慣性が大きく流動抵抗が大きく加速に手間どる時)の経路

である。ポンプの定常特性曲線(流量 - 全揚程曲線)の縮切り点(零流量点)近くを通り、最終作動点(ポンプの定常特性曲線と系の抵抗曲線の交点)に至って、定常運転に移行する。一方、始動時間が長く管路が短い時は、加速抵抗が小さくなるので、圧力上昇は小規模になる。②の経路はこれを示している。



これらの圧力変動が大きな衝撃になることは少ないが、それでも、管路端から返ってくる水撃波動の加算で圧力上昇が増加することもあり、軸スラストが問題視されることもある。対策としては上図(右)からわかるように、**加速対象の水柱を短かくし始動時間を長くする**のがよい。ポンプの起動方式(スターデルタなど)を考慮することになる。

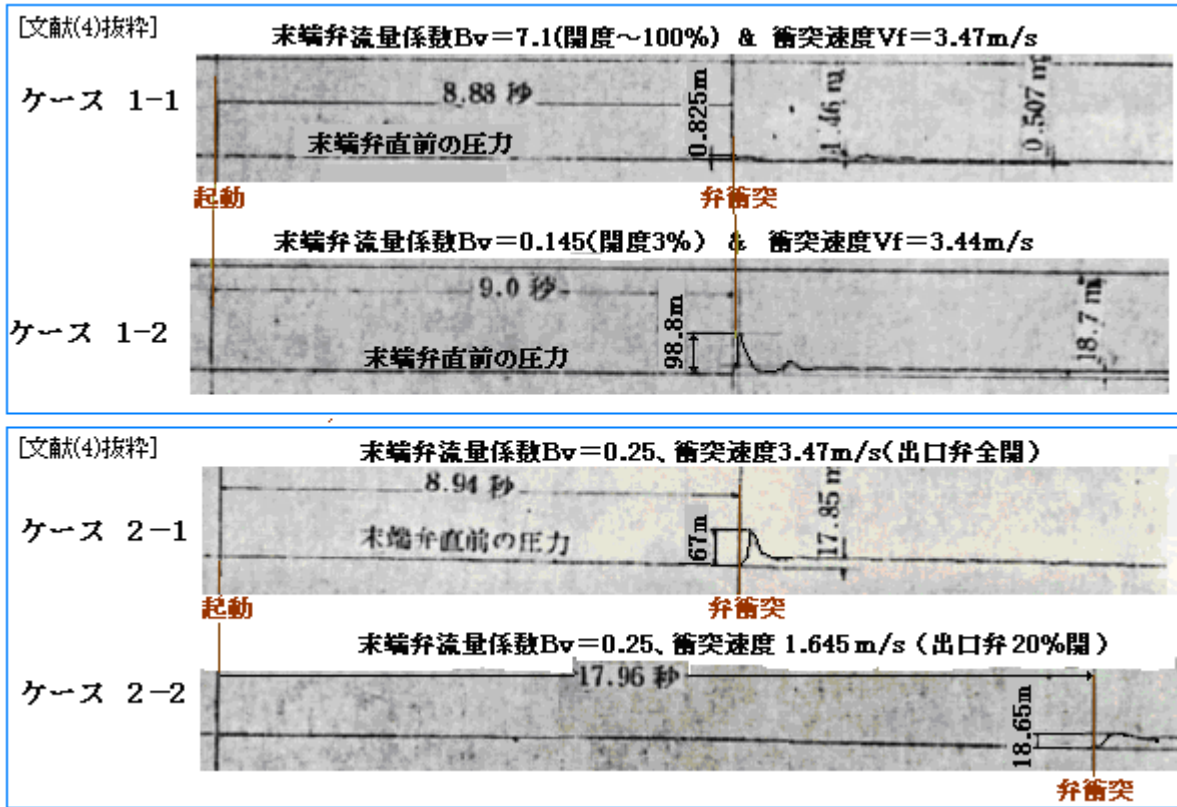
(3) 吐出側管路が空管状態で吐出弁を開けて起動する場合⁽⁴⁾。ここでは下図のように水が抜けたポンプ管路の末端近くにある仕切弁(末端弁)を多少なりとも開けた状態でポンプを起動するものとする。



圧力上昇は、末端弁の絞りがきついほど、また水塊の衝突速度が大きいほど著しい。下図に実験結果を示す。ケース1は衝突速度を変えず末端弁の開度を変えたときのもので、開度が100%に近いときは無論圧力上昇は起きないが、開度を3%程度まで絞ると99mの圧力上昇が起きる(縮切揚程の4.5倍)。ケース2は末端弁の開度を変えず、出口弁の開度を変えて衝突速度を変えたときのもので、速度が半減すると圧力上昇は1/3以下にダウンしている。水塊の衝突の前に管内の空気が末端弁を抜けるが、気体であるため排出抵抗は小さく水塊の速度は下がらない。しかし末端弁が余りに絞られすぎて流量係数が $B_v < 0.008$ 以下に絞られると、空気の排出抵抗で衝突速度が減少し、かえって圧力上昇がダウンする傾向がみられる。要は絞りの程度と水塊の衝突速度によって圧力上昇の度合いが決まる。

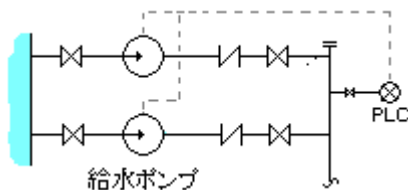
以上の実験結果は、⑯スラギングによるものとみていい(注10を参照のこと)。極端な場合、弁体や弁1次側配管に損傷を与えるため好ましいものではないが、単純な誤操作はともかくとして、運転の状況によってはこのような起動操作が有りうるような気がする。文献(4)には、図式解法でこの場合の圧力上昇値を推定する方法が示されている。

(空管状態で起動する場合の流動はプライミングと呼ばれ、通常の水撃解析とは異なる、準定常的な扱いで解析される。)



(注3) ポンプ切換えにおける圧力変動

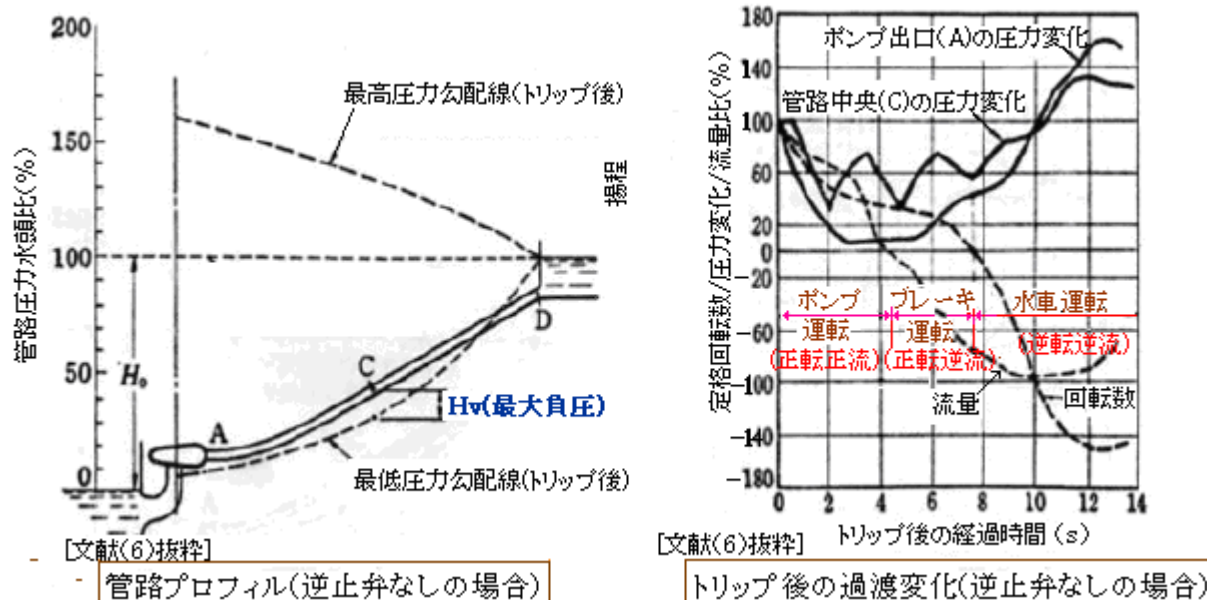
ポンプ切換え操作による水撃現象はポンプや吐出弁の切換えタイミングに依存する。下図のような例では、ヘッダからの圧力信号によってポンプ切換えを行うが、殆ど同時切換えにセットしておくで切換えの瞬間、起動ポンプ側からの逆流で停止ポンプ側の逆止弁を閉じて著しい衝撃音を伴った圧力上昇が起きる。そこで**起動ポンプの立ち上げを数秒ずらす**というような措置が必要になる^⑥。これはポンプ切換えと連動させた吐き出し弁の開度操作にもあてはまる。具体的な設定は水撃解析で行う。



[ポンプ切換えにおける水撃現象についてはまだ情報が十分でない。今後追加していく予定。]

(注4) ポンプトリップにおける圧力変動

- (1) 通常のポンプ停止は吐出弁をゆっくり閉じた後に行うので特に有意な水撃がでることは少ない。然るに停電時や非常時の電力遮断によるポンプモータの急停止では、最大クラスの水撃が発生する可能性が強い。そのため、ある程度の規模のポンプ輸送管路では、ポンプトリップを想定した水撃シミュレーションがなかば必須課題になっている。ここではポンプトリップによる水撃現象とそのメカニズムを簡単に概説する^⑥。



ポンプトリップによる水撃は、逆止弁の有無によって過渡変化のモードが違って来る。まず**逆止弁無しの場合**を上図に示す。左図は管路プロフィール(管路の形状と過渡的に生じる各位置における最低/最高圧力の分布を示している。一方、右図はトリップ後の過渡的な時間変化(管路圧力、流量およびポンプ回転数)を示している。

トリップ直後、ポンプは急に止まることはなく慣性力で回転するものの、管路内の水柱をフィードする力が不足してポンプは減速し流量は減少する。一方、管路の水流は慣性力で先に進もうとするためポンプ出口で**圧力降下**が起きこれが**下流に伝播する**(図では管路中央にいくつかの山谷が見られるが、これは反射波の戻りによるものである)。ついで水流が慣性を失い逆流を始めると、これに対し正転中のポンプが抵抗になって**ブレーキ運転状態**になり管路の圧力は上昇に転じる。やがてポンプ回転は急激に低下して遂に逆回転を始め、**水車運転状態**に入る。この状態は無負荷に近いので安定化し、逆回転数は正規の110~130%ぐらい、逆流量は60~80%ぐらいに達する。

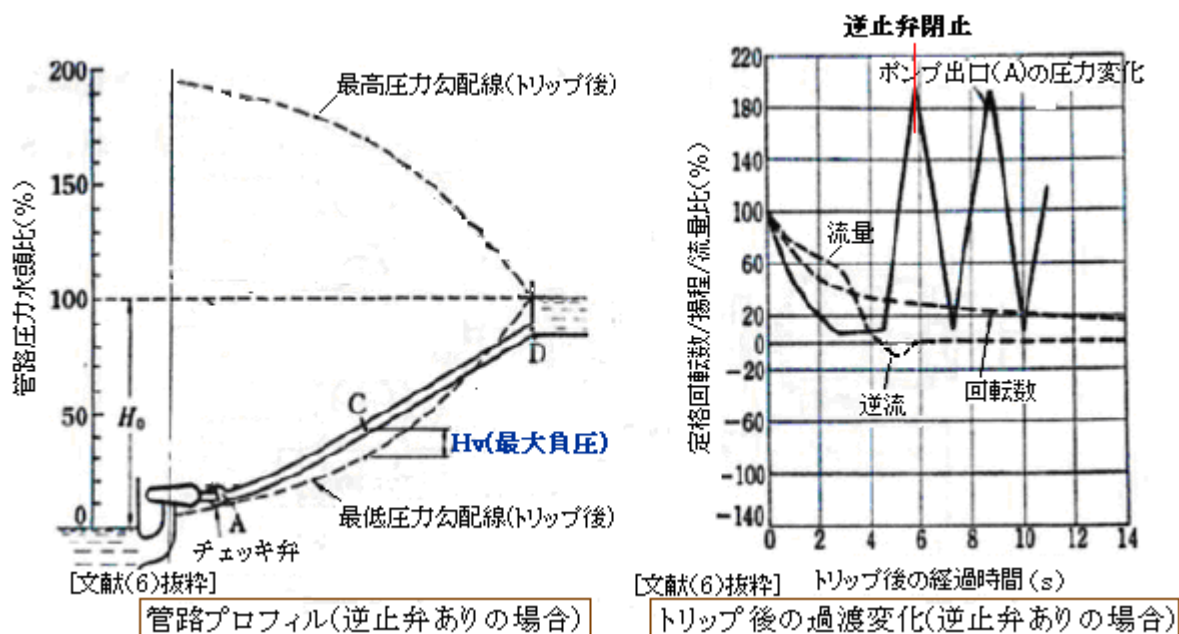
左図の点線はこの過渡変化中に発生する管路各点の**最低圧力**と**最高圧力**を繋いだものである(同時刻での分布ではない)。最低圧力はトリップ直後の圧力降下を、最高圧力はその後の圧力上昇を反映している。なお最低圧力/最高圧力には管路の位置水頭分は含まれていない(注意のこと)。

実際のポンプ設備で、逆止弁無しのケースは少ない。水車運転におけるポンプシャフトの逆回転にはリスクがあるからである。そのため逆止弁や**ノンリターン弁**(トリップ信号で閉じる弁)がポンプ出口に設けられる。

次に、**逆止弁有りの場合**の管路のプロフィールと過渡変化のパターンを下図に示す。

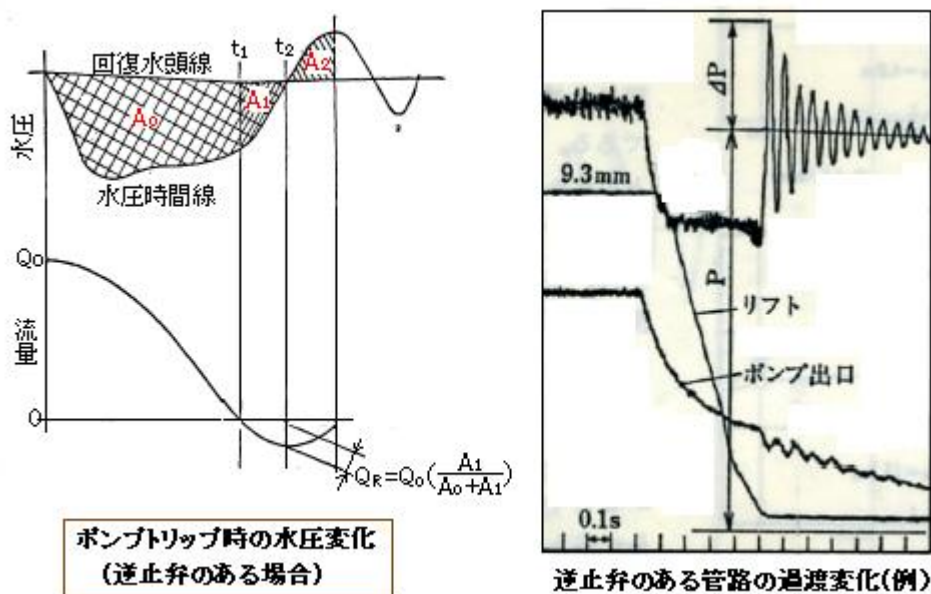
正転正流のポンプ運転は、逆止弁無しの場合と同じであるが、逆流開始からわずかに遅れて逆止弁が閉じその瞬間から圧力上昇がおきて、反射波の影響で右図に示すように派手にリバウンドする(図では多少オーバーに表現してある)。このリバウンドは平均廻りに同じ振幅で振れるので、左図のように最低圧力勾配と最高圧力勾配は対称になっている。また逆止弁には閉じ遅れがあつて、左図にも示している

ように、多少逆流域に入った時点で閉じることが多い。その場合、リバウンドが増大して配管が損傷する恐れがでてくる。大きなポンプ設備ではリスクの多いチェック弁をリスクの少ないノンリターン弁に変えることが多い。その場合ノンリターン弁の閉止タイミングは流速零の瞬間を狙って設定される。



下図(左)はトリップ時の水圧変化を模式的に示したもの。流量の零ポイント、逆流のピークポイントないし水圧のピークポイントで囲われた面積 A_1 と A_2 は等しくなる傾向がある。また逆流ピークは、初期流量と面積 A_0, A_1, A_2 で決まる傾向がみられる⁽⁷⁾。

下図(右)は、バネ式の逆止弁を用いたポンプ管路の過渡変化の典型的な例を示したものである。



実際の管路におけるポンプトリップは多様である。例えばポンプと吐出弁や流調弁とのシーケンシャルな組み合わせ、並列ポンプや直列ポンプのワンポンプトリップへの対処など。

- (2) 遠心ポンプのラインでは、停電などでポンプが停止すると、逆流が起きてポンプが長時間逆回転しモータ/軸受け/シールなどに損傷がでたり、また吐出ラインが空になって再度、脱気/充水を行うはめに

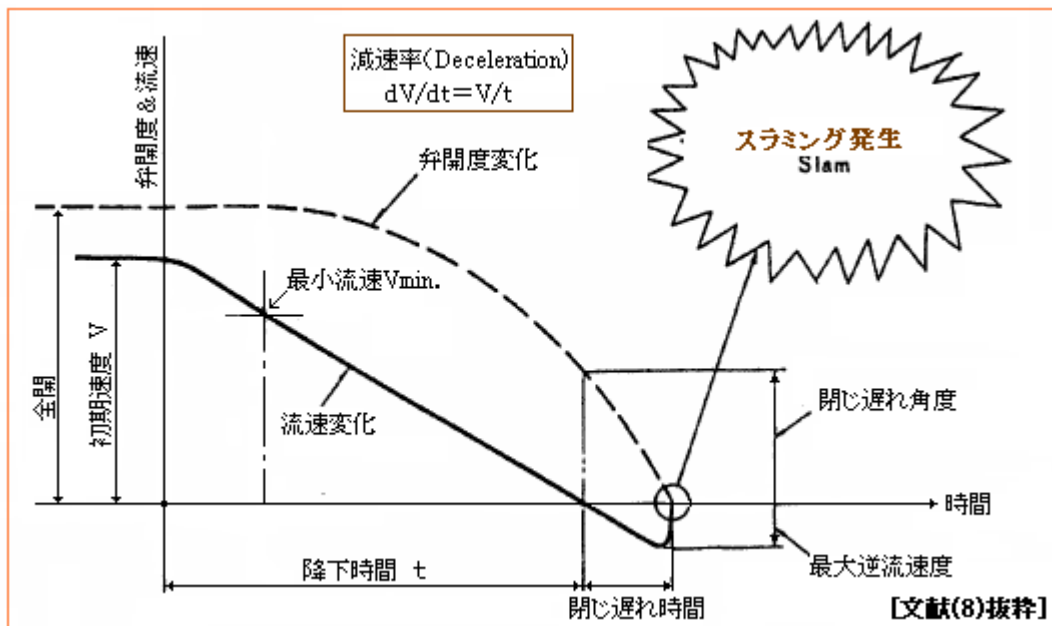
なるので、半ば常識としてポンプ吐出口には逆止弁が設けられている。しかし前項でも述べたように逆止弁の設置には常に閉じ遅れの問題が付きまといっている。通常、流速が下がって零近くなると逆止弁は全閉して逆流は起きないと思いがちであるが、実際は逆流が起きてから閉じられることが多く、特に

(a) 吐出ラインの流速降下即ち減速度(dV/dt)が大きく、

(b) 弁体が閉じ遅れを起こしやすい形状/構造になっている

とき、弁閉止直前の逆流速度が大きくなって深刻な水撃がおきる⁽⁸⁾。これをスラムあるいはスラミング(Slamming)と称している。次頁にその様子を示す。流速が最小流速 V_{min} まで下がるとバルブは閉じ始める。 V_{min} は全開を維持する限界の流速である。更に流速が落ちて流速ゼロになっても弁体の動きには遅れがあって全閉にならない。そしてある程度、逆流(負の流速)が進んでやっと全閉する。この場合、流れは瞬時に遮断されるのでチェックの出口側で急激な圧力上昇が起きてこれが下流に伝播する。

上記(a)は、例えば吐出ラインの実揚程が高いとき、あるいは下流側の高所で水柱分離が起きたときに顕著になる。また(b)は、弁体の重量や弁体-弁座の流れ形状などに関係がある。前者については、水撃解析でその傾向がわかるが、後者については弁体のメカも含めて弁体まわりの流れ解析で予め検討する必要がある(弁メーカーによっては実施している)。



スラミングの回避には次の2つの方法がある。

- ・急閉鎖方式-----例えばバネ式チェック(スモレンスキーチェックなど)、ダブルドアチェック、チルティングチェックなど
- ・緩閉鎖方式-----例えば緩閉バイパス付きチェック、重錘レバー付きチェック、ダッシュポット付きチェックなど

急閉鎖方式は、減速度(dV/dt)に応じて弁の閉止速度を速くして閉じ遅れを少なくするもの。一方、緩閉鎖方式は、弁閉止を緩慢にして閉止の瞬間のショックを緩和するもの。スラミング回避についてはいろんな製品/アイデア/特許がある。詳しくは【FE-06-IG-002 水撃対策のあらまし】を参照のこと。

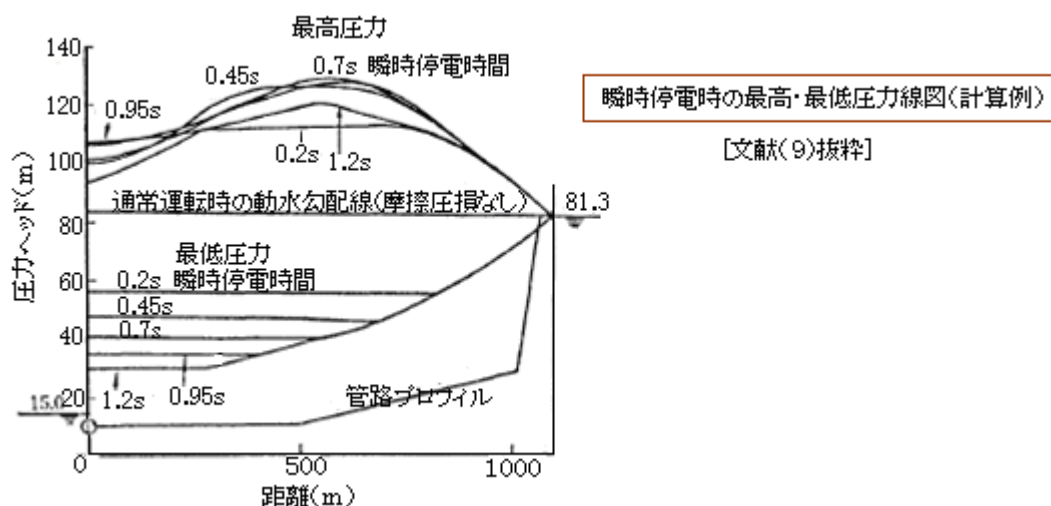
注 5. 停電後の瞬時復電における水撃現象⁽⁹⁾

送水管路では省エネなどの観点からポンプの速度制御方式と静止セルビウス装置が採用されることが

多いが、瞬時停電時に復電せずにポンプトリップに至り運転に支障をきたすことが多いため、瞬時停電対策付きの装置が通常使用されている。その場合、瞬時停電によるポンプ回転数と復電時のモーター再加速によって圧力上昇が大きくなる傾向がある。これは、瞬停によって生じた負の圧力波が下流の受水槽入口で反射し正の圧力波として帰ってきたものが、復電後のモーター再加速から生じる正の圧力波と重複するためである。傾向としては、

- ・管路長さにも依るが、一般に瞬時停電時間が長いほど圧力上昇が大きくなる。
- ・瞬停時、多少の圧力降下も起きるが、復電時の圧力上昇が顕著にでる。
- ・圧力上昇はポンプ直後より管路途中の方が大きくなる。
- ・管路の中に空気溜まりがあると圧力上昇がさらに増加する。

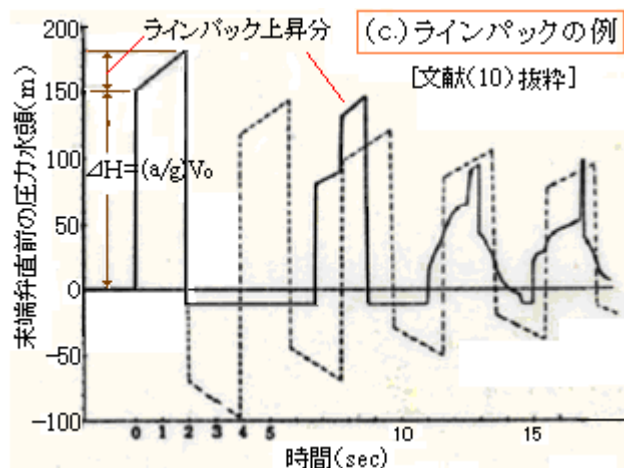
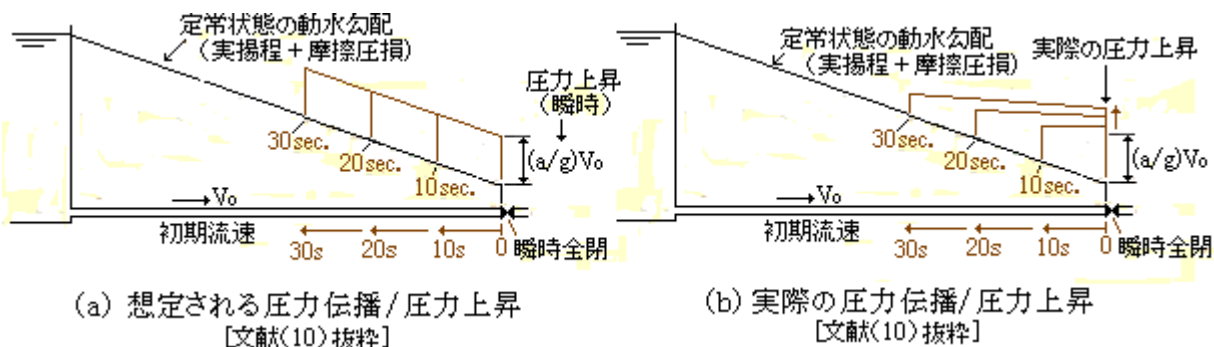
なお復電時の圧力上昇は、ポンプトリップ時のそれと比べれば決して大きいものではないが、水撃によるショックを嫌う設備(例えば老朽水道設備)では瞬停時間などの検討が必要になる。水撃による圧力変化の例を下図に示す。0.7sec.に比べ、むしろ 1.2sec.の方が圧力上昇率は低くなっている。



注6 長い摩擦管路に生じるラインバック現象⁽¹⁰⁾

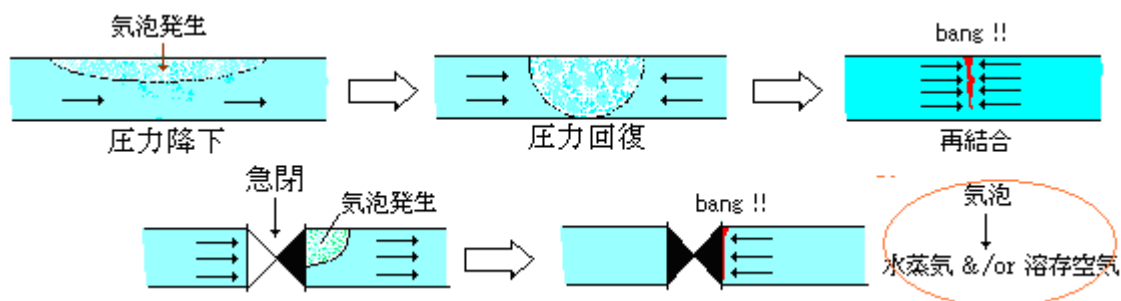
長距離パイプラインで問題になる現象。下図は摩擦損失のある管路の様子を示すもので、動水勾配は定常流れにおける「実揚程(送水側と受水側のヘッド差)+摩擦圧力損失」の分布を表わしている。管路端の弁を瞬間的に閉じると、 $\Delta H=(a/g)V_0$ の圧力上昇が起きる。この場合、圧力上昇は動水勾配に乗っかる形で、(a)図のように上流に伝播すると予想される。然るに実際の圧力波の伝播は(b)図のように動水圧の解消に同伴する形で伝播する。この場合、動水勾配は消滅しきれず多少残っているため、圧力差によって水は下流方向に動き、閉じた弁の1次側で、なおも圧力上昇が継続する。これをラインバック現象と云っている。

下図(c)にラインバックの例を示す。この図では、比較的管路長が短いためにラインバックは軽微であるが、非常に長いパイプラインでは、上流端への到達に時間がかかるので、この追加の圧力上昇はかなり大きなものになる。



(注7) 相変化(水柱分離+相変化)を伴う水撃現象

- (1) 過渡状態における圧力降下の際、管路のどこかで負圧が大きくなり水の飽和蒸気圧以下に下がると、その部分の水が**気化**して気泡部分が発生する。これを**水柱分離(Water Column Separation)**という。更に水柱分離が起きた後、上流側 &/or 下流側の水塊が移動し、**凝縮**を伴って空洞の反対側の水塊に衝突すると著しい圧力上昇を生じる(**再結合**という)。



水柱分離の発生に関係するパラメータには次のようなものがある。

ポンプの種類：回転慣性の小さな斜流ポンプは分離を起こし易い(トリップ初期の圧力降下大)
配管の長さ：長距離配管では水柱のトータルの運動量大きいこと、また圧力の反射波が到達するまで時間がかかることから圧力降下量大きい。

定常静圧/温度：例えば復水器はレベルが高く、定常でも $-6 \sim -7\text{m}$ の負圧になっている上に入熱があって高温で運転されているので飽和蒸気圧が低く水柱分離を起こし易い。

管路の流速：水柱の運動量が高く分離しやすい、また水柱分離すると分離空間が大きくなって衝突速度がアップし再結合時の圧力上昇が大きくなる。

例えば発生イベントと発生箇所としては、

- ・ポンプトリップ → 高所配管, 傾斜配管中途, 逆流勾配
- ・ポンプ起動 → 吸込み管、トリップ後再起動 → 高所部分/逆流勾配
- ・制御弁/遮断弁などの急閉 → 弁2次側
- ・密閉高温配管の冷却後の弁急開 → 弁1次側

再結合による圧力水頭の上昇 ΔH は次のようになる。衝突速度に依存する。

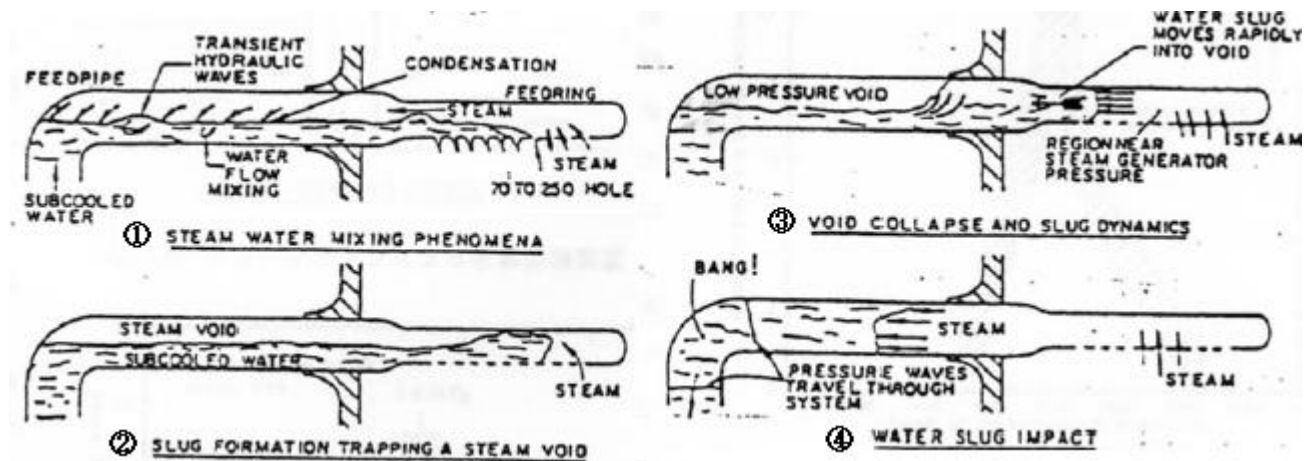
$$\Delta H = (a/g)(V_1 + V_2)/2 \quad (\text{m})$$

ここで a = 圧力伝播速度(m/s)、 V_1, V_2 = 夫々の側の対向する流速(m/s)、 g = 重力加速度(9.8m/s²)
 なお、溶存空気があるとクッション効果で衝突速度が減退し圧力上昇度が低下することがある。

(2) 表に記載した発生パターン例について多少補足しておく。

- ⑧弁の急開： 弁の急閉のときも上流端からの負の反射波で水柱分離が起こり得るが、弁の一次側で発生するためベースの圧力が2次側に比べて高く、確率は低い。一般に2次側は負圧からスタートするため水柱分離し易くなる。
- ⑨ポンプトリップ： 管路高所は位置ヘッドが高く定常静圧が低いので、飽和蒸気圧を割り込む確率が高い。ラック/オーバーブリッジ/復水器/空冷熱交などは要注意。なお圧力降下はポンプ寄りに大きくなるのでポンプ近傍では負圧になり易い。特にポンプ出口で配管を立ち上げる時は注意を要す(解析でチェック)。
- ⑩トリップ後のポンプ再起動: この状況は、⑥停電後瞬時復電ないしこれに近いケースで可能性がある。流体慣性力が加わるので衝撃力は大きくなると思われる。
- ⑪ポンプ起動⁽¹¹⁾： 一般にブースターポンプなどでは吸込み管が長くなり吸込み側の水撃現象がきつくなる傾向がある(例えばポンプトリップ時、吸込み配管の圧力上昇が増加)。このため吸込み側で水柱分離が懸念される。

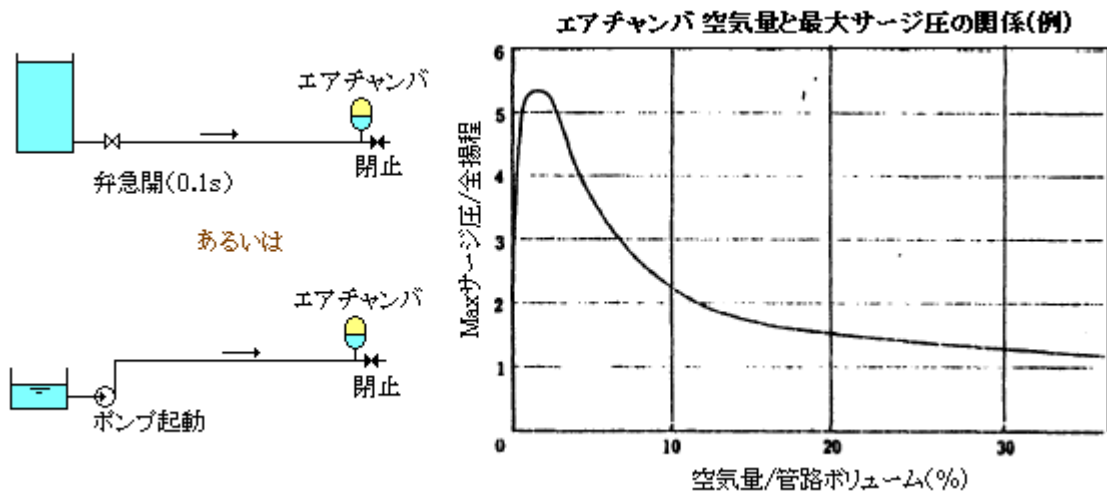
水-蒸気系配管では、水柱分離/再結合現象に類似した凝縮誘起水撃(Condensation induced water hammer)が知られている⁽¹²⁾。これは逆流によって再結合するというよりも熱的に再結合(=凝縮)すると云った方がよい。その例を下記に示す。蒸気原動所ではこの種のトラブルが多い。



(注8) 空気溜まりが関与した水撃現象ーポンプ起動時の異常圧力上昇⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾

(1) 管路端に付いた弁を閉じてポンプを起動する場合、末端弁の近傍にわずかな空気溜まりがあると縮切圧の4倍強もの異常圧力上昇が起きることがある。縮切・瞬時立上げ時の圧力上昇は、(注2)でも述べたように定常縮切圧の2倍止まりであるから、更にその2倍の圧力になり、弁前流の配管損傷の恐れがでてくる。

下図は末端弁前にエアチャンバを付けて空気量を加減し圧力上昇量を計測した結果を示している。数%のわずかな空気量で全揚程の5倍を越える圧力上昇が起き、空気量が多くなるにつれてそれが減少している。通常、空気溜まりはクッション材として衝撃を緩和すると云われているが、決してそうではないことがわかる。



(2) 管路中に介在する空気(非凝縮性ガス)は更にドラスティックな圧力上昇を引き起こす。下図のようにポンプ出口配管が高く立ち上がる場合、そこに設けられた弁を閉じた状態でポンプが起動すると、縮切圧の8倍近い異常圧力上昇が起きることがある。この現象の傾向としては

- (a) 吐出管の立ち上がり高さが高くなるほど圧力上昇が大きい(下図(右)参照)。
- (b) ポンプ直後の吐出弁の開度を絞ってゆくとこの圧力上昇は低下する。
- (c) 立ち上がり部分の弁直前に空気を注入し溜まりを作るとこの圧力上昇は低下する。
- (d) 圧力上昇には幾つかのピークが見られる(下図(左)参照)。

(a)は、充水された管の立ち上がり高さが高くなるにつれ負圧が増して、水中に溶存/遊離した空気が析出したためとされる。(b)は閉止弁に向かう流れをセーブしたためと思われる。(c)は空気注入によって空気溜まりが大きくなったためと思われる(上図参照)。

この立ち上がり管の負圧によって生じる現象は、造水プラントのライン循環ポンプ(縦形ポンプ)上部の吐出口で発生し損傷を起こしている(下図参照)。

これらの特異な現象のメカニズムについては議論が多いが、逸走による不安定現象(サージング)あるいは共鳴的な振動現象の一種ではないかと思われる。

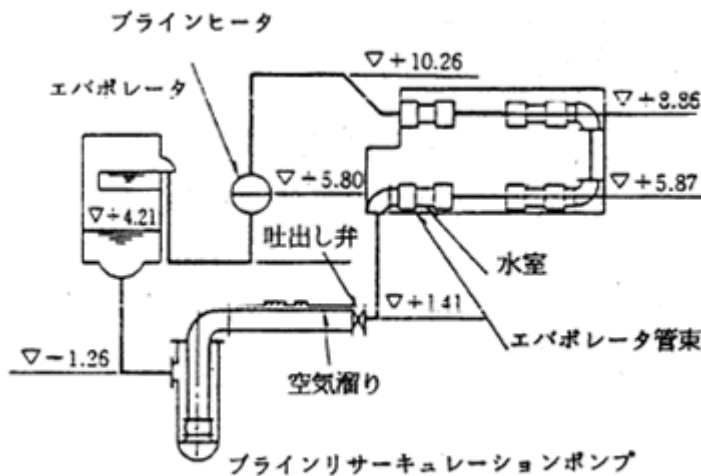
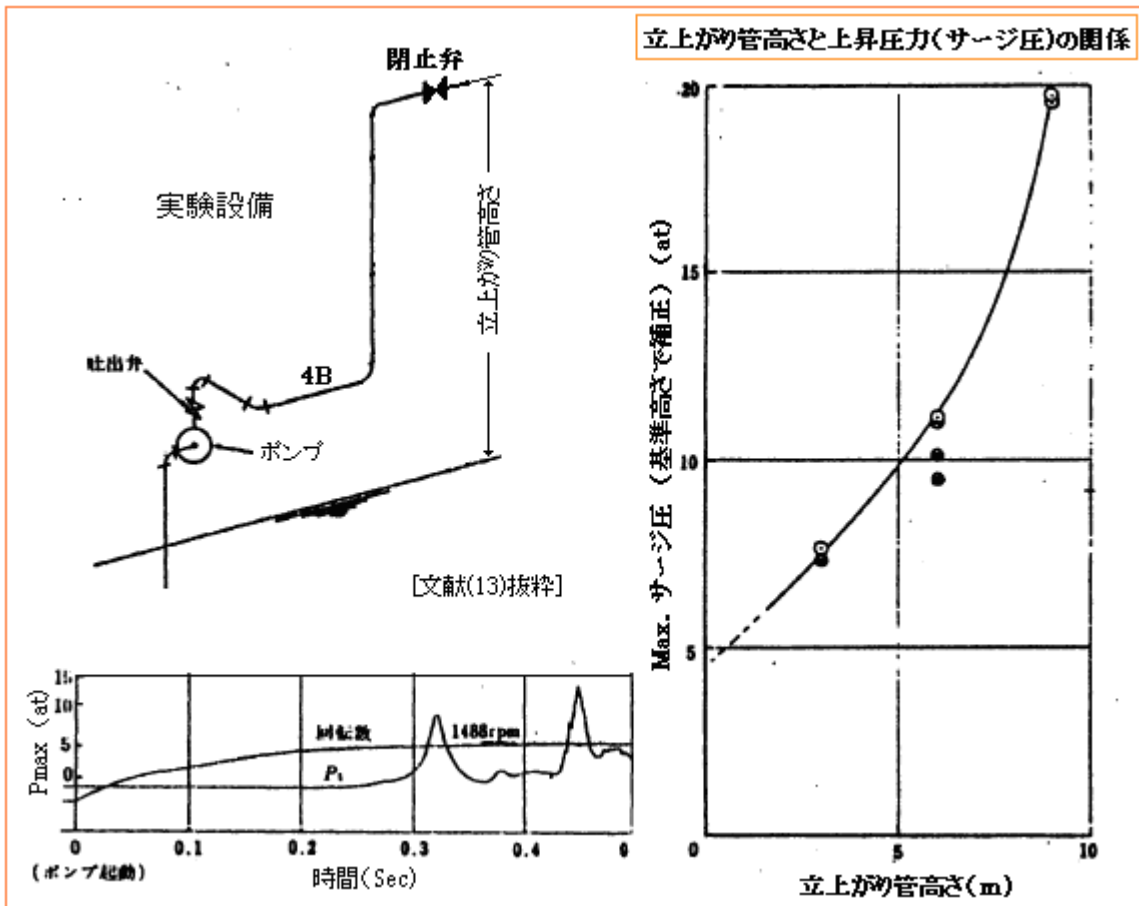


図11 立軸ポンプを負圧満水で締切始動する場合 [文献(14)抜粋]

注 9 密閉区間の急開封による圧力上昇⁽¹⁵⁾

この現象は、前[⑬高所に吐出弁のある管路のポンプ起動]で観察される現象と同じようなものと考えられ、加熱器などを含むプラント設備(どちらかといえばプロセス系)で発生する可能性が高い。

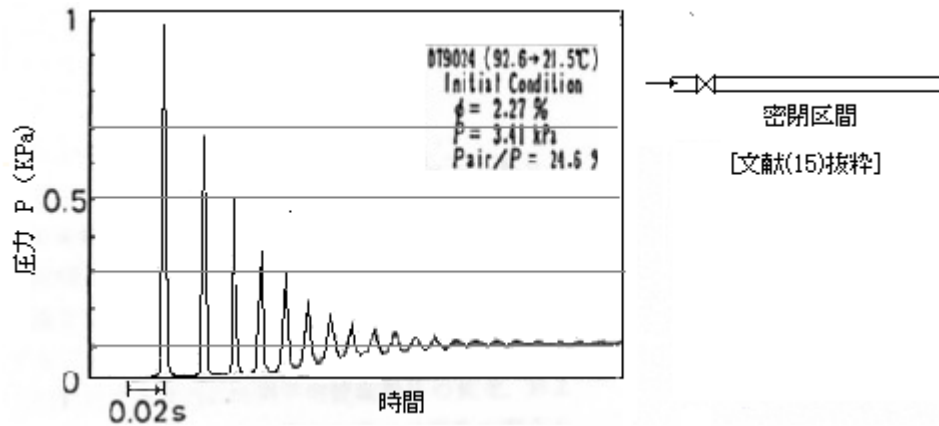
高温の管路部分が両端を弁で封鎖された状態で長時間放置されていると外気に熱が逃げ、液体が収縮して負圧になり空洞化が起きる。空洞には液体中に溶存する空気/ガスが析出している。この状態でいずれかの弁を急開すると、弁前後の差圧によって空洞が圧壊され、次式で見積もられるような

著しい圧力上昇が発生する。

$$\Delta P_{\max.} = a \{ 2 \rho (P_e - P) \phi \}^{0.5}$$

ここで $\Delta P_{\max.}$ = 最大圧力上昇(Pa)、 a = 圧力波伝播速度、 ρ = 流体密度(kg/m³)、 ϕ = 空洞率(-)、 P_e = 外部流体圧力(Pa)、 P = 空洞圧力(Pa)

圧力上昇は[⑬高所に吐出弁のある管路のポンプ起動]で観察されるものと同様に高く、印加圧力差($P_e - P$)の10倍近くになるといわれる。下記にモデル実験での計測値を記す。



注 10 スラギングによる圧力上昇

スラギングは、③ポンプ起動で説明したように、液が抜けて空になった状態で吐出弁全開のままポンプを起動したときに発生するような現象を総称するもの。

この水撃現象は、管路の中にある程度大きな**気体スラグ**(空気溜まり/ガス溜まり/気層部分)があり、これが上流から圧送される形で管路にある絞り部分(弁/オリフィスなど)や遮り部分(直角エルボ/ティ/急縮ノズルなど)をパスした直後、これに続く**液体スラグないし液柱**が直進して絞り部分/遮り部分の盲壁に衝突して起きる。パターン分類表の挿絵のようなケースでは、その最大圧力上昇 ΔP_{\max} は、次の式で見積もることができる。

$$\Delta P_{\max.} = a \{ 2 \rho \Delta P_s (L/L_s) \}^{0.5}$$

ここで $\Delta P_{\max.}$ = 最大圧力上昇(Pa)、 a = 圧力波伝播速度、 ρ = 流体密度(kg/m³)、 ΔP_s = 液体スラグ(液柱)の前後差圧(Pa)、 L = 気相長さ(m)、 L_s = 液体スラグ長さ(m)

この式は、(注 9)の $\Delta P_{\max.}$ 式と実質上、同じ式である。この式から判るように、気相(加速)長さ L が長いほど、液体スラグ長さ L_s が短いほど、圧力上昇は大きくなる。

スラギングの程度は様々だが、衝撃的に損傷を与える場合もあるが、累積的に疲労を起こす場合もあり警戒する必要がある。

【 末尾補足 】

(1) 圧力波の伝播速度 (wave speed/propagation speed) :

液体の体積弾性係数 K は気体に比べ大きいので、オリジナルの伝播速度すなわち液体の物性としての音速 $[a=(gK/\gamma)^{0.5}]$ は、管路の剛性によって影響を受ける。一般に次の式が用いられている^①。

$$a = 1 / [(\gamma/g)\{1/K + (D/e)(c_1/E)\}]^{0.5}$$

ここで、 a =圧力波伝播速度(m/s)、 γ = 液体比重量(kg/m³)、 g =重力加速度(9.807m/s²)、
 K =体積弾性係数(kg/m²)、 D =管内径(m)、 e =肉厚(m)、
 c_1 =配管の管軸方向の支持方法による係数(-)、 E =管材の縦弾性係数(kg f/m²)

温度 20℃の水の場合、水の音速は次の

$$a = (gK/\gamma)^{0.5} = (9.807 \times 2.105 \times 10^8 / 998.2)^{0.5} = 1438 \text{ m/s}$$

内径 150mm/肉厚 6mmの鋼管で、軸方向移動自由な場合($c_1 = 1 - 0.3/2 = 0.85$)、

$$a = 1 / [(998.2/9.807)\{1/2.105 \times 10^8 + (0.15/0.006) \times (0.85/2.11 \times 10^{10})\}]^{0.5} \\ = 1 / [101.8 \times \{4.75 \times 10^{-9} + 1.007 \times 10^{-9}\}]^{0.5} = 1306 \text{ m/s}$$

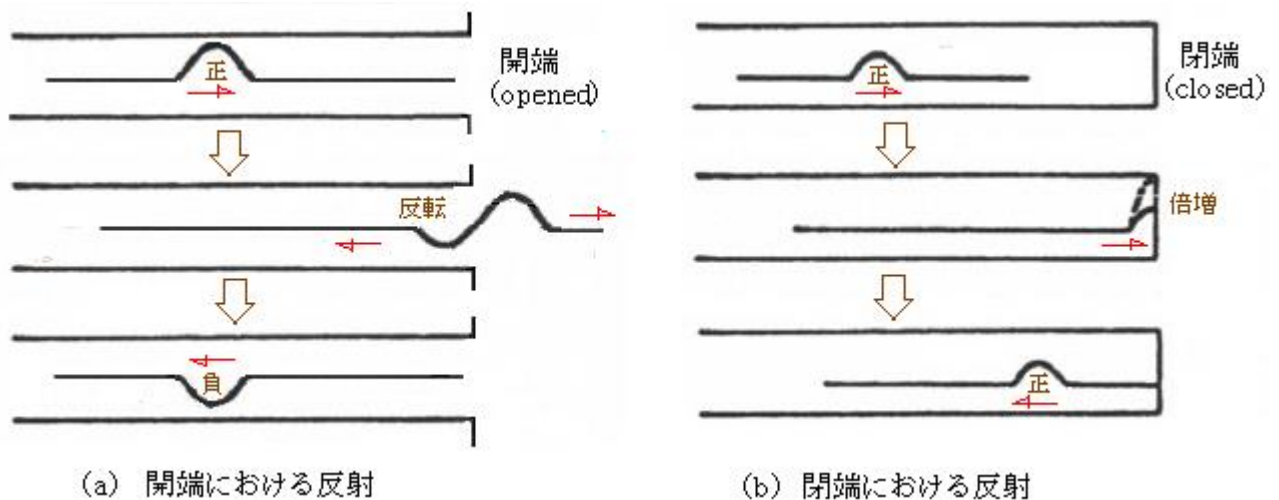
なお、溶存ガスや気泡の混入があると圧力波伝播速度は急激にダウンする。これらの式も機工便覧などに記載があるので参照のこと。

(2) 管路端における圧力波の反射 :

管路端は容積部分(槽/ピット/拡大管など)に繋がる場合、開端として扱われる。また、閉止弁/盲蓋などで閉じられる場合、閉端として扱われる。圧力波の反射は、管路端が開端の場合下図(a)、閉端の場合下図(b)のようになる。

開端の場合、図からわかるように、正の波は負に(負の波は正に)反転してリターンする。入射波と反射波の大きさは同じである。

閉端の場合、図からわかるように、正の波は正の波としてリターンするが、折り返しの状態で波は倍増する。しかし入射波と反射波の大きさは同じである。



種々の断面形状における反射波の大きさなどは便覧などを参照のこと。

引用文献)

- (1) 現代理工学体系「水撃入門」横山 日新出版
- (2) 「プラント配管系内非定常流れ(その1) 現象と対応策」広瀬 JSME 講習会テキスト(1983.10.18)
- (3) 「ポンプ始動時の過渡特性」斉藤 エバラ時報 No.116(1981.4)
- (4) 「半開の弁を有するポンプ系の起動時の水撃」星、本間、天田 JSME 論文集 Vol.66No.531(S38)
- (5) 「CW ポンプ P881A/B 切換えに伴う衝撃音発生に関する検討」H8.7.12 プ計 宮本
- (6) 「ポンプ設計計画データ集」ポンプ設計計画データ集編集委員会 日刊工業新聞社(S42年)
- (7) 「ポンププラントにおける過渡現象」五十畑、森垣 ポンプ工学 Vol.9 No.5
- (8) 「逆止め弁のスラミング」宮本、石川ほか エバラ時報 No.128(1984.4~7)
- (9) 「セルビウス瞬時停電対策に伴う水撃現象とその対策」大矢,富田,直井 エバラ時報 第114号(1980)
- (10) 宮代氏文献(→失題)
- (11) 「水撃対策の進歩—日本報告—」里見 水道協会雑誌 第558号(S56.3)
- (12) 「凝縮現象に伴って発生する水撃現象とその防止法」綾 日本機械学会関西支部第168回講習会
- (13) 「ポンプ配管系の異常圧力上昇」堀江、中村、辻 ターボ機械 Vol.6No.2(1978.2)
- (14) 「ポンプ締切始動時の空気溜まりによる水撃現象」富田、中村 エバラ時報 No.127 (1984)
- (15) 「冷却空洞が発生した密封管の急開封時の水撃」中川、竹中 JSME 論文集(B) Vol.57No.538(1991-6)

次回 Ver-up 用の改訂用のメモ (ターボ機械 - 入門編 より 抜粋)

図3.25は、図3.24に示したポンプによる最も単純な送水管路システム(ただし、水平管路)について、比速度の小さい遠心ポンプを想定し、管摩擦を無視した場合の動力損失に伴う水撃圧力を求めたものである。この図はポンプが同じならば、回転慣性 GD^2 が小さく、管路全長が長いほど圧力変化が大きくなることを示している。

