

揚水発電所の長大高流速直結放水路中の 水撃圧と水圧脈動

WATERHAMMER AND PULSATION IN LONG, HIGH VELOCITY TAILRACE OF PUMPED POWER PLANT WITHOUT SURGETANK

中山 謙 治*
By Kenji NAKAYAMA

合せて、ピーク電力供給用の大容量揚水発電所が多数建設されているが、これら新鋭の揚水発電所(表一)においては、その主機の型式としては可逆式フランシスポンプ水車が主流を占めており、また主機室の形式としては、本邦の急峻な地形的条件および環境保全の要請から大多数の場合に地下式発電所の形態が採用されている。

1. ま え が き

(1) 研究の目的

本邦では最近、脱石油電源としての原子力発電との組

表一 本邦大容量揚水発電所諸元 (運転中または工事中)

| 発 電 所 | | | ポンプ水車直結圧力放水路 | | | | | 放水路調圧水槽 | | | ポンプ水車 | | | 下池 | | | |
|-----------|-----------|---------|--------------|-----|---|---------|---------------|---------------------------------------|---|---------|-----------------------------|-----|---------|-----------------------------|---|-------------|-------------|
| 名 称 | 所 有 者 | 運 転 始 年 | 出 力 (MW) | 型 式 | 数 | 長 さ (m) | 設 計 流 速 (m/s) | $LB \times VB$ 最大 (m ² /s) | 数 | 高 さ (m) | 総 有 効 容 積 (m ³) | 型 式 | 落 差 (m) | 使 用 水 量 (m ³ /s) | 数 | 押 込 深 度 (m) | 利 用 水 深 (m) |
| 畑 薙 第 一 | 中 部 電 力 | 1962 | 137 | S | 3 | 27~69 | 1.5 | 105 | 0 | — | — | F | 102 | 53 | 3 | 9.5 | 8 |
| 池 原 | 電 源 開 発 | 1964 | 350 | UG | 4 | 100 | 2.1 | 210 | 0 | — | — | F | 121 | 72~99 | 4 | 9 | 3.5 |
| 城 山 | 神 奈 川 県 | 1965 | 250 | UG | 0 | — | — | — | 4 | 61 | 11 000 | F | 153 | 48 | 4 | 18 | 29 |
| 矢 木 | 東 京 電 力 | 1965 | 240 | S | 0 | — | — | — | 0 | — | — | F | 94 | 100 | 3 | — | — |
| 長 野 | 電 源 開 発 | 1968 | 220 | UG | 0 | — | — | — | 3 | 30 | 26 000 | F | 98 | 133 | 2 | 15 | 11 |
| 新 成 羽 川 | 中 国 電 力 | 1968 | 303 | S | 0 | — | — | — | 0 | — | — | F | 85 | 106 | 4 | 9 | 17.9 |
| 高 根 第 一 | 中 部 電 力 | 1969 | 340 | UG | 4 | 73~81 | 2.4 | 210 | 0 | — | — | D | 135 | 75 | 4 | 35 | 12 |
| 安 曇 | 東 京 電 力 | 1969 | 623 | S | 0 | — | — | — | 0 | — | — | F | 135 | 90 | 6 | 9 | 8 |
| 水 殿 | 東 京 電 力 | 1969 | 245 | S | 0 | — | — | — | 0 | — | — | F | 80 | 90 | 4 | 8 | 14 |
| 喜 徳 山 | 関 西 電 力 | 1970 | 466 | UG | 0 | — | — | — | 2 | 70 | 15 000 | F | 220 | 124 | 2 | 30 | 9 |
| 新 豊 根 | 電 源 開 発 | 1972 | 1 125 | UG | 2 | 315 | 5.7 | 1 800 | 0 | — | — | F | 215 | 129 | 5 | 36 | 30 |
| 沼 原 | 電 源 開 発 | 1973 | 675 | UG | 3 | 507 | 5.4 | 2 700 | 0 | — | — | F | 478 | 57.5 | 3 | 46 | 32 |
| 奥 多 々 良 木 | 関 西 電 力 | 1974 | 1 212 | UG | 0 | — | — | — | 2 | 89 | 23 000 | F | 411 | 94 | 4 | 48 | 28.5 |
| 新 冠 | 北 海 道 電 力 | 1974 | 200 | UG | 0 | — | — | — | 1 | 47 | 21 000 | D | 94 | 124 | 2 | 40 | 11.5 |
| 大 平 | 九 州 電 力 | 1975 | 500 | UG | 0 | — | — | — | 1 | 65 | 16 500 | F | 490 | 62 | 2 | 51 | 21.5 |
| 南 原 | 中 国 電 力 | 1975 | 620 | UG | 2 | 400~444 | 5.6 | 2 500 | 0 | — | — | F | 294 | 127 | 2 | 46 | 39 |
| 馬 瀬 川 第 一 | 中 部 電 力 | 1976 | 286 | UG | 2 | 185 | 3.0 | 550 | 0 | — | — | D | 100 | 167.5 | 2 | 39 | 11 |
| 奥 藩 津 | 電 源 開 発 | 1978 | 1 000 | S | 2 | 422~516 | 6.1 | 3 100 | 0 | — | — | F | 470 | 64.5 | 4 | 53 | 21 |
| 興 吉 野 | 関 西 電 力 | 1978 | 1 206 | UG | 6 | 156 | 4.7 | 730 | 0 | — | — | F | 507 | 48 | 6 | 70 | 32 |
| 新 高 瀬 川 | 東 京 電 力 | 1979 | 1 280 | UG | 4 | 278~296 | 5.0 | 1 500 | 0 | — | — | F | 229 | 161 | 4 | 33 | 29 |
| 奥 矢 作 第 一 | 中 部 電 力 | 1980 | 315 | S | 0 | — | — | — | 1 | 58 | 10 000 | F | 161 | 78 | 3 | 25 | 10 |
| 奥 矢 作 第 二 | 中 部 電 力 | 1980 | 780 | UG | 0 | — | — | — | 1 | 104 | 15 000 | F | 404 | 78 | 3 | 46 | 37 |
| 第 二 沼 沢 沼 | 東 北 電 力 | 1981 | 460 | UG | 2 | 135~189 | 3.8 | 720 | 0 | — | — | F | 214 | 125 | 2 | 28 | 5 |
| 本 川 | 四 国 電 力 | 1982 | 600 | UG | 0 | — | — | — | 1 | 100 | 3 500 | F | 528 | 70 | 2 | 67 | 18 |
| 玉 原 | 東 京 電 力 | 工 事 中 | 1 200 | UG | 2 | 462~467 | 3.9 | 1 800 | 0 | — | — | F | 518 | 69 | 4 | 65 | 30 |
| 下 郷 | 電 源 開 発 | 工 事 中 | 1 000 | UG | 4 | 337 | 6.0 | 2 000 | 0 | — | — | F | 387 | 78.5 | 4 | 49 | 15 |
| 高 見 | 北 海 道 電 力 | 工 事 中 | 200 | UG | 0 | — | — | — | 1 | — | 17 000 | D | 104 | 115 | 2 | — | 1.5 |
| 天 山 | 九 州 電 力 | 工 事 中 | 600 | UG | 0 | — | — | — | 1 | 76 | 24 000 | F | 520 | 70 | 2 | 58 | 49.9 |
| 俣 野 川 | 中 国 電 力 | 工 事 中 | 1 200 | UG | 0 | — | — | — | 2 | 110.5 | 27 000 | F | 489 | 75 | 4 | 63 | 28.4 |
| 今 市 | 東 京 電 力 | 工 事 中 | 1 050 | UG | 0 | — | — | — | 1 | 115 | 8 400 | F | 524 | 80 | 3 | 74 | 21 |
| 奥 美 濃 | 中 部 電 力 | 工 事 中 | 1 000 | UG | 0 | — | — | — | 2 | 122 | 6 000 | F | 484 | 62.5 | 4 | 74 | 23 |

注 1) 発電所型式 S:地上式, UG:地下式
2) ポンプ水車型式 F:可逆フランシス, D:斜流

これらの場合、ポンプ水車と下池とを連絡する放水路圧力トンネルについては、慣習的プラクティスでは、その延長が 100 m を、設計流速が 2 m/s を、それらの相乗積が 200 m²/s をそれぞれ超過するような場合には、ポンプ水車吸出管と放水路トンネルとの接点に放水路調圧水槽を設置することが不可欠であるとする見解が通念とされていた。しかし現実の発電所のレイアウトでは、放水路圧力トンネル延長は数百 m ないし数 km に達する長大トンネルであることがしばしばであり、またその流速もトンネル断面積縮小による資本費低減効果をねらって、5~6 m/s の高速に設定することが、電力経済上望ましい場合が多い。他方放水路調圧水槽は、もともと巨大な水理的衝撃緩衝装置であってエネルギー生産には直接貢献しない。したがって長大高流速圧力放水路水理設計の問題として、もしほかに悪影響を及ぼすことなしに放水路調圧水槽を水理系から消去して、ポンプ水車と放水路とを直結することが可能であるならば——これを直結放水路と称する——、その資本費低減効果は大きく技術的に十分魅力のある試みである。

しかし他方では、既往のいくつかの揚水発電所においては、定常運転状態のポンプ水車の励振作用に起因するきわめて激しい水圧脈動の発生や、ポンプ水車負荷遮断に伴う過渡運転状態における異常に大きな水撃圧の発生等、設計時に予期されなかったトラブルが報告されている^{2), 5), 7), 8), 12), 13)}。したがって放水路調圧水槽を水理系から消去しようとするためには、直結圧力放水路の長大化、高流速化が、放水路水理系の水撃圧および水圧脈動に対して及ぼし得る影響を慎重に予測し、かつその影響に対処するための設計面での対策を明らかにすることが必要であった。この主題に絞って本研究を行った。

(2) 研究の方法

a) 研究の範囲

直結圧力放水路の長さおよび設計流速の上限値を在来のプラクティスから大幅に引き上げて、本研究ではこれらを、それぞれ 1500~2000 m および 6~10 m/s、すなわち相乗積で約 10000 m²/s の範囲まで拡大し、放水路の長さおよび設計流速の増加が、直結圧力放水路の最大水撃圧および水圧脈動振幅に及ぼす影響を調べる。なお、この場合、水撃圧および水圧脈動の発生源であるポンプ水車、および直結圧力放水路の仕様については、研究開始当時において揚水発電計画検討中の新豊根発電所向に相当するものとして、単機出力 200~250 MW、最高落差 230 m 程度、直結圧力放水路延長最大値 2000 m 程度のものを、それぞれとる。また以下 b), c), d) の3項に述べる検討において、それぞれ設定されている放水路長さおよび設計流速の値の範囲は、ほぼ同一であ

るが完全には一致していない。これは、本研究がその成果を複数個の潜在的な発電計画に応用する可能性の期待のもとに開始され、その進行と平行的に、発電計画の内容も予察的段階から実施設計段階への移行に従い変容していったための結果である。しかしこれは、後述のとおり放水路長大化、高流速化の影響評価の目的をもって、発生する水撃圧の増分を数値解析的に予測する一般的方法を提案し、また水圧脈動振幅は従来実証済みの微小流速放水路におけるものに比して本質的に相違するものでないことを実験的に見出した、本研究の結論づけと、その実際の応用に、なんら支障を来すものではないと考えられる。

b) 最大水撃圧水頭の予測と対策

水撃圧の予測は原理的に数値解法が可能であるので^{1), 3), 4), 6), 14)}、ここでは現実の揚水発電所水理系の構成に対応して、導水路調圧水槽のサージング、水圧管路と放水路の水撃圧、ポンプ水車回転数変化に伴う流量制御作用等を考慮に入れたプログラミングをする。これを用いて計算を行い、直結圧力放水路の長大化、高流速化に伴う放水路水撃圧増加量を抑制するためのガイドベーン超緩閉鎖の条件下で、放水路長さ、流速の相乗積と水撃圧との関係や、ガイドベーン閉鎖時間と水撃圧との関係を調べる。これらの方法をとっても水車負荷遮断時の負の水撃圧が大きく放水路側の水柱分離現象発生を防ぎ得ないような場合には、地下発電所の特性として容易に実現可能なポンプ水車据付標高の低下により対処するものとし、その所要低下量を検討する。

c) 水圧脈動の予測と対策

ポンプ水車の水圧脈動発生現象は現段階では数値解析が不可能であるので、本研究ではポンプ水車と放水路管路とを一体とした水理系の縮尺模型実験により水圧脈動を予測する。ここに模型相似則に関する制約条件下で模型と実機との相似性の向上を図るため、水圧脈動を、過渡運転状態水撃圧波に重畳発生するものと、定常運転状態において発生するものとに分離して取り扱うことにより、予測精度の向上を図る。予測結果に対する設計上の対策としては、もし要すればポンプ水車に装備されている水面押下用圧縮空気供給系を通して容易に実現可能な吸出管側への圧縮空気の給気により放水路水圧脈動を軽減する方針とし、その効果を検討する。

d) 実機による検証

これらの予測に基づき設計、実現された新豊根および沼原の両揚水発電所の長大高流速直結圧力放水路について、試運転時の水撃圧および水圧脈動について予測と実測の対比を行い、予測の妥当性を検討する。

2. 水撃圧に対し放水路延長と流速が及ぼす影響

(1) ポンプ水車水理系の水撃圧計算

ポンプ水車水理系の放水路水撃圧に対して放水路延長と流速が及ぼす影響の予測用の電算プログラムとして、特に考慮する点は次のとおりである。

a) ポンプ水車ガイドベーン超緩閉鎖方式の場合の閉鎖時間は数十秒程度の長さをもつものであって、在来の一般水力発電所における値に比して1桁大きく、したがってポンプ水車の水撃圧発生継続時間はきわめて長い。

b) したがってこの間のポンプ水車回転数変化が大きく、これに起因するポンプ水車流量制御作用の影響を、ガイドベーン開度変化に起因する流量制御作用の影響と平行的に考慮する必要がある。

c) 放水路はポンプ水車を介して水圧管路および導水路調圧水槽と一体の水理系を構成しているものであるから、放水路水撃圧算定のためには、ポンプ水車の水圧管側水撃圧も平行的に求められねばならない。

d) 導水路調圧水槽内のU字管振動サージングに伴う水槽内水位変化がポンプ水車有効静水頭に及ぼす影響も、上記 b) と同理由により考慮する必要がある。

水撃圧計算の骨子は次のとおりである¹⁰⁾。すなわち、水撃圧の基本式は、流量調節機構としてのフランシス型ポンプ水車を挟み、その上下流の上池および下池との間に単一管路 CA および BD が接続する場合(図-1)、よく知られているように、Schnyder-Bergeron-Angus により式(1)のように書ける。なお管路における摩擦等の損失水頭については管路端に集中的に置くことで近似する。ここに符号はそれぞれ、 H : 圧力水頭、 $S: S = a/(gF)$ 、 a : 圧力波伝播速度、 F : 管路断面積、 g : 重力加速度、 Q : 流量、 E : 管路摩擦損失係数、 t : 時間、また添字 1 および 2 はそれぞれ管路 CA および BD に関することを示す。

ポンプ水車上流側の管路 CA における A→C の入射波および C→A の反射波の式

$$\left. \begin{aligned} H_A(t) + E_1 Q_A^2(t) - H_C(t - L_1/a) \\ = -S_1 [Q_A(t) - Q_C(t - L_1/a)] \\ H_A(t - L_1/a) + E_1 Q_A^2(t - L_1/a) - H_C(t) \\ = S_1 [Q_A(t - L_1/a) - Q_C(t)] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

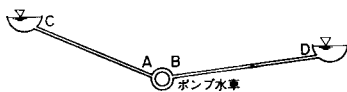


図-1 ポンプ水車管路系

管路 BD についても同様な形の二対の式が成立する。A, B, C, D 4 点における H および Q の合計 8 個の未知量を、代数的に解く。

まず水撃圧式としては、管路 CA および BD のおのおのについて、 $H_A(t)$ および $H_B(t)$ を含む入射波式 2 つを取り上げる。他方で、管路境界において、次の 4 つの条件式が成立する。

$$Q_A(t) \equiv Q_B(t) \dots\dots\dots (2)$$

$$H_C(t - L_1/a) \equiv H_C(0) \dots\dots\dots (3)$$

$$H_D(t - L_2/a) \equiv H_D(0) \dots\dots\dots (4)$$

$$(H_A - H_B)(t) = f[Q_A(t)] \dots\dots\dots (5)$$

最後の式(5)は Parmakian のいう「ゲート流量方程式⁶⁾」である。

したがって、上記の 6 個の式に加えて、過渡運転状態に入る直前の定常状態における $Q_C(0)$ 、 $Q_D(0)$ の 2 つを初期条件として与えれば、 Q_A 、 Q_B 、 H_A 、 H_B が定められる。以下、時間間隔 Δt で、入射波式と反射波式を交互に適用することにより、水撃圧の代数的逐次計算が可能となる。ただし、管路 CA および BD における計算時間間隔 Δt は、等しくとられなければならない。すなわち、 i および j を整数として、次式が満たされる必要がある。

$$L_1/(a \cdot i) = L_2/(a \cdot j) = \Delta t \dots\dots\dots (6)$$

ここにポンプ水車水理系として特に考慮すべきことは、式(5)のゲート流量方程式の定め方である。すなわち、単なる弁付き管路の場合には、この方程式は弁開度のみの関数として固定的に定められるのに対して、ポンプ水車水理系の場合には、この方程式は回転数とガイドベーン開度の両者の関数となる点が異なる。そして過渡運転状態開始とともに、ポンプ水車の作用トルクと抵抗トルクのバランスが崩れ加速または減速トルクが発生すると、ポンプ水車と発電電動機とで構成される回転体の回転数に変化を生じ、その回転数変化は流量を変化させ、さらにこの流量変化は接続する管路内に水撃圧を発生させてポンプ水車作用水頭を変化させ、この水頭変化はまた、流量、トルクを変化させるというように、諸物理量の変化は連動するものである。したがってゲート流量方程式の係数の形を、回転数、ガイドベーン開度両者の関数で表現するとともに、与件として定められるガイドベーン開度変化を考慮しつつ、水撃圧計算と同時平行的に回転数変化をも追跡する必要がある。

この目的を実用的電算法として達成するために、著者は、次のような方法を用いることにした。すなわち、回転数、トルクおよび流量の関係について、横軸に回転数を、縦軸にトルクおよび流量をとり、ガイドベーン開度階層をパラメーターとし、単位有効水頭下の値で表現した「ポンプ水車単位モデル完全特性」図(図-2)を利用

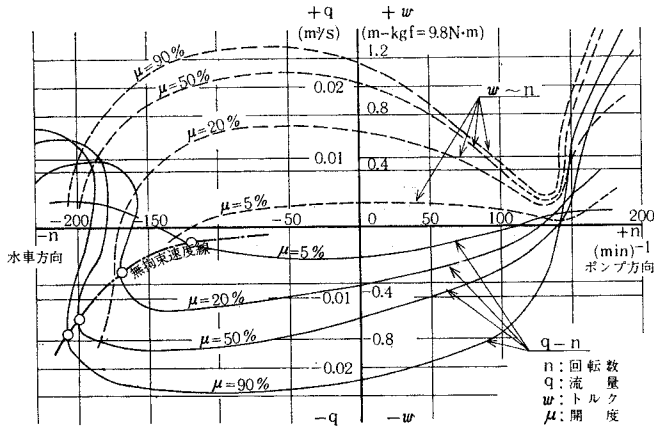


図-2 ポンプ水車単位モデル完全特性模式図

するものとする。この曲線は、ポンプ水車ランナーについて必ず行われる縮尺模型性能試験により、定められるものである。ここにゲート流量方程式の係数の関数形を定める目的のために、回転数～流量曲線群を、 n の微小区間ごとに $q=A \cdot n+B$ の型の直線近似により、デジタル化したものをデータとして用意する。

ここにモデルと実機の直径の幾何的縮尺比を K とし、また実機およびモデルの、流量、回転数、トルク、水頭を、それぞれ Q, N, W, H および $q, n, w, h (h \equiv 1)$ とすれば、これらは次の関係にある。

$$Q = q \sqrt{H}/K^2 \dots\dots\dots (7)$$

$$N = n \sqrt{H}/K \dots\dots\dots (8)$$

$$W = w H / K^3 \dots\dots\dots (9)$$

これにより、ガイドベーン開度階層に対応したゲート流量方程式は N の微小区間ごとに次の形で示される。

$$(H_A - H_B)(t) = Q^2(t) \cdot K^4 / B^2 + Q(t) \cdot 2AK \cdot N(t) / B^2 + [A \cdot N(t) / BK]^2 \dots\dots\dots (10)$$

なお $N(t)$ は、図-2 から得られる、ガイドベーン開度に対応したトルク～回転数関係に基づき、水撃圧水頭も考慮したうえで、通常の回転体運動方程式の数値積分により求められる。

なお 図-2 のガイドベーン各開度階層の中間の q, w の値については、内挿法により定める。

また導水路サージ計算は、普通の非圧縮性サージ計算式を式 (6) の dt 間隔で数値積分し、その都度得られる水槽内自由水面変化を、静水頭的に H_C に加算するようプログラムを組む。

(2) 長大高流速直結圧力放水路水撃圧の予測と評価

a) まえがき

落差 230 m, 単機出力 225 MW の揚水発電所をモデルケースとして、前述の計算方法を用いて長大高流速直

結圧力放水路の水撃圧の大きさを規定する 2 つの主要因、すなわち、(イ) 放水路管路内流水の運動量を表現する量としての放水路延長と設計流速の相乗積の大きさ、(ロ) ガイドベーン閉鎖時間、が水撃圧に及ぼす影響を調べる。次にこれらの考察の結果により、長大高流速直結圧力放水路の現実に可能な範囲について予備的な評価を行う。

b) 放水路延長と設計流速の相乗積の大きさが水撃圧に及ぼす影響

放水路延長と設計流速の大きさを数段階に変化させて、それらの相乗積の大きさと最大水撃圧との関係を見る。表-2 に示す

ように延長 L_B を 42, 342 および 1542 m の 3 種に、流速 V_B を 6 および 10 m/s の 2 種にとり、これらの組合せにより延長と流速の相乗積が 252 ないし 9252 m^2/s となるよう、(A) ないし (D) の 4 種の放水路条件ケースを設定する。ここにケース (A) は 1.(1) に述べた在来のプラクティスの上限と、水撃圧に関する限りほぼ等価である。なお水圧管路は (A)～(D) に共通に延長 400 m, 放水路と同一流速とする。これにより放水路と水圧管路を総合した全水路系延長と流速の相乗積 $[\Sigma LV]$ は、(A) 2652 m^2/s , (B) 4452 m^2/s , (C) 7420 m^2/s , (D) 11652 m^2/s となる。ポンプ水車条件は (A)～(D) 共通で、初期有効静水頭=240 m, 過渡運転状態の種類は水車負荷遮断とポンプ入力遮断、ガイ

表-2 水路延長と流速の相乗積と最大水撃圧計算結果

| ケ | | A | B | C | D |
|--------------------------------------|---|------|------|------|-------|
| 水路条件 | 放水路延長 L_B (m) | 42 | 342 | 342 | 1542 |
| | 放水路流速 V_B (m/s) | 6 | 6 | 10 | 6 |
| | 相乗積 $L_B V_B$ (m^2/s) | 252 | 2052 | 3420 | 9252 |
| | 水圧管路延長 L_A (m) | 400 | 同左 | 同左 | 同左 |
| | 水圧管路流速 V_A (m/s) | 6 | 6 | 10 | 6 |
| | 相乗積 $L_A V_A$ (m^2/s) | 2400 | 2400 | 4000 | 2400 |
| 水路系延長と流速の相乗積 | $\Sigma LV = L_A V_A + L_B V_B$ (m^2/s) | 2652 | 4452 | 7420 | 11652 |
| | $[\Sigma LV] / [\Sigma LV]_A$ | 1.00 | 1.68 | 2.80 | 4.39 |
| 水車負荷遮断 | 水圧管路側最高水撃圧水頭 ΔH_A (m) | 25 | 23 | 35 | 21 |
| | 放水路側最低水撃圧水頭 ΔH_B (m) | -2 | -16 | -24 | -71 |
| | 全水撃圧水頭 $\Delta H_A - \Delta H_B$ (m) | 27 | 39 | 59 | 92 |
| | $[\Delta H_A - \Delta H_B] / [\Delta H_A - \Delta H_B]_A$ | 1.00 | 1.44 | 2.19 | 3.41 |
| | 発生時刻 (s) | 7 | 7 | 7.5 | 9 |
| ポンプ入力遮断 | 水圧管路側最低水撃圧水頭 ΔH_A (m) | -36 | -32 | -43 | -25 |
| | 放水路側最高水撃圧水頭 ΔH_B (m) | 3 | 22 | 30 | 80 |
| | 全水撃圧水頭 $\Delta H_A - \Delta H_B$ (m) | -39 | -54 | -73 | -105 |
| | $[\Delta H_A - \Delta H_B] / [\Delta H_A - \Delta H_B]_A$ | 1.00 | 1.38 | 1.87 | 2.69 |
| | 発生時刻 (s) | 3.5 | 3.5 | 5.5 | 8 |
| 押込ヘッド過不足量 (水車) $40 + \Delta H_B$ (m) | | .38 | +24 | +16 | -31 |

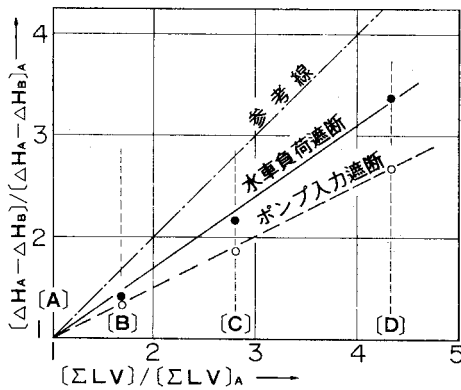


図-3 ΣLV と水撃圧との関係

ドバーク閉鎖方式については負荷遮断の場合は閉鎖時間 40 秒の超緩閉鎖, 入力遮断の場合は極限状態として閉鎖時間無限大とし, また回転慣性モーメント $GD^2=16\,000\text{ t}\cdot\text{m}^2$ ($16\text{ Mkg}\cdot\text{m}^2$), 定格回転数 257 min^{-1} とする. 表-2 に示す計算結果から ΣLV と全水撃圧水頭 $[\Delta H_A - \Delta H_B]$ の関係を, ΣLV 値が最小のケース (A) に対する比の形で表わして 図-3 を得る. 図には傾斜 1:1 の鎖線の参考線も示す. これから明らかなように超緩閉鎖方式によって負荷遮断, 入力遮断を行う場合の ΣLV と水撃圧の関係については, 水撃圧の増加率は ΣLV の増加率よりも小さい. すなわち直結圧力放水路の延長, 流速を増加させても, その割合ほどには最大水撃圧水頭は増加しない. これは超緩閉鎖による長い過渡現象経過時間中に ΣLV の大きい方が, 無拘束速度に近い低水力効率での運転時間が長く, 表示のように最大水撃圧発生時刻が遅く, 水撃圧のゆるいピークの継続時間が長くなるためと考える.

次に水撃圧と所要押込ヘッドの大きさの関連についてみる. この規模のポンプ水車の例では定常運転状態での安定運転確保のための押込ヘッドとして, 放水路側に $H_{B0}=40\text{ m}$ 程度の初期静水頭が一般に付与されている. したがって過渡運転状態での放水路水柱分離発生防止の見地から押込ヘッドの追加を要するのは, 水車負荷遮断時の放水路水撃圧 ΔH_B が -40 m を超過するケースのみであり, ケース (D) がこれに相当し, その所要増分押込ヘッドは 30 m 程度である. 換言すれば, ケース (C) に相当する放水路の延長と流速の相乗積 $L_B \times V_B \approx 3\,500\text{ m}^2/\text{s}$ のクラスあるいはそれ以下の範囲については, ポンプ水車据付標高低下等の対策は不要である. 放水路管路の耐圧性能については, 必要に応じ, 内張鋼管等により補強すればよい.

c) ガイドバーク閉鎖時間が水撃圧に及ぼす影響

水車負荷遮断時のガイドバーク閉鎖時間の長短が最大水撃圧に及ぼす影響をみる.

表-3 ガイドバーク閉鎖時間と最大水撃圧・計算結果

| ケース | E | F | G | H |
|---|-------|-------|-------|----------|
| 閉鎖時間 t_c (s) | 26 | 40 | 50 | ∞ |
| 水圧管側最高水撃圧水頭 ΔH_A (m) | 172.9 | 139.2 | 132.9 | 91.2 |
| 放水路側最低水撃圧水頭 ΔH_B (m) | -6.7 | -5.3 | -5.2 | -3.6 |
| 全水撃圧水頭 $\Delta H_A - \Delta H_B$ (m) | 179.6 | 144.5 | 138.1 | 94.8 |
| $[\Delta H_A - \Delta H_B]/[H_{A0} - H_{B0}]$ | 0.771 | 0.620 | 0.593 | 0.407 |

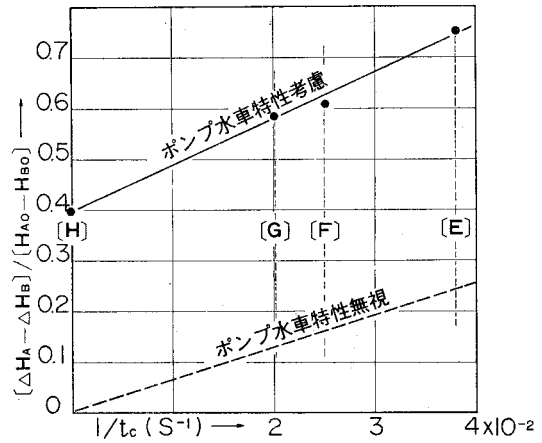


図-4 ガイドバーク閉鎖時間と水撃圧との関係

すなわち閉鎖方式は単純化して不動時間ゼロの直線的超緩閉鎖とし, 閉鎖時間 t_c を 4 種類, すなわち, (E) 26 秒, (F) 40 秒, (G) 50 秒, (H) 無限大, として最大水撃圧水頭を計算する. これ以外のポンプ水車条件および水路条件は (E)~(H) 共通で, $GD^2=16\,500\text{ t}\cdot\text{m}^2$ ($16.5\text{ Mkg}\cdot\text{m}^2$), 定格回転数 225 min^{-1} , 初期静水頭 $H_{A0}=266\text{ m}$, $H_{B0}=30\text{ m}$, 水圧管路延長 $2\,205\text{ m}$, 放水路延長 180 m , 管路流速 5.6 m/s とする. 計算結果を表-3 に示す. これから初期有効静水頭 $[H_{A0} - H_{B0}]$ に対する全水撃圧水頭 $[\Delta H_A - \Delta H_B]$ の比と, 閉鎖時間の逆数との関係を求めて 図-4 の実線を得る. 図にはこのほか比較のために, ポンプ水車回転数変化に起因する流量制御特性を無視してガイドバーク閉鎖による流量制御作用のみを考慮したアリエビ系の単純計算結果を破線で示す. 図示のようにこの程度に長い閉鎖時間の場合には, ポンプ水車特性を考慮した水撃圧は, これを無視した計算値に比しはるかに大きい. すなわち, 図の実線と破線の縦距差は $0.4\sim 0.5$ であり, またガイドバーク開放のままの負荷遮断 (ケース H) でポンプ水車特性の影響を考慮する場合の水撃圧, すなわち $1/t_c=0$ における実線の縦距も 0.4 である. これらから水撃圧に対するポンプ水車流量制御作用の寄与分は, 初期有効静水頭の 40% 程度であると解釈される. 他方, ガイドバークを最も急速に閉鎖して負荷遮断を行う場合の (ケース E), ポンプ水車特性の影響を無視した水撃圧計算値, すなわち横距 $1/t_c=1/26=3.8 \times 10^{-2}$ に対応する破線の縦距は

0.25 である。すなわちガイドベーン閉鎖による流量制御作用のみに起因する水撃圧は、計算の範囲では、最大の場合でも初期有効静水頭の 25% 程度であるとみなされる。すなわち超緩閉鎖を対象としたこの計算の範囲では、ポンプ水車回転数増加による流量制御作用は、ガイドベーン閉鎖による流量制御作用と同程度またはそれ以上に強く水撃圧を支配するものであると考える。

このことは、ポンプ水車単位モデル完全特性図(図-2)において、たとえば $\mu=90\%$ の $q \sim n$ 曲線が示すように、横軸の水車方向回転数 ($-n$) が正規運転状態 ($n \approx -150$) から、鎖線の無拘束速度線との交点 ($n \approx -210$) まで変化するのに伴い、縦軸の流量 ($-q$) が -0.024 から -0.014 まで、約 40% ほど、急激に減少することからも首肯される現象である。

d) 評価

以上により長大高流速直結圧力放水路の、水撃圧の大きさ、および放水路の長大化、高流速化の可能限界は、計算の範囲では次のように要約評価される。

イ) ガイドベーンの超緩閉鎖方式は、長大高流速直結圧力放水路を含む揚水発電所水理系の最大水撃圧水頭の低減にきわめて効果的である。

ロ) この計算の範囲における限り水車負荷遮断後のガイドベーン超緩閉鎖中の水撃圧の原因となるポンプ水車通過流量の制御要素として、ポンプ水車回転数増加による流量制御作用は、ガイドベーン閉鎖による作用と同程度に影響が強い。

ハ) 放水路の長大化、高流速化とともに最大水撃圧水頭は増加するが放水路延長 L_B (m) と流速 V_B (m/s) の相乗積が $3500 \text{ m}^2/\text{s}$ の以下の範囲では、そのためのポンプ水車据付標高低下等の対策は不要である。しかし延長 1500 m, 流速 6 m/s クラスの場合には据付標高を約 30 m 低下させる必要がある。

ニ) 以上により、水撃圧の面からみれば限り、 $L_B \times V_B \leq 3500 \text{ m}^2/\text{s}$ 程度の長大高流速直結圧力放水路は、ポンプ水車ガイドベーンの超緩閉鎖方式の採用により容易に実現可能である。さらに $L_B=1500 \text{ m}$, $V_B=6 \text{ m/s}$ 程度のものについても、ポンプ水車据付標高を 30 m 程度低下させることにより地下式揚水発電所の場合には技術的に可能である。しかし、このことは反面においてポンプ水車を含む水理系の要求耐圧強度の増加や管路延長の増加等の経済的デメリットを伴うものであるから、この領域での L_B および V_B の設定については、現実の発電計画の経済性評価の観点から運用面の問題も含めて総合的に判断されなければならない。なお閉鎖時間を極端に長くしようとする場合、ポンプ水車に苛酷な影響を与えることがないよう検討を要することは当然である。

表-4 記号法

| 物理量 | ポンプ水車 | 放水路 | 縮尺記号 |
|----------------|---------------|-------------|--|
| 流速 | V_1, V_1' | V_2, V_2' | $\begin{cases} K_{V1} = V_1'/V_1 \\ K_{V2} = V_2'/V_2 \end{cases}$ |
| 水圧 | H_1, H_1' | H_2, H_2' | $\begin{cases} K_{H1} = H_1'/H_1 \\ K_{H2} = H_2'/H_2 \end{cases}$ |
| 直径 | D_1, D_1' | D_2, D_2' | $\begin{cases} K_{D1} = D_1'/D_1 \\ K_{D2} = D_2'/D_2 \end{cases}$ |
| 時間 | T, T' | T, T' | $K_T = T'/T$ |
| 圧力波伝播速度 | | a, a' | $K_a = a'/a$ |
| ポンプ水車回転数 | N, N' | | $K_N = N'/N$ |
| ポンプ水車回転慣性モーメント | GD^2, GD'^2 | | $K_G = GD'^2/GD^2$ |
| 管路長 | | L, L' | $K_L = L'/L$ |
| 管路摩擦係数 | | f, f' | $K_f = f'/f$ |

ダッシュのあるもの：模型量、ダッシュのないもの：実機量

3. 過渡運転状態の水圧脈動に対し放水路延長と流速が及ぼす影響

(1) 模型実験相似則

ここでは本章の主題である過渡運転状態の水撃圧波に重畳発生する水圧脈動と、次章の主題である定常運転状態の水圧脈動とに関する縮尺模型実験のための模型と実機の相似性の問題を一括して取り扱う。水撃圧および水圧脈動に関係する物理量の記号を表-4 のように定める。模型量にはダッシュを付けて示す。模型量の実機量に対する縮尺比を K とし、これに当該物理量のサフィックスを付けて当該物理量の縮尺比を表わす。なお定常運転状態の現象に関しては、これらのうちからポンプ水車回転慣性モーメントに関する GD^2 および管路摩擦損失に関する f を除外すればよい。

揚水発電所放水路の水撃圧波に重畳する水圧脈動現象について、模型と実機の現象が相似であるためには、水圧脈動発生条件を規定する過渡現象経過中のポンプ水車運転状態変化過程の相似性が保たれる必要がある。このためにはポンプ水車作用水頭変化過程が相似でなければならない。ここに作用水頭は、定常運転状態の静水圧水頭と水撃圧水頭との和である。ゆえに、フルード、オイラア、マッハの相似則が、現象経過中を通じて成立することが必要である。相似条件式を下記に示す。

イ) ポンプ水車の運転状態が相似であるべきこと。

$$K_{V1} = \sqrt{K_{H1}} \dots\dots\dots (11)$$

$$K_N = K_{V1}/K_{D1} \dots\dots\dots (12)$$

ロ) 水頭および流速の縮尺は、ポンプ水車と放水路とにおいて同一であるべきこと。

$$K_{H1} = K_{H2} \dots\dots\dots (13)$$

$$K_{V1} = K_{V2} \dots\dots\dots (14)$$

ハ) 連続の条件

連続の条件と (14) から、次式の幾何学的相似条件が

導かれる。

$$K_{D1} = K_{D2} \dots\dots\dots (15)$$

ニ) 放水路管路中の水撃圧波 および 水圧脈動波の振幅が相似であるべきこと。

摩擦を考慮した管路圧力波基本式から次式を得る。

$$K_{H2}/K_L = K_{V2}/K_T \dots\dots\dots (16)$$

$$K_f = (K_{H2} \cdot K_{D2}) / [K_L \cdot (K_{V2})^2] \dots\dots\dots (17)$$

$$K_{H2}/K_T = [(K_a)^2 \cdot K_{V2}] / K_L \dots\dots\dots (18)$$

ここに (18) と (16) から次式を得る。

$$K_a = K_L / K_T \dots\dots\dots (19)$$

ホ) ポンプ水車回転数変化が相似であるべきこと。

回転部の運動方程式に基づき、また式 (11), (12) を代入して、次式を得る。

$$K_G = (K_{D1})^4 \cdot \sqrt{K_{H1}} \cdot K_T \dots\dots\dots (20)$$

ヘ) 放水路管路の水圧脈動固有周波数と ポンプ水車回転数との関係が相似であるべきこと。

ポンプ水車の水圧脈動励振周波数は回転数の関数であるから、これと、応答部である放水路管路部水圧脈動固有周波数との関係は、相似でなければならない。

$$K_N \cdot K_L / K_a = 1 \dots\dots\dots (21)$$

以上から過渡運転状態の水撃圧波に重畳する水圧脈動の相似則は、独立な関係のみを拾い次のとおりである。

定められるべき縮尺比の数：12. すなわち、 K_{V1} , K_{V2} , K_{H1} , K_{H2} , K_{D1} , K_{D2} , K_T , K_a , K_N , K_G , K_L , K_f 。

条件式の数：10. すなわち (11), (12), (13), (14), (15), (16), (17), (19), (20), (21)。

なお定常運転状態の水圧脈動に関しては、定められるべき縮尺比の数は K_G および K_f を除く 10 となり、また条件式の数 (17) と (20) を除き 8 となる。

このように、いずれの場合とも、決定されるべき縮尺比の数は束縛条件数より 2 だけ多く、皮相的には縮尺比の選択の自由度は 2 であるかのようにみえるが、実際にはそうでない。なぜならば、試験流体として水を、また模型管路材料として鋼を用いるこの種の実験においては、圧力波伝播速度縮尺比は $K_a = 1$ に固定されてしまう。すると前述の諸式から次の関係が導かれる。

$$K_{H1} = 1, K_{V1} = K_{V2} = 1 \dots\dots\dots (22)$$

すなわち実落差、実揚程、実流速に近い値が模型に対して要求されることになり、模型実験設備の実際的な可能限界をはるかに越えてしまう。よって本研究の模型実験計画にあたっては、追求すべき水理現象の性質に応じて本質的な要素の相似性を可能な限り追求し、反面、重要度の低い要素は軽視ないし無視する方針とする。このために、過渡運転状態水撃圧波に重畳する水圧脈動現象と、定常運転状態水圧脈動現象とは取扱いを分離し、ポンプ水車と管路との結合関係の相似則に関しては、

別個の相似則をそれぞれに適用する。

すなわち、過渡運転状態の相似則においては、水圧脈動主励振源であるポンプ水車の運転状態の変化が、その流量制御作用の変化をも含めて過渡現象経過を通じて相似に保たれることが、第一義的に必要である。このためには水撃圧水頭を含んだポンプ水車の有効静水頭の変化の相似性が保たれなければならないが、ここに管路の水撃圧波の大きさはポンプ水車の作用水頭に対して無視できない大きさをもつことから、(13) は厳密に満たされねばならない。反面、水圧脈動励振機構の一端に係る (14) と (15)、および脈動周波数特性を規定する (21) については大幅な近似性を認容する。

次に定常運転状態の相似則については、過渡現象の場合と異なり、管路の水圧脈動振幅は有効作用水頭に比して無視できる程度に小さいので、(13) を無視する。反面、水圧脈動励振機構、励振周波数の相似性はすべて厳密に満足されることが必要で、このために前項において近似性を認容した (14), (15), (21) について、本項では厳密に満足させる。以上の結果、過渡運転状態模型縮尺比は、定常運転状態模型縮尺比に比べて、 K_T および K_L は約 0.5 倍、 K_N は 1.5 倍、 K_{H1} は約 2 倍となる。

(2) 実験方法および装置

水圧管路、ポンプ水車および放水路からなる落差 230 m 級揚水発電所水理系を対象にして、表-5 に示すように放水路延長を長短 2 種 (300, 1500 m)、また流速を大小 2 種 (6, 10 m/s) にとり、延長と流速を組み合わせ、S6 (300 m~6 m/s), S10 (300 m~10 m/s), L (1500 m~6 m/s) の 3 種の放水路条件を設定する (いずれも実機値で示す)。ポンプ水車の初期運転状態は同表に示す 4 種類 (TA, TN, PA, PI) で、引き続き水車負荷遮断、ポンプ入力遮断後の過渡状態中の水圧脈動振幅に対し、前記放水路条件の差が及ぼす影響をみる。ガイドベーン

表-5 過渡運転状態水圧脈動試験ケース

| 試験番号 | 放水路条件 | | | ポンプ水車初期運転条件 | | | |
|--------|-------|--------|----------|-------------|------|-------------------|--------------|
| | 記号 | 延長 (m) | 流速 (m/s) | 記号 | 運転方向 | 落差または揚程 (H_0) | ガイドベーン開度 (%) |
| S6 TA | S 6 | 300 | 6 | TA | 水車 | 最高 | 60 |
| S10 TA | S10 | 300 | 10 | " | " | " | " |
| L TA | L | 1500 | 6 | " | " | " | " |
| S6 TN | S 6 | 300 | 6 | TN | " | 基準 | 82 |
| S10 TN | S10 | 10 | 10 | " | " | " | " |
| L TN | L | 1500 | 6 | " | " | " | " |
| S6 PA | S 6 | 300 | 6 | PA | ポンプ | 最高 | 38 |
| S10 PA | S10 | 300 | 10 | " | " | " | " |
| L PA | L | 1500 | 6 | " | " | " | " |
| S6 PI | S 6 | 300 | 6 | PI | " | 最低 | 80 |
| S10 PI | S10 | 300 | 10 | " | " | " | " |
| L PI | L | 1500 | 6 | " | " | " | " |

表一6 過渡運転状態模型縮尺比

| 物 理 量 | 実機値 | 模型値 | 縮 尺 比 |
|--|----------|----------|--------------------------------|
| 落差または揚程 H_1 (m) | 240± | 104± | $K_{H1}=1/2.3$ |
| ポンプ水車流速 V_1 (m/s) | | | $K_{V1}=1/1.51$ |
| 回 転 数 N (min^{-1}) | 250± | 3 045± | $K_N=12.2$ |
| 時 間 T (s) | | | $K_T=1/20$ |
| 放水路水圧 H_2 (水柱 m) | 46± | 20± | $K_{H2}=1/2.3$ |
| | (451±) | (196±) | |
| 放水路流速 V_2 (m/s) | 6~10 | 2.6~4.8 | $K_{V2}=1/2.3$ |
| 放水路長さ L (m) | 300~1500 | 15~75 | $K_L=1/20$ |
| 圧力波伝播速度 a (m/s) | 1000 | 1000 | $K_a=1$ |
| ポンプ水車直径 D_1 (m) | 5.45 | 0.295 | $K_{D1}=1/18.49$ |
| 放水路直径 D_2 (m) | 5.4 | 0.36 | $K_{D2}=1/15$ |
| ポンプ水車回転慣性 $(t \cdot \text{m}^2)$ | 14 000 | 0.003 97 | $K_{GD^2}=2.84 \times 10^{-7}$ |
| 性モーメント GD^2 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$) | 14 M | 3.97 | |
| 管路摩擦損失係数 f | 0.01 | 0.03 | $K_f=3$ |

閉鎖方式は、放水路条件の差が水圧脈動に及ぼす影響の把握という試験目的に応じて単純化し、水車負荷遮断の場合はきわめて長い不動時間を有する超緩閉鎖とし、ポンプ入力遮断の場合は初期開度を保ったまま不動とする。

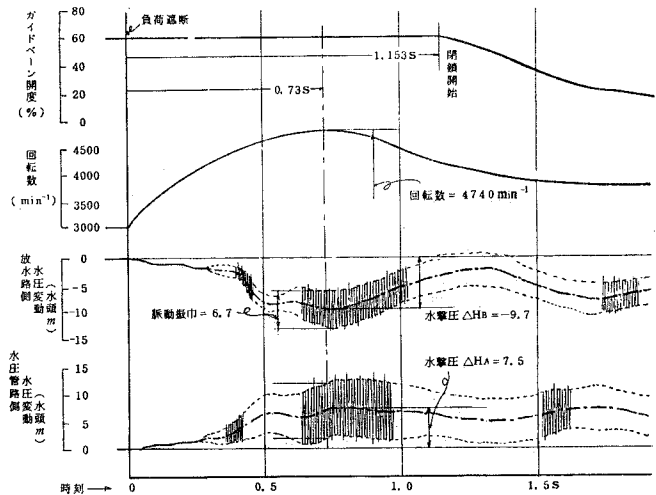
実験装置の水理系は、上池および下池に相当する、圧気された有限面積の自由水面を有する、上部タンクおよび下部タンクの間を、2系列の管路で結んだものである。2系列とは、水圧管路、ポンプ水車、放水路管路の模型からなる模型管路と、これと並列に、上タンクと下タンクとを流量調節弁を介して短絡するバイパス管路とである。バイパス管路の目的は、ポンプ水車模型の負荷および入力遮断に伴う模型管路流量の激しい変化を補償するようにバイパス流量調節弁を操作して、上タンク、下タンクの水位変動を可及的に防止することにある。模型管路の測定項目としては、ポンプ水車の水圧管路側および放水路側の各1点ずつの水圧測定と、ポンプ水車のガイドベーン開度および回転数である。

(3) 実験結果

a) 測定値とその整理

水車負荷遮断後の経過(図一5)の示すように、ガイドベーン閉鎖開始以前の開度一定の状態下で、負荷遮断直後から回転数は増加を開始する。これに伴って、2.(2).c)に前述したように、水車通過流量は減少してガイドベーンを絞ったのと同等の効果を生

じ、放水路側と水圧管路側にそれぞれ負(ΔH_B)と正(ΔH_A)の水撃圧を発生する。回転数がさらに増加して無拘束速度に近づくと水撃圧波に重畳して水圧脈動の発生が著しくなり、その後しばらくの間、ほぼ一定状態で継続する。この間に回転数増加、吸出管頂部水圧降下、水圧管路水圧上昇も飽和状態に達する。そしてガイドベーン閉鎖開始以前のこの状態でポンプ水車単位モデル完全特性図の横軸(回転数/有効全水頭平方根)の値が3種の放水路条件ケースの間で共通の値をとる時点がある。ガイドベーン開度はもともと共通であるから、このとき、ポンプ水車運転状態は放水路条件のいかに問わず同一となっているとみなされる。ポンプ水車励振機能は、その運転状態によって支配的に規定されるものと考えられる。したがって、こ



図一5 水車負荷遮断後の水圧変動オシログラム模式図 (試験番号 LTA)

表一7 吸出管頂部水圧脈動振幅

| 試験番号 | 時刻 s | 水圧脈動幅 (水柱:m) (水柱m=9.8 kPa) | 落差または揚程 (水頭:m) | | | | | 回 転 数 | | ガイドベーン閉鎖開始時刻 s |
|--------|---------|----------------------------------|-----------------------|----------------------|---------------------|--|---------------------|------------------------------|----------------------------|-------------------|
| | | | 水撃圧水頭 ΔH_A | 放水路側 ΔH_B | 初期静落差または揚程 H_1 | 全水頭 $H_1 + \Delta H_A$ $-\Delta H_B$ | $\sqrt{\text{全水頭}}$ | 回転数 (min^{-1}) | 回転数 $\sqrt{\text{全水頭}}$ | |
| | | | | | | | | | | |
| S6 TA | 0.80 | 13.3 | +22.2 | -2.9 | 104.3 | 129.4 | 11.38 | 4 850 | 426 | 1.248 |
| S10 TA | 0.88 | 7.2 | +23.8 | -2.7 | " | 130.8 | 11.43 | 4 860 | 425 | 1.142 |
| L TA | 0.73 | 6.7 | +7.5 | -9.7 | " | 121.5 | 11.02 | 4 740 | 426 | 1.153 |
| S6 TN | 0.97 | 12.0 | +15.3 | 0 | 92.6 | 107.9 | 10.39 | 4 610 | 444 | 1.252 |
| S10 TN | 0.85 | 5.6 | +17.8 | -0.6 | " | 111.0 | 10.54 | 4 680 | 444 | 1.132 |
| L TN | 1.12 | 5.3 | +4.0 | -4.7 | " | 101.3 | 10.06 | 4 500 | 447 | 1.155 |
| S6 PA | 0.93 | 7.9 | -31.1 | +15.6 | 108.7 | 62.0 | 7.87 | 1 020 | 130 | ∞ |
| S10 PA | 0.91 | 3.5 | -34.0 | +3.1 | " | 71.6 | 8.46 | 1 080 | 128 | ∞ |
| L PA | 0.89 | 6.5 | -6.9 | +39.4 | " | 62.4 | 7.90 | 1 020 | 129 | ∞ |
| S6 PI | 0.83 | 3.8 | -35.1 | +17.3 | 80.4 | 28.0 | 5.29 | 1 450 | 274 | ∞ |
| S10 PI | 0.59 | 1.6 | -39.5 | +4.2 | " | 36.7 | 6.06 | 1 650 | 272 | ∞ |
| L PI | 1.10 | 3.2 | -5.7 | +44.4 | " | 30.3 | 5.50 | 1 500 | 273 | ∞ |

時刻は負荷または入力遮断時点を起点として示す。

表-8 放水路条件の異なる場合の水圧脈動振幅比

| ポンプ水車件 | 運転方向 | 水車 | | ポンプ | | 平均 |
|--------|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 落差, 揚程 | 最高 | 基準 | 最高 | 最低 | |
| | 符 号 | TA | TN | PA | PI | |
| 放水路件 | 水路長の異なるペア L/S6 | 0.504 | 0.442 | 0.822 | 0.842 | 0.652 |
| | 流速の異なるペア S10/S6 | 0.541 | 0.467 | 0.443 | 0.421 | 0.468 |

の時点で放水路の水圧脈動振幅を比較すれば、放水路条件の差が脈動応答に及ぼす影響を抽出することができる。こうして整理した吸出管頂部水圧脈動振幅および回転数等を表-7に示す。

またポンプ入力遮断の場合については、入力遮断と同時に回転数は減少し始め、通過流量も減少してやがて逆流状態となり水圧脈動が激化する。この状態下の吸出管頂部水圧脈動振幅等を前項と同様、表-7に示す。

b) 放水路延長の影響

表-7から放水路長さのみを異にするLおよびS6のペアを選び、脈動振幅に関して長水路値と短水路値との比を求めて表-8に示す。比の値はいずれも1以下で、吸出管頂部水圧脈動振幅が放水路延長の増加に伴って増大するような傾向はみられない。

c) 放水路流速の影響

表-7から放水路流速のみを異にするS10およびS6のペアを選び、脈動振幅について大流速の場合の値と小流速の場合の値との比を求めて表-8に示す。比の値はい

ずれも1以下で、吸出管頂部水圧脈動振幅が放水路初期流速の増加に伴って増大するような傾向はみられない。

4. 定常運転状態の水圧脈動に対し放水路延長と流速が及ぼす影響

(1) 実験方法および装置

a) 実験方法

定常運転状態の放水路側の水圧脈動振幅に対し、直結放水路の延長と流速の増加が及ぼす影響を模型実験により検討する。このためポンプ水車と放水路管路からなる落差230m級揚水発電所水理系を対象として、放水路延長を長水路の場合として2000m、短水路の場合として200mの2種にとり、流速を大流速の場合として全出力流速6m/s、小流速の場合として半出力流速3m/sの2種にとり（いずれも実機値）、これらの組合せで4種類の放水路条件を設定し、この放水路条件の差がポンプ水車を励振源とする放水路管路水圧脈動応答に及ぼす影響をみる。なおポンプ水車の励振作用は、その運転状態によりおおいに変化し、また放水路側に苛酷な影響を与えるのはポンプ運転の場合よりも水車運転の場合であることから、水車運転のみを対象として広範囲に運転条件を設定する。実験ケースを表-9に示す。さらに脈動発生 of 著しいケースを選び、放水路管内流水中に吸出管頂部から微量の圧縮空気を注入し、その脈動沈静化効果をみる。

b) 実験装置

表-10 定常運転状態模型縮尺比

表-9 定常運転状態水圧脈動試験ケース

| 試験番号 | 放水路条件 | | | 水車運転条件 | | |
|------|-------|----|----|--------|----|-----------|
| | 記号 | 延長 | 流速 | 記号 | 落差 | ギヤンピョビテ係数 |
| LF1 | LF | 長 | 全 | 1 | 最高 | 大 |
| SF1 | SF | 短 | ” | ” | ” | ” |
| LH1 | LH | 長 | 半 | ” | ” | ” |
| SH1 | SH | 短 | ” | ” | ” | ” |
| LF2 | LF | 長 | 全 | 2 | ” | 小 |
| SF2 | SF | 短 | ” | ” | ” | ” |
| LH2 | LH | 長 | 半 | ” | ” | ” |
| SH2 | SH | 短 | ” | ” | ” | ” |
| LF3 | LF | 長 | 全 | 3 | 基準 | 大 |
| SF3 | SF | 短 | ” | ” | ” | ” |
| LH3 | LH | 長 | 半 | ” | ” | ” |
| SH3 | SH | 短 | ” | ” | ” | ” |
| LF4 | LF | 長 | 全 | 4 | ” | 小 |
| SF4 | SF | 短 | ” | ” | ” | ” |
| LH4 | LH | 長 | 半 | ” | ” | ” |
| SH4 | SH | 短 | ” | ” | ” | ” |
| LF5 | LF | 長 | 全 | 5 | 最低 | 大 |
| SF5 | SF | 短 | ” | ” | ” | ” |
| LH5 | LH | 長 | 半 | ” | ” | ” |
| SH5 | SH | 短 | ” | ” | ” | ” |
| LF6 | LF | 長 | 全 | 6 | ” | 小 |
| SF6 | SF | 短 | ” | ” | ” | ” |
| LH6 | LH | 長 | 半 | ” | ” | ” |
| SH6 | SH | 短 | ” | ” | ” | ” |

| 物理量 | 縮尺比 | | 縮尺比 | | 縮尺比 | |
|------------------------------|------|--------|------|--------|------|--------|
| | 実機 | 模型 | 実機 | 模型 | 実機 | 模型 |
| 静落差または揚程 H_1 (m) | 230 | 48 | 203 | 48 | 165 | 41 |
| 縮尺比 K_{H1} | = | 1/4.80 | = | 1/4.22 | = | 1/4.02 |
| ポンプ水車流速 V_1 (m/s) | | | | | | |
| 縮尺比 K_{V1} | = | 1/2.19 | = | 1/2.06 | = | 1/2.01 |
| 回転数 N (min ⁻¹) | 250 | 2022 | 250 | 2150 | 250 | 2200 |
| 縮尺比 K_N | = | 8.10 | = | 8.60 | = | 8.80 |
| 時間 T (s) | | | | | | |
| 縮尺比 K_T | = | 1/8.10 | = | 1/8.60 | = | 1/8.80 |
| 放水路水圧脈動振幅 H_2 | | | | | | |
| 縮尺比 K_{H2} | = | 1/3.22 | = | 1/3.03 | = | 1/2.96 |
| 放水路流速 V_2 (m/s) | 5.54 | 2.53 | 6.18 | 3.00 | 5.55 | 2.76 |
| 縮尺比 K_{V2} | = | 1/2.19 | = | 1/2.06 | = | 1/2.01 |
| 短放水路長さ L (m) | 207 | 17.4 | 219 | 17.4 | 224 | 17.4 |
| 縮尺比 K_L | = | 1/11.9 | = | 1/12.6 | = | 1/12.9 |
| 長放水路長さ L (m) | 1951 | 164 | 2066 | 164 | 2115 | 164 |
| 縮尺比 K_L | = | 1/11.9 | = | 1/12.6 | = | 1/12.9 |
| 圧力波伝播速度 a (m/s) | 1200 | 820 | 同左 | 同左 | 同左 | 同左 |
| 縮尺比 K_a | = | 0.68 | = | 同左 | = | 同左 |
| ポンプ水車直径 D_1 (m) | 5.40 | 0.305 | 同左 | 同左 | 同左 | 同左 |
| 縮尺比 K_{D1} | = | 1/17.7 | = | 同左 | = | 同左 |
| 放水路直径 D_2 (m) | 5.35 | 0.302 | 同左 | 同左 | 同左 | 同左 |
| 縮尺比 K_{D2} | = | 1/17.7 | = | 同左 | = | 同左 |

前章 3.(1) に述べた 定常運転状態相似則に基づき縮尺比を定める (表-10). 放水路水理系は、脈動主励振源であるポンプ水車と、応答部である定断面の放水路管路本体と、両者の間の遷移区間である変断面の吸出管とから構成される (図-6).

(2) 実験結果

a) 測定値

脈動振幅測定値を 表-11 に示す. 圧力振幅はすべて有効静水頭に対する%で無次元化して表わす. なお表中の振幅応答倍率とは、応答部である定断面管路本体上各測点の振幅と、励振端である管路入口測点の振幅との比

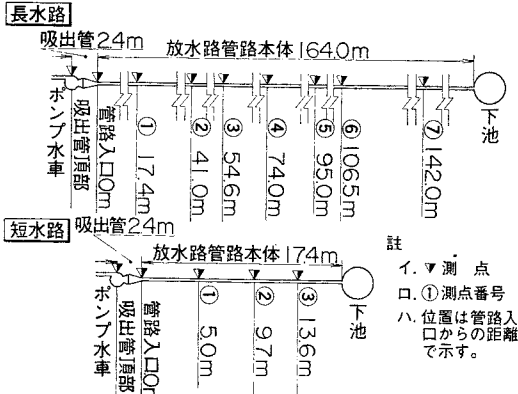


図-6 定常運転状態模型測点配置

表-11 定常水圧脈動振幅測定値

| 試験番号 | 振幅(有効静水頭の%) | | | 振幅応答倍率 ○は測点番号を示す | | | | | | | |
|------|-------------|--------|---------|------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 吸出管頂部測点 | 管路入口測点 | 管路本体部最大 | ① | ② | ③ | ④ | ⑤ | ⑥ | ⑦ | 平均 |
| LF 1 | 1.3 | 1.1 | 1.3 | 1.18 | 0.90 | 1.09 | 0.90 | 1.00 | 0.89 | 0.54 | 0.93 |
| SF 1 | 0.62 | 1.1 | 2.0 | 1.00 | 1.82 | 1.09 | — | — | — | — | 1.30 |
| LH 1 | 5.0 | 1.3 | 1.9 | 0.72 | 1.39 | 1.46 | 1.08 | 0.92 | 1.00 | 0.85 | 1.06 |
| SH 1 | 3.2 | 1.6 | 1.9 | 0.88 | 0.81 | 1.19 | — | — | — | — | 0.96 |
| LF 2 | 1.2 | 1.3 | 1.1 | 0.85 | 0.45 | 0.71 | 0.62 | 0.45 | 0.76 | 0.48 | 0.62 |
| SF 2 | 0.74 | 1.2 | 1.3 | 1.08 | 0.77 | 0.32 | — | — | — | — | 0.72 |
| LH 2 | 2.2 | 1.2 | 1.5 | 0.92 | 1.00 | 0.83 | 1.00 | 0.79 | 1.25 | 0.50 | 0.90 |
| SH 2 | 1.9 | 1.1 | 2.2 | 1.64 | 2.00 | 0.45 | — | — | — | — | 1.36 |
| LF 3 | 1.8 | 1.9 | 1.5 | 0.79 | 0.74 | 0.74 | 0.48 | 0.74 | 0.79 | 0.47 | 0.68 |
| SF 3 | 1.1 | 3.1 | 2.4 | 0.77 | 0.74 | 0.71 | — | — | — | — | 0.74 |
| LH 3 | 6.0 | 2.4 | 1.7 | 0.71 | 0.46 | 0.58 | 0.46 | 0.58 | 0.50 | 0.37 | 0.52 |
| SH 3 | 4.0 | 3.7 | 3.6 | 0.54 | 0.49 | 0.97 | — | — | — | — | 0.67 |
| LF 4 | 1.4 | 1.3 | 1.8 | 1.38 | 1.00 | 0.85 | 0.73 | 1.08 | 1.38 | 0.48 | 0.99 |
| SF 4 | 0.98 | 1.1 | 1.8 | 1.64 | 1.64 | 0.76 | — | — | — | — | 1.35 |
| LH 4 | 6.2*1 | 0.52 | 1.5 | 2.50 | 1.62 | 2.30 | 2.50 | 1.89 | 2.88 | 1.04 | 2.10 |
| SH 4 | 1.3 | 0.85 | 5.6 | 3.76 | 6.59 | 0.65 | — | — | — | — | 3.67 |
| LF 5 | 0.60 | 1.2 | 1.2 | 0.68 | 0.92 | 0.92 | 0.92 | 1.00 | 1.00 | 0.60 | 0.86 |
| SF 5 | 0.83 | 1.2 | 1.7 | 1.42 | 1.42 | 0.82 | — | — | — | — | 1.22 |
| LH 5 | 5.2 | 2.5 | 4.2*2 | 1.76 | 1.36 | 1.04 | 1.12 | 1.68 | 1.56 | 1.20 | 1.39 |
| SH 5 | 2.5 | 2.8 | 4.9 | 1.75 | 1.53 | 0.50 | — | — | — | — | 1.26 |
| LF 6 | 0.75 | 0.9 | 1.4 | 1.56 | 1.33 | 1.22 | 1.04 | 1.44 | 1.44 | 0.41 | 1.21 |
| SF 6 | 1.0 | 0.86 | 2.1 | 2.21 | 2.44 | 0.90 | — | — | — | — | 1.85 |
| LH 6 | 3.7 | 2.4 | 3.2 | 1.54 | 1.33 | 1.29 | 1.08 | 1.04 | 1.29 | 0.75 | 1.19 |
| SH 6 | 1.6 | 1.7 | 5.2 | 2.12 | 3.06 | 0.48 | — | — | — | — | 1.89 |

注 *1 吸出管頂部長水路最大振幅, *2 長水路管路本体部最大振幅の最大値

表-12 放水路延長の影響 (振幅および振幅応答倍率について)

| 長水路：短水路のペア | 振 幅 比 | | | 振幅応答倍率平均比 |
|-------------|---------|--------|---------|-----------|
| | 吸出管頂部測点 | 管路入口測点 | 管路本体部最大 | |
| LF 1 : SF 1 | 2.10 | 1.00 | 0.65 | 0.71 |
| LH 1 : SH 1 | 1.56 | 0.81 | 1.00 | 1.11 |
| LF 2 : SF 2 | 1.62 | 1.08 | 0.85 | 0.85 |
| LH 2 : SH 2 | 1.16 | 1.09 | 0.68 | 0.60 |
| LF 3 : SF 3 | 1.64 | 0.61 | 0.63 | 0.92 |
| LH 3 : SH 3 | 1.50 | 0.65 | 0.47 | 0.78 |
| LF 4 : SF 4 | 1.43 | 1.18 | 1.00 | 0.73 |
| LH 4 : SH 4 | 3.40 | 0.61 | 0.27 | 0.57 |
| LF 5 : SF 5 | 0.72 | 1.00 | 0.71 | 0.71 |
| LH 5 : SH 5 | 2.08 | 0.89 | 0.86 | 1.10 |
| LF 6 : SF 6 | 0.75 | 1.05 | 0.67 | 0.66 |
| LH 6 : SH 6 | 2.31 | 1.41 | 0.71 | 0.63 |
| 平均値 | 1.69 | 0.95 | 0.71 | 0.78 |
| 標準偏差 | 0.70 | 0.23 | 0.20 | 0.17 |

として定義される量である.

b) 放水路延長の影響

表-11 から水路延長のみを異にし、他の条件が同一である 12 組のペアを選び、長水路の値と短水路の値との比を求めて 表-12 に示す. 振幅応答倍率の比は、長水路 7 点、短水路 3 点のそれぞれ平均値の比である. これから次のことが認められる.

イ) 吸出管頂部振幅は長水路の方が短水路より一般に大で、長短水路の値の比は平均値 1.69、標準偏差 0.70 である. なお 表-11 にみるように長水路の最大振幅は有効静水頭の約 6% である.

ロ) 表-12 のとおり管路入口測点の振幅は長水路と短水路とでほとんど同一であり、長短水路の値の比は平均値 0.95、標準偏差 0.23 である.

ハ) 表-12 のとおり管路本体部の振幅は長水路の方が短水路よりも小さく、長短水路の値の比は、最大振幅については平均値 0.71、標準偏差 0.20 である. なお 表-11 にみるように長水路の最大振幅の最大値は有効静水頭の約 4% である.

ニ) 表-12 のとおり振幅応答倍率平均値は長水路の方が短水路よりやや小さく、長短水路の値の比は平均値 0.78、標準偏差 0.17 である.

c) 放水路流速の影響

表-11 から流速のみを異にし他の条件が同一である 12 組のペアを選び、その管路部振幅応答倍率について、全流速の場合と半流速の場合との比をとって 表-13 に示す. 長水路 7 測点の平均値は 0.85 であり、短水路 3 測点の平均値は 1.04 である. さらに表

表-13 放水路流速の影響（振幅応答倍率について）

| 全流速：半流速のペア | 振幅応答倍率比 | | | | | | | 平均 |
|-------------|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| | ① | ② | ③ | ④ | ⑤ | ⑥ | ⑦ | |
| LF 1 : LH 1 | 1.64 | 0.65 | 0.75 | 0.83 | 1.09 | 0.89 | 0.64 | 0.93 |
| LF 2 : LH 2 | 0.92 | 0.45 | 0.86 | 0.62 | 0.57 | 0.61 | 0.94 | 0.71 |
| LF 3 : LH 3 | 1.11 | 1.61 | 1.28 | 1.04 | 1.28 | 1.58 | 1.27 | 1.31 |
| LF 4 : LH 4 | 0.55 | 0.62 | 0.37 | 0.29 | 0.57 | 0.48 | 0.46 | 0.48 |
| LF 5 : LH 5 | 0.39 | 0.68 | 0.88 | 0.82 | 0.60 | 0.65 | 0.50 | 0.64 |
| LF 6 : LH 6 | 1.01 | 1.00 | 0.95 | 0.96 | 1.38 | 1.12 | 0.55 | 1.00 |
| 長水路平均 | 0.94 | 0.84 | 0.85 | 0.76 | 0.92 | 0.89 | 0.78 | 0.85 |
| SF 1 : SH 1 | 1.14 | 2.25 | 0.92 | — | — | — | — | 1.44 |
| SF 2 : SH 2 | 0.66 | 0.39 | 0.71 | — | — | — | — | 0.59 |
| SF 3 : SH 3 | 1.43 | 1.51 | 0.73 | — | — | — | — | 1.22 |
| SF 4 : SH 4 | 0.44 | 0.25 | 1.17 | — | — | — | — | 0.62 |
| SF 5 : SH 5 | 0.81 | 0.92 | 1.64 | — | — | — | — | 1.12 |
| SF 6 : SH 6 | 1.04 | 0.80 | 1.88 | — | — | — | — | 1.24 |
| 短水路平均 | 0.92 | 1.02 | 1.18 | — | — | — | — | 1.04 |

示の倍率比 60 個の総平均を計算すると、平均値 0.902、標準偏差 0.413 を得る。これらからみて放水路流速の大小は、振幅応答倍率に本質的な影響を及ぼさないものとみなされる。

d) 給気の効果

前に項 b) に述べた放水路延長と水圧脈動との関係に対し、水流中に給気される圧縮空気が及ぼす影響をみる。このために脈動発生著しい半流速、基準落差、キャピテーション係数大のペア（LH3 および SH3）を選び、給気量を、水に対する体積比で 0%、0.5%、1.0%、2.0% の範囲に変化させ、その水圧脈動沈静効果をみる。

実験値から振幅の絶対値と振幅応答倍率平均値について長短水路の値の比を求め、これと給気量との関係を表-14 に示す。これらから次のことが認められる。

イ) 表示のように、吸出管頂部位置の振幅についての長短水路の値の比は、給気のない場合は 1.50 であるが、給水の開始とともにこの比は低下して、給気量 2% において水路延長の差の影響は消滅する。

ロ) 管路本体部の最大振幅についての長短水路の値の比は、給気のない場合には 0.47 程度であるが、給気量 1% 以上ではこの比は 0.2 以下に低下してほぼ一定値となり、水路長さの影響が顕著になる。

ハ) 振幅応答倍率平均値についての長短水路の値の比は、給気のない場合には 0.78 程度であるが、給気量

表-14 給気量の影響（振幅、振幅応答倍率と放水路延長との関係について）

| 長水路：短水路のペア | 給気量 (%) | 振幅比 | | | 振幅応答倍率平均比 |
|-------------------------|---------|---------|--------|---------|-----------|
| | | 吸出管頂部測点 | 管路入口測点 | 管路本体部最大 | |
| LH 3 : SH 3 | 0 | 1.50 | 0.65 | 0.47 | 0.78 |
| LH 3 [0.5] : SH 3 [0.5] | 0.5 | 0.90 | 1.58 | 0.36 | 0.33 |
| LH 3 [1.0] : SH 3 [1.0] | 1.0 | 1.30 | 1.38 | 0.14 | 0.10 |
| LH 3 [2.0] : SH 3 [2.0] | 2.0 | 1.06 | 1.20 | 0.18 | 0.18 |

1% 以上ではこの比は 0.2 程度まで著しく低下する。

二) 以上のように給気は水路延長が大きい場合の管路部の水圧脈動低減に著しく効果がある。

5. 実機への応用と検証

以上の研究結果に基づき、直結圧力放水路の長大化、高流速化が最初に実現された電源開発 K.K. の新豊根および沼原揚水発電所の放水路水理系の延長、設計流速、延長と流速の相乗積はそれぞれ、315 m, 5.7 m/s, 1800 m²/s, および 507 m, 5.35 m/s, 2700 m²/s で、従来の実績の上限、すなわち、100 m, 2 m/s, 200 m²/s を大幅に越えるものである（表-1, 図-7）。

これら両揚水発電所の過渡運転状態試験運転時に得られた実測値を、予測値と対比して新豊根発電所の場合について示す（表-15）。

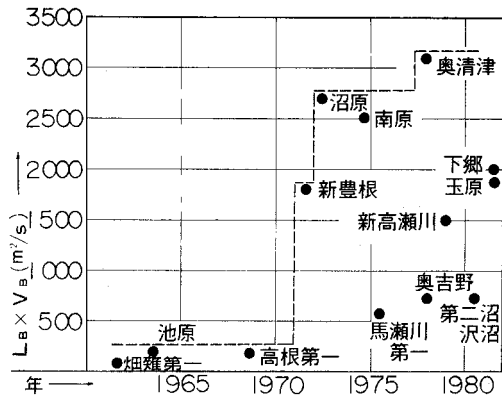


図-7 本邦揚水発電所の直結圧力放水路の延長 (L_B) × 設計流速 (V_B) 値 (L_B × V_B : m²/s) の変遷

表-15 新豊根 4 号機放水路水撃圧、水圧脈動 予実測対比

| 項 | 目 | 予測値 | 実測値 |
|-----------|------------------------------|----------------|----------|
| 放水路側水撃圧 | 水車負荷遮断 | | |
| | 最低水撃圧水頭 (m) | -16.711 | -16.0 |
| | 同上発生時刻 (s) | 2.20 | 2.80 |
| | 最高回転数上昇 (min ⁻¹) | 72.0 | 77.0 |
| | ポンプ入力遮断 | | |
| 放水路側水撃圧 | 最高水撃圧水頭 (m) | +18.4 | +19.0 |
| | 同上発生時刻 (s) | 5.30 | 3.0 |
| 吸出管頂部脈動測点 | 水車負荷遮断 | | |
| | 脈動振幅 (水柱m) (kPa) | 33 以内 (323 以内) | 14 (137) |
| | ポンプ入力遮断 | | |
| 吸出管頂部脈動測点 | 脈動振幅 (水柱m) (kPa) | 22 以内 (216 以内) | 5 (49) |

注) 遮断条件

初期回転数 257 min⁻¹、総落差 223.34 m、純揚程 217.45 m、初期流量 水車：132 m³/s、ポンプ：86 m³/s、水車初期出力 234 MW、ポンプ初期入力 258 MW、ガイドベーン閉鎖時間 (s) 水車：34.26、ポンプ：12.40

表にみられるように、超緩閉鎖方式による水車負荷遮断およびポンプ入力遮断に伴う過渡運転状態における放水路側の水撃圧水頭の大きさについては、同表に示す遮断条件等をインプットデータとして、本報告 2. に述べた計算方法による予測計算の結果と実測値は十分に一致した。この際、吸出管頂部位置における水圧脈動振幅についても、本報告 3. (3), b) および c) の結論に基づき、放水路長大化および高流速化による格段の影響はないとの判断のもとに、既往の揚水発電所の多くの実績から予測された可能最大値の範囲内に、実測値は十分納まった。なお定常運転状態における実機の水圧脈動はきわめて微弱で観測誤差程度に過ぎないので予測値の対比表は特に示さないが、予測された可能最大値よりはるかに微小であった。これらの傾向は沼原発電所についても同様であった。

なお新豊根発電所における過渡運転状態の吸出管頂部位置水圧脈動周波数について、実測記録のスペクトル解析¹¹⁾により得られる卓越周波数と、インピーダンス法⁹⁾により計算される放水路管路固有振動周波数とを対比した結果、過渡運転状態の水圧脈動卓越周波数は、管路固有周波数によってかなり支配されるものとみなし得る。

以上の両揚水発電所に引き続き、その後いくつかの揚水発電所の実施設計において直結圧力放水路の長大化、高流速化が積極的に進められている(図-7, 表-1)。この実績からみると、現段階では、放水路延長(m)と設計流速(m/s)との相乗積(m²/s)で表現して、3000~3500 m²/s 程度のところが、長大化、高流速化の実際的な限界であると考えられる。

謝 辞：本研究は著者の電源開発KK在職中に従事した実験および計算の結果に、その主要素材の多くを負っている。

水力発電所水路系の水理過渡現象に関する著者の問題意識を喚起された林 泰造先生、吉越盛次博士、研究をご指導下された竹中和夫先生、吉川秀夫先生、日野幹雄先

生、研究結果発表をご許諾下された村上省一理事(当時)、研究遂行にご助力下された田高稔康先生、大西外明先生、平塚昭隆技師、研究実施と取りまとめにご協力下された立林 久氏、関口正孝氏、渡辺邦男氏、手塚徳治氏、石井光裕氏その他電源開発KKおよび四国電力KKの諸兄、および計算を分担されたアイエヌエー新土木研究所 柴田正和氏、さらに電源開発KKとの協同研究を遂行されたKK日立製作所ならびに東京芝浦電気KKの関係技術陣諸氏に心からなる感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) Shima, S. and M. Hino : Waterhammer in a branched pipe, 土木学会論文集, No. 66, 1960年1月.
- 2) 野田・瀬古 : 諸塚揚水発電所水圧鉄管の振動とその対策, 発電水力, No. 58, 1962年5月.
- 3) 石井安男 : 水車ポンプ水車, 電気書院, 1962年.
- 4) 林 泰造 : 水撃作用の計算における特性曲線法の機械化, 第7回水理講演会講演集(土木学会水理委員会), 1962年10月.
- 5) Jaeger, C. : Theory of resonance in hydro-power systems, Part one~Part three, Water Power, Jan.~Mar. 1963.
- 6) Parmakian, J. : Waterhammer Analysis, Dover Publication, Inc., New York, 1963.
- 7) Gamble, G. et al. : The Taum Sauk project—A step forward, Presentation to American Power Conference., Chicago, Apr. 1964.
- 8) Fukasu, S. : Experiences on transients in pump-turbine project with hydraulic Peculiarities, Paper to International Symposium on Waterhammer in Pumped Storage Projects, Nov. 1965.
- 9) Streeter, W. et al. : Hydraulic Transients, McGraw-Hill Book Co., New York, 1967.
- 10) 開発計算センター : 土木プログラミング資料, ポンプ水車を含む管路系の水撃圧, 1971.
- 11) 日野 : スペクトル解析, 朝倉書店, 1977.
- 12) Jaeger, C. : Fluid Transients in Hydraulic Engineering Practice, Blackie., London, 1977.
- 13) Ehrhart, R.W. : Auto oscillation in the Hyatt plants, Water Power., Apr. 1979.
- 14) 秋元徳三 : 損失を考慮した水撃作用による圧力上昇率の計算式, 日本機械学会講演論文集, No. 800-4, 1980年4月.

(1981.1.13・受付)