

【報 告】

ポンプ系のウオーターハンマーとその対策*

金 野 仁**

要 旨 ポンプ系のウオーターハンマーは従来ポンプの特性がわからなければ計算できないと考えていた。この考え方は管路の設計に不安を与えた。なぜならばポンプが製作されたときには管路の工事は相当進捗しているからである。

筆者は揚水場の簡単な基礎条件からポンプの製作前にウオーターハンマーを推定し、かつその対策を検討できる計算図表を作製したのでこの使用法を述べる。

1. 緒 言

揚水場における停電時のウオーターハンマーの問題はポンプの容量が次第に大きくなるにつれて、また鑄鉄管の代りにコンクリート管が使用されるようになって最近とくにやかましくなってきた。ところがポンプ系のウオーターハンマーに関する従来の研究をみると、この揚水場ではこうなつたという報告は多いが、このような場合にはこうしなさいという論文がないのである。しかも揚水場は地理的条件が異なるたびにその対策も異なるはずで、一つの揚水場で成功した方法は必ずしも他の揚水場に適用できないのが当然である。そこに従来の研究方法にゆきづまりがあつた。

筆者はウオーターハンマーの対策は管路の設計が行われるときに確立しなければ手遅れになる実例がかなり多いことを知つたので、揚水場の簡単な基礎条件から、その揚水場のウオーターハンマーを推定し、かつ対策を決定する方法について数年来研究を続けてきたが、このほど結論を得たのでさきにその一部を発表¹⁾した。

本報においては管路の設計者がいかにウオーターハンマーの危険をさけ、かつ安全な対策を立てるかについて述べる。

2. 符 号

符号をつぎのごとく定める。

H_R : ポンプの基準揚程 (m)

H_0 : 停電直前の総揚程 (m)

H : 吸水面から測定した過渡現象中の圧力水頭 (m)

H_S : 実揚程 (m)

h_d : 管路下端の最低圧力水頭/ H_0

h_m : 管路中点の最低圧力水頭/ H_0

h_r : 管路下端における最大上昇圧力/ H_0

$h_f = (H_R - H_S) / H_R$

Q_R : 基準水量 (m^3/s)

Q : 過渡現象中における水量 (m^3/s)

V_R : 基準水量における管路の流速 (m/s)

V : 過渡現象中における管路の流速 (m/s)

$v = q = V / V_R = Q / Q_R$

M_R : 基準の揚程および水量におけるポンプ軸トルク (m-kg)

M : 任意の回転数におけるポンプ軸トルク (m-kg)

$m = M / M_R$

N_R : 規定回転数 (rpm)

N : 任意の回転数 (rpm)

$n = N / N_R$

a : 圧力波の伝わる速さ (m/s)

g : 重力の加速度 (m/s^2)

$I = WR^2 / g = GD^2 / 4g$: 回転部分の慣性能率 (kg- ms^2)

L : 管路の全長 (m)

A : 管路の断面積 (m^2)

$2L/a$: 時間間隔の単位

E_R : 基準の揚程流量におけるポンプ効率

$2\rho = aV_R / gH_R$

$K = 91\,200 H_R Q_R / IN_R^2 E_R$

$\tau = 1 / (K \cdot 2L/a)$

3. 圧力降下の推定

管路の長さ、揚程、直径、流量などが定まるとポンプメーカーから見積性能曲線を取寄せる。このとき回転部分の慣性能率を必ず見積性能曲線に記入させる。回転部分の慣性能率はモーターのローターと、ポンプの羽根車および羽根車と一緒にまわる水からなっているが、このうちフライホイールをつけない場合は、モーターのローターの慣性能率が全体の約 80% を占めるから、ポンプの回転数が定まるとポンプメーカーが全体の慣性能率を見積することは容易である。安全のためにモーターのローターだけの慣性能率だけで計算してもよい。そこでパラメーター τ , 2ρ , h_f の計算をする。

$$\text{すなわち } K = \frac{91\,200 H_R Q_R}{IN_R^2 E_R} \dots\dots\dots (1)$$

* 昭和 31 年 11 月 11 日土木学会関西支部講演会において講演

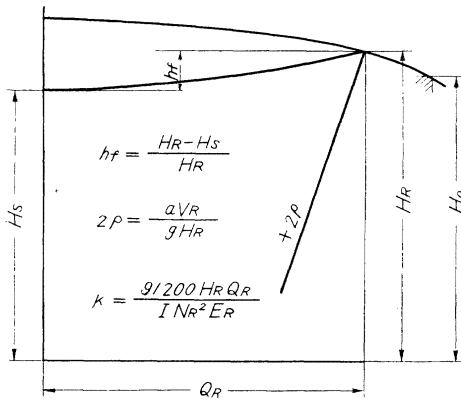
** 正員 徳島大学助教授, 工学部機械工学教室

$$2\rho = aV_R/gH_R \dots\dots\dots (2)$$

$$h_f = \frac{H_R - H_S}{H_R} \dots\dots\dots (3)$$

(1) および (3) 式は見積性能曲線から図-1のごとく容

図-1 計算に必要な数値



易に求まる。なお E_R はポンプの最高効率を用いてもよい。(2) 式は管路の直径が異なる複合管である場合はつぎのごとく平均の値をとる。管路の長さ、断面積および圧力波の速度がそれぞれ L_1, L_2, L_3, \dots ; A_1, A_2, A_3, \dots ; a_1, a_2, a_3, \dots などの管路からできているとし、それらの平均値を L, A, a とすると

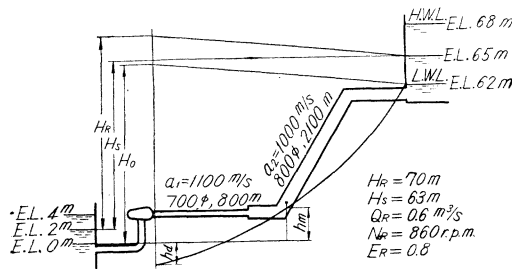
$$L/a = \Sigma(L_n/a_n) = L_1/a_1 + L_2/a_2 + L_3/a_3 + \dots + L_n/a_n \dots\dots\dots (4)$$

$$L/A = \Sigma(L_n/A_n) = L_1/A_1 + L_2/A_2 + L_3/A_3 + \dots + L_n/A_n \dots\dots\dots (5)$$

$$2\rho = \frac{aV_R}{gH_R} = \frac{Q_R \Sigma(L_n/A_n)}{gH_R \Sigma(L_n/a_n)} \dots\dots\dots (6)$$

圧力波の速度 a は公式²⁾により求められるが、鋳鉄管およびコンクリート管に対しては 1000 m/s にとつてもさしつかえない。計算例をあげながら説明すると 図-2

図-2 ポンプ系概略図



は新しく設計しようとする管路の予定を示す。 $H_R = 70 \text{ m}$, $Q_R = 0.6 \text{ m}^3/\text{s}$, $N_R = 860 \text{ rpm}$, $E_R = 0.8$, $L_1 = 800 \text{ m}$, $L_2 = 2100 \text{ m}$, $D_1 = 700 \phi$, $D_2 = 800 \phi$, $a_1 = 1100 \text{ m/s}$, $a_2 = 1000 \text{ m/s}$ とすると

$$A_1 = 0.333 \text{ m}^2, A_2 = 0.5 \text{ m}^2$$

$$L/A = \Sigma(L_n/A_n) = L_1/A_1 + L_2/A_2 = 800/0.333$$

$$+ 2100/0.5 = 2090 + 4200 = 6290 \dots\dots\dots (7)$$

$$L/a = \Sigma(L_n/a_n) = L_1/a_1 + L_2/a_2 = 800/1100$$

$$+ 2100/1000 = 0.73 + 2.1 = 2.83 \dots\dots\dots (8)$$

$$(6) \text{ 式より } 2\rho = \frac{0.6 \times 6290}{9.8 \times 70 \times 2.83} \doteq 2 \dots\dots\dots (9)$$

回転部分の慣性は、わが国ではポンプメーカーから GD^2 で示される場合が多いから

$GD^2 = 550 \text{ kg-m}^2$ とすると

$$I = WR^2/g = GD^2/4g = 550/4 \times 9.8 = 14 \text{ kg-ms}^2$$

$$(1) \text{ 式より } K = \frac{91200 H_R Q_R}{I N_R^2 E_R} = \frac{91200 \times 70 \times 0.6}{14 \times 860^2 \times 0.8} = 0.463 \dots\dots\dots (10)$$

$$(8) \text{ 式より } 2L/a = 2 \times 2.83 = 5.70 \dots\dots\dots (11)$$

$$(10) (11) \text{ 式より } \tau = 1/(K \cdot 2L/a) = 1/(0.463 \times 5.7) = 0.38 \dots\dots\dots (12)$$

また管路の抵抗損失は L_1 について 3 m , L_2 は 4 m とすると

$$H_R - H_S = 70 - 63 = 3 + 4 = 7 \text{ m}$$

$$(3) \text{ 式より } h_f = \frac{H_R - H_S}{H_R} = \frac{7}{70} = 0.1 \dots\dots\dots (13)$$

以上で揚水場の基礎条件から重要なパラメーターが決定された。さてウォーターハンマーの推定のうち2つの重要なポイントがある。その一つは管路の圧力がいくらまで下るかということ、他の一つは圧力がいくらまで上るかである。いままで前者についてはあまり注意が払われていなかったが、これはきわめて重要なことである。

図-3 は $\tau, 2\rho, h_f$ の値からポンプ出口の圧力を求める図表で、縦軸の圧力は停電直前の全揚程 H_0 を1とした割合で示したもので、実線は停電後の最低圧力、破線は逆流を始めたときにおける圧力を示す。実線が破線より下つた部分は停電後 $2L/a \text{ sec}$ 以内に最低圧力が生ずる場合である。上記計算例を適用すると $\tau = 0.38$, $2\rho = 2$, $h_f = 0.1$ から $h_d = -0.04$; 図-2 において h_d の値を図示するとき H_0 は吸水面および吐出水面とも L.W.L. を基準に定めねばならぬ。本例では $H_0 = 69 \text{ m}$ となるから管路下端の最低圧力は $-0.04 \times 69 = -2.76 \text{ m}$ すなわち 図-2 において吸水面の L.W.L. から -2.76 m の点に h_d 点がある。つきに管路中点の最低圧力 h_m は 図-4 から求める。すなわち $\tau = 0.38$, $2\rho = 2$, $h_f = 0.1$ から $h_m = 0.08$, したがって 図-2 において $EL = 0$ から上へ $0.08 \times 69 = 5.5 \text{ m}$ の点に h_m 点がある。そこで 図-2 の h_d, h_m 点と吐出水位の L.W.L. を図のごとくなめらかな曲線で結ぶと、これが管路の最低圧力勾配である。この最低圧力勾配から管路が上に出ている部分は管路の圧力が大気圧以下になり、もし真空度が飽和蒸気圧力に達すると、そこから上下の水柱は分離し、これが再結合したときにおそるべき圧力上昇を生じることが筆者がさきに行つた現場実験³⁾に示すとおりである。そこで管路のレベルが最低圧力勾配から 10 m 以上頭を出

図-3 弁全開時のポンプ出口の最低圧力

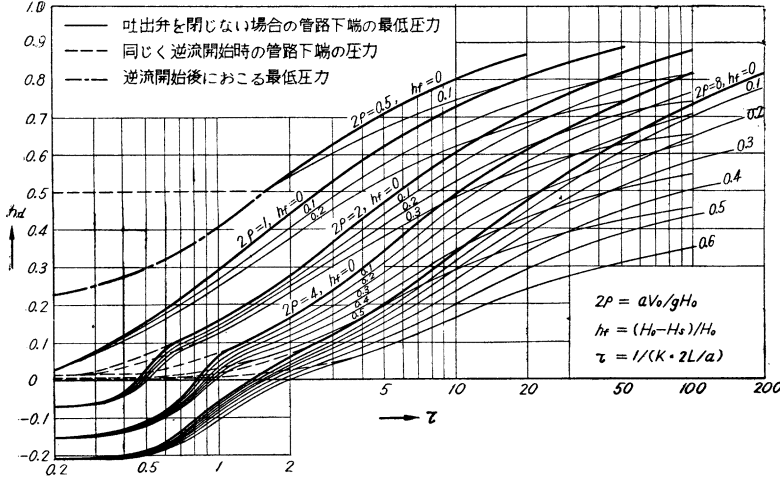
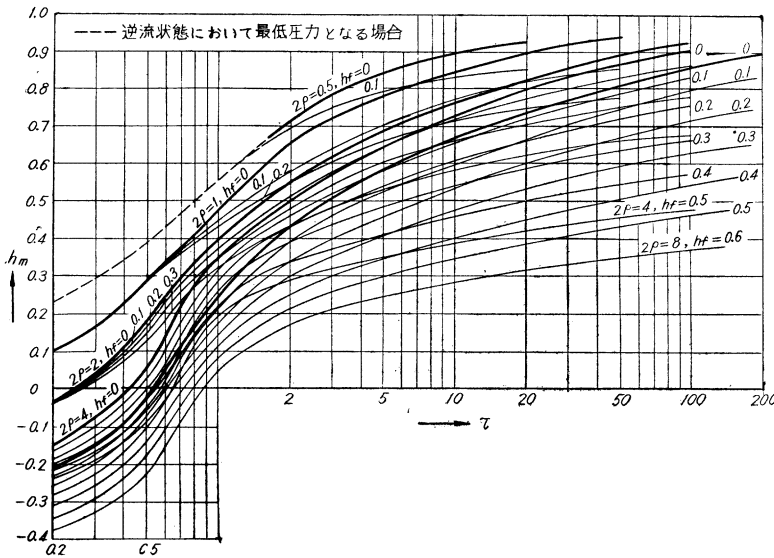


図-4 弁全開時の管路中点の最低圧力



さないよう設計変更する（実際には 5m 以内が望ましい）。もしどうしても管路を下げるできない場合には最低圧力勾配を上げるようにする。すなわち 図-3 および 図-4 において τ の値を大きくすればよい。それには (12)(10) 式において慣性性能率 I を大きくする。そこで τ に少しずつ大きな値を入れて最低圧力勾配を引いてみて安全な τ の値を見つける。たとえば τ が 2 倍になれば I も 2 倍になるから慣性の不足をフライホイールで補うようにする。しかしフライホイールはなるべくつけない方がよいし、ときには化物のような大きなフライホイールをつけなければならぬこともあるので、できるだけ管路の断面で水柱分離を避けるべきである。要するにフライホイールは少し最低圧力勾配を上げたいときに有効である。なお 図-3 および 図-4 に示した図表は停電後弁を開いたままの状態における最低圧力を求

めるもので、逆止弁を有するポンプ系にはこのまま使用できるが、サーボモーターで弁を閉じるものでは弁の閉じ方で最低圧力勾配はさらに下方へ下るので、サーボモーターを用いる場合はポンプメーカーに最低圧力勾配を指定して弁の設計をさせればよい。サーボモーター弁はこのような欠点を持っているから特に管路の短い場合か、大容量のポンプ以外には、なるべく使用しないのがよい。

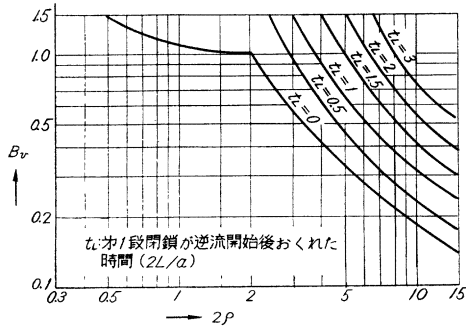
4. 弁の選択と設計

最もよい弁の設計は安価、確實、圧力上昇小さく、逆流少なくポンプが逆転をしないうか、あるいは逆転が最小になるようなものが理想であるが、現在多く使用されている逆止弁系とサーボモーター弁とを比較すると、逆止弁系の方が安価、確實で特に短管路大容量のポンプ系以外は逆止弁系を用いた方がよい。ここで逆止弁系というのは、フートバルブや、ただのチェック弁だけを用いることなく、バイパス付チェック弁または二段閉鎖チェック弁を用いることをいう。従来の揚水場でよく見かけるフートバルブは、ごく小型のポンプ以外は使用し

てはならない。またフートバルブと吐出側にチェック弁をつけたものをよくみかけるが、たいていの場合フートバルブが先に閉じてポンプのケーシングが破裂することがしばしばあるので、この場合吐出側のチェック弁は気やすめである。またチェック弁と安全弁の型式もあまり効果がないのでやめた方がよい。最も推奨できるものは、バイパス付チェック弁か二段閉鎖チェック弁である。バイパス付チェック弁は逆流時にメインのチェック弁が閉じて、バイパスのみが開いている。このときバイパス弁を閉じるのは手動で行つてもよく、またダッシュポット等を用いた自動閉鎖弁にしてもよい。手動式のもは安価である。バイパス弁は運転中必ず開いておくのを忘れてはならない。二段閉鎖チェック弁はメインのチェック弁が逆流によつて第 1 段がまず閉じ、残りの弁面積がダッシュポット等により徐々に閉じるもので、前

記バイパス付チェック弁と原理は同じものである。図-5は 2ρ からバイパス弁の面積を求める図表で、横軸に

図-5 バイパス弁の設計面積



2ρ 、縦軸はバイパスの弁面積を示す値 B_v 、 $t_L=0$ は逆流の始まつた瞬間にメインのチェック弁が閉じた場合で、 $t_L=1$ は逆流が始まつてから $1(2L/a)$ sec おくれてメインのチェック弁が閉じた場合を示す。上例の場合は $2\rho=2$ であるから $t_L=0$ のとき $B_v=1.0$ 、 $t_L>0.5$ のとき $B_v=1.5$ となる。 B_v の値はつぎのようにして実際の寸法に換算する。 B をバイパス弁の弁面積と管路の平均断面積の比、 C をバイパス弁の流量係数とすると

$$B = B_v V_R / C \sqrt{2gH_R} = B_v Q_R / A C \sqrt{2gH_R}$$

上例では $C=0.65$ 、 $t_L=0.5$ にとると $B_v=1.5$ また $L/A=6290$ 、 $A=L/6290=2900/6290=0.46\text{ m}^2$ であるから

$$B = \frac{1.5 \times 0.6}{0.46 \times 0.65 \sqrt{2 \times 9.8 \times 70}} = 0.081$$

すなわちバイパス弁の面積は $0.081 A = 0.081 \times 0.46\text{ m}^2 = 0.037\text{ m}^2$ 、バイパス弁の直径を D_v とすると

$$\frac{\pi}{4} D_v^2 = 0.037$$

$$D_v = \sqrt{\frac{0.037 \times 4}{\pi}} = 0.217\text{ m}$$

すなわち約 220ϕ のバイパス弁を必要とする。 t_L のとりかたは管路の長さ、メインのチェック弁の大きさ、構造によって異なるので、これはポンプメーカーに計算させればよい。図-5の図表はサーボモーター弁の設計にも役に立つもので、サーボモーター弁の長所は、 $t_L=0$ に第1段のストロークを終らせるよう設計できることである。従つて大型になるほどチェック弁では t_L が大きくなる欠点を、サーボモーター弁ではなくすることができるので、サーボモーター弁が大容量のポンプ系に用いられる理由である。しかし現在のところサーボモーターのこの長所を生かした設計が少ないのは、はつきりした対策がわかつていなかつたといへ残念である。

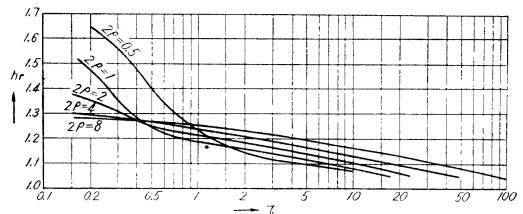
5. 圧力上昇の推定

逆流を始めたとき弁の第1段の閉鎖が終つて引続き残

りの弁面積すなわちバイパスの面積あるいはサーボモーター弁の残りのストロークを閉じ切るときにいくら圧力上昇が起るか、これはウオーターハンマーの最後の問題である。図-5の図表から求めた B_v の値は残りの弁面積を締切るときに、もし圧力上昇を一定に限定したとき最も早く弁を閉じることができる条件を見出したものである。

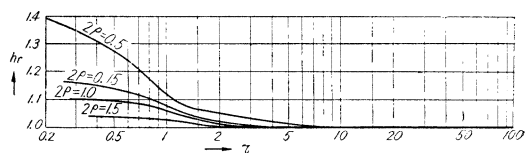
図-6は第1段閉鎖後 $5(2L/a)$ sec でバイパス弁または残りのストロークを閉じたときの圧力上昇 h_r を縦軸にとつたもので、 $t_L=0$ における場合を示す。 $h_r=1.0$ は実揚程 H_S を示す。したがつてもし $h_f=0.2$ で $h_r=1.2$ なる場合は圧力上昇は停電直前の圧力に達しないのであつて、管路の抵抗は圧力上昇に対して安全側になることを示す。弁閉鎖時間をさらに増せば、一層上昇圧力は低くなる。しかし $t_L>0$ においては上昇圧力は高くなるから閉鎖時間を増してやる。図-6の τ が小さい部分で 2ρ が小さいと非常に圧力上昇が大きいところがある。この部分は特に高揚程のポンプ系でかつ慣性効果の小さい場合に相当し、逆流の始めに弁を閉じると弁

図-6 第2段閉鎖を $5(2L/a)$ sec で閉じた場合の圧力上昇



のために圧力上昇が大きくなり、弁を開いておくと逆転により圧力上昇が大きくなるといつたやつかいなところである。このようなポンプ系では 2ρ を大きくするか逆転を止めるかしてやると圧力上昇は少くなる。 2ρ を大きくするには $2\rho = aV_R/gH_R$ の V_R を大きくする。すなわち基準流速を増してやるのであるが、流量が一定であると管路を細くすることになる。したがつてあまり長い管路では抵抗が増すので実行できないが、短い管路とか、直径の大きい管路では有効である。つぎに逆転を止める方法は筆者の発見した方法で、ポンプが正転から逆転に移るときに機械的に逆転を止めると、図-7のごとく、いちじるしく圧力上昇が小さくなることである。とくに $2\rho>2$ なるポンプ系では全く圧力上昇は起らない。ただし逆転を止めただけでは逆流しているから、逆

図-7 逆転を止めたときの圧力上昇

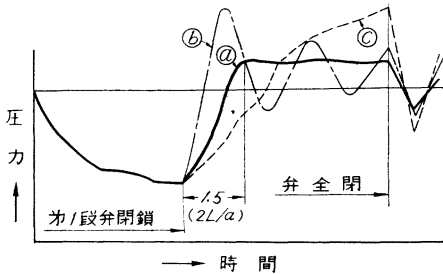


流速がほぼ一定(約 $-V_R$ に等しい)に落ちてから弁を閉じてやる。そのときの圧力上昇は弁閉鎖時間の関数になる。したがって需要者側はポンプメーカーに弁の型式と圧力上昇限度および弁の全閉時間を指定すればあとの計算と設計はポンプメーカーが行う。

6. 現場実験の注意

揚水場の試運転のとき現場実験により最低圧力勾配を確かめるとともに最大圧力上昇を調べる。図-8の実線は理想的制御経過を示す。すなわち逆流を始めて第1段の弁閉鎖が行われたのち約 $1.5(2L/a)$ secで制限圧力上昇に達し、その後平坦な圧力で弁が全閉する。鎖線はバイパスが小さすぎる場合で、圧力の上昇が大きかつ急激である。また破線はバイパスが大きすぎる場合で最初ゆるやかに次第に圧力上昇が大きくなる。したがって現場実験でオシログラフをとりながらバイパスの開度を調節することができる。実験状態における水位から最低圧力勾配はL.W.L.に換算し、圧力上昇はH.W.L.に換算してそれぞれ安全であるかどうかを確かめる。なお実験は電動機の許容最大出力の状態で行って適宜他の運転状態のものも行う。

図-8 現場実験における圧力経過



7. 並列運転のウオーターハンマー

並列運転における最低圧力勾配は全部のポンプを同時

に運転したときに最も低くなる。この場合の計算は各ポンプとも同じ大きさであると、 τ の値は1台のときも数台のときも同じである。1台運転のときと異なるのは 2ρ が2台並列のときは1台の2倍、3台並列では3倍になることであつて、運転台数により管路の抵抗があるために H_0 がそれぞれ異なることに注意すればよい。弁の設計は各ポンプごとにチェック弁をつけるよりはメインに1コのバイパス付チェック弁をつける方が安定である。各個に同じ大きさのバイパス付チェック弁をつけると、各弁の第1段閉鎖おくれが異なるとバイパスの開度もおのおの別に調節しなければならないことがある。

8. 結 言

ポンプ系のウオーターハンマーはポンプの製作後でなくとも揚水場の設計の初めに推定し、かつその対策を決定することができるようになった。上に述べた計算図表は斜流ポンプと軸流ポンプを除く、遠心ポンプのついた揚水場のウオーターハンマーの計画設計に利用できる。なおバイパス弁の設計および圧力上昇に関する計算図表は、斜流ポンプの領域にまで使用してもさしつかえない。なぜならば逆流の始めに弁の第1段閉鎖が終ると、あとはほとんど弁の特性だけで圧力上昇が支配されるからである。

終りに終始御指導御鞭撻を賜つた沖 巖先生ならびに、高橋安人先生に厚く御礼申し上げるとともに、多くの計算に協力された本学学生湯郷宏美、森田静雄、小泉正之君らの労に感謝する次第である。

本研究は昭和29、30年度文部省科学研究費の援助をうけた。ここにあわせて謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 金野 仁：第6回応用力学連合講演会において講演(昭31-10)
- 2) 土木学会編：水理公式集，p. 67
- 3) 金野 仁：水道協会誌，第244巻，p. 14(昭30-2)
- 4) 金野 仁：日本機械学会誌，第56巻，第414号，p. 14(昭28-7)



コンクリート パイプ



建 築 工 事 用
砂 防 橋 梁 用
ダ ム 堰 堤 用
道 路 舗 装 用
(モーター式・エヤー式)
エンジン式各種

本社 東京都中央区八重洲4の5
営業所 TEL (28) 8673~4・9978
工場 群馬県館林市成島2042 電話 館林 221



三笠産業株式会社