

水車の速度制御に及ぼす水圧鉄管の影響とその対策

Water Column Effect on Speed Control of Hydraulic Turbines
and Governor Improvement

荒 木 正 信*
Masanobu Araki

桑 原 尚 夫*
Takao Kuwabara

As the water column becomes longer in length and smaller in diameter, time constant is increased with a result that the speed controlling function of the governor is considerably impaired. This causes the conventional type of governor to require a high damping for stabilizing noticeably lowering its responsiveness.

With the above situation in mind the author proposes a novel restoring circuit for compensating adverse influence from the water column, which promises a considerable degree of improvement in responsiveness and stability.

1. 緒 言

水圧鉄管の時定数は、経済的にもまた立地条件から考えても、今後さらに長くなる傾向にあり、速度制御がますますむずかしくなると考えられている。従来、発電機が系統に連なっていれば、その発電ユニット自体で安定性を確保しなくともかまわない、むしろ即応性を助けるように調速機を調整するべきであると考えられていたのに対し、最近では、系統の制御性向上のため、個々の発電ユニットは即応性はもちろん、それ自体で十分な安定性を確保するようにとの要求がある。

しかし、従来の調速機では、安定性のために与えるダンピングが即応性を低下させるため、両性能の妥協点で調整するしかなく、効果的な調整はむずかしかった。

この報告では、水車の速度制御上特に問題となる水圧鉄管の悪影響を補償する新しい調速機を提案したい（特許申請中）。

2. 理 論 的 考 察

記号の説明

h : 水車入口（水圧鉄管下端）の水位変化 (unit)
 $Te : L/a$ (s)
 L : 水圧鉄管の全長 (m)
 a : 水圧鉄管内の水撃波伝播速度 (m/s)
 $Zp : aQ_{00}/gAH_{00}$ (無次元)
 H_{00} : 基準落差 (m)
 Q_{00} : 基準流量 (m^3/s)
 A : 水圧鉄管断面積 (m^2)
 q : 水車入口の流量変化 (unit)
 h_t : ダム水位またはサージタンク水位 (unit)
 ϕ_p : 水圧鉄管の摩擦係数
 $T_w : \sum L_i V_i / gH_{00}$, 水圧鉄管の時定数 (s)
 L_i : 水圧鉄管の各部の長さ ($\sum L_i = L$) (m)
 V_i : 水圧鉄管各部の流速 (m/s)
 N : 無次元水車回転数 (unit)
 G : 無次元ガイドベーン開度 (unit)
 n : 水車回転数変化 (unit)
 g_n : ガイドベーン開度変化 (unit)

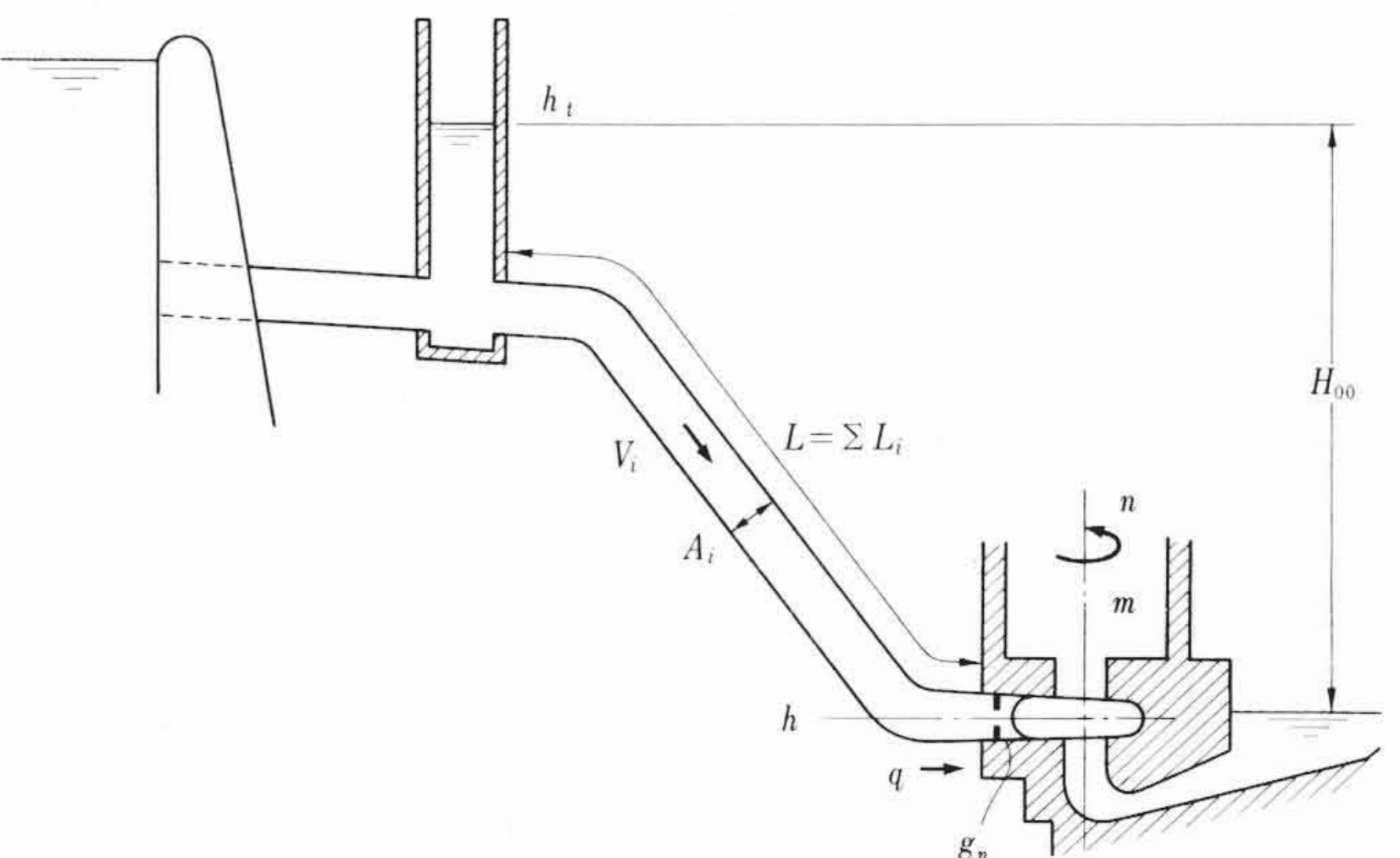


図1 水車と水圧鉄管

M : 無次元水車トルク (unit)
 m : 水車トルク変化 (unit)
 η : 水車効率 (unit)
 H : 無次元水位 (unit)
 Q : 無次元流量 (unit)
 P : 無次元水車出力 (unit)
 $T_m : GD^2$ の積分時定数 (s)
 l : 発電機にかかる電氣的負荷トルク (unit)
 De : 発電機及び負荷のダンピング係数 (無次元)
 δ : 調速機のダンピングゲイン (unit)
 T_n : 調速機のダンピング時定数 (s)
 σ : 調速機の時定率 (unit)
 $\lambda_1 : T_w / \delta T_m$
 $\lambda_2 : T_w / T_n$
 T_g : 調速機の時定数 (s)
 K_g : 調速機の積分ゲイン (無次元)
 K_x : 水圧補償回路のゲイン (無次元)
 T_x : 水圧補償回路の時定数 (s)
 D : 微分演算子

* 日立製作所日立工場

2.1 水車制御系の近似

(1) 水圧鉄管

よく知られているように弾性理論と剛性理論がある。

摩擦損失 $\phi_p q$ を無視すれば、弾性理論によると、

$$h = (\text{sech } TeD) ht - Z_p (\tanh TeD) q \quad (1)$$

$$q = (\cosh TeD) q + \frac{1}{Z_p} (\sinh TeD) h \quad (2)$$

となる。

他方、剛性理論によると、

$$T_w \frac{dq}{dt} = h_t - h \quad (3)$$

となる。

R. Oldenburger および J. Donelson は TVA の Apalachia powerhouse で周波数応答試験を試み、弾性理論式と剛性理論式の適用範囲について述べているが、これによると剛性理論式でも、水圧鉄管の共振サイクル近くまで比較的良好な近似を示すと報告されている。(3)式において $h_t = 0$ と近似できる場合は、

$$T_w Dq = -h \quad (4)$$

(2) 水車特性

流量特性は、初期条件 (H_0, N_0, G_0) の近辺で近似すると、

$$q = \frac{\partial Q}{\partial H} h + \frac{\partial Q}{\partial N} n + \frac{\partial Q}{\partial G} g_n = a_{11} h + a_{12} n + a_{13} g_n \quad (5)$$

ここで、水車を一種のオリフィスと考えると、

$$Q = \beta GH^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

定格回転 $N_0 = 1$ 、基準落差 $H_0 = 1$ のもとで考えれば、

$$a_{11} = \frac{\partial Q}{\partial H} = 0.5 \beta G_0 \quad (7)$$

$$a_{13} = \frac{\partial Q}{\partial G} = \beta \quad (8)$$

$$a_{12} = \frac{\partial Q}{\partial N} = 0 \quad (9)$$

他方、トルク特性は初期条件 (H_0, N_0, G_0) の近辺で近似して、

$$m = \frac{\partial M}{\partial H} h + \frac{\partial M}{\partial N} n + \frac{\partial M}{\partial G} g_n = a_{21} h + a_{22} n + a_{23} g_n \quad (10)$$

$$\text{また、} M = \frac{P}{N} = \frac{\eta QH}{N} = \frac{\eta \beta GH^{\frac{3}{2}}}{N} \quad (11)$$

なので、定格回転 $N_0 = 1$ 、基準落差 $H_0 = 1$ のもとで、

$$a_{21} = \frac{\partial M}{\partial H} = \frac{\partial P}{\partial H} = 1.5 P_0 \quad (12)$$

(3) GD^2 と負荷の影響

GD^2 と負荷を考慮した水車発電機の運動方程式は、

$$T_m Dn = m - l - Den \quad (13)$$

(4) 水車制御系のブロック線図

(4)～(13)式を総合すると、図2に示すような制御対象のブロック線図ができる。

ここで、 $F_3 = \frac{-q}{h}$ で、(4)式より、

$$F_3 = \frac{1}{T_w D} \quad (14)$$

2.2 水圧鉄管の影響と调速機

図2において、 $a_{22} = 0$ 、これと(9)式を考慮すると、

$$\frac{m}{g_n} = \frac{-a_{21} a_{13} + a_{23} (a_{11} + F_3)}{a_{11} + F_3} \quad (15)$$

(14)式を代入し、

$$\frac{m}{g_n} = \frac{a_{23} + (a_{23} a_{11} - a_{21} a_{13}) T_w D}{1 + a_{11} T_w D} \quad (16)$$

水車が定格出力、すなわち、 $a_{11} = 0.5$ 、 $a_{21} = 1.5$ のもとで運転しているものとし、また $a_{13} = 1.0$ 、 $a_{23} = 1.0$ を仮定すると、

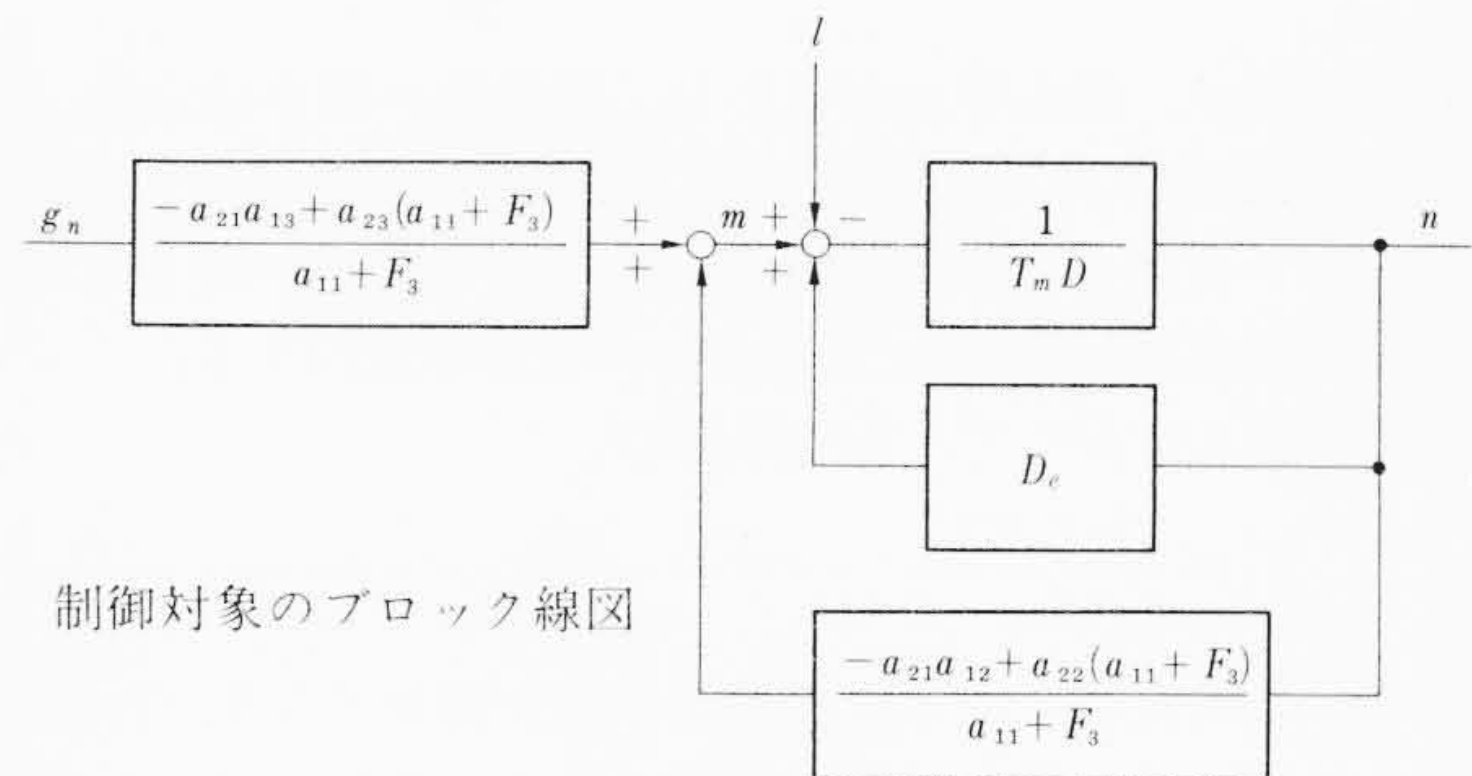


図2 制御対象のブロック線図

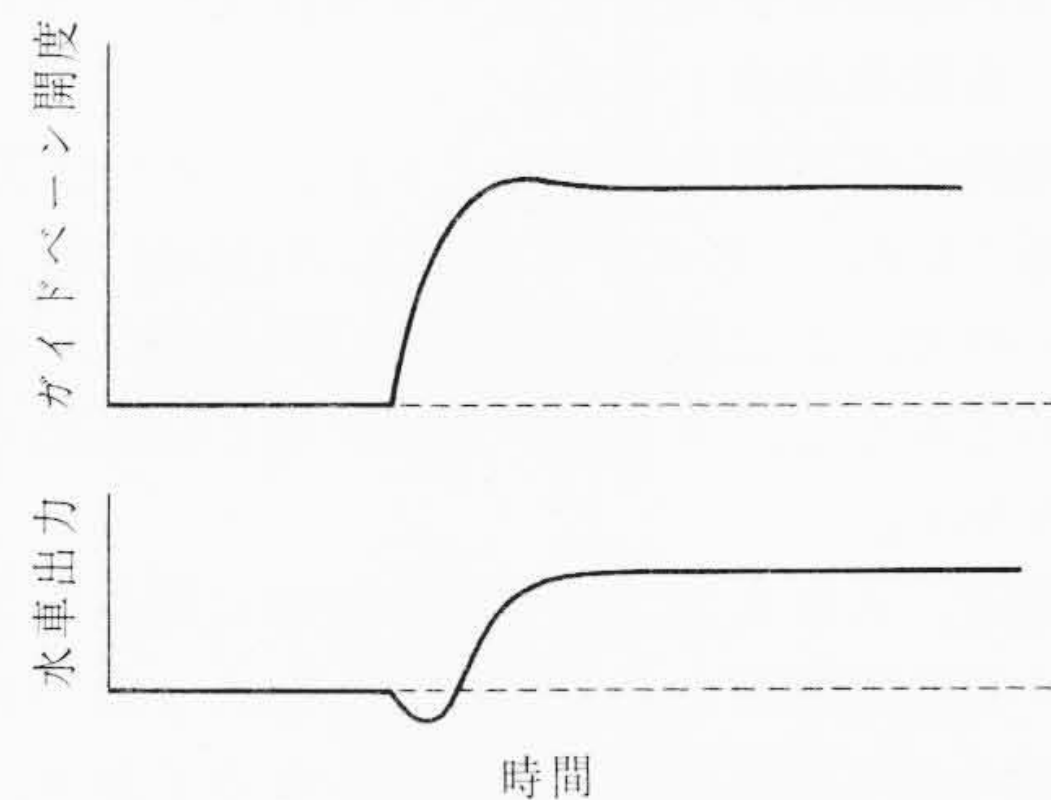


図3 水車出力に及ぼす水圧の影響

$$\frac{m}{g_n} = \frac{1 - T_w D}{1 + 0.5 T_w D} \quad (17)$$

もし部分負荷 P_0 (ガイドベーン開度 G_0) にて運転しているときは、

$$\frac{m}{g_n} = \frac{1 - G_0 T_w D}{1 + 0.5 G_0 T_w D} \quad (18)$$

(17)、(18)式は剛性理論に基づく水車の応答式 (classical formula) として広く用いられているものである。式より明らかなように、ガイドベーン開度 (すなわち调速機出力) をステップ状に変化させた場合に、水車トルクは図3のように、しばらくの間負方向に反応し、その後正転し徐々に目標値に近づく。このため调速機動作に対し水車出力が遅れるだけでなく、過渡的に逆のトルクを生じ、制御性は著しく害される。

そこで従来の過渡调速率形调速機 (temporary droop governor) ではダンピングゲイン δ および時定数 T_n を大きくし、応答速度を下げた対策していた。図4は L. M. Hovey の発表したグラフで、水圧鉄管の時定数 T_w 、 GD^2 の時定数 T_m 、ダンピングゲイン δ 、ダンピング時定数 T_n に対する水車の安定性を示すものである。なおこのグラフは次の条件にて計算したものである。

(a) (13)式において、 $D_e = 0$

(b) $\frac{m}{g_n}$ は(17)式にて近似する。

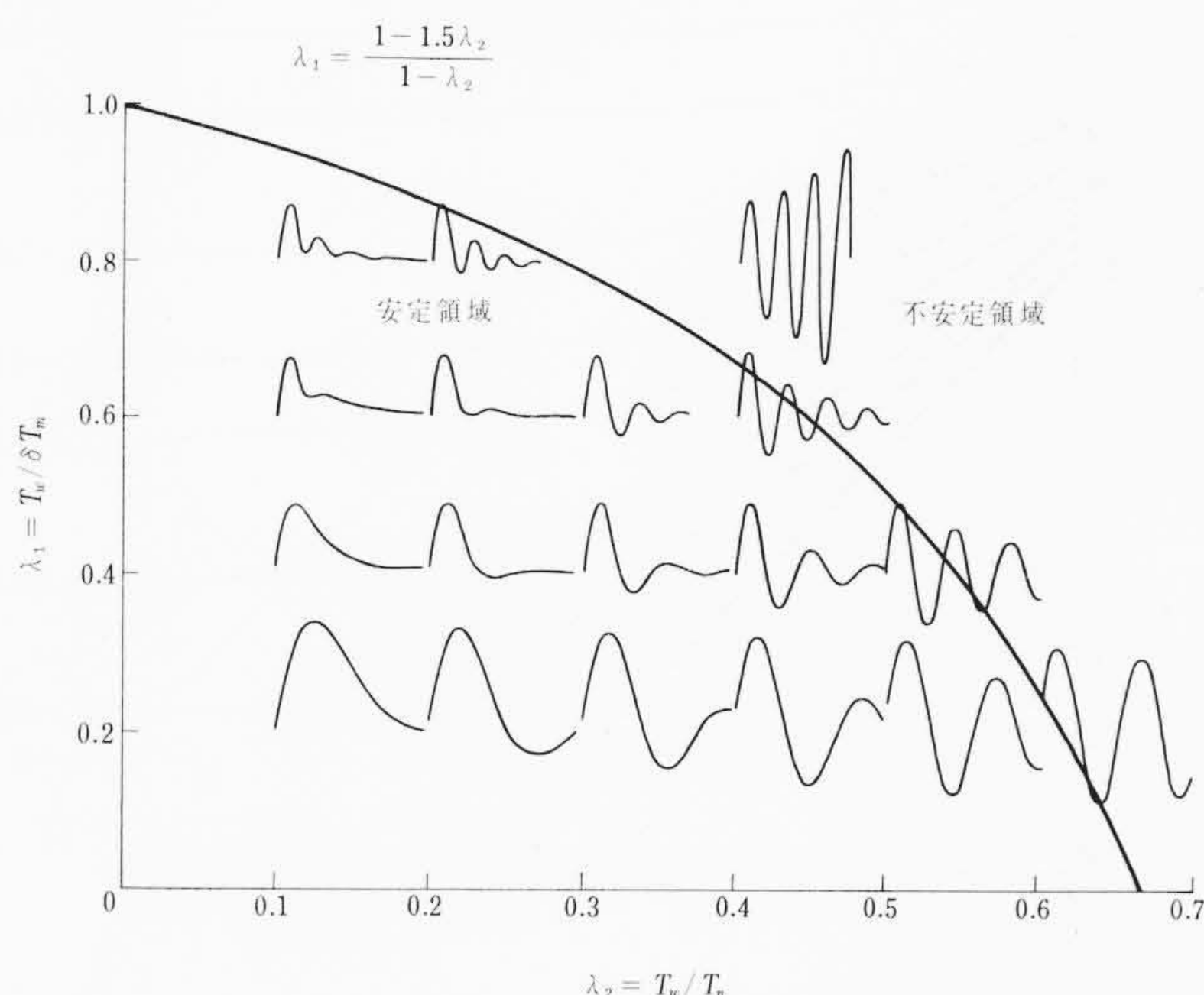


図4 λ_1, λ_2 とシステムの安定性

(c)調速機は、調定率 $\sigma = 0$ とし、調速機の積分時定数（積分ゲイン K_g の逆数）は十分小さいとして、調速機の総合伝達関数 g_n/n をダンピングの伝達関数 $\delta T_n D / (1 + T_n D)$ の逆数と考える。

(d)安定判別にはRouth Hurwitzの方法を適用する。

なお、図4において、安定限界は、

$$\lambda_1 = \frac{1 - 1.5\lambda_2}{1 - \lambda_2} \quad \dots\dots\dots(19)$$

図4にて明らかなように、水圧鉄管が細長くなり、 T_w が大きくなるにつれて、次第に安定性が悪くなる。反対に δ または T_n を大きくすれば、安定性が良くなる。

他方、調速機の応答性は図5のように、 δ または T_n を大きくするにつれて悪くなる。このグラフはF. R. Schleif & A. B. Wilborが計算したもので、 T_g は調速機時定数（調速機は一次遅れ形の応答をするものとみなし、ステップ入力に対し63%出力が生ずるまでの時間）を示す。

しかし、最近、大形火力プラントの増加に関連して、水力プラントはピーク負荷調整用としての役割が増大しつつあり、水車調速機の即応性向上の要求はますます高くなっており、ダンピングの値は必要最小限にとどめるべきである。この意味において、並列後、または負荷が一定値以上になり、制御系が比較的安定になったとき、ダンピングの値を小さくしたり、除外する方法が採用されるようになった。

ただし1964年以前にアメリカの北西部で経験されたように、もしその系統に連なっている多くの発電プラントがダンピングを除外していたら、系統全体の振動事故を起こす可能性がある。すなわち、各プラントは独立して安定な速度制御ができ、かつ十分な即応性を有することが望ましい。

この観点から、過渡調定率形調速機のダンピングの設定に関し次のような提案がある。

a. Paynterの提案：サーボモータのオーバシュートをほとんどなくすように選んで、

$$\delta = 2.5 \frac{T_w}{T_m} \quad \dots\dots\dots(20)$$

$$T_n = 5.9 T_w \quad \dots\dots\dots(21)$$

b. Hoveyの提案：サーボモータに10%のオーバシュートを許して即応性を増すため、

$$\delta = 2 \frac{T_w}{T_m} \quad \dots\dots\dots(22)$$

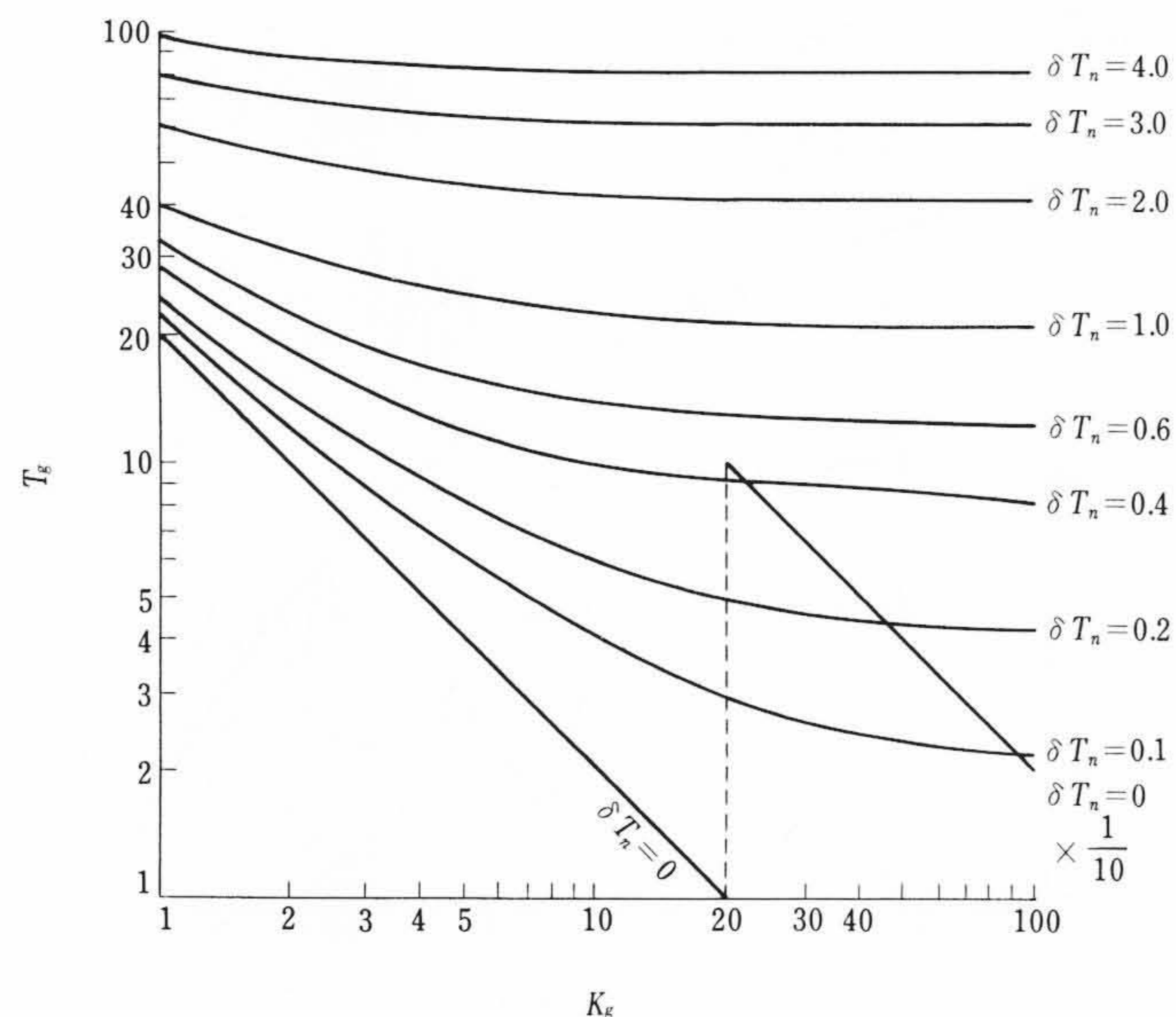


図5 調速機の時定数（ $\sigma = 0.05$ のとき）

$$T_n = 4 T_w \quad \dots\dots\dots(23)$$

c. F. R. SchleifとA. B. Wilborの提案：上記二つの提案が、調速機積分ゲイン K_g が十分大きいことを仮定しているのに対し、実際には無視できないことを考慮して、

$$\delta = 2 \frac{T_w}{T_m} \quad \dots\dots\dots(24)$$

$$T_n = 5 T_w \quad \dots\dots\dots(25)$$

しかし、これらはいずれも図4のHoveyグラフの下で、安定性と即応性の合理的な妥協を図ろうとするものであり、おのずと限界がある。

ところで鉄管水圧が不調の原因なら、その対策として、水圧鉄管を太くしたり、サージタンクや制圧機を設けるなどの方法も考えられるが、調速機の内部で対策が可能なら、より簡単で経済的である。

2.3 水圧鉄管の悪影響を補償する復元回路の提案

この方法は、水圧鉄管を含む水車の応答式が制御上必要な項と、悪影響項が混合されていることに注目し、これを分類し、悪影響項が調速機に入力する際に、大きさ等しく符号反対の補償信号を同時に調速機に入力して、実質的に必要項のみが調速機入力として有効に作用するように工夫したものである。これによって悪影響項があたかも存在しないかのような制御ループが構成されるので安定性は著しく改善できるはずである。

図6の実線部分は従来の過渡調定率形調速機を含む水車制御系の一例を示すブロック線図で、これに対し点線部分は新たに追加した水圧補償回路を示している。

ここでは水圧鉄管を(18式)によって近似した場合を考え、

$$\frac{m}{g_n} = \frac{1 - G_0 T_w D}{1 + 0.5 G_0 T_w D} = \frac{1}{1 + 0.5 G_0 T_w D} - 2 \times \frac{0.5 G_0 T_w D}{1 + 0.5 G_0 T_w D} \quad \dots\dots\dots(26)$$

ここで第一項は制御上必要な項、第二項は悪影響項である。この悪影響項は、その後 GD^2 の伝達関数 $1/T_m D$ を経て調速機に入るので、サーボモータ開度変化 g_n を入力とし、回転数変化 n を出力に選べば、悪影響項の総合伝達関数は、

$$\frac{G_0 T_w / T_m}{1 + 0.5 G_0 T_w D} \quad \dots\dots\dots(27)$$

図6の点線部分の第一ブロックは、(27)式と全く等しい。

ここで第二ブロックとして、不完全微分 $\frac{T_x D}{1 + T_x D}$ を直列に配置したのは、点線の水圧補償回路が、恒久的にはゲインを持たぬように意図したものである。すなわちこの項がないと調速機の調定

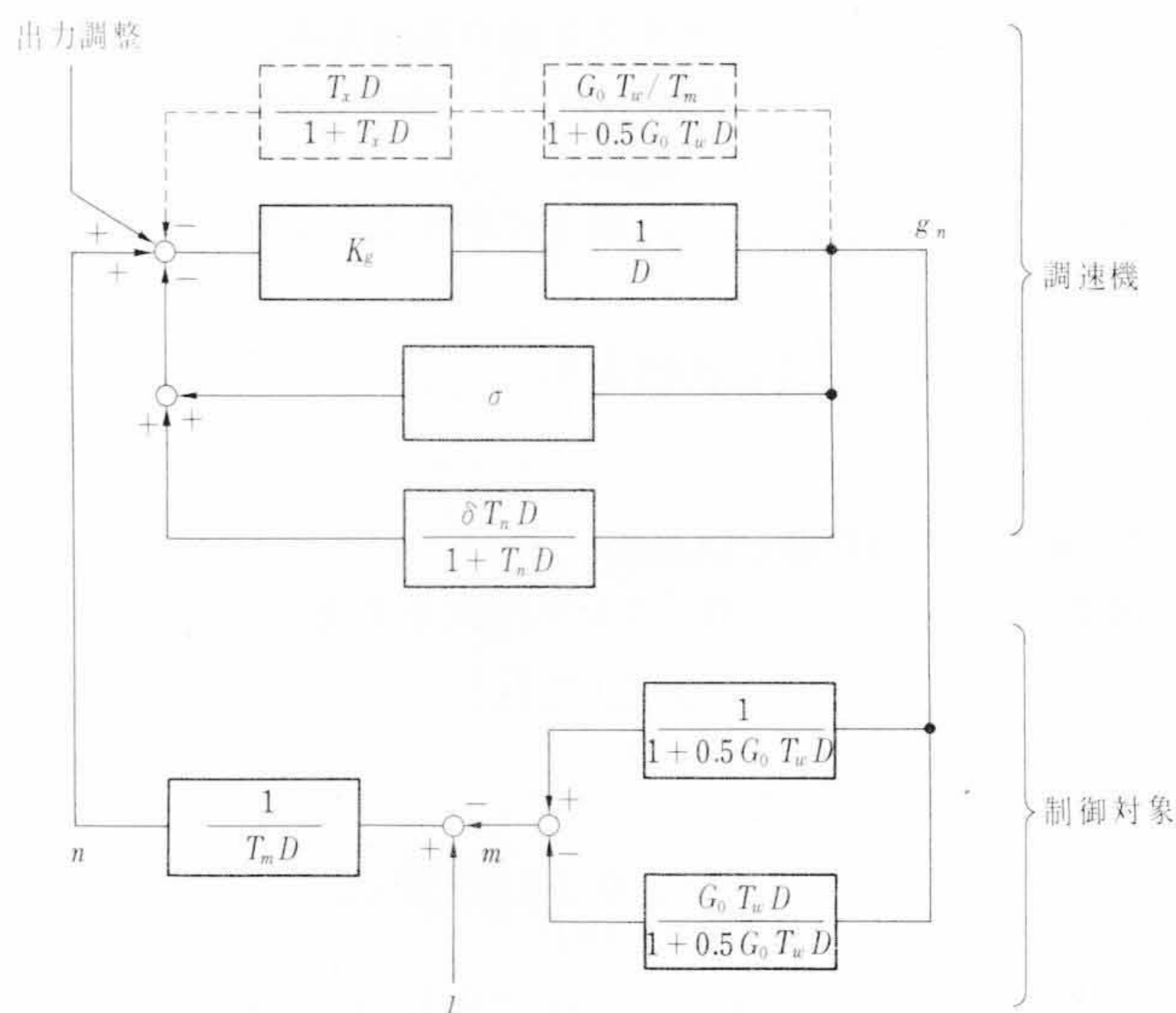


図6 調速機と制御対象のブロック線図

率が σ ではなく $\sigma + G_0 T_w / T_m$ になってしまう。かくして水圧補償回路は、過渡応答改善のためにだけ有効で、定常的には影響はほとんど残らない。

2.4 水圧補償回路を有する調速機の効果

Hovey のグラフと同様に次の条件を仮定する。

(a)(13)式において、 $D_e = 0$

(b) T_x が十分大きいものとし、 $\frac{m}{g_n} = \frac{1}{1 + 0.5 T_w D}$ (28)

(c) 調定率 $\sigma = 0$ で、積分ゲイン K_g が十分大きいものとし、調速機の総合伝達関数 $g_n/n = (1 + T_n D) / \delta T_n D$ とする。 $(\delta \neq 0)$

この結果、特性方程式

$$0.5 \delta T_n T_m T_w D^3 + \delta T_n T_m D^2 + T_n D + 1 \quad \text{.....(29)}$$

が得られ、

Routh Hurwitz の安定条件より、

$$T_n > 0.5 T_w \quad \text{.....(30)}$$

すなわち、 $\delta > 0$ であれば、 δ の値には無関係に(30)式が満足されれば、系は安定する。

これを水圧補償のない場合の図4と直接比較するのは適当でない。それは水圧補償回路自身がダンピング回路と同様に安定化に役立つ一方で、即応性低下の原因にもなるからである。そこで、

(a) $T_n = T_x$ のもとで、 $A_n + K_x$ が同一である場合の安定性比較

(b) $T_n = T_x$ のもとで、安定性が同等である場合の即応性比較の両面から比較するのが適当である。

なお、上記(b)の比較に対しては、水圧補償回路のほうは、一次遅れ形要素が追加された形なので、かなりの改善が予想できる。

3. 計算結果

3.1 水車制御系の総合特性

次の四つの計算例を紹介する。

	K_g	σ	δ	T_n	T_w	K_x	T_x	T_m	グラフ
case 1	32.2	0.03	0.84	5	0.64	0	—	2.7	図7
case 2	"	"	0.1	5	"	0.74	5	"	図7
case 3	"	"	0.84	2	"	0	—	"	図8
case 4	32.2	0.03	0.1	2	0.64	0.74	2	2.7	図8

入力の変荷変化はいずれも0.02 (2%)である。

この結果、

(a) 図8より、 $A_n + K_x$ が同値のとき、補償回路付のほうが安定。

(b) 図7および図8より、 $A_n + K_x$ が同値のとき、補償回路付のほうが即応性もすぐれていて、 ΔN が11~13%低い。

3.2 調速機時定数の改善

図10は図9に示すような調速機について、ステップ入力0.03を与えたときの応答速度を計算し、グラフにしたものである。

ここでは $K_g = 32.2$ 、 $\sigma = 0.03$ 、 $T_w = 0.32s$ としている。

ステップ入力0.03に相当する調速機出力(ガイドベーン開度)は1.0であるが0.1に達するまでの時間を T_{g10} にて示し、0.2に達するまでの時間を T_{g20} にて示す。

水圧補償回路を付加した調速機では、ほぼ T_w に相当する時間で、出力が0.1前後まで急に上昇し、その後一度下がり、今度は比較的ゆっくり上昇する。これに対し従来形の調速機では、最初の約0.2sの間急上昇し0.05前後の開度に達し、その後は比較的ゆっくり上昇を続ける。

図10から明らかなように、両調速機のおもな相違点は最初の立上りにあり、水圧補償回路を付加した調速機は、約0.05sの間、

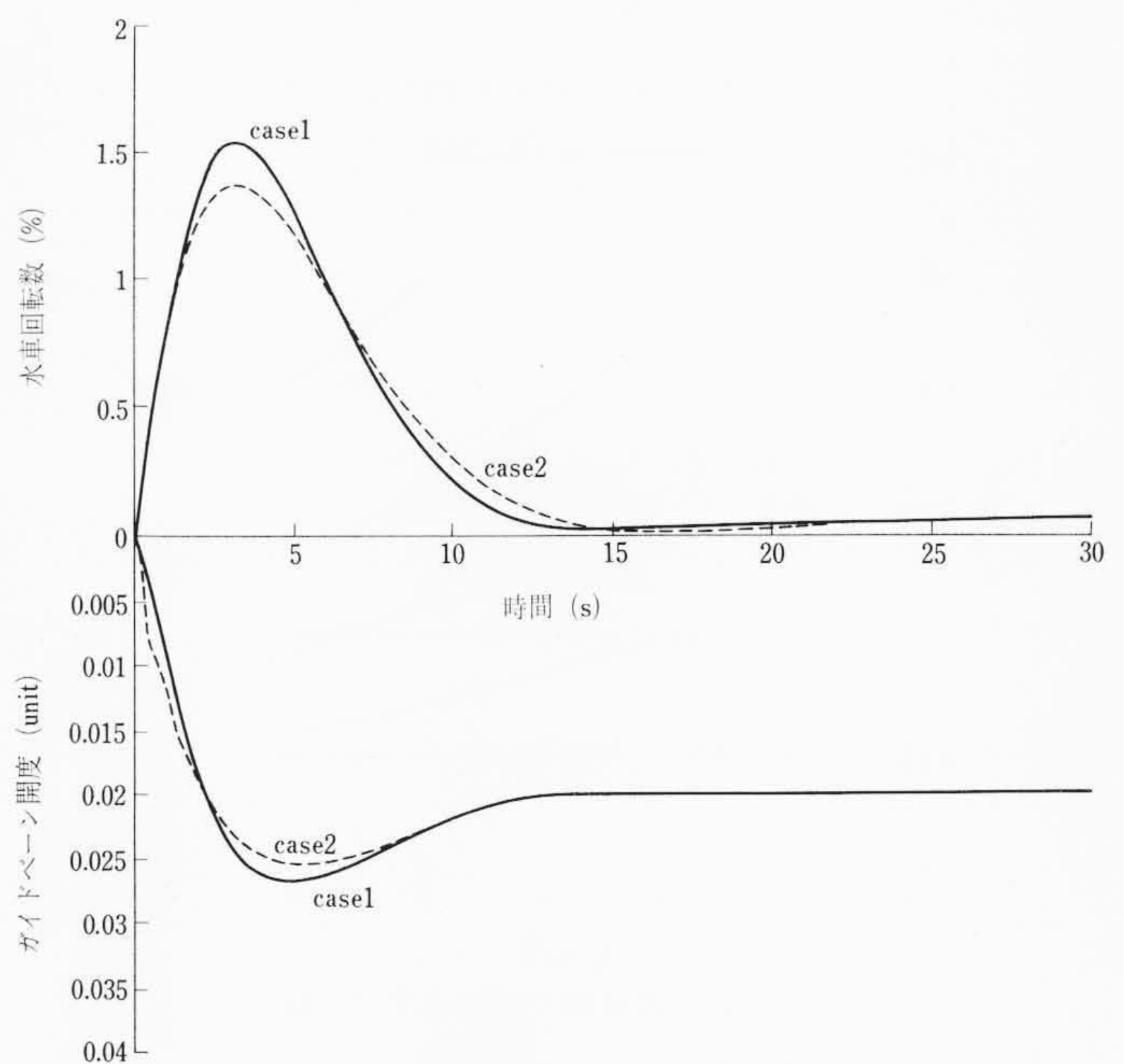


図7 水圧補償回路の効果計算例

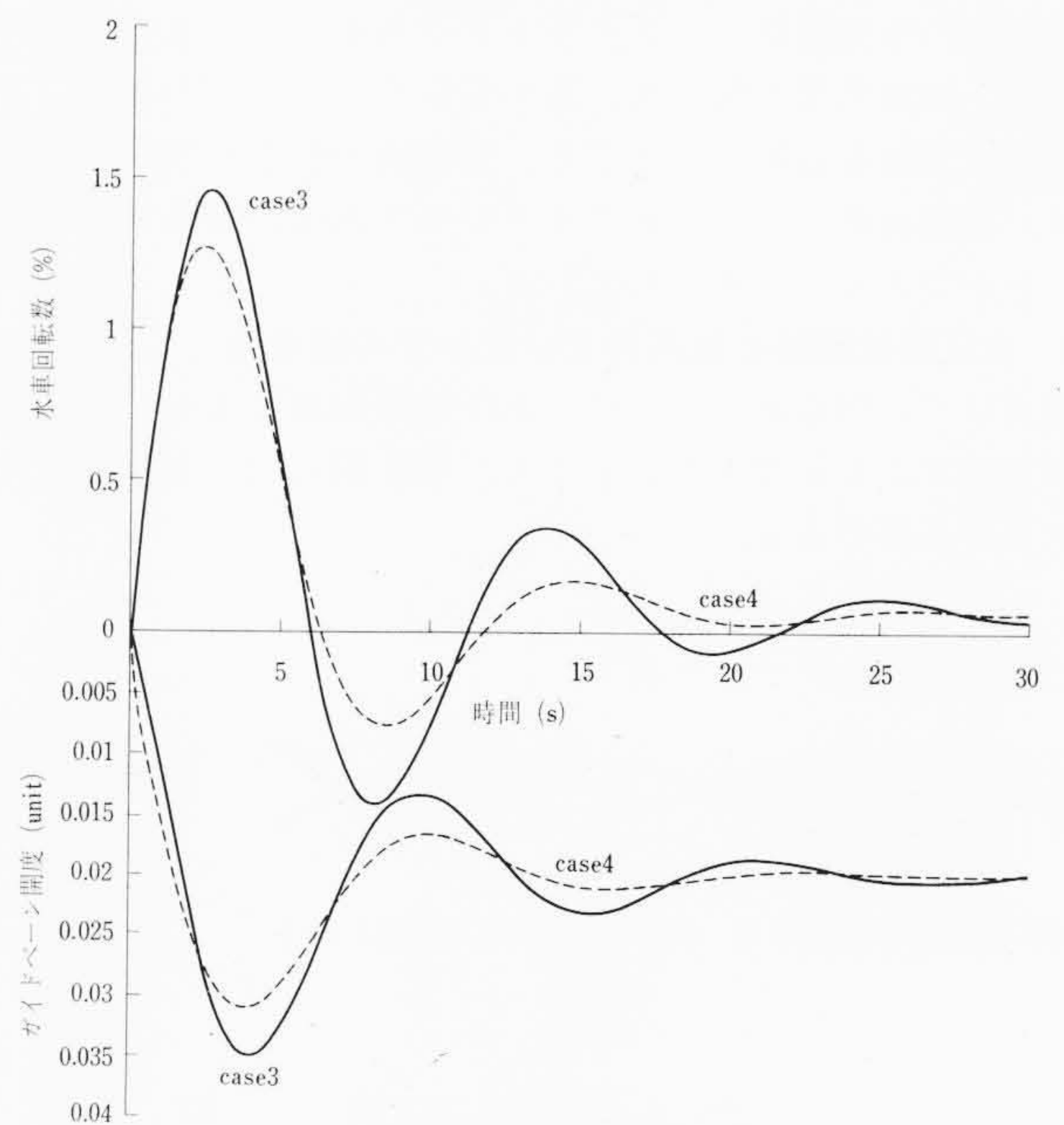


図8 水圧補償回路の効果計算例

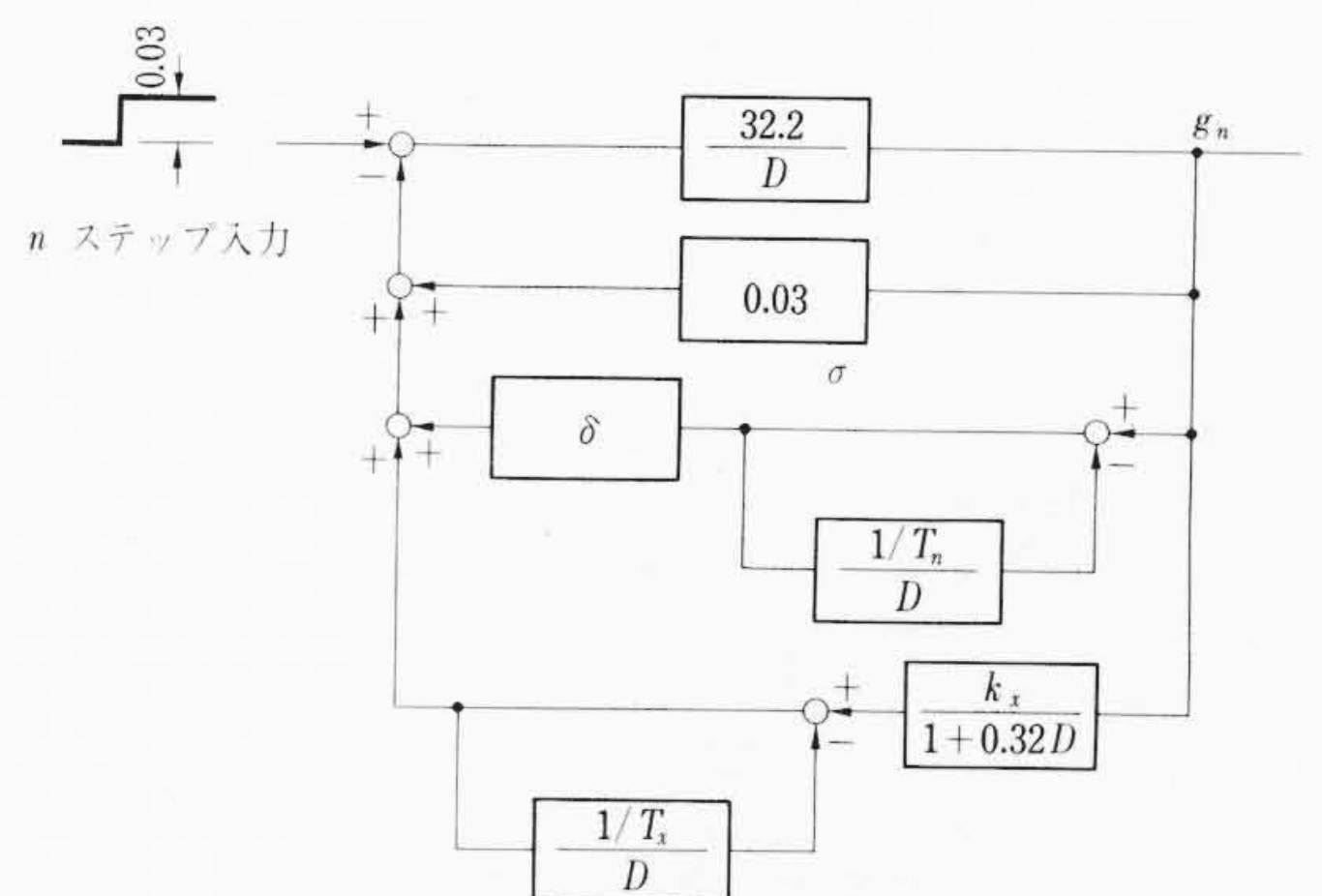


図9 調速機時定数の計算条件

余計に急上昇を持続するため、より早く高い開度を達成する。

その後の比較的ゆっくり上昇する部分については、両者にほとんど差はない。すなわち、出力の値が約0.2以上に達する時間に差は認められない。これ以後の応答を速めるためには、 T_n と同様に、 T_x をできるだけ小さくする必要がある。

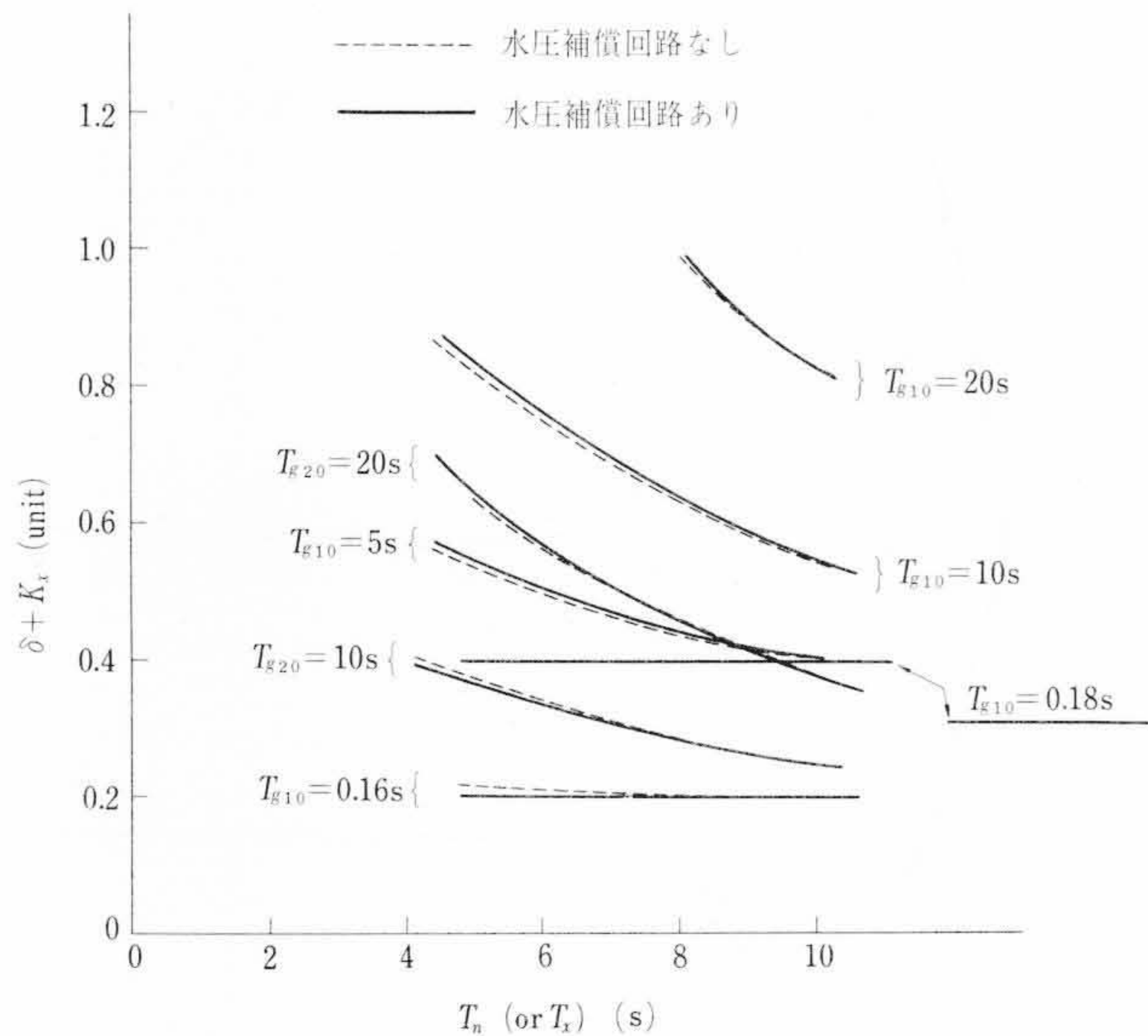


図10 調速機の応答速度の比較

3.3 復元機構のヒステリシスに対する効果

調速機の復元機構にヒステリシスがあると、上述の水圧の悪影響作用と相乗効果が現われ、系の安定性がそこなわれる。そこで水圧補償回路を追加したところ、安定性がかなり改善された。これは、補償回路により、ヒステリシスと水圧の関係にある程度断つことができることを示している。

3.4 水圧補償回路と従来のダンピングの組合せ

(30)式にても明らかなように、水圧補償回路によって、(26)式の第2項を消すことができたとしても、第1項に対しある程度のダンピングが必要である。

3.1の case 2 と case 4 の場合には、 $K_x=0.74$ に対し、 $\delta=0.1$ を与えている。

4. 結 言

水圧鉄管の悪影響を補償する調速機の復元回路を考案し（特許申請中）、次のような効果を計算によって確認した。

- (1) 水圧補償回路は直接水圧の悪影響作用を消すため、効率的なシステムの安定化に役立つ。
- (2) 従来のダンピングに比べ、即応性、特に変化後の鉄管の時定数 T_w に相当する時間の応答性の改善ができる。このため ΔN も低減できる。
- (3) 調速機の即応性と安定性というもつれをある程度緩和できるので、従来より長い T_w を許容できるようになる。

参 考 文 献

- (1) R. Oldenburger & J. Donelson : AIEE Transactions Vol. 31 Part 3 Oct. (1962) p. 403~419
- (2) L. M. Hovey : AIEE Transactions Vol. 81 Part 3 Dec. (1962) p. 581~587
- (3) J. L. Woodward & H. C. Hitchcock : ASME-Paper 67-WA/FE-41 for Meeting Nov. 12-17 (1967) 13p
- (4) F. R. Schleif & A. B. Wilbor : IEEE Power Apparatus and Systems, Vol. 85 July (1966) p. 750~756



特 許 の 紹 介



特許第566691号（特公昭44-22281号）

竹 川 雅 造・日 巻 万 允

鋳 わ く 昇 降 装 置

連続鋳造設備は一般に無端鋳型コンベヤの環状の内側にこのコンベヤと直交して造型ラインが設けられている。そしてこの直交する部分には鋳型かぶせや鋳わく取りのための装置が設けられている。

従来のこの種の装置すなわち鋳わく昇降装置は、単に鋳わくを昇降させるだけであつたので、鋳わくの輸送は鋳型コンベヤ上および造型ライン上とも進向方向に鋳わくの長手方向が位置することが望ましいにもかかわらず、両方とも都合よく位置することができなかった。

本発明は鋳わく昇降装置の案内筒20に案内ローラ22を取り付けかつ案内杆(かん)19に案内みぞ17を設け、さらに案内筒20の案内杆19中に空気または油圧シリンダ16を収納することにより、鋳わくの方角転換と昇降動作を同時に行ないうるようにしたものである。

このように構成したことにより、造型ラインでは進行方向に鋳わくの長手方向が位置するので造型機での造型が容易になり、これを方向変換して鋳型コンベヤに載置し、コンベヤの進行方向に鋳わくの長手方向が位置せしめるので中子納めあるいは注湯などの作業が容易になるなどの効果を有するものである。

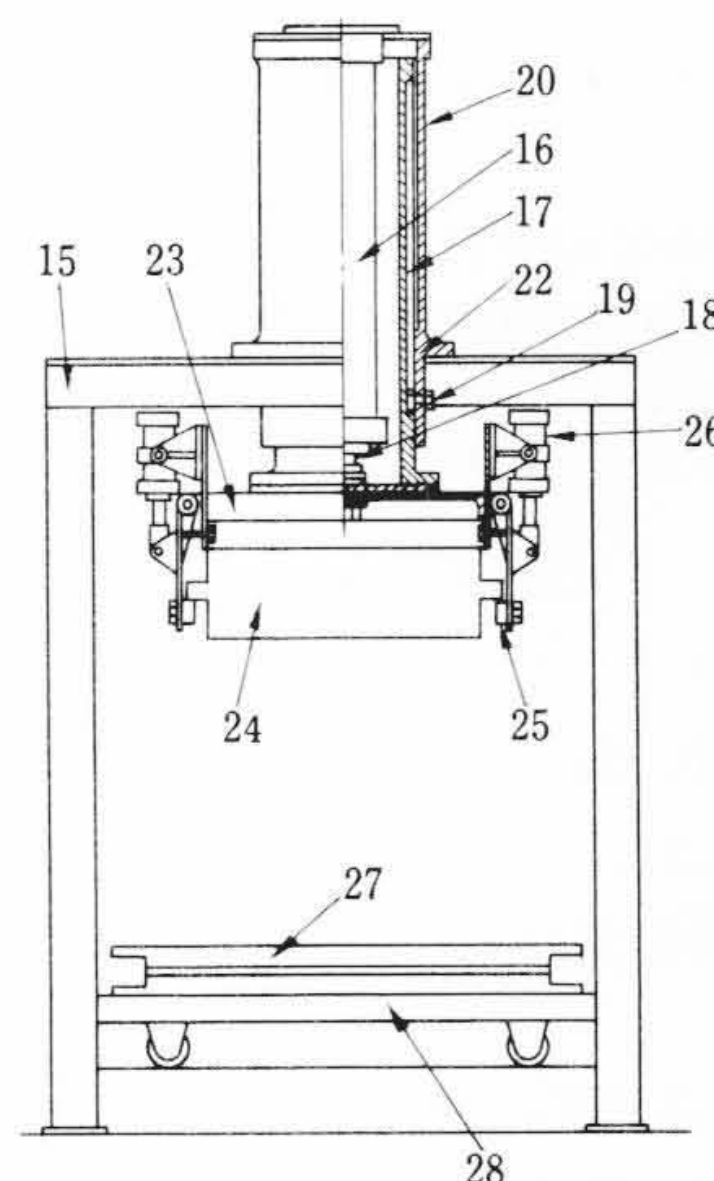


図 1

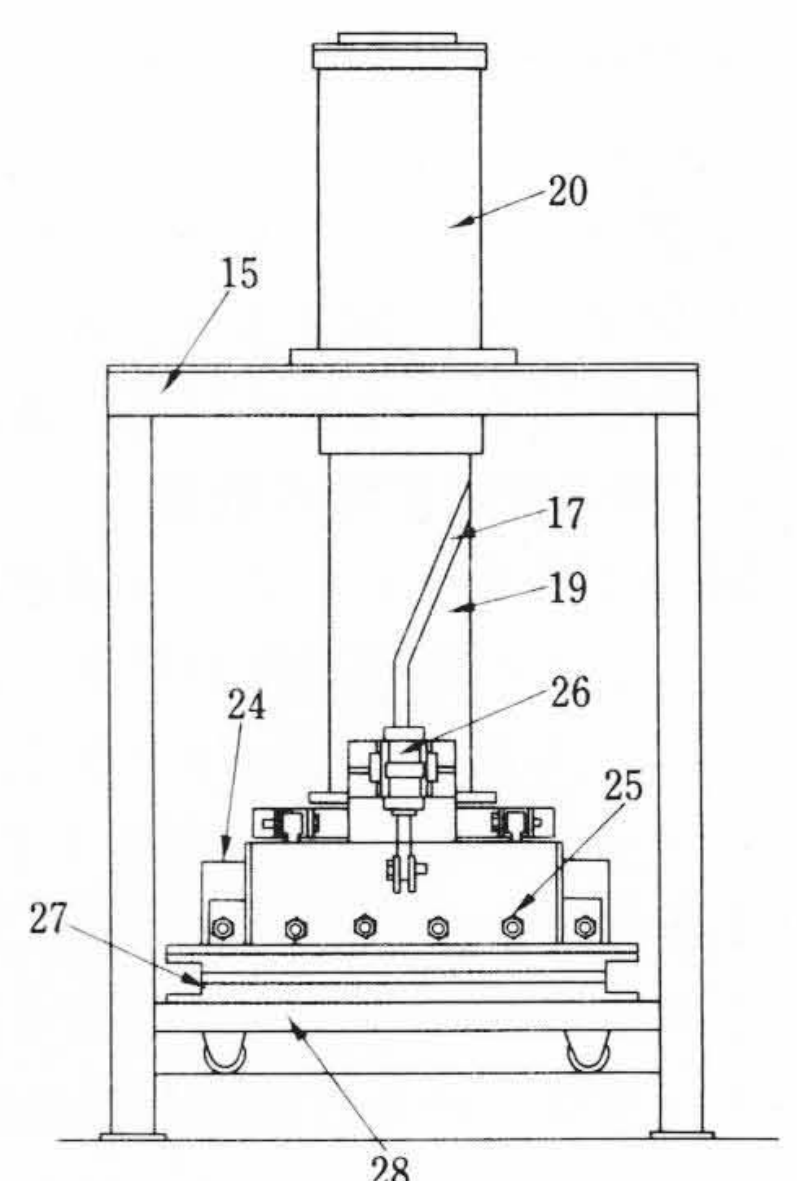


図 2