

# 密閉型エアクッションサージチャンバーの安定性

鶴巻有一郎\*

ノルウェーの水力発電所の建設コストを低コストに抑えている一方策に密閉型エアクッションサージチャンバーがある。しかしながら、この型式を我が国の地質・地形に合い、低コストの建設をおこなうためには R. Svee による水力振動系の安定を得るための同チャンバーの容量算定の条件式を見直し、容量を縮小できることの可能性を研究する必要がある。本論文は R. Svee が Thoma と同じ調速式を用いている部分を実際の調速機、水車・発電機の回転運動、水車特性及び他発電所との並列運転に代え安定条件式を導き、容量を縮小するための無次元値の一般図表を求めている。

**Keywords** : surge tank, closed air cushion surge chamber, stability

## 1. まえがき

近年の我が国の電源別建設コストを比較すると、一般水力は石油・石炭火力、原子力に比べ高いため、コスト低減策が強く要望されている。さらに、毎年夏の電力需要の伸びに対する供給力に不安を招いており、水力による出力増加対策検討も急を要していることは周知の通りである。このような課題への対応策の一つとして、従来から用いられて来た開口式のサージタンクに代わって、ノルウェー<sup>1)</sup>、USA<sup>2)</sup>で1970年以後、採用されている密閉型エアクッションサージチャンバーを圧力水路系に設けることで次のメリットがある。

1) エアチャンバーを地中のいかなる深さにも密閉型として設けることが出来るため水路縦断線形の変更も容易であり、場合によっては、取水口と発電所間を直線で結ぶことで、掘削トンネル延長の短縮化と、さらに TBM (Tunnel boring machine) による機械化施工が一貫して行われることによる工事費減。

2) 開口式サージタンクの場合は、地上にコンクリート構造の一部分が露出する場合が多いのに反し、密閉型エアクッションサージチャンバーの場合は、地中構造物とすることが出来るため、景観対策に役立てることが出来る。

さらに筆者<sup>3)</sup>により

3) 地下式はもとより露出鉄管路の場合であっても密閉型エアクッションサージチャンバーを水車の近傍に設けることにより水撃圧の減少に伴う水圧鉄管の板厚減少、と水圧鉄管路長を短縮しコンクリート管への材質の変更による工事費減。

4) 既設発電所の水路構造物を補強することなく流量増による出力増加対策への適用。

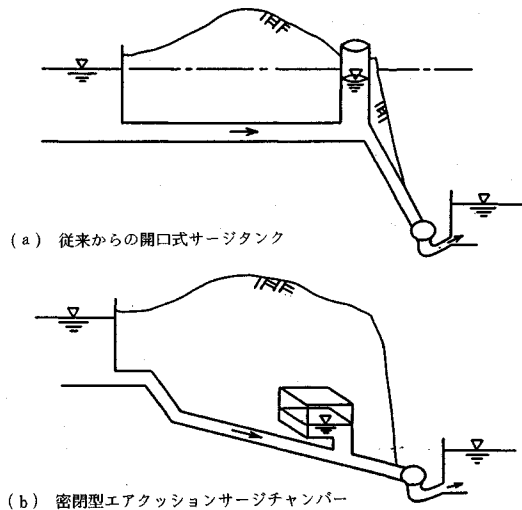


図-1 サージチャンバーの型式比較

等の検討がなされ採用が有望視されながらも、密閉型エアクッションサージチャンバーの容量に関する次の点に既に指摘した<sup>3)</sup>。即ち、開口式のサージタンクに適用される Thoma (1910)<sup>4)</sup>の安定水槽断面積の条件式に相当する R. Svee (1972)<sup>5)</sup>による密閉型エアクッションサージチャンバーの安定水槽断面積の条件式による容量は、非常に大きく必要であること、さらにエアチャンバーからの高圧ガス漏れの防止工としてこの大きなエアチャンバーに鋼板を用いた新設発電所計画の場合、その建設コスト低減策への疑問が明らかにされ<sup>3)</sup>、現在まだ実施されていない。

しかしながら本論文は、これまでの密閉型エアクッションサージチャンバーの安定断面積の条件式の誘導に当たって、用いられている出力一定の調速式に代わって筆者の開口式のサージタンクに対するこれまでの研究<sup>6)</sup>と同様に、調速機構、水車・発電機の回転体運動、水車特

\*正会員 工博 (株) ニュージェック 水工部部长  
(〒542 大阪市中央区島之内 1-20-19)

性、水圧管路の運動量及び当該発電所の全送電系統における出力比等を総合的に勘案するとR. Svee等による安定断面積をさらに縮小できることを理論的に明らかにした研究である。

圧力水路の途中に空気タンクを設け、その空気量をある程度以上に大きくすれば、水路内の圧力変動を小さくすることができる原理の理論的研究は、Foch (1920)<sup>7)</sup>、Allievi (1936)<sup>8)</sup>、Angus (1937)<sup>9)</sup> によって始められ、Evans & Crawford (1953)<sup>10)</sup> によってポンプ揚水パイプラインへ適用されている。しかしながら、水力発電所の水路系に圧縮空気が用いられるようになったのは近年のことである。富山県菅小矢部川第二発電所 (1965年運開) の放水路サージングは、サージタンクを被う天井の一部に小孔を開け、この小孔を水位変動時に空気が流出・流入するときに生ずる抵抗によってサージング高を抑制する装置を取り付け、サージタンク容量の縮小を狙ったいわゆる空気制動式サージチャンバーである。これは林<sup>11)</sup>、高畑<sup>13)-15)</sup> によるサージングの解析手法の開発、林・服部<sup>12)</sup> による現地計測の研究がある。

一方、完全密閉型のエアクッションサージチャンバーを設けることで水撃波による圧力上昇の区間長を短縮することを狙った建設は1970年以後ノルウェーで行われている。密閉型エアクッションサージチャンバーの安定断面積の研究は、R. Svee (1972)<sup>5)</sup>、P. E. J. Gardner & J. H. Gummer (1973)<sup>16)</sup> によって行われているが、Thomaによる開口式のサージタンクの安定理論と同様に出力一定の“(圧力水頭  $H$ )・(流量  $Q$ )=一定”の調速式に基づく研究である。また、H. Brekke (1974)<sup>17)</sup> は水圧管路の運動量、水車機器、回転体運動、調速機(ガバナー)等を取り入れた応答計算を行っている。

## 2. 振動安定と調速機構の時間遅れ

Thomaによる開口式のサージタンクの安定条件の誘導に当たっては水圧鉄管路の運動量が考慮されていないこと、さらに出力一定の条件、いわゆる調速機構の時間遅れが全く無く即応答の条件が取り入れられている。しかしながら実際にはサージタンクを備えない長大な水圧鉄管路も存在しており、このような系の安定性に寄与している一つに調速機構の時間遅れがあることを本章で明らかにすると共に、密閉型エアクッションサージチャンバーの安定条件式の誘導に当たっても調速機構の時間遅れを考慮することでR. Sveeによる密閉型エアクッションサージチャンバー安定断面積をさらに縮小できる可能性を明らかにする。

(1) サージタンクを設けない水圧鉄管路系の振動安定水圧鉄管路の運動方程式は、

$$(L/g)(dv/dt) = H_1 - cv^2 \dots\dots\dots (1)$$

である。水車流量との連続条件は、

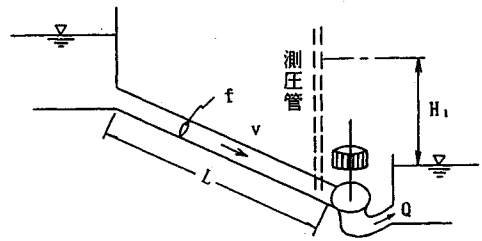


図-2 水路概念図と記号

$$Q = fv \dots\dots\dots (2)$$

であり、またThomaによる出力一定条件は、

$$H_1 Q = \text{const.} = H_{10} Q_0 \dots\dots\dots (3)$$

である。ここに  $L$  = 水圧鉄管路長;  $v$  = 管路内流速;  $f$  = 管路断面積;  $H_1$  = 水車直上流の圧力水頭 (有効落差);  $c$  = 管路全長にわたる損失水頭の係数;  $Q$  = 使用水量;  $g$  = 重力の加速度;  $t$  = 時間項; 添字0は定常時の値、である。

しかし、式(1)~(3)による場合はいかなる水力発電所においても、理論的に振動が不安定となる。即ち式(1)~(3)の変数を定常からの変位量 ( $\Delta$ )

$$H_1 = H_{10} + \Delta H, v = v_0 + \Delta v, Q = Q_0 + \Delta Q \dots\dots\dots (4)$$

とし、

$$h = \Delta H / H_{10}, y = \Delta v / v_0, q = \Delta Q / Q_0 \dots\dots\dots (5)$$

を式(1)に代入し、2乗以上の変位について無視し、かつ、無次元時間 ( $T$ ) を導入すると式(1)は、

$$dy/dT = -h - Cy \dots\dots\dots (6)$$

となる。ここに  $C = 2cv_0^2/H_{10}$ ;  $T = t/T_w$  であり、 $T_w$  は水路の損失水頭を無視した状態 ( $c=0$ ) の水路において流速零の状態から自由流出するとき  $v_0$  まで加速する所要時間であり、これは式(1)を積分することで

$$T_w = Lv_0/gH_{10} \dots\dots\dots (7)$$

(単位; sec) と得られる。また式(2)、(3)は、

$$q = y \dots\dots\dots (8)$$

$$h = -q \dots\dots\dots (9)$$

となる。ここで式(6)、(8)、(9)を整理すると

$$(dy/dT) + (C-1)y = 0 \dots\dots\dots (10)$$

が得られる。式(10)が安定であるためには  $(C-1)$  が正でなければならないが、この項は負であることから式(1)~(3)を適用すると理論的に常に不安定となる。そこで式(3)に時間遅れ ( $\tau$ ) を導入し、

$$H(t)Q(t+\tau) = \text{Const.} \dots\dots\dots (11 a)$$

のように仮定し、展開すると

$$h = -q - (\tau/T_w)(dq/dT) \dots\dots\dots (11 b)$$

であり、式(6)、(8)、(11 b)を整理すると

$$(\tau/T_w - 1)(dy/dT) + (1-C)y = 0 \dots\dots\dots (12)$$

が得られる。式(12)が安定であるためには  $(\tau/T_w - 1)$  が正である必要があつて、すなわち

$$\tau > T_w \dots\dots\dots (13)$$

の条件が現れる。

即ち、调速機構に時間遅れを持たせることで安定領域の存在が示される。実際に、调速機構及び水車・発電機回転体の非定常回転方程式は時間の関数である。PID ガバナ (Proportional-Integral-Differential governor) の一例を図-3 に示す。これに無次元時間を導入し表すと

$$a_3(d^3\theta/dT^3) + a_2(d^2\theta/dT^2) + a_1(d\theta/dT) + a_0\theta = -b_2(d^2n/dT^2) - b_1(dn/dT) - b_0n \dots (14 a)$$

である<sup>5)</sup>。ここに、 $n = \Delta N/N_0$ ;  $\theta = \Delta G/G_0$ ;  $N$  = 回転数 (rpm);  $G$  = ガイドベーン開度比;

$$a_3 = (T_{G1}T_{G2} + K_3T_{G2}D)/T_W^3I,$$

$$a_2 = \{T_{G1} + T_{G2} + (D + T_{G2}P)K_3\}/T_W^2I,$$

$$a_1 = (1 + K_3(T_{G2}I + P))/T_WI, a_0 = k_3,$$

$$b_2 = D/T_W^2I, b_1 = P/T_WI, b_0 = 1,$$

$P$  = 比例利得;  $I$  = 積分時定数 (sec);  $D$  = 微分時定数 (sec);  $K_3$  = 速度垂下率 (speed droop);  $T_{G1}, T_{G2}$  = 一次、二次配弁弁時定数 (sec) である。

簡単のために式 (14 a) のガバナ常数のうち比較的影響の少ない  $T_{G1}, T_{G2}, D$  を無視すると、

$$a_1(d\theta/dT) = -b_1(dn/dT) - b_0n \dots (14 b)$$

となる。また水車・発電機回転体の非定常回転方程式は

$$M - M_L = \beta(dN/dt) \dots (15 a)$$

である。ここに  $M$  = 出力モーメント (発生トルク);  $M_L$  = 負荷モーメント (負荷トルク);  $\beta = (GD^2/4g) \cdot (2\pi/60)$ ;  $GD^2$  = はずみ車効果; である。

式 (15 a) に無次元時間と全系統から当該発電所へ負わされる負荷変動量を導入すると

$$(T_M/\alpha T_W)(dn/dT) = m + n \dots (15 b)$$

を得る<sup>6)</sup>。ここに、 $T_M$  は回転体が停止し、かつ、送電系統と結ばれていない状態 ( $M_L = 0$ ) 中に  $v_0$  の流速を与え続けた場合の回転数零から定格回転数 ( $N_0$ ) に加速する所要時間であり、式 (15 a) を積分することで得られる時定数 (単位: sec)

$$T_M = \beta N_0/M_0 = (\pi N_0/60)^2 \cdot (GD^2/P_{W0}) \dots (16)$$

である。  $\alpha = P_{W0}/P_{WT0}$ ;  $P_W$  = 当該発電所の発生出力;  $P_{WT}$  = 全系統の総出力; 添字 0 は定常値;  $m = \Delta M/M_0$ , である。一方、一般に使用されているフランシス水車の流量変化には、ガイドベーン開度比、回転数、トルク等が関連するが個々の機器に応じその特性が異なるため、ここでは一つの理想化した状態<sup>6)</sup>として

$$q = (1/2)h + \theta \dots (17)$$

$$m = -n + (3/2)h + \theta \dots (18)$$

を導入する<sup>6)</sup>。

以上のことから式 (11 a) の调速式に相当する実際のもは式 (14 b), (15 b), (17), (18) から成り、これは  $m, n, \theta$  を消去し、

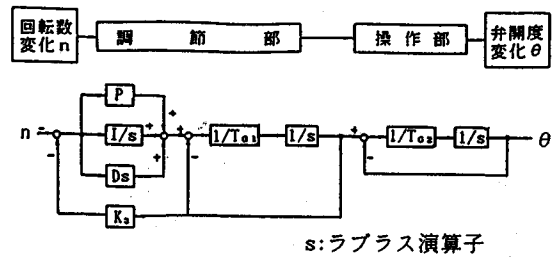


図-3 PID ガバナのブロック線図

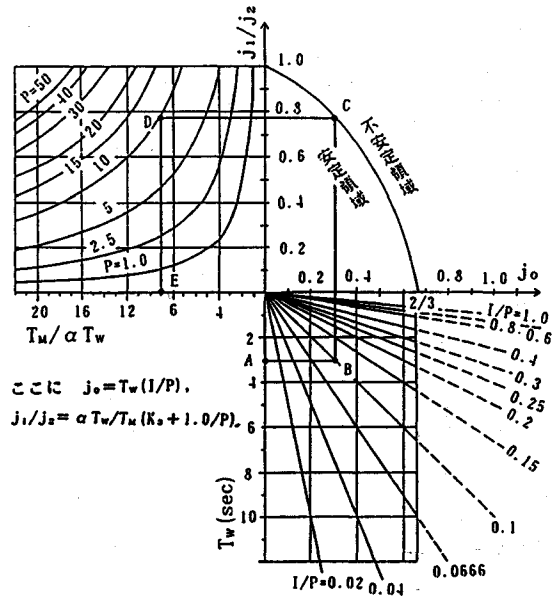


図-4 サージタンクを備えない水力振動系の安定限界値の計算図表

$$j_2(d^2q/dT^2) + j_1(dq/dT) + j_0q = (j_2/2)(d^2h/dT^2) - j_1(dh/dT) - j_0h \dots (19 a)$$

と整理される。ここに

$$\left. \begin{aligned} j_2 &= a_1/b_1 = K_3 + 1/P, \\ j_1 &= \alpha T_W/T_M, \\ j_0 &= b_0/b_1 = T_W I/P, \end{aligned} \right\} \dots (19 b)$$

である。このためサージタンクを備えない水力振動系としては、式 (6), (8), (19 a) を整理し

$$\lambda_3(d^3y/dT^3) + \lambda_2(d^2y/dT^2) + \lambda_1(dy/dT) + \lambda_0y = 0 \dots (20)$$

となる。ここに  $\lambda_3 = j_2/2$ ;  $\lambda_2 = j_2(1 + C/2) - j_1$ ;  $\lambda_1 = j_1(1 - C - j_0)$ ;  $\lambda_0 = j_1j_0(1 - C)$ , である。

式 (20) の水力振動系が安定であるための条件は、Routh-Hurwitz の安定判別式<sup>13)</sup> から

$$\left. \begin{aligned} \lambda_3 &> 0, \lambda_2 > 0, \lambda_1 > 0, \\ \lambda_0 &> 0, \lambda_2\lambda_1 > \lambda_3\lambda_0 \end{aligned} \right\} \dots (21)$$

である。ここで簡単のために水路の損失水頭を無視 (C

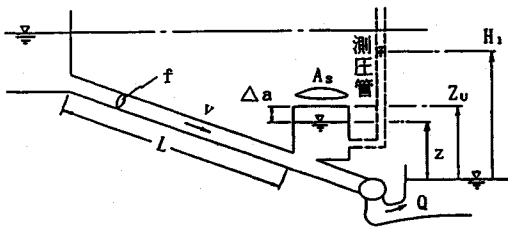


図-5 密閉型エアクッションサージチャンバーの概念図と記号

=0) すると式 (21) の第5の条件式は

$$(1-3j_0/2)/(1-j_0) > j_1/j_2 \dots\dots\dots (22)$$

となる。なお、式 (19 b) 中の  $\alpha$  を当該水力発電所のみが送電している状態、いわゆる単独運転 ( $\alpha=1$ ) の場合で、かつ、 $j_2$  を機械ガバナのダンピング強さ、 $j_0$  をダンピング時定数に読み替えば、式 (22) は Alm ras<sup>19)</sup> (1947) の求めた式に帰結する。

式 (21) の第2, 3の条件式と式 (22) の条件式から安定領域の限界値を求める無次元値の一般的なモノグラフは図-4となる。この図は  $T_M$  値に含まれるはずみ車効果 ( $GD^2$ ) を求めるのに使用される。例えば  $T_W=3.0, \alpha=1.0$  が設定され、かつ、ガバナの応答速度に関する  $I, P$  (後述する図-9 に特性を示す) 値が  $I=1.0, P=10$  の既知量であるとき図中の点 A から点 B→C→D→点 E と進み  $T_M/\alpha T_W=9$  を得、さらに  $T_M$  値、式 (16) からはずみ車効果 ( $GD^2$ ) の最小値へと換算される。

(2) R. Svee による安定断面積とその縮小の可能性

R. Svee による密閉型エアクッションサージチャンバーの安定条件は、チャンバー基部における流量の連続条件式

$$A_s (dz/dt) = fv - Q \dots\dots\dots (23 a)$$

とチャンバー内の空気量の圧縮性を表す断熱変化の式

$$(H_1 - z + H_a) \{ A_s (Z_U - z) \}^n = \text{Const.} \dots\dots\dots (24 a)$$

さらに、式 (1) の運動方程式、式 (3) の出力一定の調速式から成っている。ここに  $n$ =比熱比 (=1.41~1.3);  $A_s$ =エアチャンバーの安定必要最小水平水面積;  $z$ =基準面からエアチャンバー水面までの高さ;  $Z_U$ =基準面からエアチャンバー坑項までの高さ;  $H_a$ =大気圧の水頭値 (10.3 m), である。ここで本論文の整理方法である微小変動量と無次元時間を取り入れて以下にまとめることとする。式 (23 a), (24 a) は

$$(A_s z_0 / Q_0 T_W) (dx/dT) = y - q \dots\dots\dots (23 b)$$

$$h = (z_0 / H_{10}) Kx \dots\dots\dots (24 b)$$

等の無次元式に変換される。ここに

$$K = 1 + n (H_{10} - z_0 + H_a) / \Delta a_0 \dots\dots\dots (25)$$

$x = \Delta z / z_0; \Delta a_0 = Z_U - z_0$  (=定常時の空気層の厚さ), である。そこで基本式 (6), (9), (23 b), (24 b) から  $y$  についてまとめると水力振動系として

$$(A_s H_{10} / Q_0 T_W K) (d^2 y / dT^2) + (A_s / F_{T_h} K - 1) (dy/dT) + (1 - C)y = 0 \dots\dots\dots (26)$$

が得られる。ここに  $F_{T_h}$  は Thoma により開口式サージタンクについて求められた安定必要最小断面積であって

$$F_{T_h} = Lf / 2cgH_{10} \dots\dots\dots (27)$$

である。

式 (26) が安定であるためには、左辺第2項の係数が正である必要があることから

$$A_s > F_{T_h} K = F_{T_h} (1 + n (H_{10} - z_0 + H_a) / \Delta a_0) \dots\dots\dots (28)$$

が得られる。式 (28) が R. Svee による安定条件式であるが、ここで、式 (28) 中の  $K$  値について水力発電所計画の一般的諸元に基づき以下に考査することとする。エアチャンバーを水平トンネルに設定した場合、トンネル径は高々 10 m 以下であることから空気層の厚さ  $\Delta a_0$  はトンネル径よりもさらに小さくなる。一方、総落差 100 m の水力発電所を例に取れば、ほぼ総落差に相当する ( $H_{10} - z_0 + H_a$ ) 値は  $\Delta a_0$  に比べ大きいため、これらの比值  $K$  は、10 倍以上の値となる。すなわち式 (28) による  $A_s$  は開口式サージタンクの安定必要最小断面積 ( $F_{T_h}$ ) の 10 倍以上の面積を必要とすることを意味する。

そこで式 (28) による  $A_s$  の縮小の可能性を、Thoma による式 (3) の調速式に代え、式 (11 a) の時間遅れ ( $\tau$ ) を考慮した場合について検討を加える。すなわち、式 (6), (11 b), (23 b), (24 b) を整理することで、

$$(\tau A_s H_{10} / T_W^2 Q_0 K) (d^2 y / dT^2) + (\tau A_s / F_{T_h} T_W + A_s H_{10} / T_W Q_0 K) (dy/dT) + (A_s / F_{T_h} K - 1 + \tau / T_W) y = 0 \dots\dots\dots (29)$$

となる。よって安定条件の一つとして、

$$A_s > F_{T_h} K (1 - \tau / T_W) \dots\dots\dots (30)$$

が得られる。式 (30) は、式 (28) の右辺項に  $(1 - \tau / T_W)$  の項を積算した形であり、この項がもし、1.0 以下の値であれば、式 (30) は式 (28) に比べ  $A_s$  の縮小が可能となる。これは、式 (13) 及び式 (22) の条件から、実際の調速機構を有している水力発電所においては、 $(1 - \tau / T_W)$  値が 1.0 以下である可能性は高く、R. Svee による  $A_s$  をさらに縮小できることの可能性が理解される。

3. 安定条件誘導の見直し

水車の直上流側に密閉型エアクッションサージチャンバーを配置した場合の水力振動系の安定条件を、水路の運動方程式 (6), エアチャンバー基部の流量の連続式 (23 b), エアチャンバー内圧と空気量の関係式 (24 b), 調速機構に式 (14 b), 水車特性に式 (17), (18) を用い整理すると、

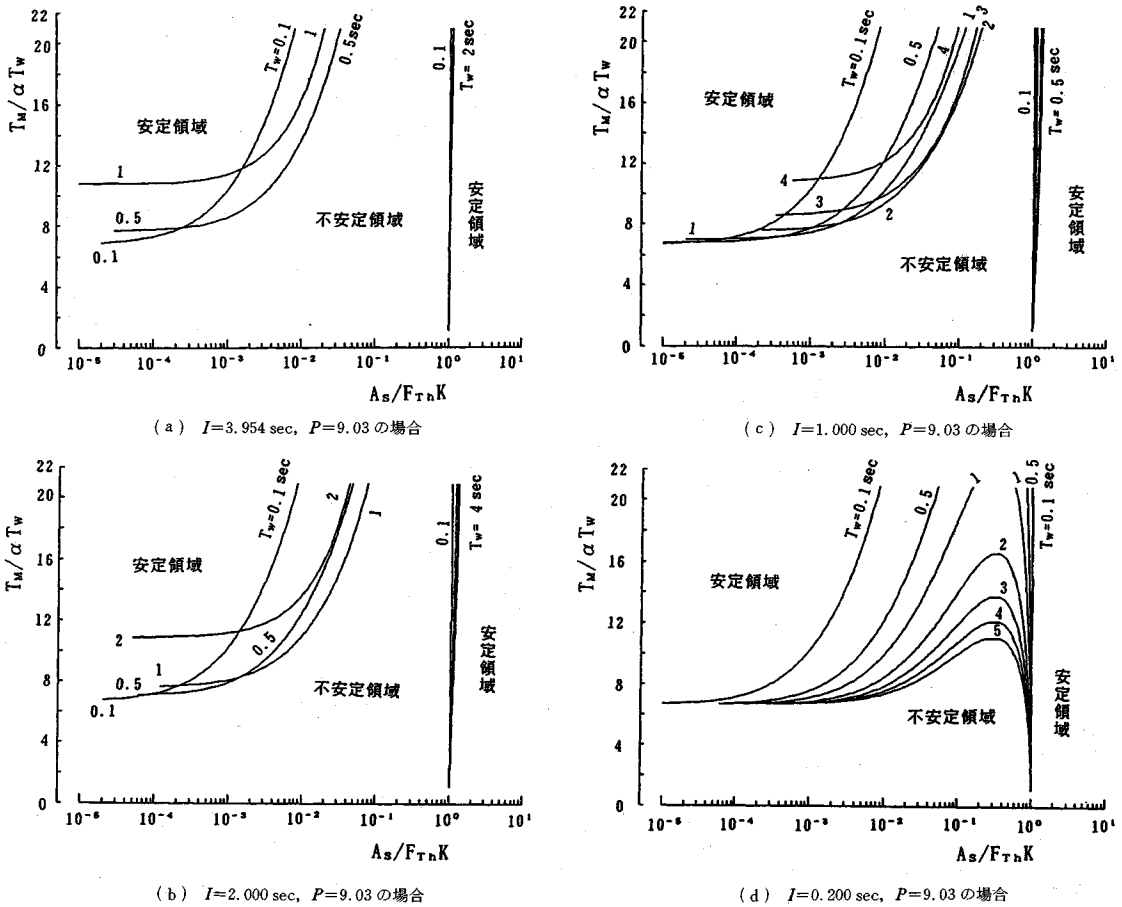


図-6 水車近傍における密閉型エアクッションサージチャンバーの安定限界線 ( $C \approx 0.00856 T_W$  の場合)

$$\lambda_4 (d^4 y/dT^4) + \lambda_3 (d^3 y/dT^3) + \lambda_2 (d^2 y/dT^2) + \lambda_1 (dy/dT) + \lambda_0 = 0 \quad (31)$$

が求められる。ここに

$$\left. \begin{aligned} \lambda_4 &= \mu_1 A \equiv (j_2/C)A \\ \lambda_3 &= \mu_2 A + \mu_3 \equiv (j_2 + j_1/C)A + j_2/2 \\ \lambda_2 &= \mu_4 A + \mu_5 \equiv j_1(1 + j_0/C)A + j_2(1 + C/2) - j_1 \\ \lambda_1 &= \mu_6 A + \mu_7 \equiv j_0 j_1 A + j_1(1 - C - j_0) \\ \lambda_0 &= \mu_8 \equiv j_0 j_1(1 - C) \\ A &= A_s/F_{Th}K \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

である。式 (31) が安定であるためには、 $\lambda_4 \sim \lambda_0$  が正の条件から、 $A$  について整理すると、

$$A > -\mu_5/\mu_4 = (j_1 - j_2(1 + C/2))/j_1(1 + j_0/C) \quad (33)$$

$$A > -\mu_7/\mu_6 = (C + j_0 - 1)/j_0 \quad (34)$$

の条件が導かれる。さらに、Routh-Hurwitz の安定条件から

$$\lambda_3 \lambda_2 \lambda_1 - \lambda_1^2 \lambda_4 - \lambda_0 \lambda_3^2 > 0 \quad (35)$$

を満足する必要がある。式 (35) を  $A$  について整理すると、 $A$  の 3 次方程式に展開される。即ち、

$$\xi_3 A^3 + \xi_2 A^2 + \xi_1 A + \xi_0 > 0 \quad (36)$$

ここに

$$\xi_3 = \mu_2 \mu_4 \mu_6 - \mu_6^2 \mu_1$$

$$\xi_2 = \mu_6 (\mu_3 \mu_4 + \mu_2 \mu_5) + \mu_2 \mu_4 \mu_7 - 2\mu_6 \mu_7 \mu_1 - \mu_8 \mu_2^2$$

$$\xi_1 = \mu_3 \mu_5 \mu_6 + \mu_7 (\mu_3 \mu_4 + \mu_2 \mu_5) - \mu_7^2 \mu_1 - 2\mu_8 \mu_2 \mu_3$$

$$\xi_0 = \mu_3 \mu_5 \mu_7 - \mu_8 \mu_3^2$$

である。式 (33), (34), (36) を満たす、無次元値  $A = A_s/F_{Th}K$  値と、無次元値  $T_m/\alpha T_w (= 1/j_1)$  値の安定限界境界線をパラメーター  $T_w$  を選び、PID ガバナの一般的な定数 ( $P, I$ ) 値毎に求めると図-6, 7のごとくなる。なお、同図の縦軸  $T_m/\alpha T_w$  のうち  $\alpha$  を除く、 $T_m/T_w$  値の一般的な範囲を我が国の 167 地点の発電所の水圧鉄管路と機械・電気系から調べると 2~20 の範囲<sup>20)</sup> に存在する。またパラメーターの水圧鉄管路に関する  $T_w$  は 0~3 sec の範囲<sup>20)</sup> であること、さらに設計に当たっての  $\alpha$  は、一般に単独運転  $\alpha=1$  として用いられることを考慮して、ここでの計算の範囲を  $T_m/\alpha T_w = 2 \sim 22$ ,  $T_w = 0.1, 0.5, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0$  sec とした。また同図の計算に当たって損失水頭比 ( $C$ ) を  $T_w$  に一次比例する

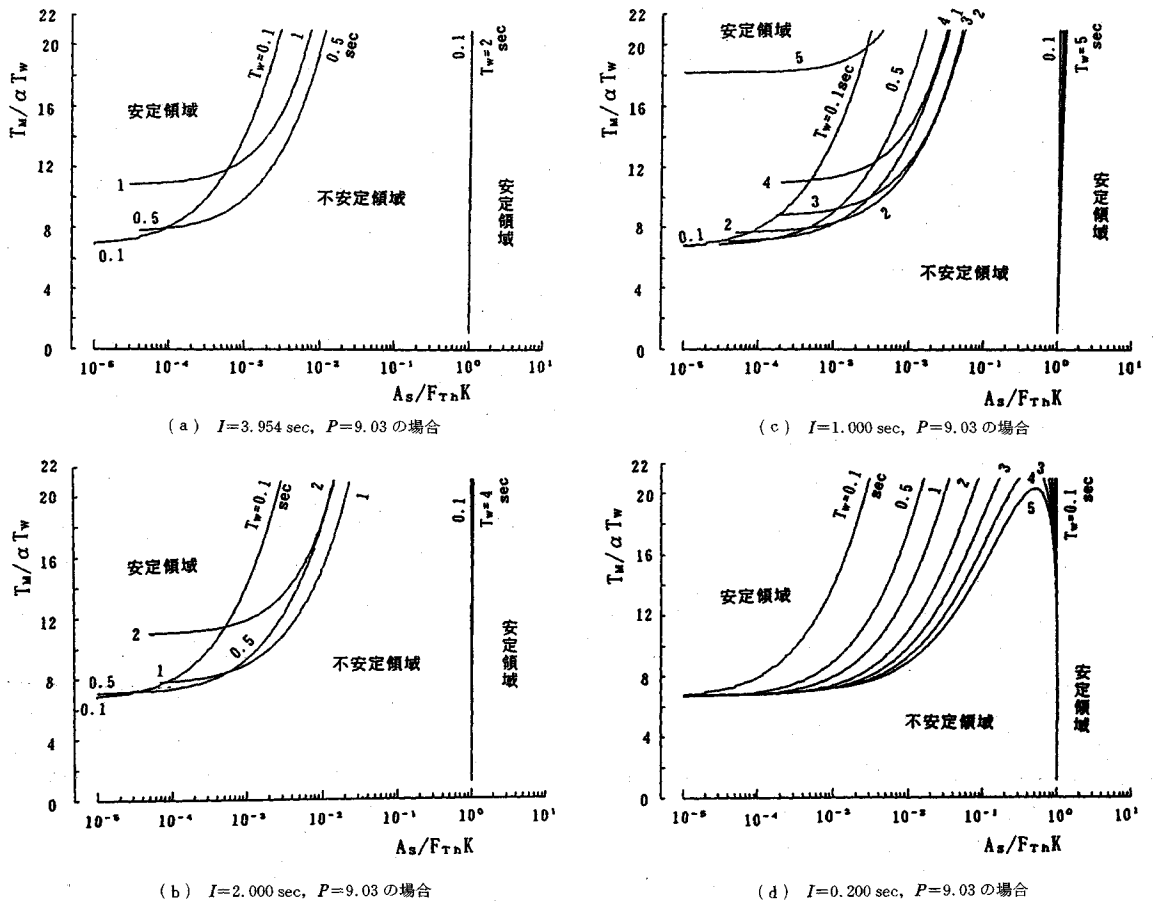


図-7 水車近傍における密閉型エアクションサージチャンバーの安定限界線 ( $C \approx 0.0232 T_w$  の場合)

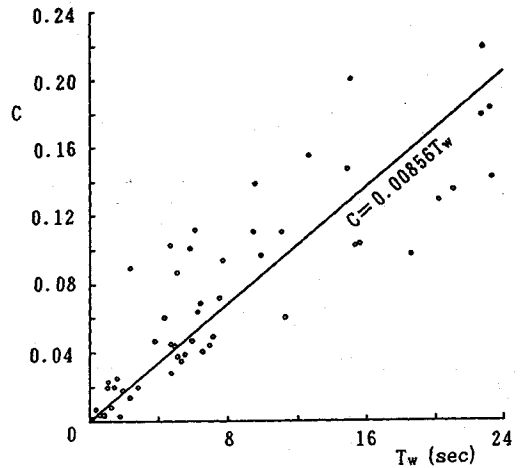
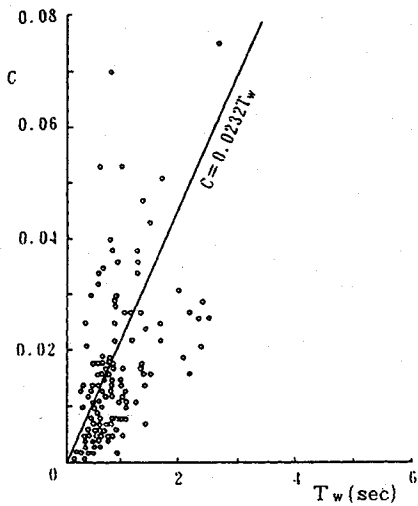
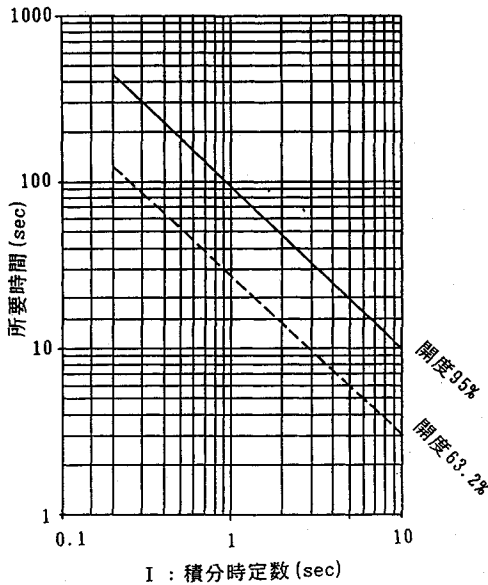


図-8 既設水力発電所の水路内水流の加速時間及び損失水頭の2倍と落差の比



( $P=9.03, D=1.59\text{sec}, T_{a1}=0.1\text{sec}, T_{a2}=0.2\text{sec}, K_3=0.04$ )

図-9 PID ガバナ定数とステップ入力応答

ものと仮定し、誘導している。これは167地点の発電所の水圧鉄管路の損失水頭設計値と、導水路トンネルの損失水頭設計値に基づき、 $C$ 値とそれぞれの水路における水柱の加速時間  $T_w$  との関係をも最小2乗法により一次近似に変換したものを使用しており(図-8参照)<sup>20)</sup>、水圧鉄管路では

$$C \approx 0.0232 T_w \dots\dots\dots (37 a)$$

導水路トンネルでは

$$C \approx 0.00856 T_w \dots\dots\dots (37 b)$$

である。

図-6の条件は式(37b)の場合であり、かつ、同図(a)~(d)の相異は、 $I=3.954, 2.0, 1.0, 0.2\text{sec}$ である。これはガバナの応答速度を速い状態( $I=3.954\text{sec}$ )から遅い状態( $I=0.2\text{sec}$ )に変更することによる安定領域への影響を比較したものである。なお図-9は、図-3のガバナにステップ入力信号を与え続けた場合のガイドバーン開度0から63.2%または95%まで開く所要時間の変化を  $I$  の変化と共に示したものである。一方、図-7は式(37a)の場合であり、かつ、同図(a)~(d)の  $I$  は図-6と同様である。また  $P$  については、図-6, 7共に一般的な範囲に属する  $P=9.03$  を採用している。

図-6, 7から明らかのように、横軸( $A_s/F_{TK}$ )値は、1.0以上の範囲において安定であるものの、1.0以下の範囲にも安定領域が存在し、R. Svecによる式(28)の領域よりも小さい  $A_s$  であっても安定することを示している。しかし、縮小できる範囲が広範囲のものは

$T_M/\alpha T_w$  値が大であるものの、ガバナの応答速度が鈍くなると、 $T_M/\alpha T_w$  値が低下し安定領域が拡大する特性を示している。即ち、密閉型エアクッションサージチャンバーの容量を縮小する代償として、はずみ車効果を大に設定するか、またはガバナの応答速度を鈍く設定するかを選択が必要となる。なお、ガバナの応答速度を鈍く設定した場合の実際上のガバナフリー運転への影響評価<sup>21)</sup>は、送電システムのランダム周波数変動のスペクトル特性にも関係するため、運用上一概に悪い方向に行っているとは言えず、発電所の送電周波数調整機能アップへの比重も合わせ個々に検討しなければならない問題であると考ええる。

#### 4. まとめ

ノルウェーの水力発電所地点は堅岩地帯であることから、圧力水路は無巻トンネルであり、かつ、密閉型エアクッションサージチャンバーも無巻空洞として建設されているため建設コストも低く、従来から使用されて来た密閉型エアクッションサージチャンバーの容量を縮小するための研究は、未だ殆ど行われていなかったように思われる。しかしながら、我が国の地質条件の悪い地山中への採用や、露出水圧鉄管路の途中に密閉型エアクッションサージチャンバーを設ける場合には、鋼板の使用によって高圧ガス漏れ防止工とすることが一つの方策であることから、建設コストの低減のためには、高価な鋼板の使用量を減ずるために密閉型エアクッションサージチャンバーの容量を縮小する研究が必要であった。

本論文はR. Svecによる定常運転中の密閉型エアクッションサージチャンバーの安定断面積の条件式の誘導を見直し、密閉型エアクッションサージチャンバーの断面積が縮小された範囲にも安定領域が存在することを、無次元値を用いて一般図に表し、その特性を明らかにした。これはThoma以後、サージタンクの安定条件式の誘導に当たって用いられて来た  $HQ = \text{Const.}$  の調速式に代わって、実際のガバナの方程式、水車・発電機回転体の非正常回転方程式、水車特性等を考慮している。また、水路系の安定条件の誘導に当たって、調速式に時間遅れの項を含める事の重要性の説明の中でサージタンクを備えない水力振動系の安定条件式についても誘導し、それを一般図に表し、その使用方法を説明した。

本研究論文は今後の新設水力発電所の計画設計、さらに既設水力発電所の使用水量増に伴う出力増加対策の計画設計に寄与し、水力開発の推進にインパクトを与えるものと確信する。

最後に、本論文のまとめに当りご指導を戴いた(株)ニュージェック常務取締役神月隆一博士及び演算を手伝って戴いた野原豊子さんに深甚なる感謝の意を表します。

## 参考文献

- 1) Goodall, D.C., Kjørholt, H., Tekle, T. & Broch, E. : Air cushion surge chambers for underground power plants, *Water Power & Dam Construction*, pp.29~46, Nov. 1988.
- 2) Zipparro, V.J. : Design and Construction of the Moose River Hydroelectric Project, Harza Technical Paper, p.10.
- 3) 鶴巻有一郎：密閉型エアクッションサージチャンバーを用いた水力技術の最近の傾向，*電力土木*，No. 235，pp. 92~100，1991年11月。
- 4) 例えば林 泰造：水撃作用とサージタンク，石原藤次郎・本間 仁編“応用水理学 中I”，丸善（株），1958年1月。
- 5) Svee, R. : Surge Chamber with an Enclosed, Compressed Air-cushion International Conference on Pressure Surges 6th-8th, pp.G 2-15~G 2-24, September 1972.
- 6) 鶴巻有一郎：水力発電所圧力水路系圧力変動の安定性と応答性に関する研究，*土木学会論文集*，第423号／II-14，pp. 43~52，1990年11月。
- 7) Foch, A. : Contribution a l'etude des coups de belier dans les conduites munies d'un reservoir d'air. Toulouse, 1920.
- 8) Allievi, L. : Camere d'aria nelle tubazioni prementi, *Elettrotecnica*, Vol.23, No.20, 25th Oct., 1936.
- 9) Angus, R.W. : Air Chambers and Valves in Relation to Water-Hammer, In the Transaction of the American Society of Mechanical Engineers, November 1937.
- 10) Evans, W.E. and Crawford, C.C. : Charts for Designing Air Chambers for Pump Discharge Lines, Proc. of the A.S.C.E. Power Division, Vol.79, Separate, No.273, September 1953.
- 11) 林 泰造：富山県嫁兼発電所放水路空気制動調圧水槽サージング計算書，1964年7月15日。
- 12) 林 泰造・服部昌太郎：空気制動式サージチャンバー・サージングの現地実測，第22回土木学会年次学術講演会講演概要，第II部門，pp. 30-1~30-4，1967年5月。
- 13) 高畑政信：空気バネサージタンク，*発電水力*，No. 59，pp. 51~58，1962年7月。
- 14) 高畑政信：空気制動サージタンク，*発電水力*，No. 60，pp. 3~11，1962年9月。
- 15) 高畑政信：ポンプトリップに特に強い制気型サージタンク，*発電水力*，No. 140，pp. 40~46，1976年1月。
- 16) Gardner, P.E.J. and Gummer, J.H. : The use of air chambers to suppress hydraulic resonance, *Water Power*, pp.102~105, March, 1973.
- 17) Brekke, H. : Induced Hydraulic Resonance Analysis on a Francis Turbine Power Plant with an Air Cushioned High-Pressure Tunnel System, *IAHR*, Vol. II 3, p.13, 1974.
- 18) 例えば谷下市松・渡辺茂訳，Timoshenko, S. : 工業振動学，pp.200~207，東京図書，1966。
- 19) 例えばJaeger, C. : Fluid Transients in Hydro-Electric Engineering Practice, Blackie, pp.177~188, 1977.
- 20) 鶴巻有一郎：水力発電所圧力水路系圧力変動の安定性と応答性に関する研究，1988年11月（中央大学学位論文）（1992.1.20受付）

## STUDY ON THE HYDRAULIC STABILITY OF CLOSED AIR CUSHION SURGE CHAMBERS

Yuichiro TURUMAKI

Closed air cushion surge chambers have economically contributed to construction of hydroelectric power plants in Norway. To apply this type of chambers to our geological and topographical conditions in Japan, however, requires 1) the review of the equation for calculating the volume of the chambers, derived by R. Svee to secure the stability of oscillation in a hydraulic system, and 2) the feasibility study for minimizing the volume. In this paper, the portion R. Svee expressed by means of the governor equation that Thoma had used is expressed by applying a speed governor, the inertia of rotation part of a turbine-generator unit, the hydraulic characteristics of the turbine, and parallel running of power plants. Then the equation representing the stability of surge oscillations has been derived and generalized charts are nondimensionally illustrated to show the minimum volume of the chambers. Furthermore, in the course of this study, the stability equation for a hydraulic system not equipped with a surge tank has also been derived.