

【整番】 FE-06-TM-008	【標題】 ポンプトリップ時の水柱分離の判定
分類：流れ(非定常流れ)／種別：技術メモ	作成年月：H06.9／改訂：Ver1.0 (H24.04)
	作成者：N.Miyamoto

有力資料の入手による全面改訂 全 30 枚

1. はじめに

- (1) 周知のように、緊急停止や停電による動力喪失等によってターボポンプがトリップすると、ポンプを含む管路全域で劇的な圧力変化が起きる。吐出側管路では、トリップ直後に著しい圧力降下が発生し、そのあとで著しい圧力上昇が起こる(*1)。特にトリップ直後の水柱分離(*2)は避けなければならない。

ポンプトリップに伴って派生する水撃現象は、コンピュータによる水撃解析によってかなりの精度でシミュレーションできる。しかしとりあえず結論を出したい時や費用を抑えたい時は、多少の習熟と手間を要する水撃解析は不向きである(解析ソフトが手元にない場合もある)。その点、下記の基準書による簡易計算法は、コンピュータ解析の代替として利用できる(ただ、後述 6 項の(7)でも述べるように基準書では控えめな運用を推奨しているので拡大運用は控えるべき)。

土地改良事業計画設計基準及び運用・解説 設計「ポンプ場」付録 技術書
 [農林水産省農村振興局整備部設計課監修 社団法人 農業土木学会発行]

名称からわかるようにこの基準書(以下 N 設計基準と仮称)はプラント分野から遠いが、対象としている送水管路はプラント設備のそれと何ら異なることはないため、その内容はそのまま使用できる。

N 設計基準の簡易計算法は比較的良好に書かれており、素人でも例題をみれば管路に発生する水撃圧力を計算することができるので、ここでわざわざ TS 化する意義は薄い。しかしこの基準は土地改良事業分野の用水設備(農業土木関連)を対象としているためプラント分野からアクセスし辛い面がある。また内容的にあいまいな部分もある。そこで TS 作成者なりの理解もまじえて思い切って TS 化してみた。

- (2) 旧来のポンプトリップの簡易計算法は修正 **Parmakian 法**と呼ばれるもので、ポンプトリップ直後の圧力降下と圧力上昇を計算用データ(計算図表)から読み取るようになっている。N 設計基準も、この修正 **Parmakian 法**を踏襲したものであるが、

- ① 旧来法の 8 ケースの計算図表から 15 ケースの計算図表に拡張されるとともに、計算図表データの見直し計算も実施されている(推定)。
- ② 旧来法では管路中点(L/2)～管路終点(L)についての計算図表がなく内挿が難しかったが、3L/4 地点のデータが追記されて内挿が容易になり精度が増している。
- ③ 旧来法では計算図表の縦軸に圧力降下量を表示していたが、最低圧力表示に変更されるなど、運用者の利便が考慮されている。
- ④ 圧力降下(最低圧力)から圧力上昇(最高圧力)が得られるので設計的に有用性が増している。

特に管路中点(L/2)～管路終点(L)には、管路始点(0)～管路中点(L/2)よりも水柱分離発生の可能性が高いので、上記②の改訂は非常にメリットがある。

- (3) N 設計基準に基づく簡易計算法の手順は、あらまし次のようになる。

- ① 簡易計算法の適用確認及び検討条件の設定
- ② 計算用データの準備及び管路プロフィールの作成
- ③ 計算図表のパラメータの算定と計算図表読み取り

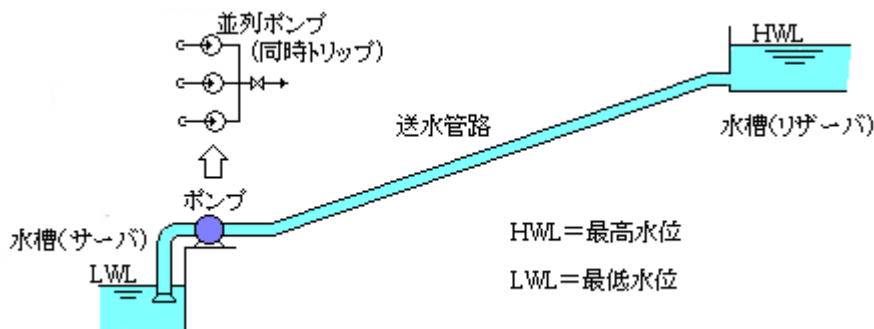
- ④ 最低圧力勾配線及び最高圧力勾配線のプロット
- ⑤ 水柱分離の有無の判定及び水撃時の管路圧力の確認

ここでは①②について **2項**で、③について **3項**で、④⑤について **4項**で詳述する。また計算例を **5項**で、更に運用などに関して **6項**に示す。

2. 簡易計算法の適用確認と計算準備

(1) 適用の確認など

簡易法が適用できるのは、基本的に、下図のように [サーバ+ポンプ+単一管路+リザーバ]で構成される設備である。この場合、**ポンプ**は基本的には単一機能のポンプ設備になる。スタントバイ付きのポンプ設備はむろん問題ない。また並列運転のポンプ設備も単一ポンプとして扱える。シリーズ運転のポンプ設備も単一機能のポンプでモデル化できるなら適用可能になる。また**管路**に分岐ラインがあってもメインラインに比べて十分に小さな断面積であれば単一管路で扱えるはずである。また複数のサーバから取水したり、管路末端で複数のリザーバに分配される場合も単一管路で扱えるはずである。



N 設計基準ではサーバ/リザーバは大気開放水槽になっているが、本 TS はプラント設備への適用を考慮して密閉タンクの場合も扱えるようにしている。これは、大気開放水槽と密閉タンクの組み合わせにも容易に運用できると思う。

また、ポンプ直後の弁(吐出弁/逆止弁など)について、N 設計基準には何の記述もない。トリップ時の吐出弁の絞り状態や逆止弁の有無は、圧力変動に相当の影響を及ぼすと思われる。これについては、**6項の(4)(5)**で議論している。

なお N 設計基準は**送水管路**を想定しているが、よほど特異な流体でない限り、**送液管路**に読み換え、その液体の物性を使えば、基準はそのまま運用できる(この場合、水柱分離→液柱分離、水頭→液頭)。

(2) 計算用データの準備

(1) 簡易計算に際しては、次のようなデータを用意する。

- ・ポンプ仕様(形式/吐出流量/全揚程/回転速度/ポンプ効率/ポンプ特性曲線)
- ・並列ポンプ台数/最大管路流量/サーバとリザーバの液面レベル及び気相圧
- ・ポンプ/モータ/フライホイールの GD^2 値
- ・送水管路の縦断図(管路プロフィール)、管路構成配管の管径/肉厚/管長、配管圧損データ

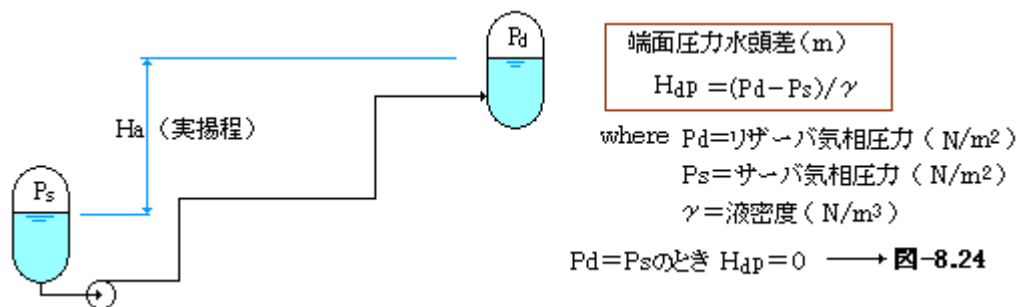
具体的な計算パラメータは、以下のようなになる。

分類	パラメータ名称	記号	単位	備考
ポンプ関係	並列運転台数	n	台	
	ポンプ吐出流量	Q_n	$m^3/min/1$ 台	
	ポンプ全揚程	H_n	m	$=H_a+H_{dp}+H_{pl}$ (速度水頭差は無視)
	ポンプ実揚程	H_a	m	
	ポンプ回転速度	N_n	min^{-1}	
	ポンプ効率	η_n	—	(小数点表示)
	ポンプ軸動力	P_n	kW	$=0.163Q_n H_n / \eta_n$
	ポンプトルク	M_n	$N \cdot m$	$=9550P_n / N_n$
	ポンプ GD^2 値	GD^2_p	$N \cdot m^2$	(☆1)
	フライホイール GD^2 値	GD^2_f	$N \cdot m^2$	
	モータ GD^2 値	GD^2_m	$N \cdot m^2$	(☆2)
	トータル GD^2 値	GD^2	$N \cdot m^2$	$=GD^2_p+GD^2_f+GD^2_m$

分類	パラメータ名称	記号	単位	備考
管路関係	区間番号(サフィックス)	i	—	$i=1,2,3,\dots$ (☆3)
	管路流量	Q	m^3/min	$=nQ_n$
	管路区間流速	V_i	m/s	$=Q/(\pi D_i^2/4)$
	管路平均流速	V_n	m/s	$=\Sigma(L_i V_i)/\Sigma L_i$
	管路区間内径	D_i	m	
	管路区間肉厚	t_i	m	
	管路区間長さ	L_i	m	
	全管路長さ	L	m	$=\Sigma L_i$
	端面圧力水頭差	H_{dp}	m	(☆4)
	管路損失水頭	H_{pl}	m	(☆5)
	物性関係	各管材の材質	—	
各管材の縦弾性係数		E_i	N/m^2	(☆6)
液体の体積弾性係数		k	N/m^2	(☆6)
流体の密度		γ	N/m^3	(☆6)
各区間圧力波伝播速度		a_i	m/s	(☆7)
平均圧力波伝播速度		a	m/s	$=\Sigma L_i / \Sigma (L_i/a_i)$
流体飽和蒸気圧水頭		H_v	m	ゲージ圧ないし絶対圧

< 表の注記 >

- (☆1) ポンプ自体の GD^2 はモータの 10%程度でよいが、精算するときにはポンプメーカーに確認すべき。
- (☆2) 代表的なモータの GD^2 データは、末尾に添付する。
- (☆3) 材質&口径&肉厚が同一の管路区間を分別して表示するもの。
- (☆4) 大気開放の水槽の場合であればサーバとリザーバの気相圧力は大気圧で、差圧は生じないが両者の気相圧力が異なる場合、下図のような差圧(水頭)が発生して全揚程 H_n が変わる。即ち、
 [同じ気相圧の時： $H_n=H_a+H_{pl}$ 、異なる気相圧の時： $H_n=H_a+H_{pl}+H_{dp}$]



(☆5) 運転流速 V_i をベースに各区間の圧力損失を計算し合算して H_{pl} とする(通常の圧損計算通り)。

なお本計算法で与えられる管路損失水頭は、基本的に管路に沿って一様分布する摩擦圧損を前提にしている。直管+曲管で構成される一様管路であれば、特にこの前提から大きく逸脱することはないが、絞り弁やオリフィスがあって特に大きく圧力変化すると、この前提からの逸脱が大きくなる。この対応については、6項(4)を参考にされたし。

(☆6) これらの物性は圧力波伝播速度の計算に用いる。常温の場合

鋼管 : $E_i = 2.06 \times 10^{11}$ N/m²、 ダクタイル鋳鉄管 : $E_i = 1.57 \times 10^{11}$ N/m²、
 鋳鉄管 : $E_i = 1.08 \times 10^{11}$ N/m²、 PC管 : $E_i = 3.92 \times 10^{10}$ N/m²、
 ヒューム管 : $E_i = 1.96 \times 10^{10}$ N/m²、硬質塩化ビニル管 : $E_i = 0.29 \times 10^{10}$ N/m²、
 強化プラスチック複合管 : $E_i = 1.13 \sim 2.26 \times 10^{10}$ N/m²、
 水の場合 : $k = 2.03 \times 10^9$ N/m²、 $\gamma (= \gamma_w) = 9807$ N/m³ (1000 kg/m³)

(☆7) 各区間の圧力伝播速度は次の通り。気泡の混入の有無で大きく変わる。

- 気泡混入なし : $a_i = [(k_w g / \gamma_w) / (1 + (k_w / E_i)(D_i / t_i) C_1)]^{0.5}$
 - 気泡混入有り : $a_i = [\{ \gamma_w - (\gamma_w - \gamma_a)(V_a / V) \} / g] \{ [1 + (k_w / k_a - 1)(V_a / V)] / k_w + D_i C_1 / (t_i E_i) \}^{-0.5}$
- ここで k_w = 液体の体積弾性係数(N/m²)、 k_a = 空気の体積弾性係数(N/m²)、
 γ_w = 液体密度(N/m³)、 γ_a = 気体密度(N/m³)、 g = 重力加速度(m/s²)、
 V = (液体+混入空気)混合体積(m³)、 V_a = 混入空気の体積(m³)
 E_i = 管材の縦弾性係数(N/m²)、 D_i = 管内径(m)、 t_i = 管肉厚(m)
 C_1 = 管路の拘束条件による係数(-)、

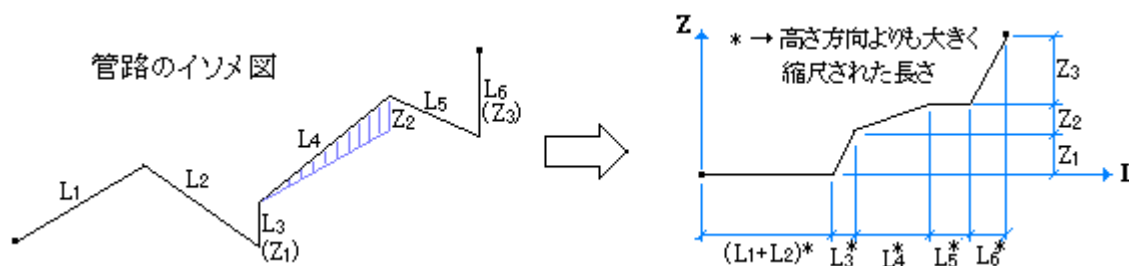
拘束係数 C_1 は管体の動きの影響を考慮するものである(*3)。N設計基準では、通常の配管を念頭において、 $C_1 = 1.0$ としている。通常の配管では $C_1 = 0.85 \sim 1.0$ の範囲にあるが、煩雑になるので 1.0 を採ったものと思われる。

(3) 管路プロファイルの作成

後述する計算図表から得られる最低圧力/最高圧力には管路の位置水頭が考慮されていない。そのため任意の管路位置(即ちポンプ出口からの任意の管路長 L)に対して位置水頭 Z を与える必要がある。その場合、数値データにしても構わないが、縦断図にして視覚化しておけば管路のどの範囲で水柱分離するか把握できて有益である。

通常、管路は3次元であるが、水撃時の圧力波の伝播は直線そのものであるから、管軸に沿う寸法即ち管長 L に追従すればよい(曲がりやを気にする必要はない)。故に管路プロファイルは、下図の様に

L-Z座標上にプロットされる。この場合、立体度を増すため、横軸のL寸法は縮め、縦軸のZ寸法は伸ばす方向で作図するのがよい。なお複雑な管路では安全側に簡略化する。



[管路プロフィールの上に、管路長に渡って分布した最低圧力/最高圧力水頭をプロットすれば、視覚的に負圧ゾーンを把握できる。]

3. 簡易計算図表の利用による最低圧力などの推定

(1) 計算図表からの読み取り

N 設計基準では次の 15 葉の計算図表が用意されている。

$H_{pl}(0\%, 20\%, 40\%, 60\%, 80\%) \times$ [ポンプ直後、管路中点(1/2)L 地点、管路(3/4)L 地点]

この場合の H_{pl} は、送水管路の圧力損失水頭 H_{pl} を全揚程 H_n で割り、%表示したものである。

計算図表は、**図-8.14(a)(b)(c)**、**8.15(a)(b)(c)**、**8.16(a)(b)(c)**、**8.17(a)(b)(c)**、**8.18(a)(b)(c)**で与えられる。

計算図表では、次の 2 つのパラメータから、縦軸の最低圧力 $H\%$ (%表示)を読み取ることができる。

$$2\rho = aV_n/(gH_n), \quad K\mu = \{375M_n/(GD^2 \cdot N_n)\}(2L/a)$$

ここで、 2ρ = 管路定数(-)、 K = ポンプ慣性係数 [= $375M_n/(GD^2 \cdot N_n)$]、

μ = 圧力波の所要往復時間(sec.) [= $2L/a$]、その他記号は前項 2.(2)で定義の通り。

読み取りは次のステップで行う。但し、当該パラメータ値は図表の表示範囲内(即ち $H_{pl}=0\sim 80\%$ 、 $2\rho=0.5\sim 32$)にあるものとする。

(i) 当該 $H_{pl}(\%)$ 値に前後する $H_{pl}(\%)$ 値の計算図表(2 様)を選ぶ。

(ii) 各図表につき、当該 $[K\mu, 2\rho]$ に漸近して囲う 4 つの $[K\mu, 2\rho]$ から対数補間によって位置決めして $H\%$ を読取る。プレ的検討や概算見積りであれば目算で $H\%$ を読み取る。

(iii) 当該 H_{pl} 値に対して 2 つの読取り $H\%$ を線形補間して最終的に当該ケースの $H\%$ を決める。

(ii)については(*4)を参照のこと。

(2) 最低圧力及び逆流時間の推定

管路の指定地点[ポンプ位置、(1/2)L、(3/4)L]の最低圧力水頭は 図表の読み取り値 $H\%$ を用いて、

$$H = H\% \times H_n / 100$$

から求める(H_n はポンプ全揚程)。管路終点(L)における最低圧力水頭 H は $H = H_n - H_{pl}$ とする。これら H はサーバの **LWL** を 0 としたときの**水頭(高さ)**を示している。

N 設計基準の簡易計算法では、トリップ後の逆流開始時刻が**図-8.14(d)~8.18(d)**に示されている。

時刻は圧力波の往復時間 μ の倍数として与えられており、同様に 2ρ と $K\mu$ から読み取ることができる。

4. 最低及び最高圧力勾配線のプロットと水撃規模の推定

(1) 圧力勾配線のプロット

図-8.24 に最低圧力勾配線の作成(要領)を示す。この図からわかるように前項で得られた指定地点の最低圧力水頭 H [$\rightarrow H_0, H_{(1/2)L}, H_{(3/4)L}, H_L$] をサーバの LWL を基点にプロットすることで勾配線が得られる。なおプロット点は4点なので、中間位置については補間によって位置を決めて線をひく。 $(3/4)L \sim L$ 区間については(*4)を参照のこと。こうして得られた勾配線は2次曲線に近い形になる。

最高圧力勾配線については、リザーバの HWL ラインを対称軸にとり最低圧力勾配線の対称曲線を描き、これを最高圧力勾配線とする。図-8.25 を参照のこと。この図では、例えば $H^*_{(1/2)L}$ と $H_{(1/2)L}$ の関係は、 $[H^*_{(1/2)L} = H_a - H_{(1/2)L}]$ になる。 H_a は実揚程である。

なお、図-8.24、図-8.25 は汲み上げタイプのポンプ配置の場合を示している。押し込みタイプのポンプ配置については N 設計基準で示されていないので、図 AA に追記する。汲み上げタイプと基本的に同じ扱いと考えていい(と思う)。

ただ N 設計基準の最高圧力線の設定には多少、疑問が残る。6 項の(3)を参照のこと。

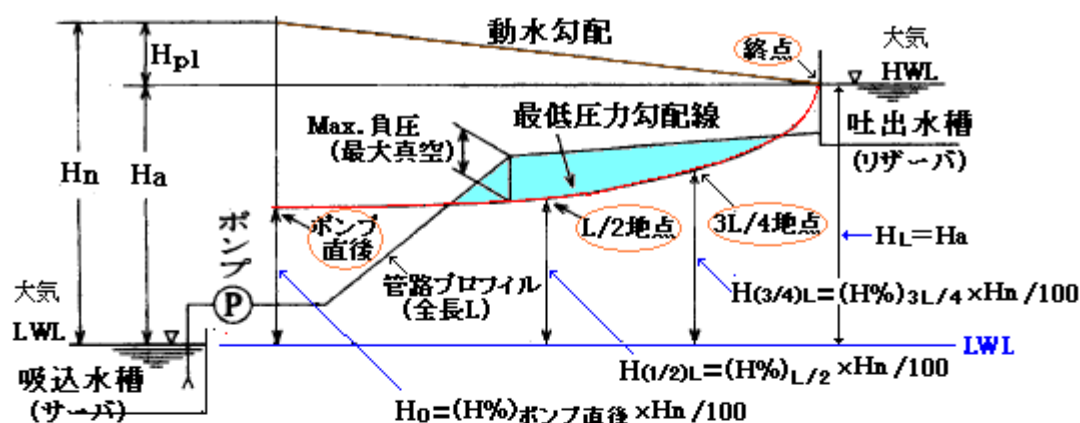


図-8.24 最低圧力勾配線の作成

N設計基準より引用
(多少加筆補正有り)

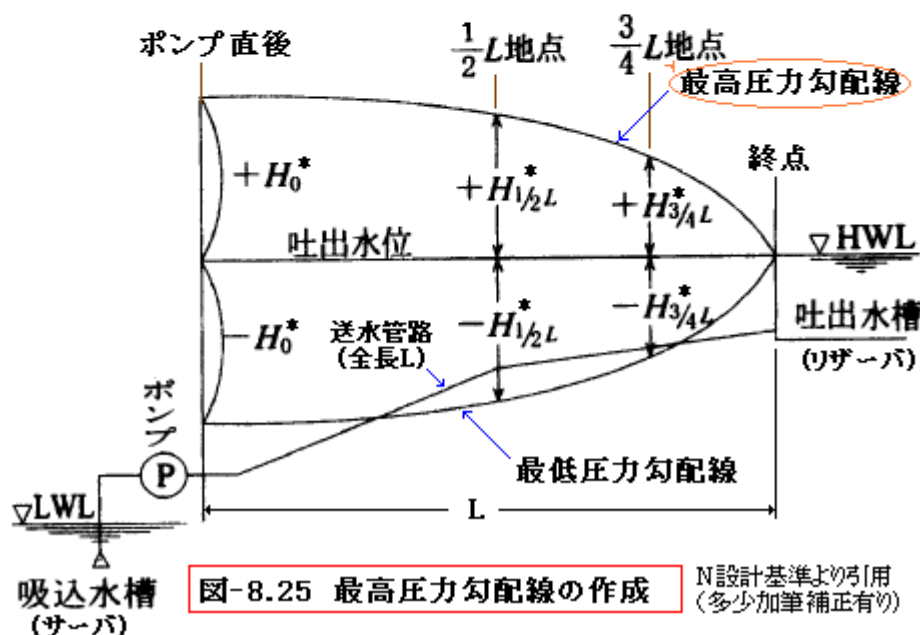
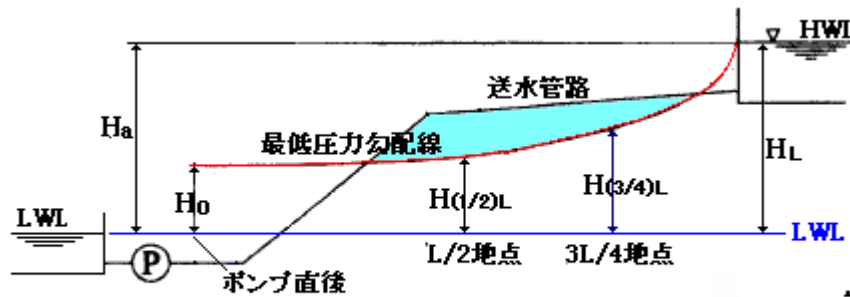


図-8.25 最高圧力勾配線の作成

N設計基準より引用
(多少加筆補正有り)



図AA 最低圧力勾配線 - 押し込みの場合

(2) 実際の水撃圧力水頭

最低圧力水頭及び最高圧力水頭は、水撃時、瞬間的に生じる圧力である。しかし、上図からも判るようにこれらの水頭 H には位置水頭 Z が含まれていない。従って、実際の水撃圧力 H_{wh} は、

初期の圧力降下： $H_{wh} = \text{最低圧力水頭 } H - \text{位置水頭 } Z < \text{ゲージ圧}>$

後続の圧力上昇： $H_{wh} = \text{最高圧力水頭 } H - \text{位置水頭 } Z < \text{ゲージ圧}>$

位置水頭 Z は管路プロフィールから読み取られる値そのものである。またこの水撃圧力には LWL に加わる大気圧(約 10m)は考慮されていないので、いずれもゲージ圧である。負圧になると、水撃圧力水頭はマイナス(-)表示になるのでわかりやすい。 H_{wh} が -10m ぐらいになると、常温の水の飽和蒸気圧に近づき水柱分離が始まる。

図 - 8.24 では水撃圧力水頭 H_{wh} が負圧になる領域は水色で着色している。水色領域では送水管路ライン(管路プロフィール)は最低圧力勾配線より上にある。逆に管路ラインが最低圧力勾配線より下にくれば H_{wh} は正圧である。

なおサーバの気相圧が大気圧でないときは、むしろ絶対圧で表示した方が判り易い。

初期の圧力降下： 水撃圧力水頭 $H_{wh} = \text{最低圧力水頭}(H + P_s/\gamma) - \text{位置水頭 } Z < \text{絶対圧}>$

後続の圧力上昇： 水撃圧力水頭 $H_{wh} = \text{最高圧力水頭}(H + P_s/\gamma) - \text{位置水頭 } Z < \text{絶対圧}>$

ここで $P_s = \text{サーバ気相圧}(N/m^2)$ 、 $\gamma = \text{液密度}(N/m^3)$ である。

(3) 算定水撃圧力水頭の評価

送水管路の場合、初期の圧力降下によって水柱分離が起き、その後で再結合が起きると著しい圧力上昇が発生してサポートなどが破損する。従って水柱分離はできるだけ回避する。もし回避が難しいときは、水撃の頻度を考慮して配管/サポートを補強する。

水撃に至らなくても、初期の圧力降下で負圧になると薄肉大径管やライニング管では座屈の懸念がでてくる。チェックが必要である。N 設計基準には下記のようなコメントが付いている。

負圧を許容する場合、その許容値がおおむね下記の通りになるよう対策を講じる。

送水管路中心高さにおいて

$\phi 500\text{mm}$ 以下： -7 m、 $\phi 1000\text{mm}$ 未満： -6m、 $\phi 1000\text{mm}$ 以上： -5m

これは計算の簡易性を前提に、負圧防止と云うよりは水柱分離防止の観点からマージンを持たせたものと解釈される。

圧力降下の後の圧力上昇については、水圧試験圧力(1.5x 設計圧力)以下に抑えるべきである。

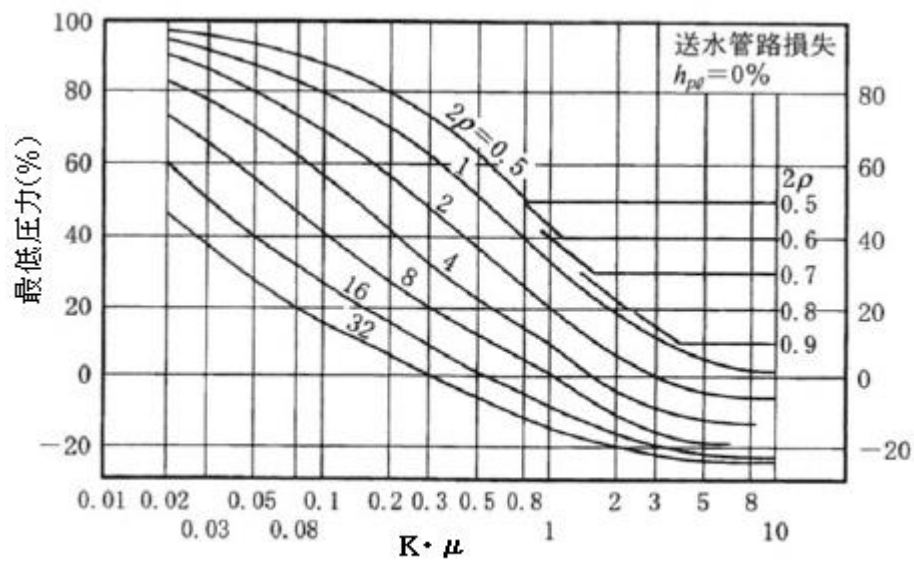


図-8.14(a) ポンプ直後の最低圧力(送水管路損失0%)

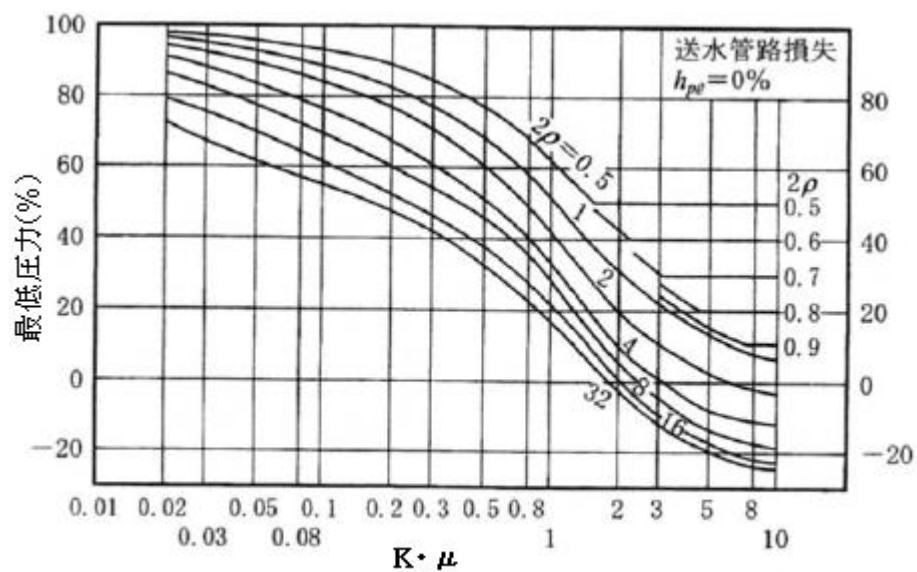


図-8.14(b) (1/2)L地点の最低圧力(送水管路損失0%の場合)

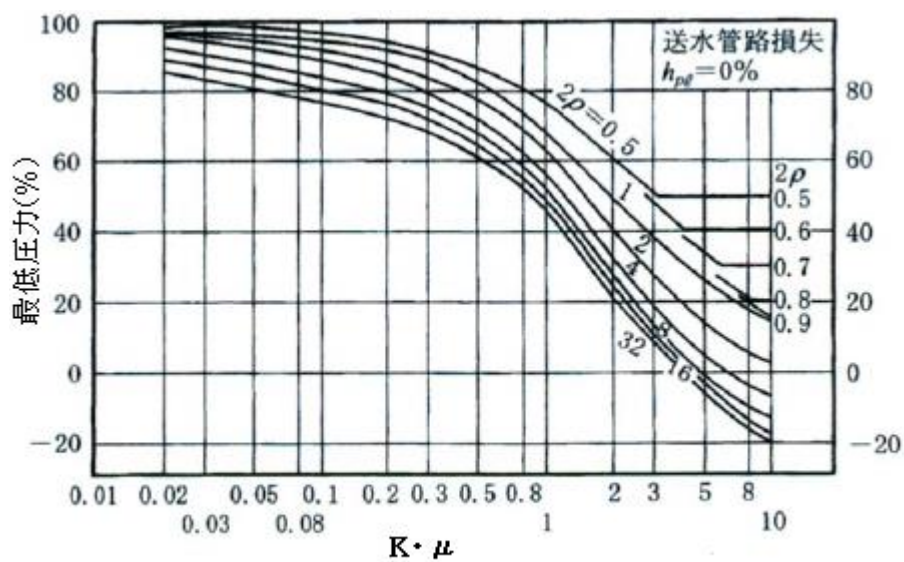


図-8.14(c) (3/4)L地点の最低圧力(送水管路損失0%の場合)

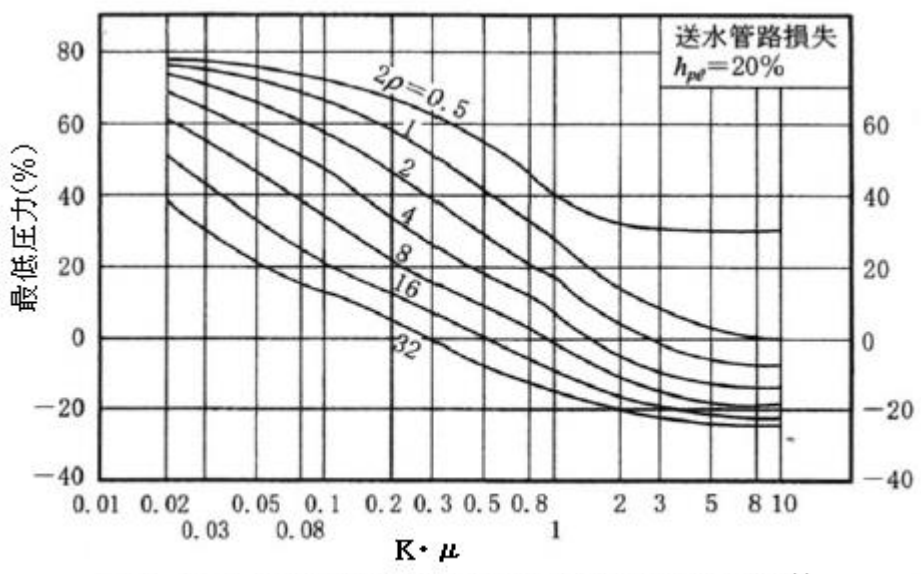


図-8.15(a) ポンプ直後の最低圧力(送水管路損失20%)

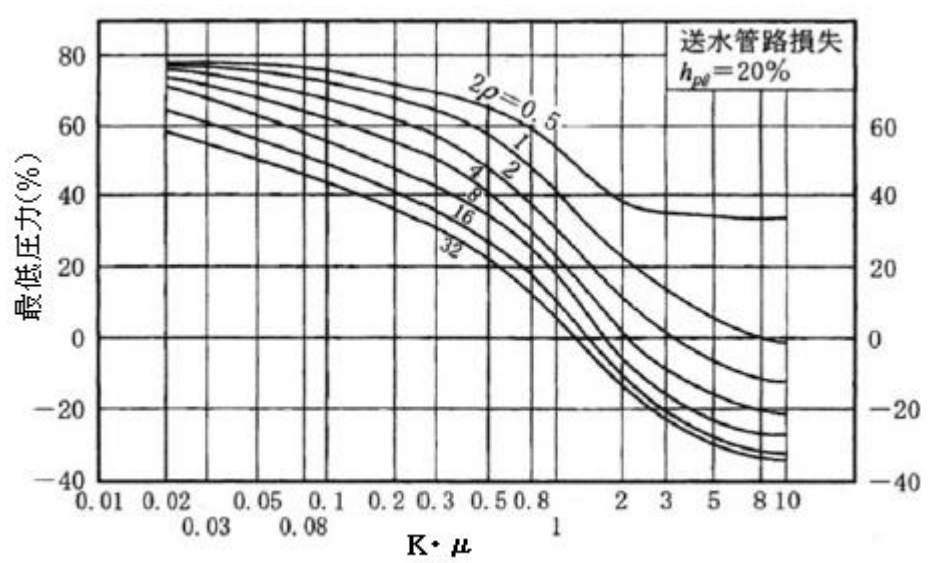


図-8.15(b) (1/2)L地点の最低圧力(送水管路損失20%の場合)

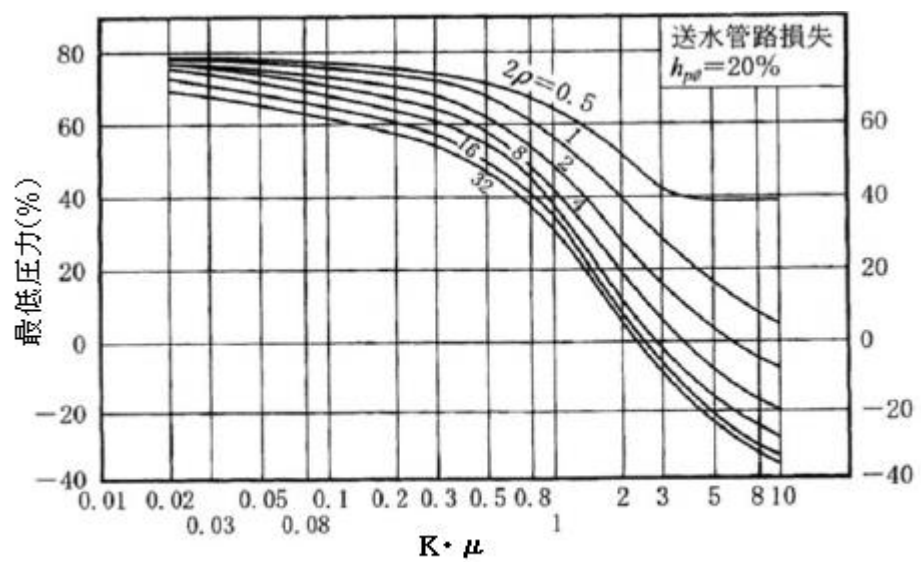


図-8.15(c) (3/4)L地点の最低圧力(送水管路損失20%の場合)

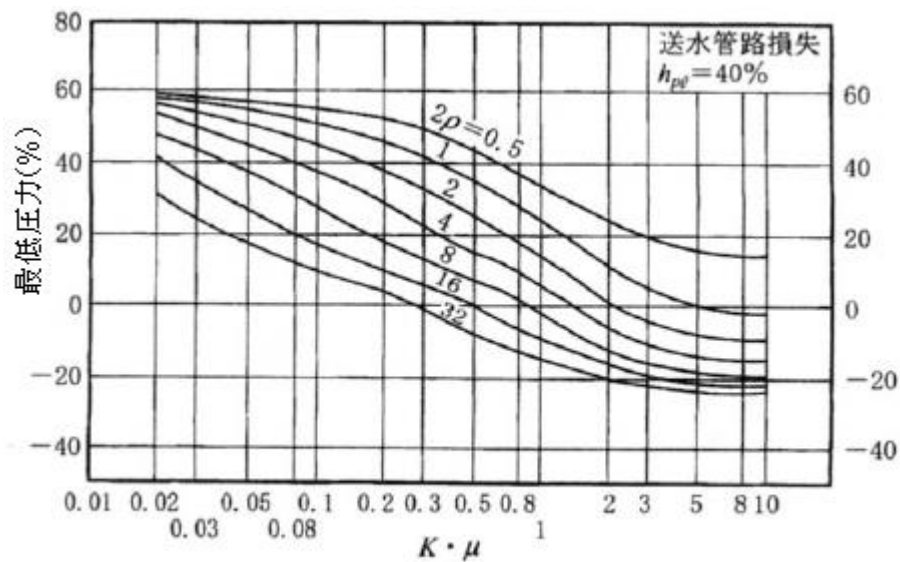


図-8.16(a) ポンプ直後の最低圧力(送水管路損失 40%の場合)

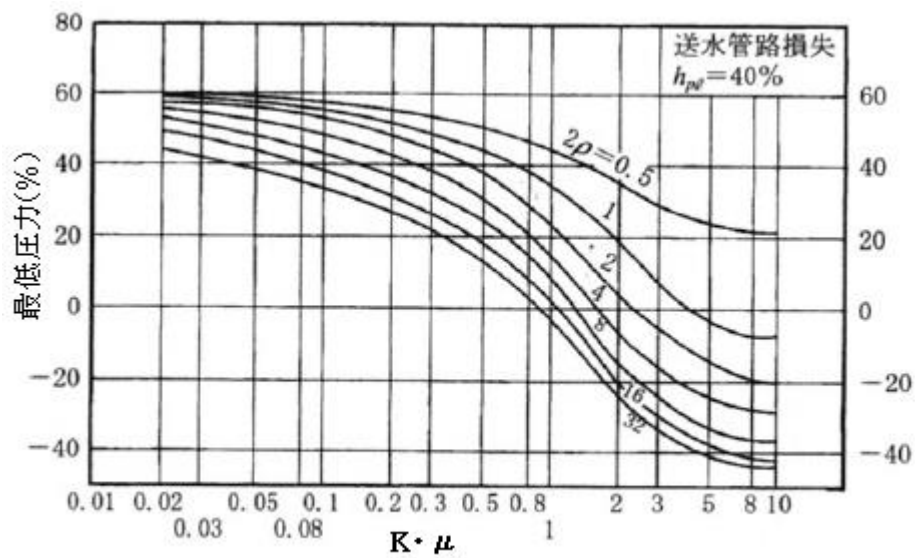


図-8.16(b) $(1/2)L$ 地点の最低圧力(送水管路損失 40%の場合)

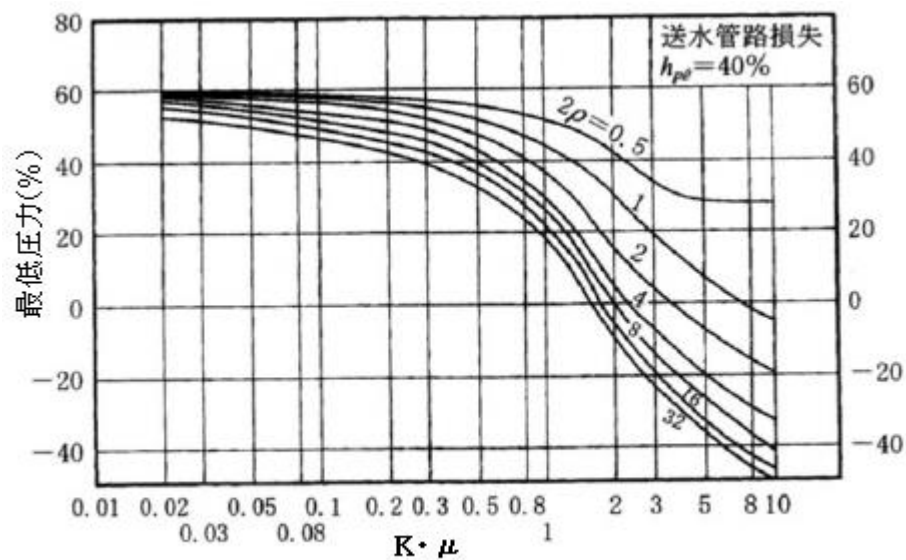


図-8.16(c) $(3/4)L$ 地点の最低圧力(送水管路損失 40%の場合)

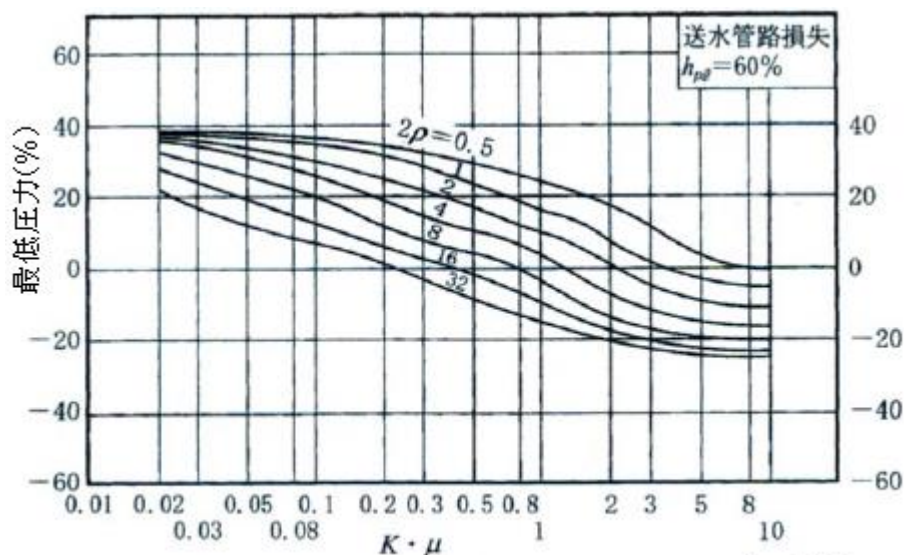


図-8.17(a) ポンプ直後の最低圧力(送水管路損失 60%の場合)

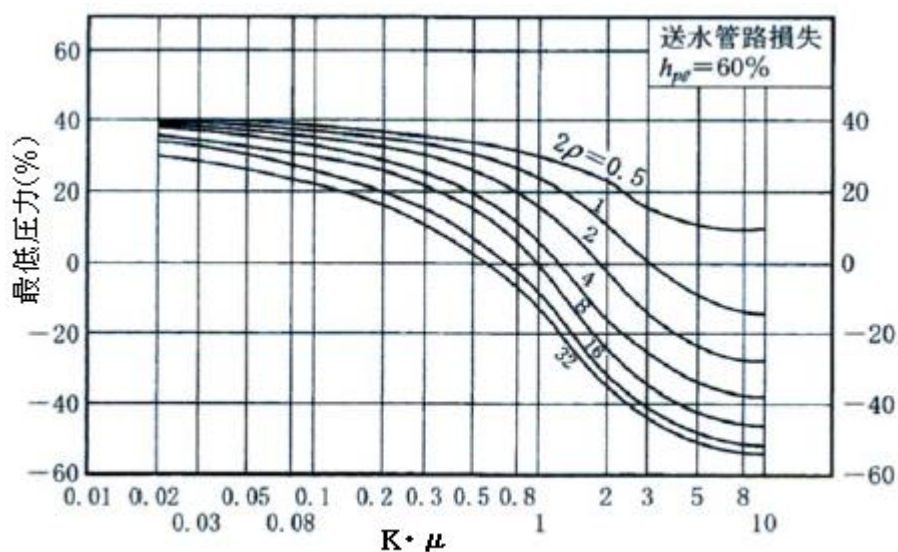


図-8.17(b) (1/2)L地点の最低圧力(送水管路損失 60%の場合)

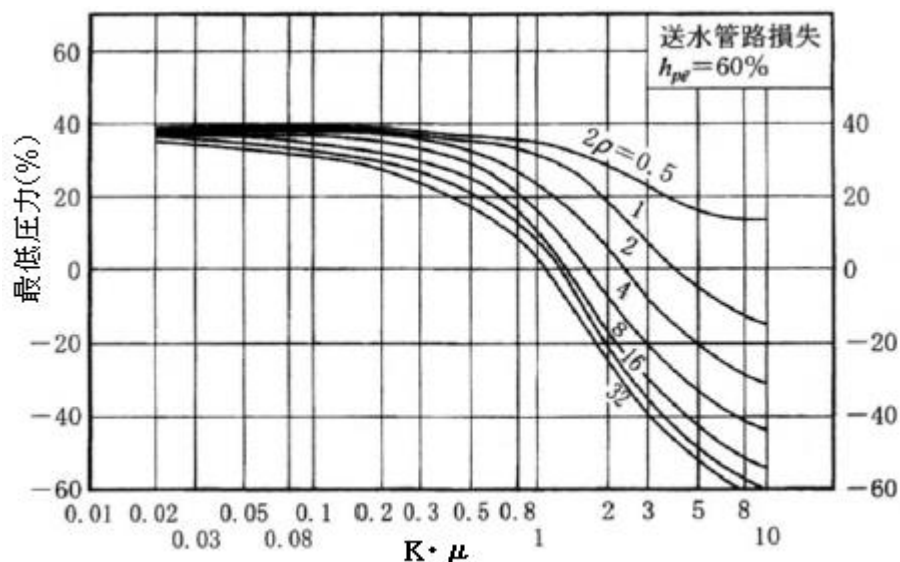


図-8.17(c) (3/4)L地点の最低圧力(送水管路損失 60%の場合)

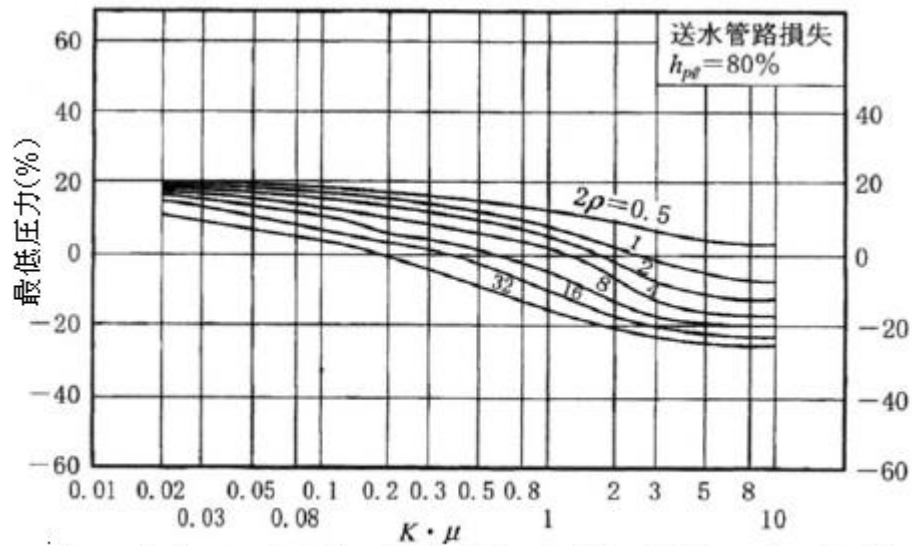


図-8.18(a) ポンプ直後の最低圧力(送水管路損失80%の場合)

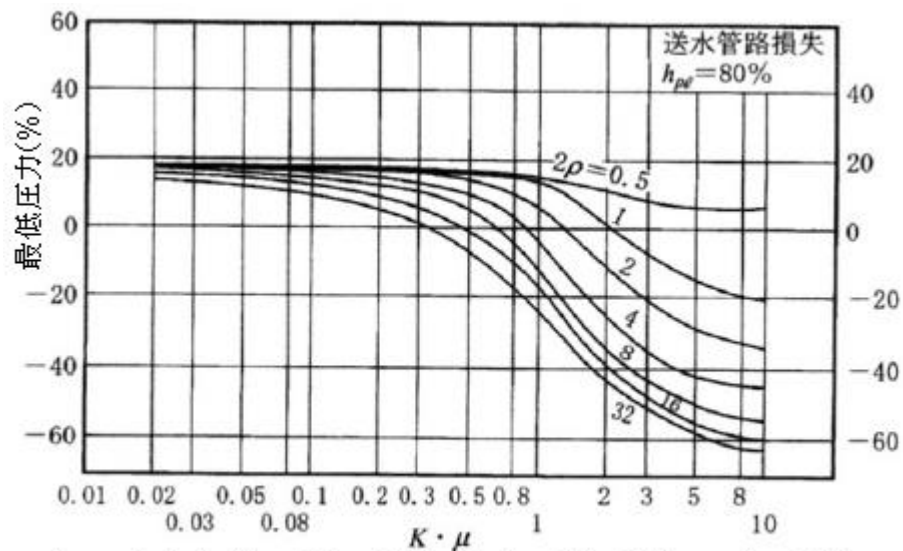


図-8.18(b) $(1/2)L$ 地点の最低圧力(送水管路損失80%の場合)

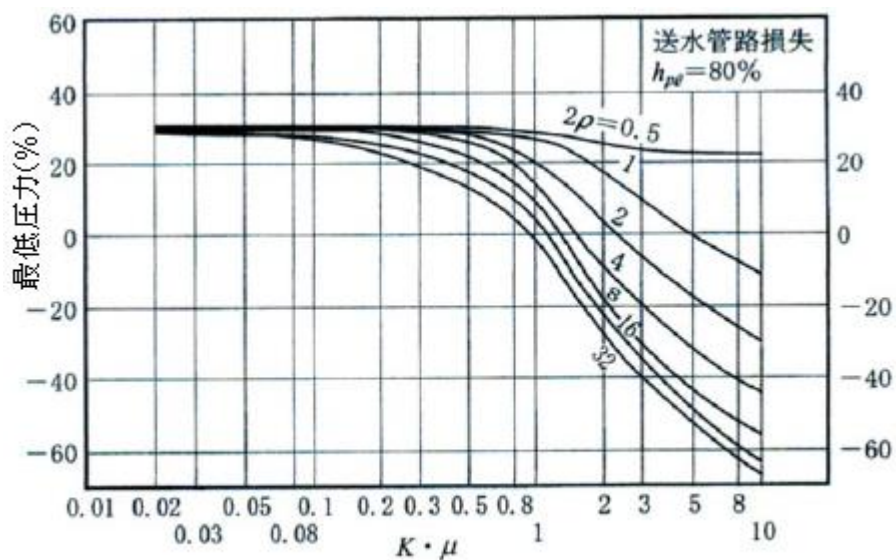


図-8.18(c) $(3/4)L$ 地点の最低圧力(送水管路損失80%の場合)

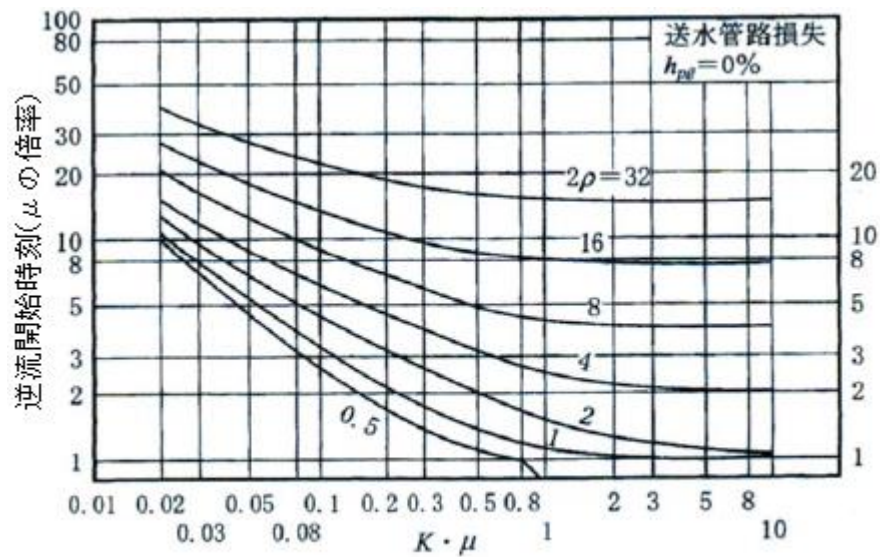


図-8.14(d) 逆流開始時間(送水管損失 0%の場合)

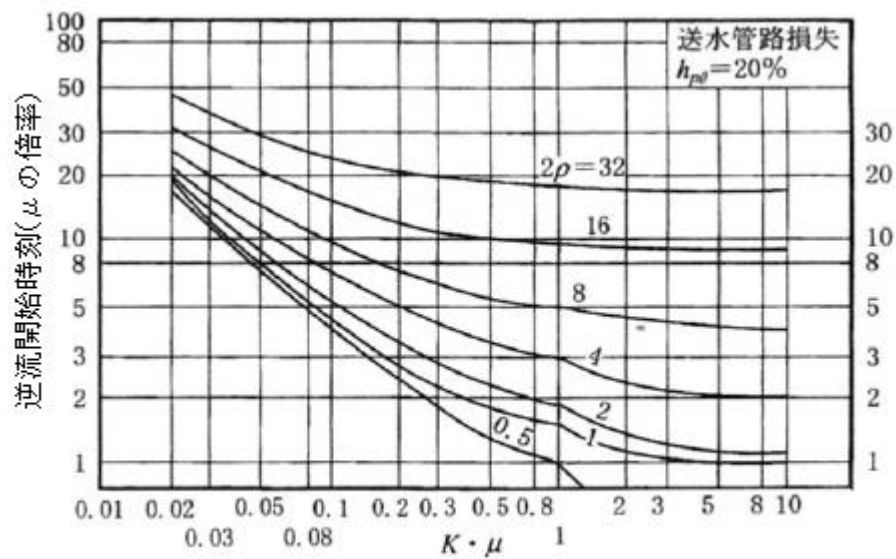


図-8.15(d) 逆流開始時間(送水管損失 20%の場合)

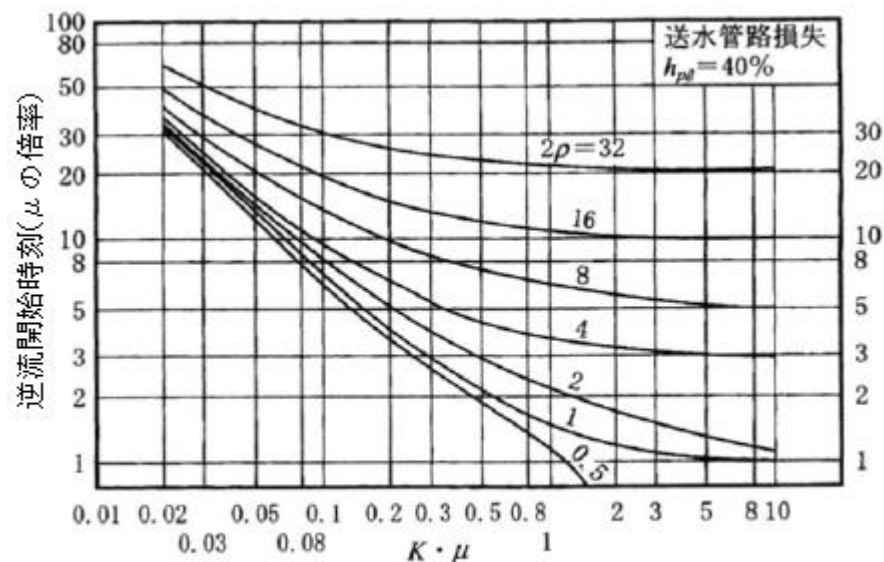


図-8.16(d) 逆流開始時間(送水管損失 40%の場合)

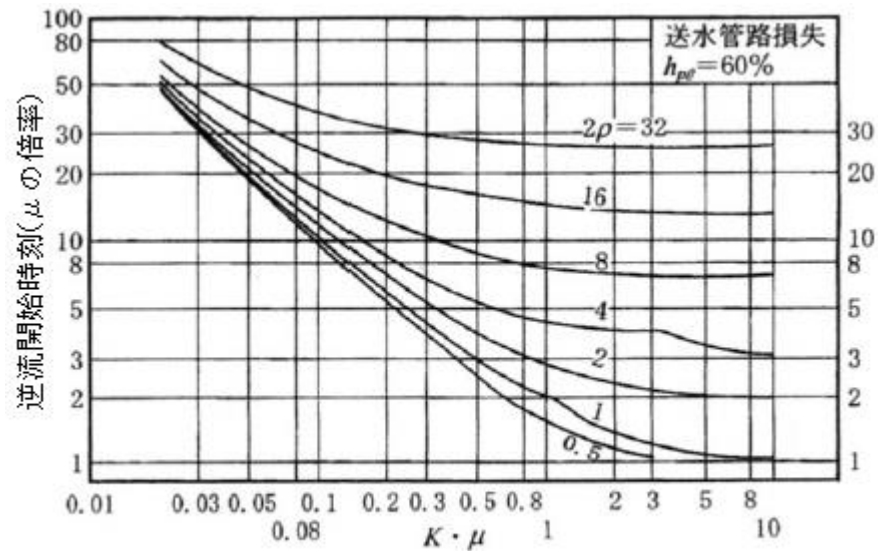


図-8.17(d) 逆流開始時間(送水管損失 60%の場合)

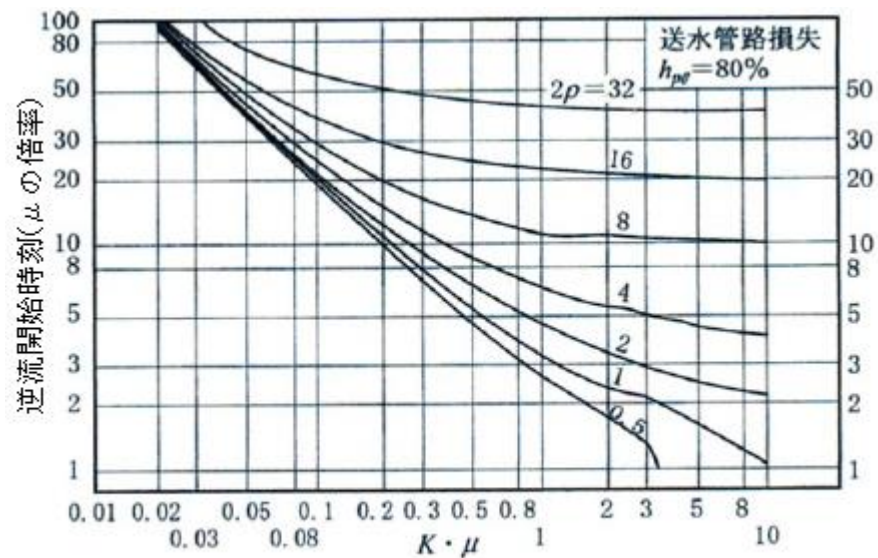


図-8.18(d) 逆流開始時間(送水管損失 80%の場合)

5. 計算例

5.1 単純管路系の水撃作用の計算 (その1)

N 設計基準 第8項の参考1のサンプル計算を以下に示す。

(1) 設計条件

- | | |
|-----------|--|
| ① 計画揚水量 | 120m ³ /min (1台あたり: 60m ³ /min) |
| ② 水位 | 吸込水位 EL 25.00m
吐出し水位 EL 60.00m |
| ③ 実揚程 | 60.00 - 25.00 = <u>35.00m</u> |
| ④ 主ポンプ台数 | 2台 |
| ⑤ 送水管路 | 管径 1,200mm
管路長 <u>1,000m</u>
管種 鋼管 (SS400)
管厚 12mm |
| ⑥ 電源 | 50Hz、6kV、1回線受電 |
| ⑦ 主ポンプ仕様 | 形式 横軸両吸込単段渦巻ポンプ
口径 700mm
吐出し量 60m ³ /min
全揚程 48m
回転速度 730min ⁻¹
ポンプ効率 85.6% |
| ⑧ 台数と運転状態 | 最大並列台数 2台
最大吐出し量 <u>120m³/min</u> ($Q=2.0\text{m}^3/\text{s}$) |
| ⑨ 主原動機の種類 | 形式 巻線形三相誘導電動機
出力 630kW
回転速度 730min ⁻¹ (8P)
周波数 50Hz
電圧 3,000V |
| ⑩ 送水管の縦断図 | 下図(図-8.35-参)のとおりである。 |

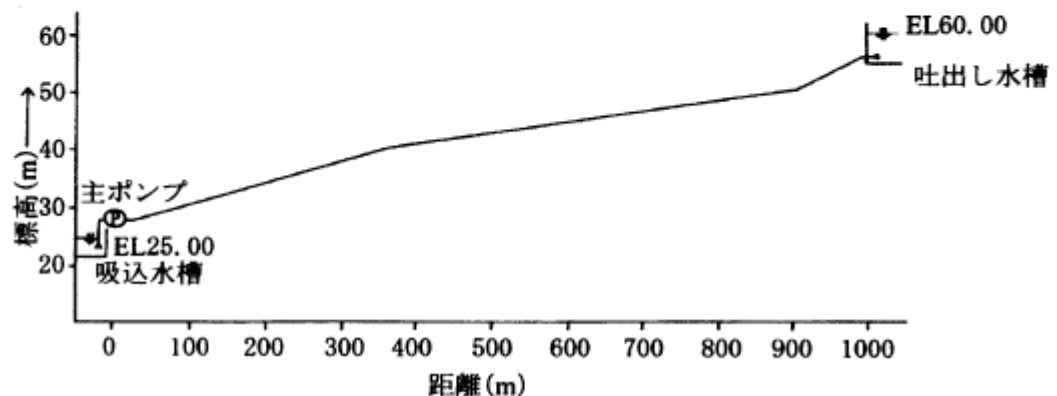


図-8.35-参 送水管路の縦断図

(2) 計算

① 主ポンプ諸数値

運 転 台 数	$n = 2$ 台
主ポンプ吐出し量	$Q_n = 60\text{m}^3/\text{min}$ (1台あたり)
主ポンプ全揚程	$H_n = 48\text{m}$
主ポンプ回転速度	$N_n = 730\text{min}^{-1}$ (8P)
主ポンプ効率	$\eta_n = 0.856$
主ポンプ軸動力	$P_n = 0.163 \cdot Q_n \cdot H_n / \eta_n = 0.163 \times 60 \times 48 / 0.856$ $= 548.4\text{kW}$
主ポンプトルク	$M_n = 9,550 \cdot P_n / N_n = 9,550 \times 548.4 / 730 = 7,174\text{N}\cdot\text{m}$
電動機出力	$P = 630\text{kW}$
主電動機のはずみ車効果	図-8.20-参 から、 $(GD^2)_2 = 1,300\text{N}\cdot\text{m}^2$
主ポンプのはずみ車効果	$(GD^2)_1 \approx (GD^2)_2 \times 0.1 \approx 1,300 \times 0.1 = 130\text{N}\cdot\text{m}^2$
全はずみ車効果	$GD^2 = (GD^2)_1 + (GD^2)_2 = 130 + 1300$ $= 1,430\text{N}\cdot\text{m}^2$

モータのGD²の10%を見込む。

② 主ポンプの慣性係数

$$K = \frac{375 \cdot M_n}{GD^2 \cdot N_n} = \frac{375 \times 7,174}{1,430 \times 730} = 2.58$$

③ 管内流速

$$V_n = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{nQ_n/60}{\frac{\pi}{4} \times 1.2^2} = 1.768 \text{ m/s}$$

④ 圧力波の伝播速度

$$a = (kg/\gamma)^{0.5} / [1 + (k/E)(D/t)C_1]^{0.5} = \frac{(2.03 \times 10^9 \times 9.807 / 9807)^{0.5}}{\left(1 + \frac{2.03 \times 10^9}{2.06 \times 10^{11}} \times \frac{1,200}{12} \times 1\right)^{0.5}} = 1,011.3 \text{ m/s}$$

⑤ 管路定数

$$2\rho = \frac{a \cdot V_n}{g \cdot H_n} = \frac{1,011.3 \times 1.768}{9.8 \times 48} = 3.8$$

⑥ 圧力波の所要往復時間

$$\mu = \frac{2 \cdot L}{a} = \frac{2 \times 1,000}{1,011.3} = 1.98\text{s}$$

⑦ $K \cdot \mu$ 値

$$K \cdot \mu = 2.58 \times 1.98 = 5.11$$

(3) 最低圧力勾配線図の作成

① 送水管路損失%

$$\text{送水管路損失\%} = \frac{H_e}{H_n} \cdot 100 = \frac{48 - 35}{48} \times 100 = 27.1\%$$

図-8.15 (送水管路損失: 20%)と、図-8.16 (送水管路損失: 40%)から読取り、補間法により求める。

② 最低圧力の計算

(i) 図-8.15 及び図-8.16 の(a)、(b)、(c)から、 $2\rho=3.8$ 及び $K \cdot \mu=5.11$ により、 $H\%$ を
読取る。

場所	送水管路損失 20%	送水管路損失 40%	送水管路損失 27.1%
ポンプ直後	-11%	-13%	-11.7%
1/2L 点	-15%	-23%	-17.8%
3/4L 点	-7%	-19%	-11.3%

(ii) 最低圧力

$$\text{ポンプ直後 } H_n \cdot H\% = 48.0 \times (-0.117) = -5.6\text{m}$$

$$1/2L \text{ 点 } 48.0 \times (-0.178) = -8.5\text{m}$$

$$3/4L \text{ 点 } 48.0 \times (-0.113) = -5.4\text{m}$$

これを縦断図に最低吸入水位を基準にプロットし、スムーズな曲線で結ぶと、図-8.36-参
のようになり、送水路のほぼ全域で負圧 10m 以上(最大負圧はポンプ場から650m 付近で
29m) となり、水柱分離を生じ、負圧に対する対策が必要となる。

(4) 最高圧力勾配線図の作成

(3)②(ii) で作成した最低圧力勾配線を、最高吐出し水位を基準に対称に描くと、最高圧力
勾配線図 (図-8.36-参)となる。

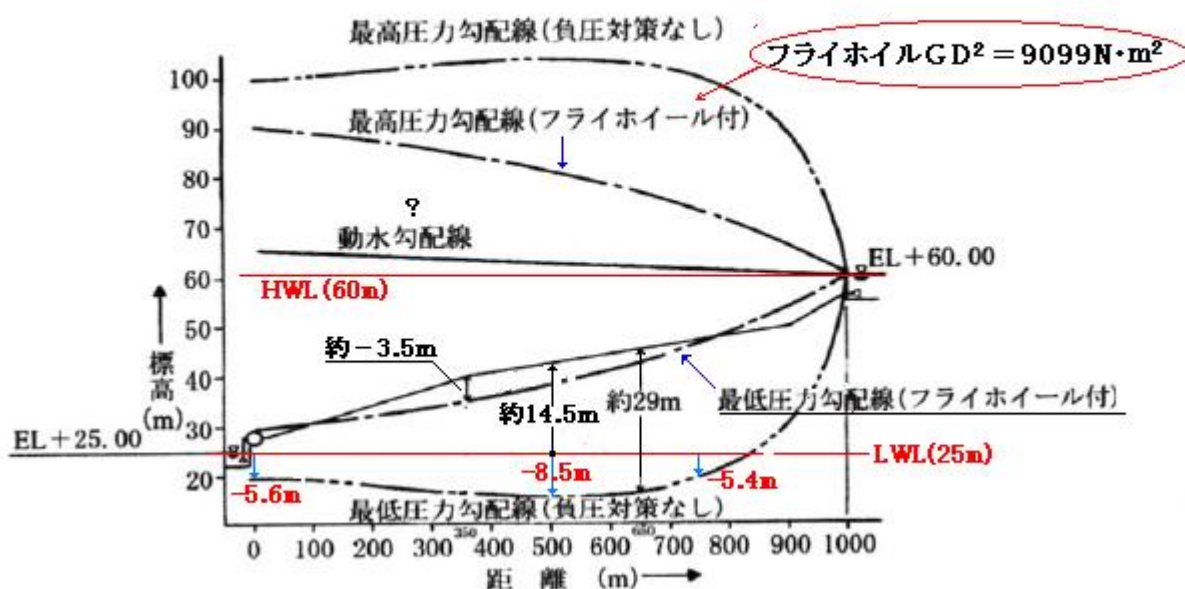


図-8.36-参 送水管路の圧力勾配線

(5) 負圧対策としてフライホイールを設ける場合

① 送水管路内の最低圧力を-5m 以内 ($\phi 1,000\text{mm}$ 以上の場合) に維持するように、
フライホイールを付加するものとする。この場合に、送水管路の500m 付近で、最低
圧力を-3.5m になるようにフライホイールを設計する。そのためには、1/2L 地点
の最低圧力を14.5m にすればよい。

(この辺り判りにくい。要は、図-8.36-参 のように中点位置で $LWL+14.5\text{m}$ にすれば、最大負圧を
($H-Z$)=-3.5m 位の安全圏にもっていけるということ述べたもの) TS作成者メモ

このときの最低圧力の割合は、

$$H \% = \frac{H_{1/2L}}{H_n} \cdot 100 = \frac{14.5}{48} \times 100 \approx 30\%$$

図-8.15(b) (送水管路損失: 20%) と、図-8.16(b) (送水管路損失: 40%) において、 $2\rho = 3.8$ 及び $H \% = 30\%$ により各々 $K \cdot \mu$ 値を読み取り、補間法により送水管路損失 27.1% の $K \cdot \mu$ 値を求める。

	送水管路損失 20%	送水管路損失 40%	送水管路損失 27.1%
$K \cdot \mu$	0.8	0.5	0.7

② 最低圧力の計算

(i) 図-8.15 及び 図-8.16 の (a)、(b)、(c) から $2\rho = 3.8$ と $K \cdot \mu = 0.7$ より $H \%$ を読み取る。

場所	送水管路損失 20%	送水管路損失 40%	送水管路損失 27.1%
ポンプ直後	15%	12%	13.9%
1/2 L 点	35%	24%	31.1%
3/4 L 点	50%	38%	45.7%

(ii) 最低圧力

$$\text{ポンプ直後 } H_n \cdot H \% = 48.0 \times 0.139 = 6.7\text{m}$$

$$1/2 L \text{ 点 } 48.0 \times 0.311 = 14.9\text{m}$$

$$3/4 L \text{ 点 } 48.0 \times 0.457 = 21.9\text{m}$$

これを縦断図に、最低吸込水位を基準に図-8.24、図-8.25 に従ってプロットすると、図-8.36-参のようになり、ポンプ場から 350m 付近で負圧が約 3.5m となり、水柱分離は生じない。

(iii) フライホイールの大きさ算定

$$K \cdot \mu = 0.7 \text{ から } K = \frac{0.7}{\mu} = \frac{0.7}{1.98} = 0.35$$

よって、全はずみ車効果は、式 (8.7) から

$$GD^2 = \frac{375 \cdot M_n}{K \cdot N_n} = \frac{375 \times 7,174}{0.35 \times 730} = 10,529 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

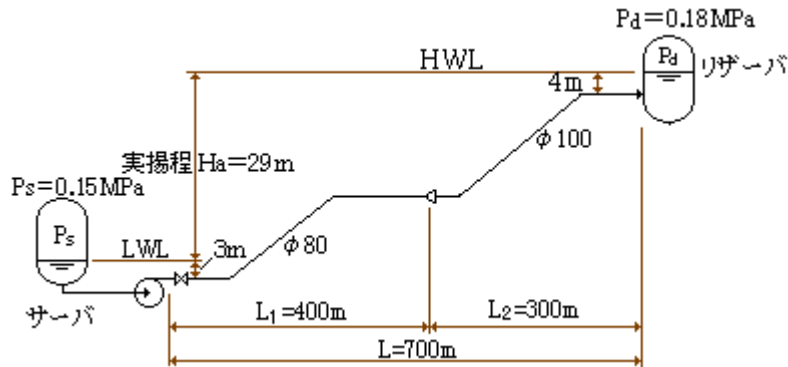
フライホイールのはずみ車効果

$$(GD^2)_3 = GD^2 - (GD^2)_1 - (GD^2)_2 = 10,529 - 130 - 1,300 = 9,099 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

ポンプ設備の規模により付加されるフライホイールの大きさが制限されることもあるので、別途負圧対策を考慮する必要がある。

5.2 単純管路系の水撃作用の計算 (その2)

下図のような密閉タンクをサーバ&リザーバとするポンプ管路についてトリップ時の水撃を予測する。
(この計算例はN設計基準にはない。TS作成者が作成し追加したものである。)



(1) 計算パラメータ

ポンプ関係) ポンプ台数: $n = 1$ 台

吐出流量: $Q_i = 0.5 \text{ m}^3/\text{min}/1 \text{ 台}$

全揚程: $H_n = H_a + H_{dp} + H_{pl} = 29 + 3 + 31 = 63 \text{ m}$

回転数: $N_n = 1500 \text{ min.}^{-1}$

ポンプ効率: $\eta_n = 60\% (= 0.6)$

ポンプ軸動力: $P_n = 0.163 \times Q_n \times H_n / \eta_n = 0.163 \times 0.5 \times 63 / 0.6 = 8.56 \text{ kW}$

ポンプトルク: $M_n = 9550 P_n / N_n = 9550 \times 8.56 / 1500 = 54.5 \text{ N}\cdot\text{m}$

各 GD^2 値: ポンプ 0.3、モータ 3、フライホイール 6 ($\text{N}\cdot\text{m}^2$)

全 GD^2 値: $GD^2 = 0.3 + 3 + 6 = 9.3 \text{ N}\cdot\text{m}^2$

管路関係) 区間番号: $i = 1, 2$

管路流量: $Q = n Q_n = 1 \times 0.5 = 0.5 \text{ m}^3/\text{min.} (0.00833 \text{ m}^3/\text{s})$

区間内径: $D_1 = 80 \text{ mm}$ 、 $D_2 = 100 \text{ mm}$ (略値)

区間肉厚: $t_1 = 6 \text{ mm}$ 、 $t_2 = 6 \text{ mm}$ (略値)

区間長さ: $L_1 = 400 \text{ m}$ 、 $L_2 = 300 \text{ m}$

全管路長: $L = 400 + 300 = 700 \text{ m}$

区間流速: $V_1 = Q / (\pi D^2 / 4) = 0.00833 / (0.7854 \times 0.08^2) = 1.658 \text{ m/s}$

$V_2 = Q / (\pi D^2 / 4) = 0.00833 / (0.7854 \times 0.1^2) = 1.06 \text{ m/s}$

平均流速: $V = \sum L_i V_i / L_i = (400 \times 1.658 + 300 \times 1.06) / 700 = 1.402 \text{ m/s}$

実揚程: $H_a = 29 \text{ m}$

両端圧力水頭差: $H_{dp} = (P_d - P_s) / \gamma = 0.03 \times 10^6 / 9807 = 3 \text{ m}$

管路損失水頭: $H_{pl} = \text{吐出弁 } 10 \text{ m} + \text{管部分 } 21 \text{ m} = 31 \text{ m}$

物性関係) 管材質: 炭素鋼鋼管

管材の縦弾性係数: $2.06 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

流体の体積弾性係数: $2.03 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ (水溶液)

流体の密度: 9807 N/m^2

区間圧力波伝播速度: $a_1 = 1425 / \{1 + (2.03 \times 10^9 / 2.06 \times 10^{11})(80/6) \times 1\}^{0.5} = 1340 \text{ m/s}$

$a_2 = 1425 / \{1 + (2.03 \times 10^9 / 2.06 \times 10^{11})(100/6) \times 1\}^{0.5} = 1321 \text{ m/s}$

平均圧力波伝播速度: $a = \sum L_i / \sum (L_i / a_i) = 700 / (400 / 1340 + 300 / 1321) = 1331 \text{ m/s}$

飽和蒸気圧水頭: 0.3 m (abs.)

(2) 計算図表の読み取り

図表パラメータ) $K = 375M_n / \{GD^2 \cdot N_n\} = 375 \times 54.5 / \{9.3 \times 1500\} = 1.465$

$$\mu = 2L/a = 2 \times 700 / 1331 = 1.052 \text{ s}$$

$$K\mu = 1.465 \times 1.052 = 1.54$$

$$2\rho = aV_n / (gH_n) = 1331 \times 1.402 / (9.807 \times 63) = 3.0$$

$$H_{pl} = (H_{pl}/H_n) \times 100 = (31/63) \times 100 = 49.2 \rightarrow 50\%$$

図 - 8.16($H_{pl}=40\%$)と 図 - 8.17($H_{pl}=60\%$)から $H_n\%$ を読み取り内挿すると、

	送水管路圧損 40%	送水管路圧損 60%	送水管路圧損 50%
ポンプ直後	0.5 %	-0.1 %	0.2 %
(1/2)L 地点	6.3 %	-2.1 %	2.1 %
(3/4)L 地点	19.0 %	7.3 %	13.2 %

よって、最低圧力 H は次のようになる(但し絶対圧表示)。

$$H_0 = 0.002 \times 63 + 0.15 \times 10^6 / 9807 = -0.1 + 15.3 = 15.2 \text{ m、}$$

$$H_{(1/2)L} = 0.021 \times 63 + 15.3 = 16.6 \text{ m、}$$

$$H_{(3/4)L} = 0.132 \times 63 + 15.3 = 23.6 \text{ m}$$

$$H_L = H_n - H_{pl} = (63 - 31) + 15.3 = 47.3 \text{ m}$$

(3) 位置水頭 Z を考慮すると、圧力降下時の水撃圧力水頭 H_{wh} は次のようになる。

$$\text{ポンプ直後 : } H_{wh} = 15.2 - (-3) = 18.2 \text{ m}$$

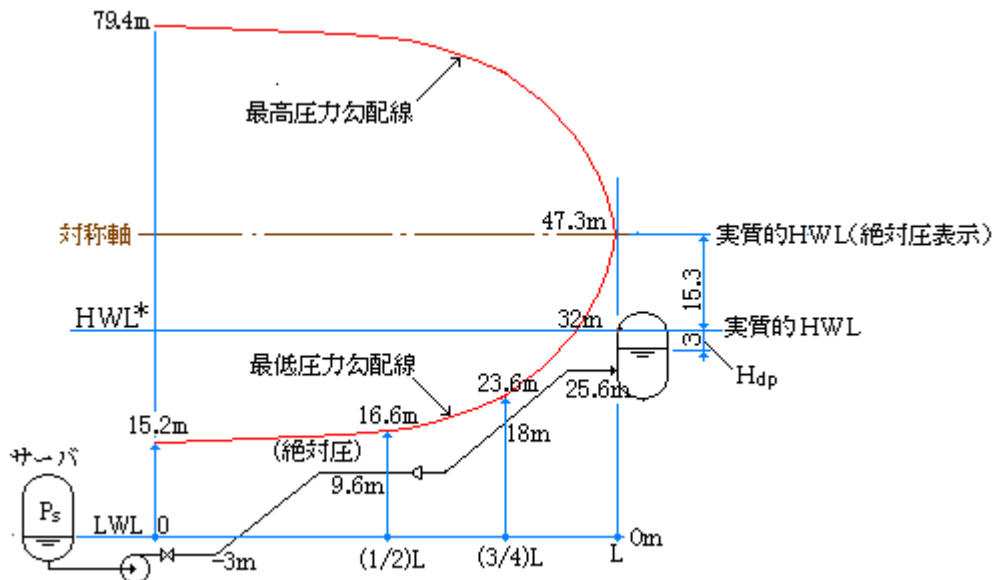
$$(1/2)L \text{ 地点 : } H_{wh} = 16.6 - 9.6 = 7.0 \text{ m}$$

$$(3/4)L \text{ 地点 : } H_{wh} = 23.6 - 18 = 5.6 \text{ m}$$

$$L \text{ 地点(終点) : } H_{wh} = 47.3 - 25.6 = 21.7 \text{ m}$$

いずれも飽和蒸気圧水頭 0.3m(abs)以上なので、水柱分離は起きない。

下図に最低圧力勾配線/最高圧力勾配線をプロットする。HWL*は、実際の HWL に $H_{dp}=3\text{m}$ を上乗せしている(実質的な HWL であるため)。両勾配線の対称軸は HWL* を絶対圧表示したもので 47.3m 高さになる。最高圧力はポンプ直後で $H = 47.3 + (47.3 - 15.2) = 79.4\text{m}$ 、ここで $Z = -3\text{m}$ であるので、圧力上昇時の水撃圧力 H_{wh} は 82.4m(絶対圧表示)となる。



(4) 逆流開始時刻は、図-8.16(d)、図-8.17(d)より、 $H_{pl}=40\%$ に対し 2.6μ 、 $H_{pl}=60\%$ に対し 3.5μ であるから、本ケース($H_{pl}=50\%$)では $3.05\mu = 3.05 \times 1.052 = 3.2\text{sec}$ になる。

6. 簡易計算法の運用などについて

(1) ポンプ管路の水撃計算は次の3つの連立式を解くことである。

$$\text{慣性方程式： } n_a - n_b = K(m_a + m_b) \Delta t \quad \text{トリップ後のポンプ回転変化}$$

$$\text{ポンプ特性： } n = G_1(h_{pz}, q_z), \quad m = G_2(h_{pz}, q_z) \quad \text{ポンプの固有運動特性}$$

$$\text{水撃式： } h_z = h_0 + 2\rho(q_z - q_0) \quad \text{管路の圧力変化と伝播}$$

ここで n = 回転数比、 m = トルク比、 h = 圧力水頭、 q = 流量、 K = 慣性係数、 ρ = 管路定数、

詳細はテキスト⁶⁾に譲るとして、要は、ポンプ特性線図上に予想される水撃式($h-q$ の関係)を書き込んで得られる(n, m)が慣性方程式を満たすように調整して(h, q)の変化を追跡するもの。

Parmakian は図式解法を使い広範囲な摩擦無しポンプ管路に対しこの水撃計算を実施して計算図表を作成したが、その後ポンプメーカーを中心に、この計算図表は長距離の摩擦損失を考慮した管路に拡張された。この拡張計算図表を使用した簡易的な水撃計算法がいわゆる修正 Parmakian 法であり、それを更に拡張したのが N 設計基準の簡易計算法ということになる。

(2) 計算図表を理解するには、その背景を追うのがよいが、多分迷路に入ってしまうので、式の形から計算図表の傾向を考察してみる。2つの図表パラメータ($K\mu, 2\rho$)を変形すると次のようになる。

$$\begin{aligned} K\mu &= \{375M_n/(GD^2N_n)\}(2L/a) = \{375(9550P_n/N_n)/(GD^2N_n)\}(2L/a) \\ &= [375\{9550(0.163Q_nH_n/\eta_n)/N_n\}/(GD^2N_n)](2L/a) = 1.167 \times 10^6 / (GD^2 \eta_{na}) \{Q_nH_nL/(N_n^2)\} \\ 2\rho &= aV_n/(gH_n) = (a/Ag)(Q_n/H_n) \end{aligned}$$

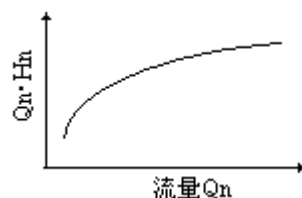
計算図表では、 $K\mu$ が大きくなるほど、 2ρ が大きくなるほど、 $H\%$ は低下する(圧力降下が著しい)。変形後の $K\mu$ と 2ρ をみるに、

- ① 管路長 L が長くなるほど、 $K\mu$ が大きくなって $H\%$ は低下する。
- ② ポンプの GD^2 値や回転数 N_n が低いほど、 $K\mu$ が大きくなって $H\%$ は低下する。
- ③ 伝播速度 a が大きいほど 2ρ は大きくなるが、 $K\mu$ は小さくなり $H\%$ への影響が鮮明でない。
- ④ (Q_nH_n) と (Q_n/H_n) が大きくなるほど、 $K\mu$ ないし 2ρ が大きくなって $H\%$ が低下する。

①については、管長 L が長くなると管路端から帰ってくる正の圧力波の干渉が遅れて負の圧力波がそのまま維持され $H\%$ が低下するので、然りである。

②については、 GD^2 や N_n が小さいとポンプ慣性が薄弱で流量が急減し $H\%$ が低下するので、然り。一方、④については、次のように考えられる。

通常、ポンプ特性曲線上は Q_n が大きくなると H_n は低下するから、 (Q_n/H_n) については流量 Q_n が大きければ、自ずと $H\%$ は低下する。また (Q_nH_n) については、通常の遠心ポンプの場合、下図のように Q_n が大きくなるほど、 (Q_nH_n) は大きくなって $H\%$ は低下する傾向がある。



なお、最低圧力水頭 H は $H = H\% \times H_n$ で与えられるが、 H_n が小さいほど H は小さくなるので、同様に Q_n が小さいほど H は低下することになる。以上を総括すれば、

Q_n が大きくなるほど、圧力降下が著しい

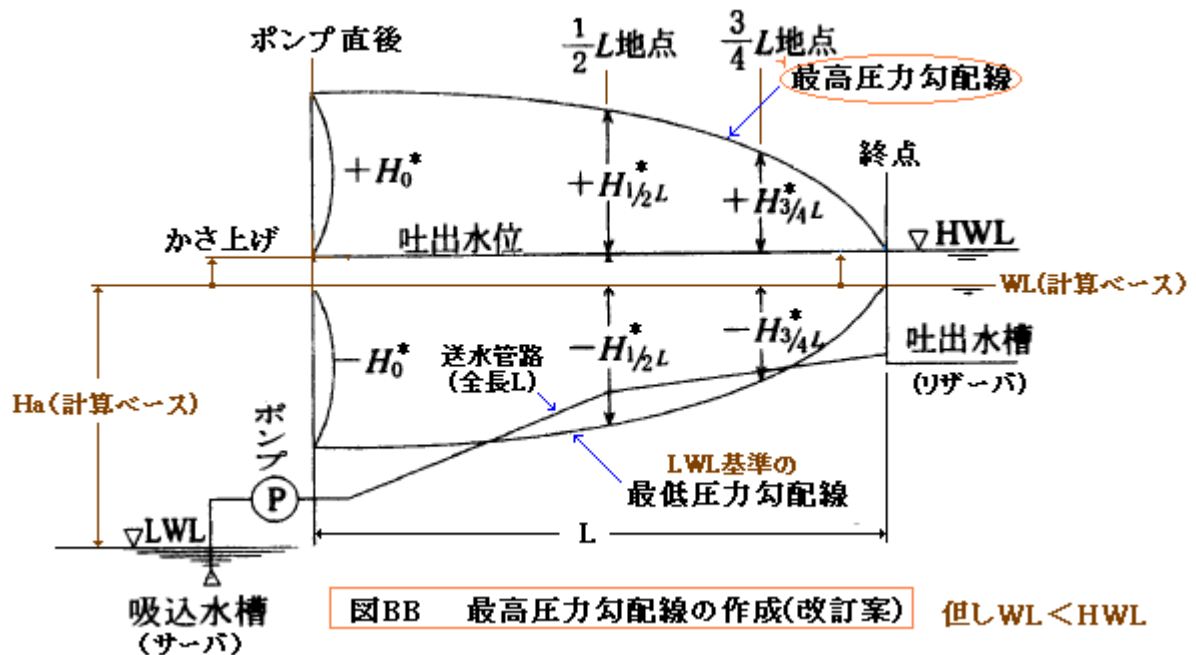
ということになる。これは Q_n が大きいと流速変化が大きくなり水撃ポテンシャルが増すので当然の傾向と云える。

- (3) 以上の傾向は簡易計算/解析計算の如何によらずポンプトリップで見られる一般的な傾向であるから、距離の管路(パイプライン)や、何らかの事情で GD^2 値や回転数が低いポンプ系では、設備の重要度によらずトリップ計算を実施するのがよい。

また、ポンプ管路の運転にバリエーションがあり種々の運転条件が存在する場合は、吐出流量 Q_n が最大になるケースを選んで、計算条件にするのがよいと思われる(検討要)。

なおその場合、サーバの水位状態は、N 設計基準の図-8.24 や図-8.25 に表示されているように、最低水位 LWL に設定すべきである。何故なら、 LWL を零レベルにしてプロットされた最低圧力勾配線は、管路プロファイル(L-Z 曲線)に対して低めに引かれるため、負圧領域を広めに設定することになり、水柱分離の発生を安全側に見積もることになるからである。

然るに図-8.25 は? とと思われる。HWL と LWL の差は実揚程 H_a になり、これに管路圧損 H_{pl} を加算して得られる全揚程 H_n は必ずしも最大の Q_n に対する H_n と同一になるとは限らず、その対称をとって引かれた最高圧力勾配線には安全裕度であるとは云えないと思う。図-8.25 の対称軸をかさ上げして、下図のように最高圧力勾配をプロットした方がいいのではないか?



- (4) 2項の(1)に述べたように、何故かN設計基準の簡易計算モデルにはポンプ出口に吐出弁が付いていない。ここでは、吐出弁があつてそれが絞られている場合にどう扱えばいいのか考えてみる。

修正 Parmakian 法は管路圧損を考慮したもので、何らかの方法で摩擦圧損を処理しているが、その場合、管路に沿って圧損が均等に分布していると仮定しているような気配がある(N設計基準の場合も

同じと思う)。然るに実際のポンプ管路では、設備の不確かさの埋め合わせや流量の調整など、諸般の理由から、吐出弁がかなり絞られて大きな圧損を抱えて運転されていることが多い。この場合、均等な圧損分布の仮定が崩れているので、簡易計算法による圧力降下が実際から逸脱する恐れがある。この場合、再度コンピュータ処理を行って計算図表をリファインするのはとても無理である。そこで TS 作成者の直観で恐縮だが、吐出弁そのものをポンプに含めてしまい、全揚程を

$$H_n = H_a + H_{pl} \rightarrow H_n = H_a + H_{pl} - H_{vl} \quad (\text{ここで } H_{vl} = \text{弁通過圧損})$$

に変更して簡易計算法を適用すればどうか(?)と思われる。この変更案を、前項 5.2 の計算例に適用して比較してみると、略々以下ようになった。なお弁通過圧損 H_{vl} は 10m とした。

	均等圧損分布ケース	変更案
ポンプ直後	H = 15.2m	H = 15.9m
(1/2)L 地点	16.6m	18.2m
(3/4)L 地点	23.6m	24.8m

変更案の方が多少、最低圧力が高くなるが、**実質的な差異は殆どない**($H_{vl} = 10\text{m}$ は全揚程 63m の約 16% 程度で、低すぎるのかも知れないが…)。

この問題は、水撃解析を幾つか行って比較する以外に決着の手立てはないようだ。N 設計圧力基準には“均等分布圧損”を計算条件にしている気配はないので、多分、実際からの有意な逸脱はないと見ているかも知れないが、何か懸念が残る(今後の課題としておきたい)。暫定的ながら下記を提案する。

“弁通過圧損 H_{vl} が非常に大きくなる時(例えば H_n の 1/4 以上)は、簡易計算結果は参考扱い”

- (5) 通常のポンプ管路ではポンプ出口に逆止弁が設けられている。この場合、補足説明(*1)で示したように、ポンプ直後の圧力降下(最低圧力)は吐出弁無しの場合と殆ど変わらないが、それに続く圧力上昇は逆止弁の閉じ遅れの加減で大きく変わる。閉じ遅れた弁が急閉することで、どれだけ圧力上昇するのか簡単には予測できない。しかし最大圧力降下量が、常に最大圧力上昇量を上回るとすれば、

$$| \text{最大圧力降下量} | = | \text{最大圧力上昇量} |$$

として最高圧力をプロットすれば安全側である。この見積りは閉じ遅れ零の場合に成立する可能性がある。しかし補足説明(*1)からわかるように、多少の閉じ遅れがあるとこの見積りは破綻する。この問題は水撃解析スタディで詰める必要があるが、コストがかかる。暫定的に以下の結論としたい。

N 設計基準の簡易計算法による最高圧力勾配線のプロットは次の場合に可とする。

- ① 出口弁無しか、トリップ時に弁の閉作動無しの場合(逆流容認)
- ② 閉じ遅れ対策を施した実績のある逆止弁が付けられる場合
- ③ 圧力上昇防止のため閉じ時間を設定したノンリターン弁が付けられる場合

もちろん③のケースでは、大抵の場合、水撃解析で設定を決めるので簡易計算は無意味になる。

- (6) N 設計基準の計算図表にはどういうわけか、 $H_{pl}100\%$ のデータがない。実揚程が零のケースもあり得るので、修正 Parmakian 法で使用されていた計算図表を転用すればどうかと思う。下記に文献(1)の図表を転記する。この場合、縦軸は $\{(H_n - H)/H_n\} \times 100\%$ で表示されているので、次のように変換して扱う必要がある。

$$H\% = 100H/H_n = 100 - \text{読み取り値}(\%)$$

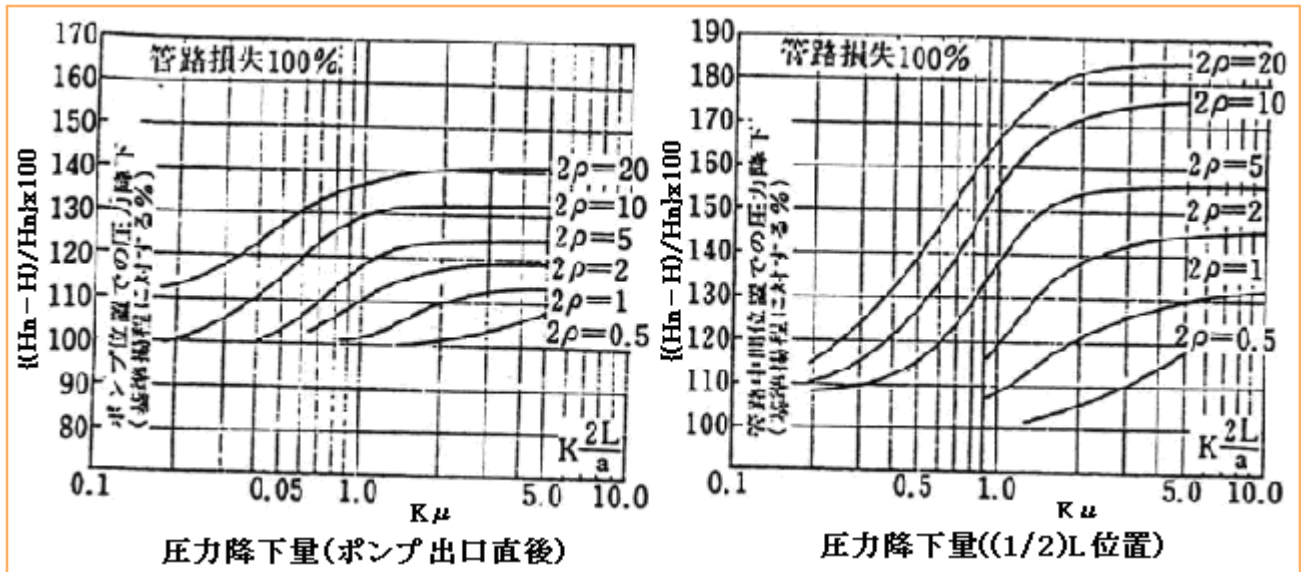
また、横軸の $K\mu$ は次式による。

$$K=187.5M_n/(GD^2N_n)、\mu=2L/a \quad (\mu \text{ は } N \text{ 設計基準に同じ})$$

ここで、 M_n =ポンプトルク(kg·m)(=974 P_n/N_n)、 P_n =ポンプ軸動力(kW)、

N_n =ポンプ回転数(min^{-1})、 GD^2 =全体慣性(kg·m²)

なお K は単位や係数などが、 N 設計基準のそれと異なるので注意する。



- (7) N 設計基準では、計算法自体の運用について“上記までの最低及び最高圧力勾配線は送水管路内圧力の概略値を求める方法を示したもので、送水管の詳細設計を行う場合には実際の主ポンプ特性、更には送水管路の境界条件を入れてコンピュータなどを利用して正確に圧力変動を求めることが望ましい”としている。これは簡易計算法が設計に先立つプレ的な検討手段として使用されることを、暗に要求するものである。簡易法を適用して検討する場合はこの辺を認識して掛かるべきである。

[実際には、簡易法はコンピュータ解析の要否を見極めるために使用され、例えば水柱分離の可能性がないときは、そのまま水撃計算書として提出されているのではないかと思う。]

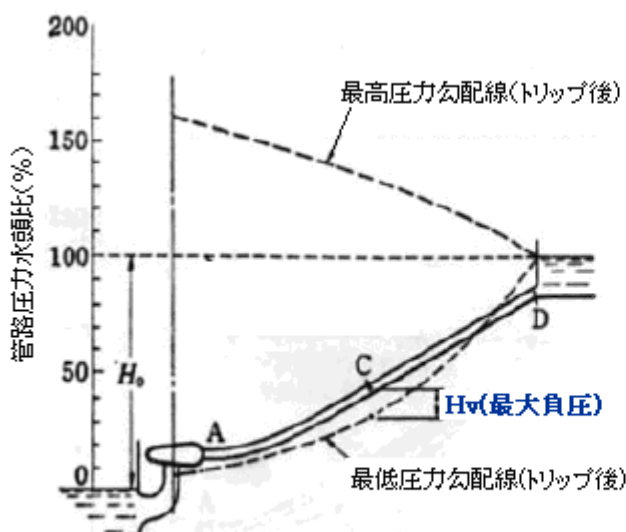
- (8) 通念では簡易計算は、解析計算に比べ安全裕度が持たされている。同一条件で、 N 設計基準による簡易計算とコンピュータによる水撃解析を行い比較したところ、簡易計算の方が 10m 程度、最低圧力が低くなった。まだ 1 例だけの比較なので、結論を出すわけにはいかないが、**多分に簡易計算法には過大な安全裕度が含まれている気配が濃厚である**。水撃解析との比較を更に進めたい。

【 補 足 説 明 】

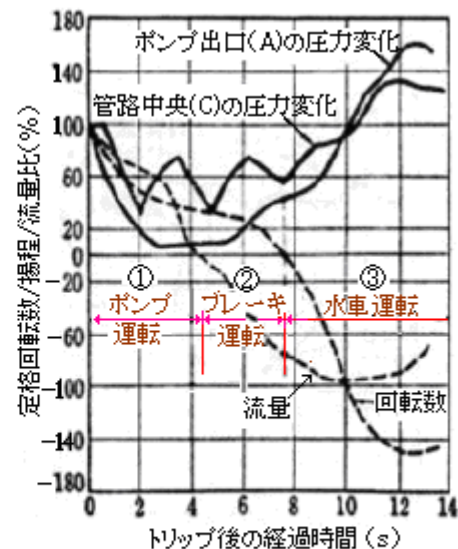
(*1) ポンプトリップ現象について。ポンプ管路の運転では、停電や誤動作によって瞬時、駆動力が喪失する可能性がある。そういう状態では流量変化とともに吐出し圧力の急激な変化が起きる。即ちポンプトリップはポンプ運転で最大のイベントになる。

ポンプトリップ現象は、ポンプ吐出口の吐出弁の存在でその様相が違って来る。下図は、吐出弁がない場合(あっても開のまま)を示している。この場合、テキストによれば⁽²⁾、変化は下記①②③のステップをとる。

- ①ポンプ運転：停電後ポンプの回転を維持するのは、モーター、羽根などの回転体の慣性エネルギーのみで、これは吐出量/吐出圧力を維持するに要するエネルギーには満たないため、ポンプ回転数は急激に低下する。この回転数低下でポンプ圧力は低下しこれに流速の急減少に伴う圧力降下(負の水撃圧)が加わって吐出圧力の低下は著しくなるが、この状態でもポンプはまだ**正転正流域**にある。図A-2の管路中央Cでは圧力の山谷が見られるが、これはリザーバからの水撃圧力波が正の反射波として通過したことを示している。
- ②ブレーキ運転：吐出圧力の低下があるところまでくると、水槽(リザーバ)側の圧力に打ち勝てずポンプは正転であるにも係わらず、流れは逆流し始める、即ち**正転逆流域**に入る。この時点では吐出側の水撃による負の圧力波は、リザーバで反射して正の圧力波になってポンプ入口に到達するようになるので、管路入口(A)で圧力が回復(上昇)し始める。更に逆流が進むと、遂に回転数は零に達する。
- ③水車運転：ポンプが逆転域に入り水車で云う無拘束速度に近づくと逆流量はピークに達し、**逆転逆流域**に入る。更にポンプの逆転速度が増加すると拘束が戻り、逆流量はかえって減少し(丁度、弁が閉じられる過程で生じる圧力上昇のように)圧力上昇が大きくなる。その後で、ポンプ回転数は無負荷の水車としての安定状態、即ち無拘束速度に至る。



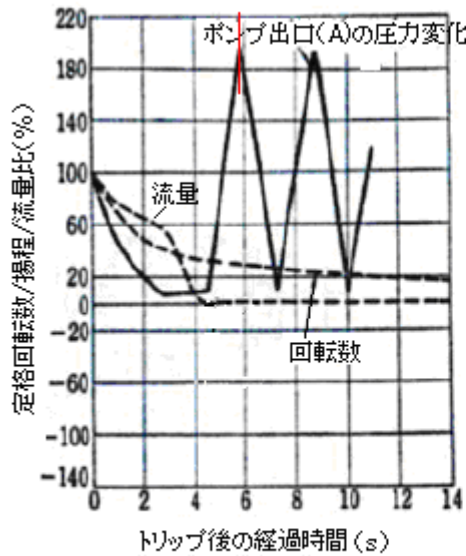
図A-1
管路プロフィール(逆止弁なしの場合)



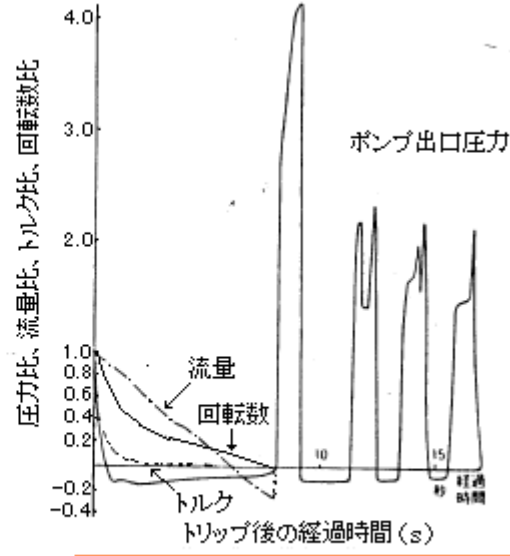
図A-2
トリップ後の過渡変化(逆止弁なしの場合)

実際には、ポンプトリップの際に吐出弁を開けたままの運転は少なく、逆止弁があるいはトリップの際に自動的に閉じられるノンリターン弁を設けて有害な逆流状態を回避するようになっている。逆止弁

付きポンプの場合に生じる変化を下図に示す。図 B - 1 では逆止弁がタイミングよく閉じて逆流は全くなく、圧力上昇は定常圧力の 1.9 倍程度になる。図 B - 2 は逆止弁に閉じ遅れがあつて、かなり逆流があつて圧力上昇は定常圧力の 4.2 倍になっている。多分、4.2 倍は極端な例ではないかと思われるが、相当なインパクトがある。そのため閉じ遅れ対策を施した逆止弁がよく使用されている。またノンリターン弁使用ではうまく閉止時間を設定して、圧力上昇を水圧試験圧力以下に抑えることができる。

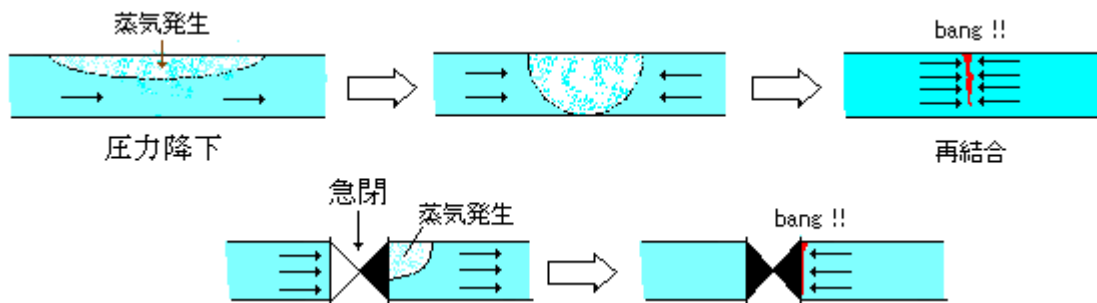


図B-1 トリップ後の過渡変化(逆止弁あり)
[文献(2)抜粋]



図B-2 トリップ後の過渡変化(逆止弁あり)
[文献(4)抜粋]

(*2) 水柱分離について。過渡的な圧力降下の際に、管路のどこかで負圧が大きくなり水の飽和蒸気圧に達すると、その部分の水が局部的に気化し空洞(Cavity)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て圧力が戻ると凝縮を伴って空洞の対面側の水塊に衝突して衝撃圧を生じる現象を再結合と呼ぶ。



(*3) 管路の拘束条件による係数 C_1 については、下記のようなデータがある。

	係数 C_1	
	$D_i/t_i \geq 25$ (薄肉)	$D_i/t_i < 25$ (厚肉)
上流端のみで支持で、残り軸フリー	$1 - \nu / 2$	$(2t_i/D_i)(1 + \nu) + (1 - \nu / 2) \{D_i/(D_i + t_i)\}$
全長にわたって軸方向の動きの拘束	$1 - \nu^2$	$(2t_i/D_i)(1 + \nu) + (1 - \nu^2) \{D_i/(D_i + t_i)\}$
全長固定だが固定間に伸縮継手設置	1	$(2t_i/D_i)(1 + \nu) + \{D_i/(D_i + t_i)\}$
円形トンネル(剛な管路)	$(2t_i/D_i)(1 + \nu) (E_i/E_R)$	~
ライニングした円形トンネル	$2E_i t_i / (E_R D_i + 2E_i t_i)$	~

(注) ν = ポアソン比、 E_R = トンネル部分のヤング率

(*4) グラフの補間方法に関連し計算図表の読み取り方と最低勾配線のプロット方法について述べる。

まず計算図表の読み取り方について。計算図表の一部をピックアップすると下図左のようになる。横軸は $K\mu$ を示しており対数で表示され、縦軸は $H\%$ を示しており通常の代数軸で表示されている。図中の曲線は管路定数 2ρ の各値について引かれている。縦軸の $H\%$ を読み取るうえで、

- ・対数軸の目盛がおおまかで、 $K\mu$ 値が目盛にフィットすることが少ない、また
- ・各 2ρ 曲線は対数的に増減しており表示された 2ρ 曲線間にある 2ρ 曲線が設定しにくいという難点がある。これを解消するため、次のステップで $H\%$ を読み取る。なお対象とする $K\mu$ と 2ρ は計算されているものとする。

- ① 横軸目盛 $X_1 \sim X_2$ に $K\mu$ 値がくる場合を考え、 $X_1 \sim X_2$ のスパン W_s (実寸) を読取る。
- ② 次の式からスパン W を算定する。

$$W = W_s(\log X - \log X_1) / (\log X_2 - \log X_1)$$

ここで W = 目盛 $X_1 \sim X$ のスパン(実寸)、 X_1, X_2 = 隣接する目盛表示、 X = 対象 $K\mu$ 値、

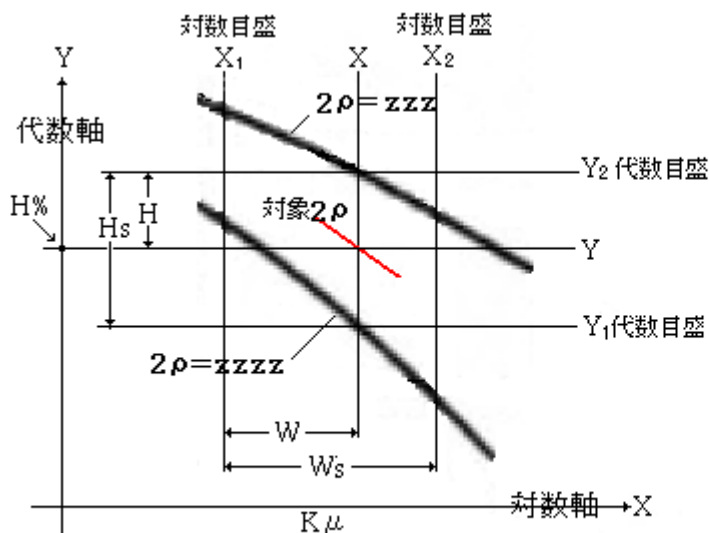
- ③ スパン W をとって縦線 X を引き、その線と前後する2つの 2ρ 曲線との交点を Y_1 、 Y_2 として、 $Y_1 \sim Y_2$ のスパン H_s (目盛寸法) を読取る。
- ④ 次の式からスパン H を算定する。

$$H = H_s(\log Y - \log Y_2) / (\log Y_1 - \log Y_2)$$

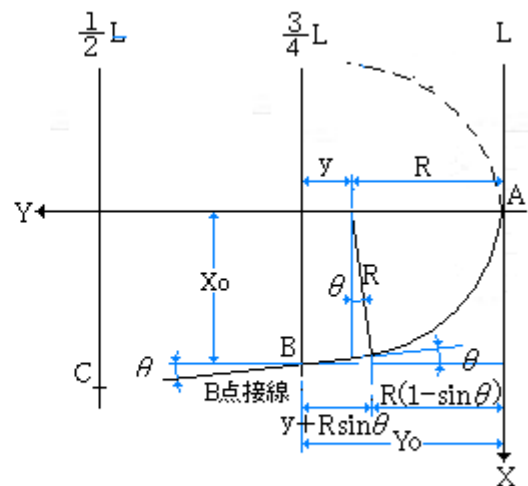
ここで H = 目盛 $Y_1 \sim Y$ のスパン(目盛寸法)、 Y_1 = 下の 2ρ 曲線の表示値(=zzzz)、

Y_2 = 上の 2ρ 曲線の表示値(=zzz)、 Y = 対象 2ρ 値、

- ⑤ Y_1 から H 下った位置で横線を引き、縦軸との交点 $H\%$ を読み取る。



計算図表の読み取り方



最低圧力勾配線[(3/4)L~L]のプロット方法

次に最低圧力勾配線のプロットについて。通常、ポンプ直後 $(1/2)L \sim (3/4)L$ は比較的平坦で勾配は少ないが、 $(3/4)L$ から終端 L までは、2次曲線状に急激に変化すると思われる。しかし実際の所、この辺り N 設計基準には何の情報もない。ここではひとつの例として、上図右の方法を提案したい。

この図では、2次曲線状の急激な変化をより安全側に円弧状の変化に置き換える。この場合、次の2つの関係が成り立つ。

$$Y_0 = R + y \quad , \quad X_0 = R \cos \theta + (y + R \sin \theta) \tan \theta$$

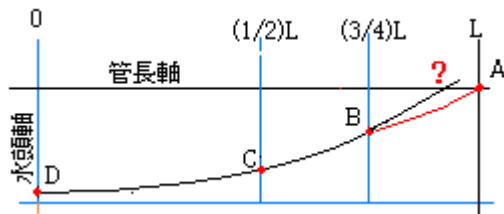
これらの式から、 y を消去して整理すると、次の円弧半径 R の得られる。

$$R = (X_0 - Y_0 \tan \theta) / \{ \cos \theta - \tan \theta (1 - \sin \theta) \}$$

ここで X_0 = 作図上の高さ [$H_a - H_{3/4L}$] に相当、 Y_0 = 作図上の長さ [$L - (3/4)L$] に相当

$\theta = (3/4)L$ 地点の接線勾配

作図は、 B 点の接線を A 点方向に延長し、半径 R の円弧と接続すればよい。ただ、下図のように B の接線の延長線が A 点を越えてしまうと円弧が設定できない。これは B 点の勾配がきつすぎるからで、こうなると縦軸の縮尺を変えても横軸の縮尺を変えてもうまくいかないで、朱線のように $B-A$ 間を直線あるいは対数補間で結ぶことになる。



実際、最低圧力勾配線を滑らかに設定するのは難しいが、前述の 6(8)項でも述べたように、N 設計基準の簡易計算法にはかなり安全裕度が含まれる可能性があるので、それ程、神経質になる必要はないと思う。EXCEL で近似的な 2 次曲線を引く手もある。

添付： 電動機のGD²値のデータ (N設計基準より引用)

(注1) 水撃作用の検討の結果、対策の要否が微妙な場合には、使用する電動機のGD²を入手し検討する必要がある。

(注2) 2P～12Pは電動機の極数を示す。

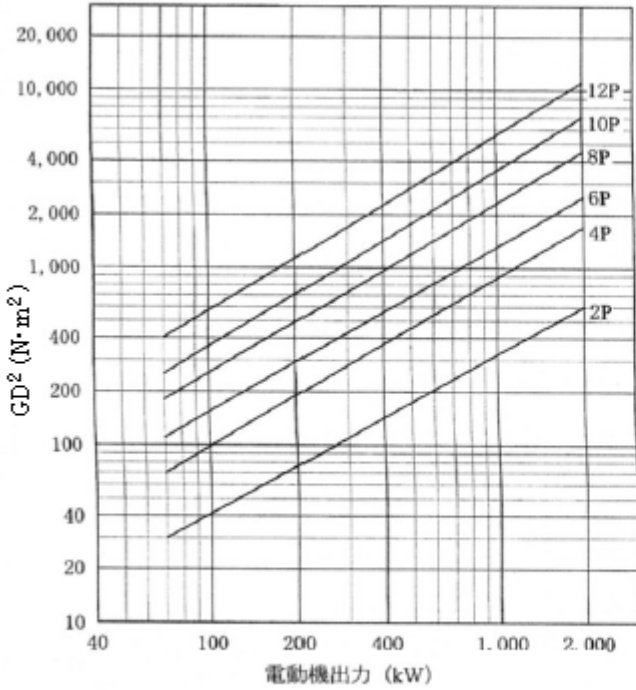


図-8.19-参 巻線形電動機GD²線図(6KV級)

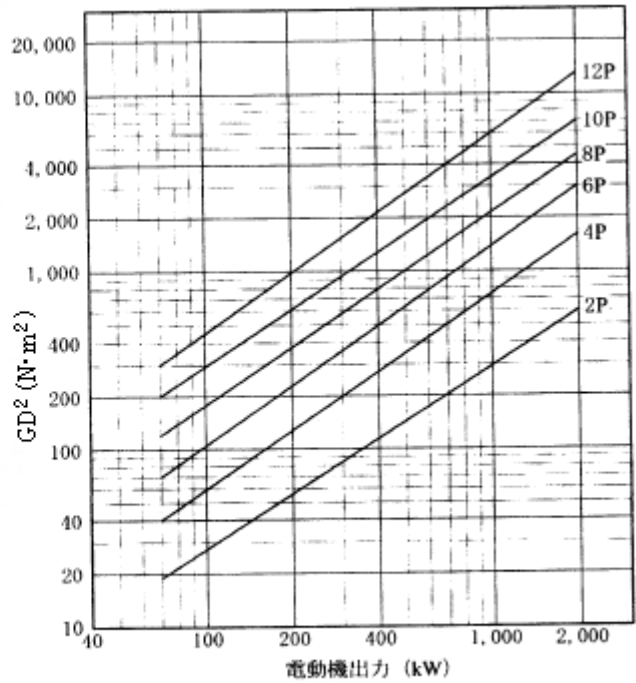


図-8.20-参 巻線形電動機GD²線図(3KV級)

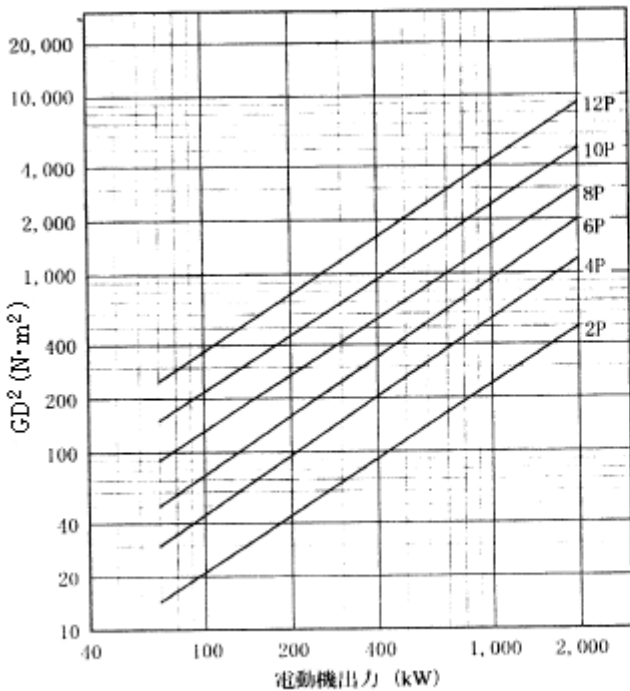


図-8.21-参 かご形電動機GD²線図(6KV級)

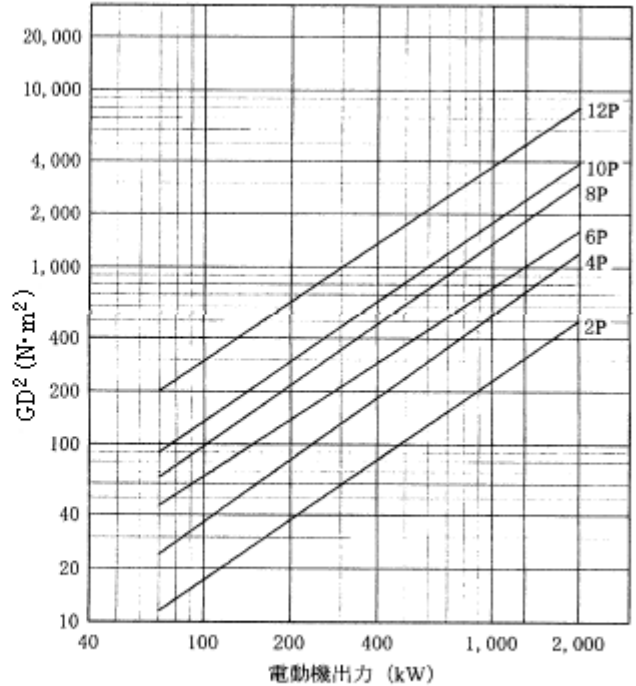


図-8.22-参 かご形電動機GD²線図(3KV級)

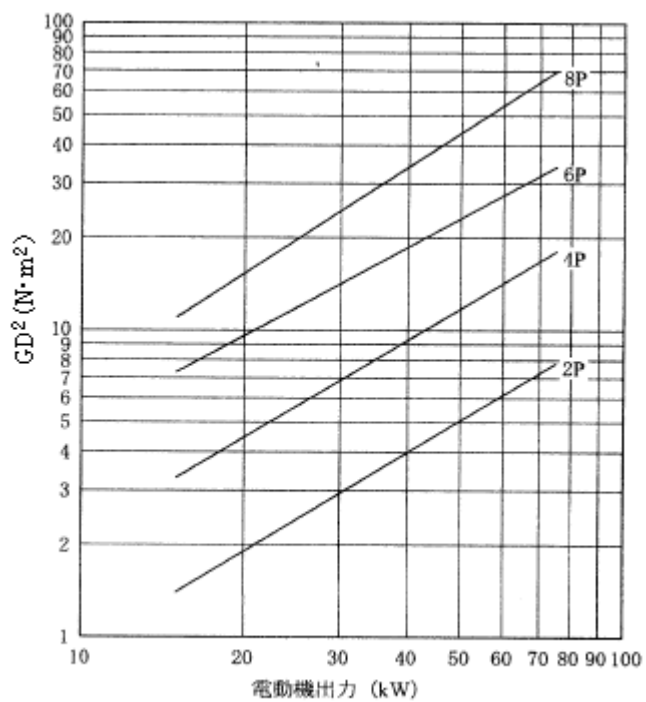


図-8.23-参 かご形電動機GD²線図 (200、400V級)

引用文献/テキスト)

(0) 土地改良事業計画設計基準及び運用・解説 設計「ポンプ場」付録 技術書

[農林水産省農村振興局整備部設計課監修 社団法人 農業土木学会発行]

(1) 「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)

(2) ポンプ設計計画データ集 日刊工業新聞社

(3) 横山重吉「現代理工学大系—水撃入門」(日新出版)

(4) 「ウオータハンマの実験と計算例」宮本、中島 配管技術 1970.6