

最近における水車调速機の諸問題 (その1)

—— 特に小系統における调速機特性について ——

Recent Problems on the Turbine Governor (Part 1)

— Governor Characteristics Appearing in the Small Power Line —

鯨 沢 秀 夫*
Hideo Ebisawa

海老名 啓 吾*
Keigo Ebina

山 口 幸 男*
Yukio Yamaguchi

内 容 梗 概

各発電所が大系統に連繫されて運転している現在では単独送電となる機会は少ないのであるが、调速機単独の特性ならびに単独送電時における制御特性を十分考察しておくことがきわめて重要である。

本稿では単独運転時の安定性、減衰度、速応性について述べ、また调速機は不感帯、飽和、バックラッシュなどの非線型要素を含むことが多いが、特に不感帯と飽和を同時に含む配圧弁の非線型性が安定上に大きな影響を及ぼすことを示した。

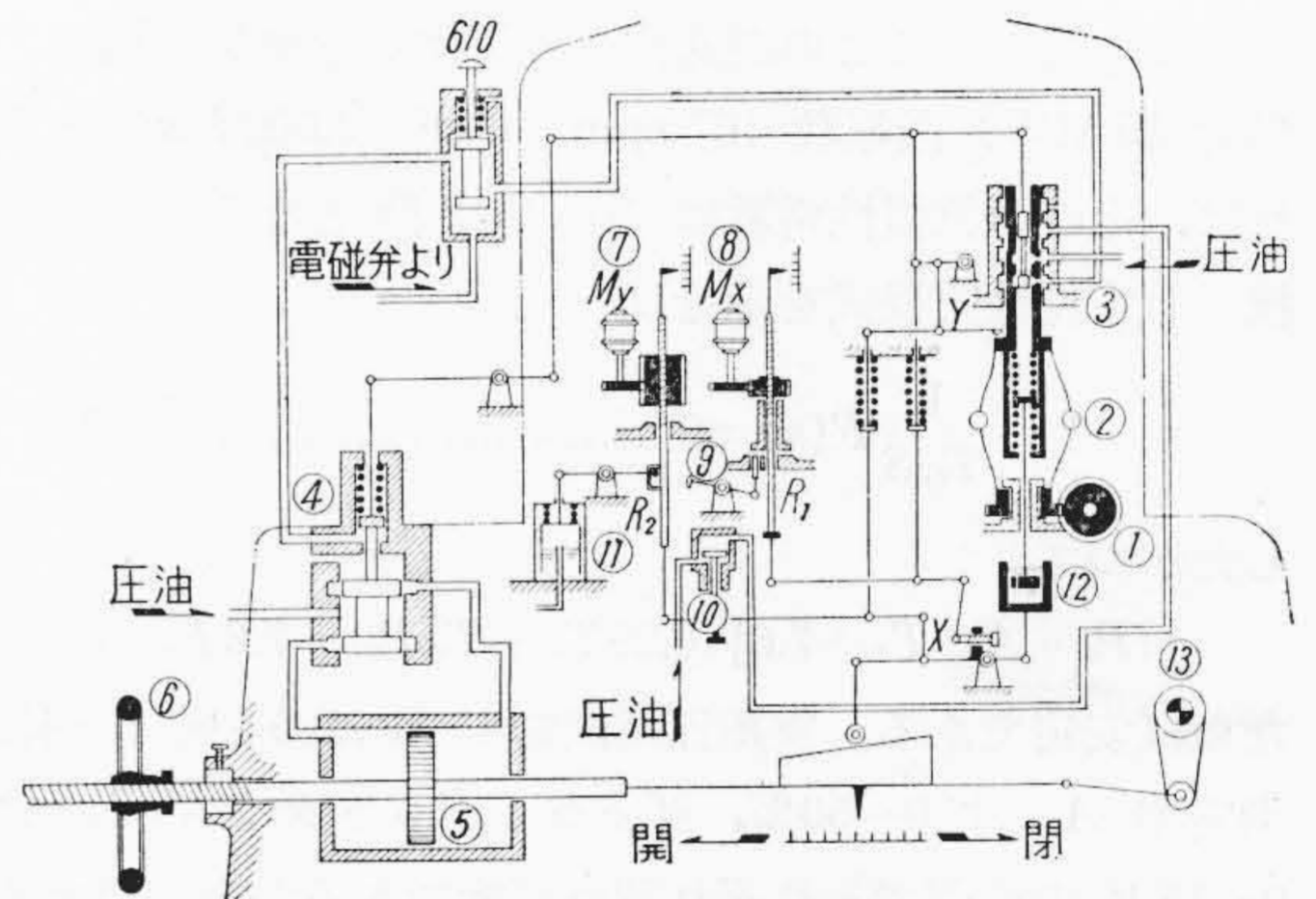
また一方调速機の世界制御に伴い、水理系の変動が重大な問題となる。長い鉄管または、長い圧力隧道を有する調圧水槽などは、水力発電所の系統周波数制御に大きな制限を与える場合があるので、発電所の計画に当っては水圧変動および各種調圧水槽の容量について十分なる検討を要することを述べてある。

〔I〕 緒 言

電力系統の自動周波数調整は、近年わが国においても急速に発達して、各電力会社でも研究の域を脱し実施の段階に入っているが、これに伴い水車および蒸気タービンの调速機が大きな問題とされるに至った。周知のごとく调速機は原動機の回転数を負荷の増減にかかわらず一定に保つためのサーボメカニズムであつて、周波数調整も调速機により自動的に行い得る筈であるが、ことさらに近年调速機が云々され始めたのには種々の原因が考えられる。第一に近年電源開発が進み電力不足がかなり緩和されてきたことがあげられる。負荷制限装置による運転では调速機本来の制御特性はほとんど問題とされない。第二に各電力会社の数次の系統特性試験により電力系統の特性がじよじよにあきらかにされ、またこの間にあつて调速機の役割の重要性が指摘されたことである。调速機を解析する努力も種々なされてはきたが、その多くは振動論の範囲を出なかつた。しかし自動制御理論の一般的手段が调速機の解析にも適用されるようになり、しかも電気計算機の進歩により計算が迅速かつ容易に行い得るようになったことも、重要な動機の一つである。

このように自動周波数調整の要求が高まるにつれて、调速機の性能は高度のものを必要とし、高度の検出感度、安定性、速応性が要求され、既設调速機についても種々の不具合が指摘されるに至つた。それらの不具合な制御は、シンセシス(設計)の不良の場合によるものもあり、また各種の非線系要素の多いことによるものもあつた。特殊な例では速度検出部に跳躍現象があり、いわゆる雑音を系内に生じていることが原因していたものもある。

* 日立製作所日立工場



①アクチュエータモータ ②スピードダ ③一次配圧弁 ④二次配圧弁
⑤サーボモータ ⑥手動装置 ⑦負荷制限装置 ⑧速度調整装置
⑨周波数切換装置 ⑩スピードダ保護装置 ⑪水位調整機 ⑫ダッシュポット

第1図 日立密閉型调速機の構造

今日のように系統が大きく連繫されている場合には、调速機のみで十分な周波数調整を行うことができないので、ほかの制御装置を併置しなければならないが、このような場合にはその装置と调速機の協調も重要な問題となる。本稿ではこれら水車调速機の諸問題を最近実施された試験結果を基として概観することにする。

〔II〕 単独運転の場合の速度制御

水車発電機が単独運転されている時、負荷変化に対する制御特性を計算していわゆる最適制御の問題を考えることにする。便宜上调速機は一切の非線型要素を含まないこととする。制御結果は負荷の種類によつて定まることが多く、負荷条件から良い制御を定義すべきである。たとえば電気時計のようにオフセット(定常状態に落ちついた後に残る制御偏差)を嫌う場合もあるし、回転変

流機のように周波数の変化速度を小さくすべき場合もあるから、それぞれの条件を満足するように調速機の設定値を決定することが必要である。しかし一般的に単独系統について要求されることとしてその過渡応答において第一に安定であり、第二に減衰の強いこと、第三に周波数変動の絶対値の小さいことがあげられる。

(1) 安 定 性

第 1 図は日立密閉型 #70 調速機の構造であつて、ごく小さい時定数を省略してその伝達函数を求めると、次式のようになる。すなわち調速機の入力を%，出力を単位法で表わすと、

$$F(s) = \frac{1 + 0.29T_n S}{P_c + (P_c T_n + A_n T_n + 7.6)S + 7.6T_n S^2} \dots (1)$$

P_c : 速度調定率 (%)

A_n : 過渡調定率 (%)

T_n : ダッシュポットタイム (s)

いま一例としてこの調速機の制御する水車発電機を、出力 25 MW, 回転数 167 rpm, $GD^2 = 2,000 t \cdot m^2$ とすれば、その単位慣性常数は $T_G = 6.12$ 秒となる。単位を統一して特性方程式を示せば

$$1 + \frac{1}{T_G S} F(s) = 0 \dots (2)$$

したがつて

$$\{(P_c + A_n) T_n + 7.6\} (0.29 T_n + T_G P_c) - 7.6 T_n > 0$$

ならば安定である。実際速度調定率 P_c は 0~6%, 過渡調定率 A_n は 0~50%, ダッシュポットタイム T_n は 0~15 秒の範囲でそれぞれ調整可能であるから、ほとんど問題なく安定性は保証されている。

(2) 減 衰 性

(2) 式を変型して特性方程式を書き換えれば

$$S^3 + aS^2 + bS + C = 0$$

$$a = \frac{1}{7.6} (P_c + A_n) + \frac{1}{T_n}$$

$$b = \frac{1}{7.6} \left(\frac{P_c}{T_n} + \frac{0.29}{T_G} \right)$$

$$c = \frac{1}{7.6 T_G T_n}$$

..... (3)

となる。 a, b, c はいずれも正であつて、これは一つの実根 λ と共軛な二つの複素数の根を持つことが証明され、

$$(S - \lambda) (S^2 + 2\xi\omega S + \omega^2) = 0$$

と分解できる。はじめの因子は $e^{-\lambda t}$ を含むもので、 $t=0$ においては第二項の因子と相殺され、また $t=\infty$ においては零になるため考慮することはない。共軛な二根

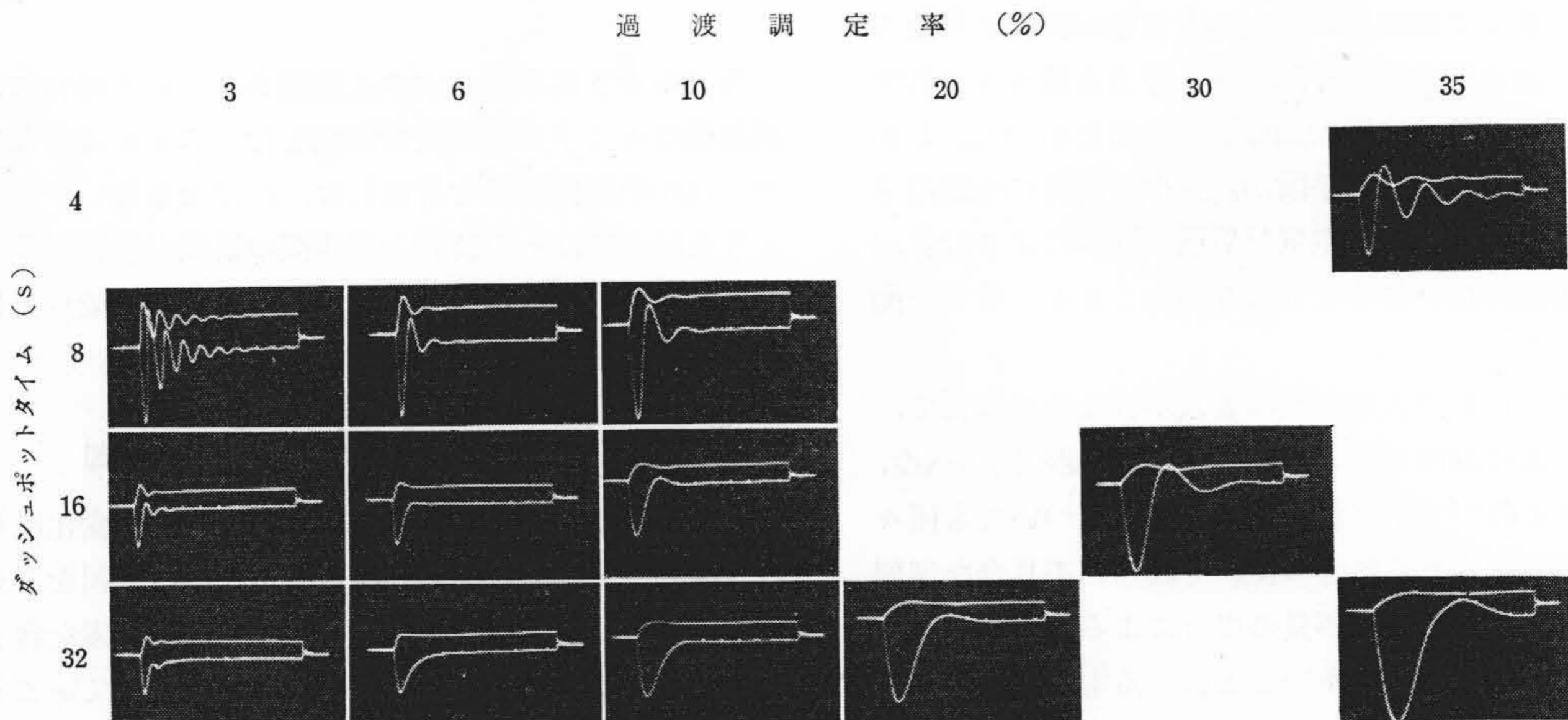
$$(-\xi \pm \sqrt{\xi^2 - 1})\omega = (-\xi \pm i\sqrt{1 - \xi^2})\omega$$

を有する第二因子は $Re^{-\xi\omega t} \sin\{\sqrt{1 - \xi^2}\omega t + \theta\}$ を含む。ここに θ は第一項と $t=0$ で相殺する常数である。したがつて減衰度は

$$\frac{\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad 0 \leq \xi < 1$$

であつて ξ について単調増加であるから ξ が大なる程減衰が強いかれどもこの条件はかならずしも $Re^{-\xi\omega t}$ を小さくすることにならぬから、第三の条件と照合して決定することが必要である。

たとえば速度調定率 $P_c = 3\%$, 過渡調定率 $A_n = 35\%$, ダッシュポットタイム $T_n = 4$ 秒の場合と $P_c = 3\%$, $A_n = 10\%$, $T_n = 4$ 秒の場合を比較すると、それぞれ $\omega = 0.382$, $\xi = 0.15$ および $\omega = 0.56$, $\xi = 0.259$ を得る。したがつて減衰係数は 0.151 および 0.268 となるからこの場合過渡調定率の小さい方がよい制御といえるが、 ξ の値は一般に 0.2~0.4 程度に選ぶことが適当とされてい



調定率 3% の場合 A_n, T_n の組合せに対して、単独系の制御経過を示す。上側の曲線が出力、下側が周波数、演算時間は 100 秒である。

第 2 図 調速機による単独運転時の周波数制御

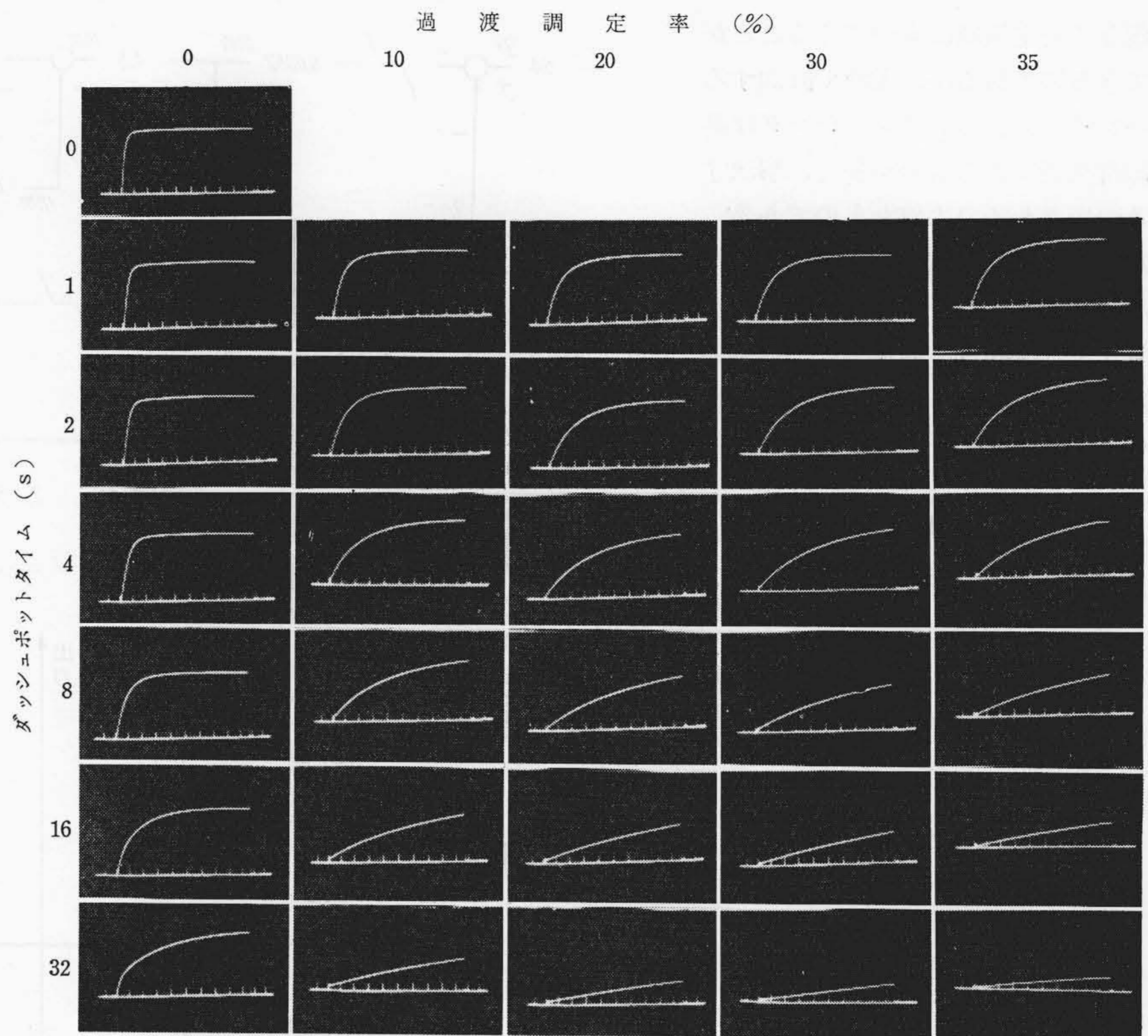
る。実際にこの系についてアナコンで計算した結果を第2図に示したが、これは同一の速度調定率を与えて、過渡調定率 A_n とダッシュポットタイム T_n の組合せにより、負荷の階段的变化に対する周波数(下側の解曲線)および出力(上側の解曲線)の変化状況を求めたものである。これによつても安定性と速応性とがかならずしも相容れるものでないことがわかる。

系統が大きくなると、前述のごとく调速機に減衰性を要求する必要が少なくなり、速応性が問題となる。それは、総合的にみた大系統は自己制御性を有し、调速機を含む全制御系はきわめて安定なものとなるからであつてこの場合には、调速機の過渡調定率 A_n およびダ

ッシュポットタイム T_n を小さくして、即応性を高め出力の急激な調整を可能ならしめるのである。 A_n および T_n を小さくしたとき、周波数の階段状变化に対する调速機の応答を計算して第3図に示した。今日わが国の周波数調整用の大容量発電所では漸時この方法がとられつつある。したがつて调速機の設定には、運転条件やほかの制御機器との協調も考慮して最適制御の定義を与えそれを満足するようにすべきである。しかしこれは実際上困難な問題であつて、単純な負荷変化については前述のごとく減衰性を与えたり、その他安定後の周波数変化の二乗面積を最小にする条件などにより一応最適設定の目安が得られるのであるが、大系統では最適制御を理論的にどう与えるかはまだ十分に解明されてはいない。系統負荷は緩慢 (Sustained) な変化よりも急激 (Fringe) にランダム変動するものと見るべきであつて、调速機も当然系統雑音に対する制御性を考慮されることになるが、そのときには rms 条件も一つの足掛りにする試みがなされている。これらについては後に触れる予定である。

(3) 速 応 性

周波数変動を少なくするように调速機を設定するとき、前述の減衰性と同時に水圧変動の成長を避けること



$P_c=3\%$ のとき、 A_n , T_n の各組合せに対する调速機サーボモータの過渡応答、演算時間は100秒

第3図 调速機の過渡応答

を注意しなければならない。周波数変動を少なくするにはサーボモータの移行速度を早くしなければならないが、もしサーボモータが幾度か行過ぎ動作をして、その週期が鉄管水圧変動の週期と一致するような場合には特に水圧変動が大きくなる恐れがあるからである。

周波数変動を少なくすると水圧変動が大きくなることは水力発電所の速度制御の一つの限界を示すものであるが、ペルトン水車のような高落差用水車においてこれが著しい。蒸気タービンにおいても、ボイラ内の圧力低下により水滴が蒸気に混入しプライミングを起すことが知られているが、これも同様な限界を与えるものである。このように一方にとつて良い制御が他方にとつては逆の効果となることもあるから、復原を極端に弱めて速応性のみを増加しようとすることは危険である(この詳細は〔IV〕を参照せられたい)。

〔III〕 调速機における非線型要素の影響

(1) 调速機における非線型要素の種類

われわれの計算が実際と一致しない場合には非線型要素の影響によることが多い。调速機が線型要素のみであるとすれば、制御に多少の過不足があつたとしても、問

題なく安定領域にもつてくることが
できる筈であるが、現地で直面する
ハンチングあるいはレーシングは非
線型要素によるものが多く、解決す
るのにきわめて困難なものである。
调速機は勿論精密な作業を施し、細
心の注意を払って組立られるもの
で、遊び動作少く、また円滑に関連
動作のできるものでなければなら
ないが、それでもなお避けにくい非
線型要素を含む場合がある。

水力発電所においては水圧上昇を
鉄管許容値内に納めるためサーボモ
ータの移行速度に制限を加えるのが
普通であつてペルトン水車はこの傾向が著しい。また高
い圧力の圧油を使用するため配圧弁には漏油を防ぐ目的
で 0.1~0.5mm 程度の重なりを与えている場合が多い。
そのほか摩擦や長年月の使用によるバックラッシュなど
予期しえない非線型要素が存在し、加えて系内に漏油な
どのじよう乱を発生している場合さえある。

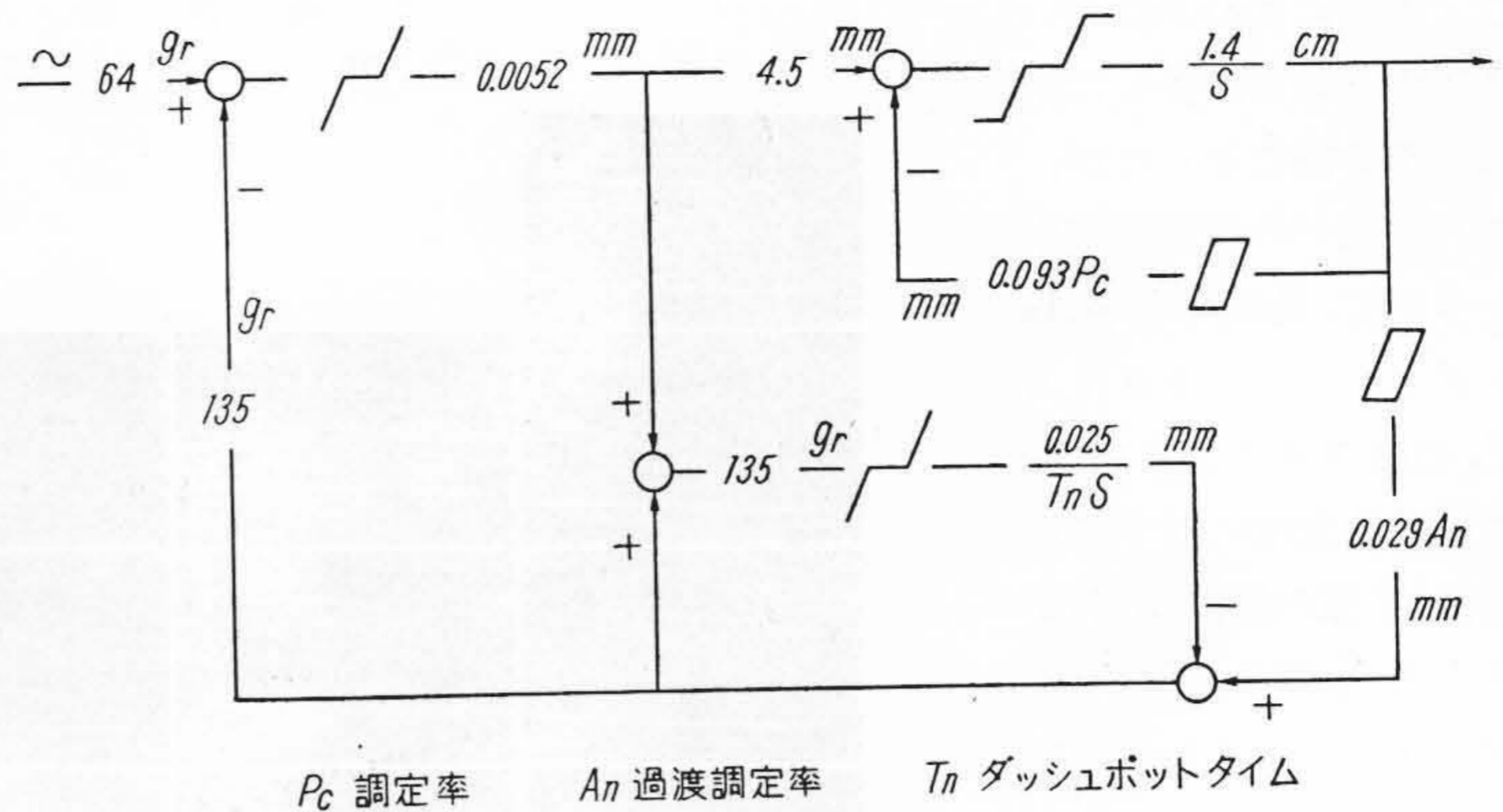
これら非線型要素の影響は一概に制御性を害するもの
ばかりとはいえないが、存在する場所によつては不安定
なものを安定化せしめることがある。しかし線型です
で安定な系内に非線型要素が存在するときには安定性お
よびオフセットの面から一般に好ましいものではないの
で、できるだけ非線型要素を少なくすることが望ましい。

第 4 図は第 1 図の日立密閉型调速機
の非線型要素の存在位置と種類を示したもので、二つの不感帯はそれぞれ
一次配圧弁における重なりとダッシュポットの摩擦である。
また飽和は二次配圧弁の絞りに相当し调速機の閉鎖
時間を与えるものである。二次配圧弁は飽和ばかりで
なく重なりを有するため不感帯も存在する。そのほかに復
原機構中のバックラッシュ（遊び）がある。

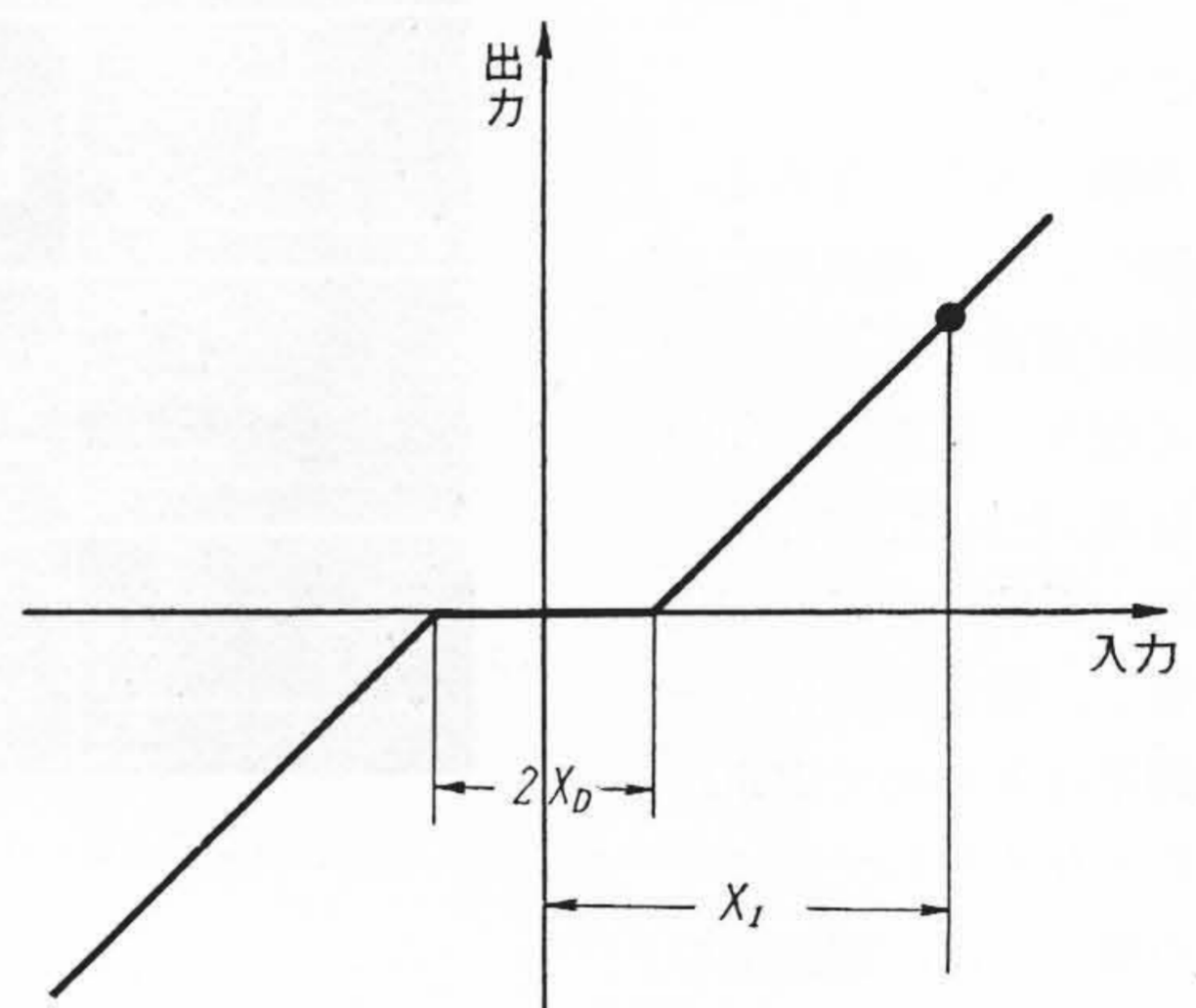
非線型系要素の解析に最近位相面によるほか等価伝達
函数 (Describing Function) が用いられているが、等
価伝達函数はつぎのように定義される。すなわち非線型
要素の入力に正弦波をとり、そのときの出力の基本波の
振幅を入力振幅で割つたものである。したがつて高調波
を無視した伝達函数であるが、系が一般に低域濾波器で
あるため、十分な近似を与えることができる。

(a) 不感帯の等価伝達函数 N_D

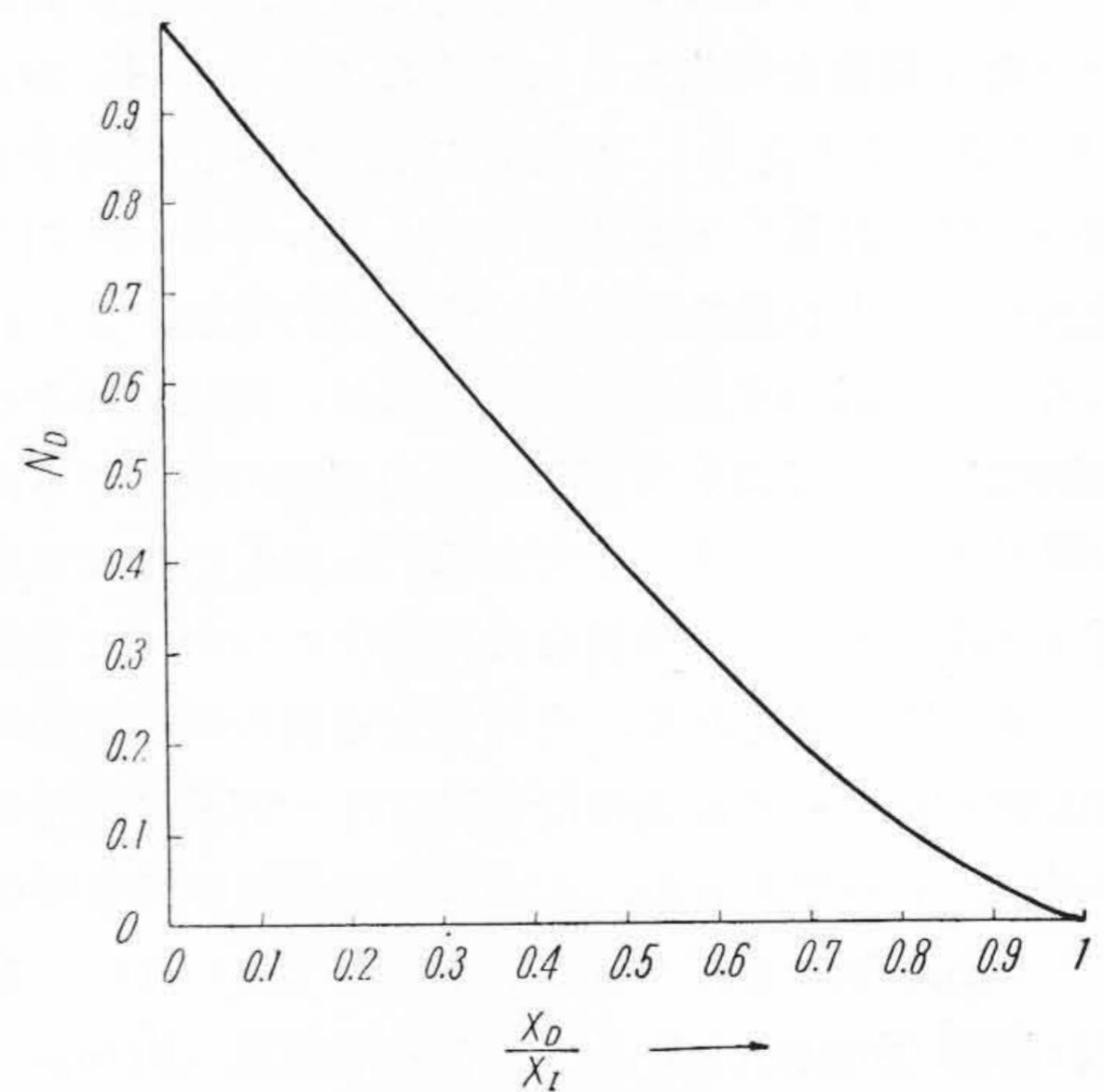
不感帯は入力 X_I が X_D よりも大きくなると、
出力に影響の現われないものであつて、第 5 図にこの関
係を示した。入力を正弦波とした時、出力の基本波の振
幅と入力の振幅比 N_D はつぎのように表わされる。計算
結果は第 6 図のごとくになる。



第 4 図 密閉型调速機のブロック線図



第 5 図 不感帯



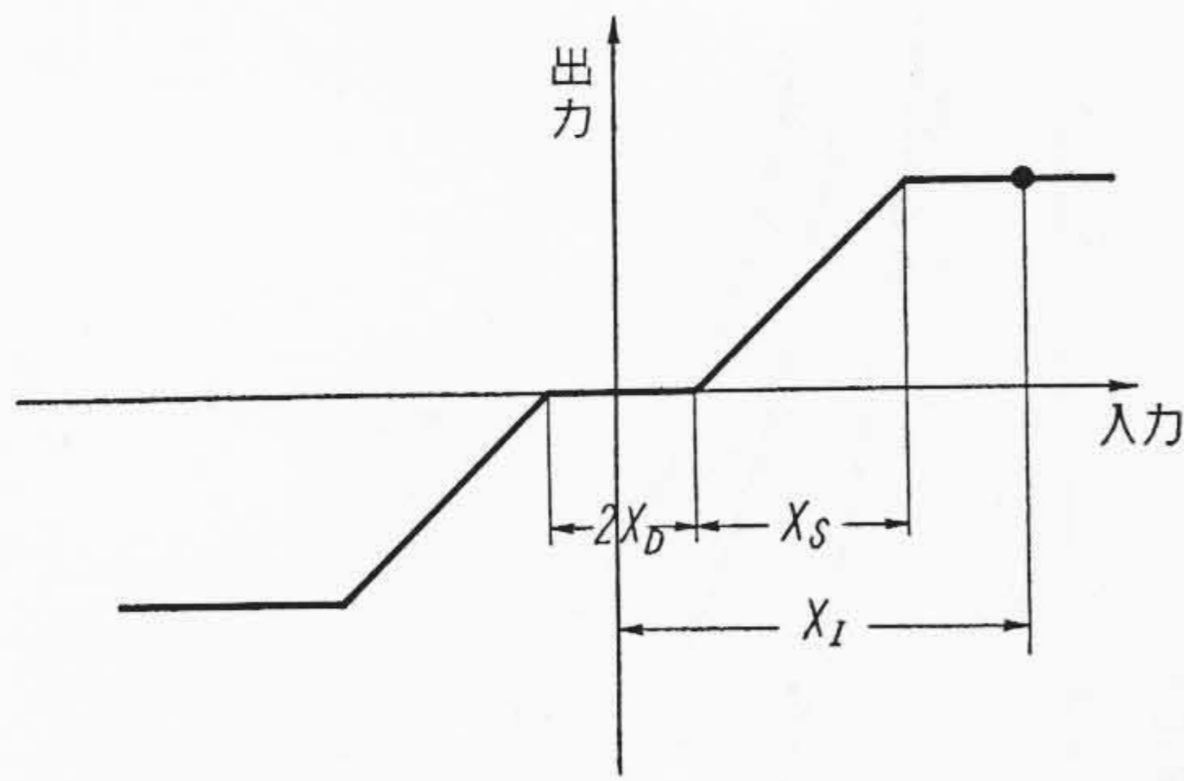
第 6 図 不感帯の等価伝達函数

$$N_D = 1 - \frac{2\alpha}{\pi} - \frac{\sin 2\alpha}{\pi} \dots \dots \dots (4)$$

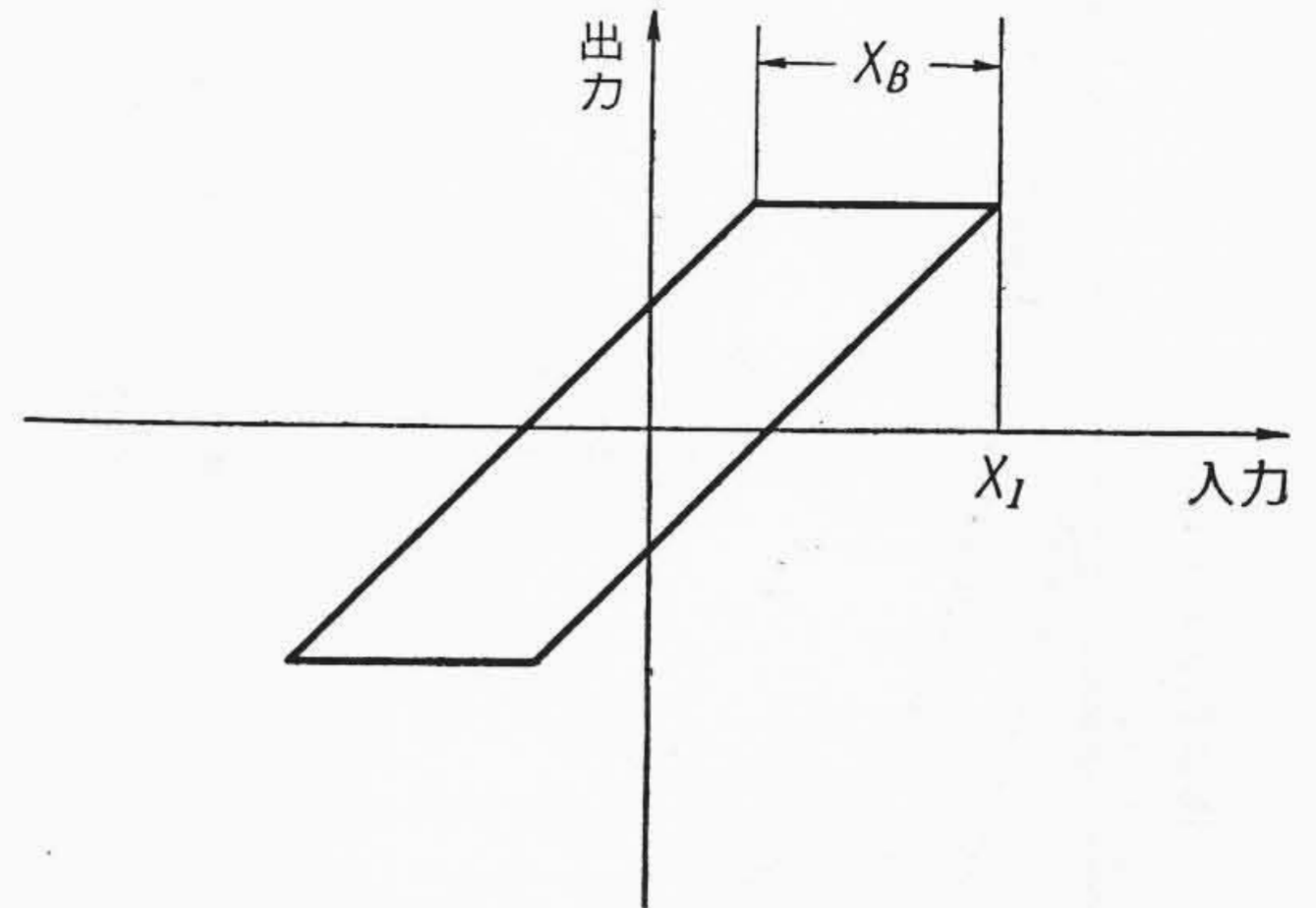
$$\sin \alpha = \frac{X_D}{X_I}$$

(b) 不感帯と飽和の等価伝達函数 N_s

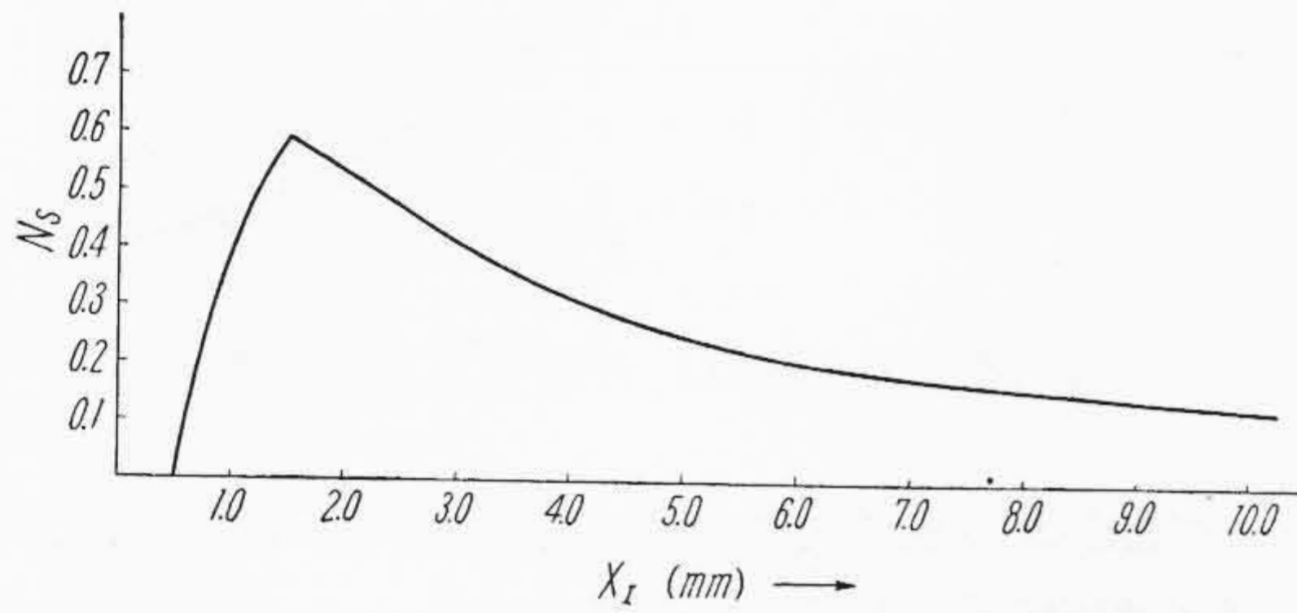
入力が増大すると線型な系では出力も比例して増大す



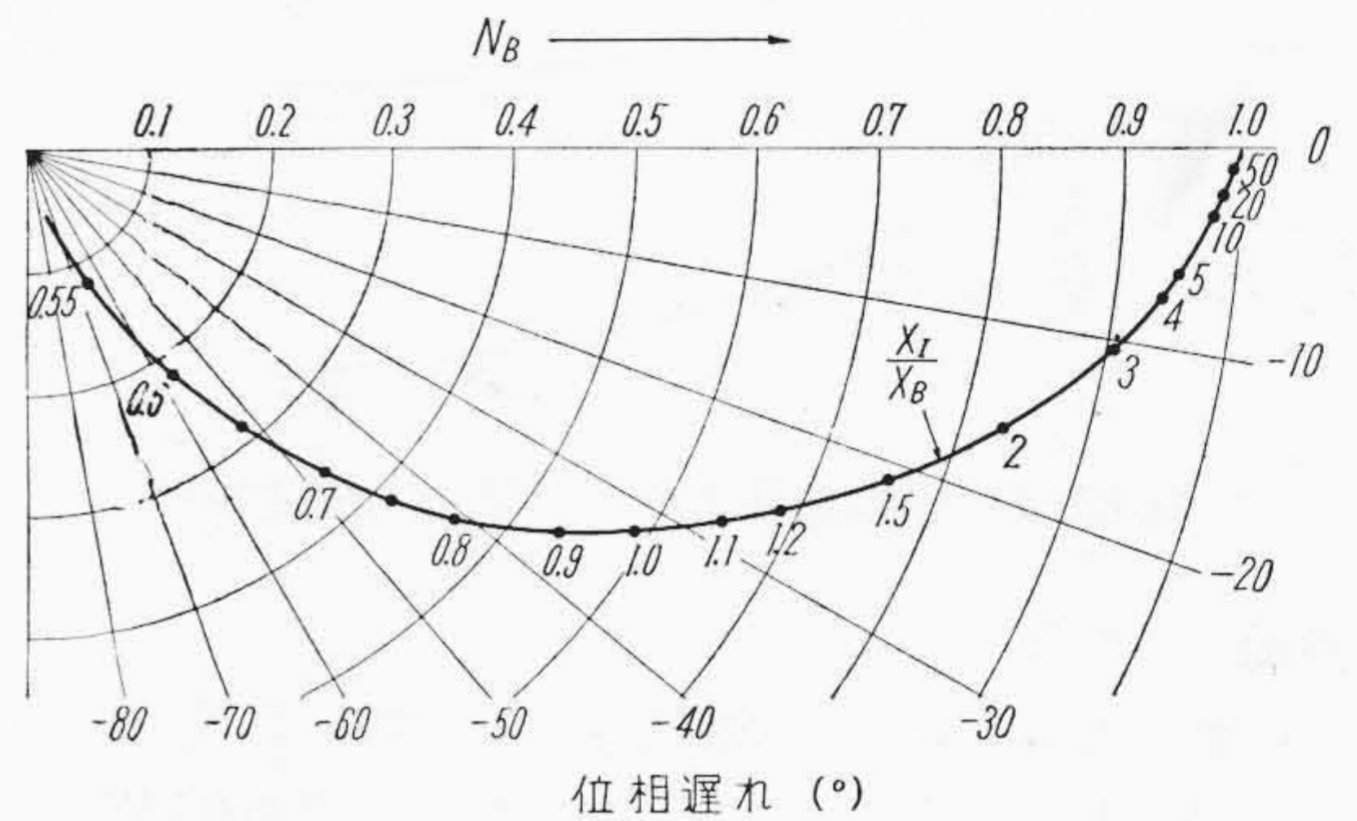
第7図 不感帯と飽和



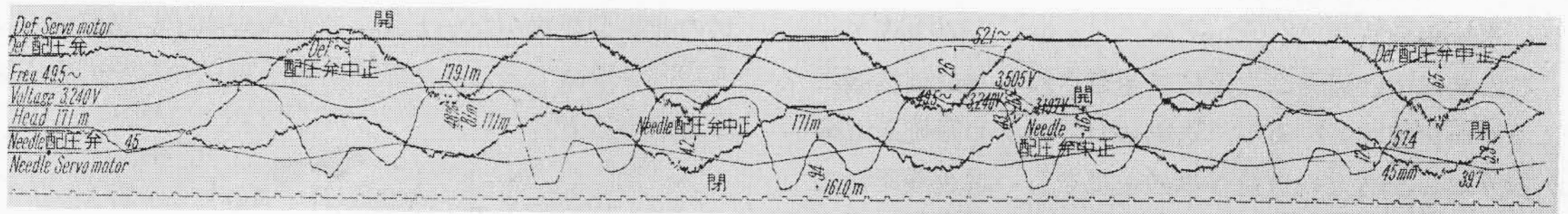
第9図 バックラッシュ



第8図 不感帯と飽和の等価伝達函数



第10図 バックラッシュの等価伝達函数



第11図 ペルトン水車調速機のハンチング

るが、飽和があると X_I がいくら増大しても出力は $X_D + X_S$ 以上とならない。すなわちこの関係は第7図のごとく示すことができる。一般の型は次式のようになるが $X_D = 0.5 \text{ mm}$, $X_S = 1 \text{ mm}$ とした例を第8図に求めた。

$$N_S = \frac{1}{\pi} \left\{ \sin 2\beta - \sin 2\alpha + 2(\beta - \alpha) \right\} \dots\dots (5)$$

$$\begin{cases} \sin \alpha = \frac{X_D}{X_I} \\ \sin \beta = \frac{X_S + X_D}{X_I} \end{cases}$$

(c) バックラッシュ(遊び)の等価伝達函数 N_B

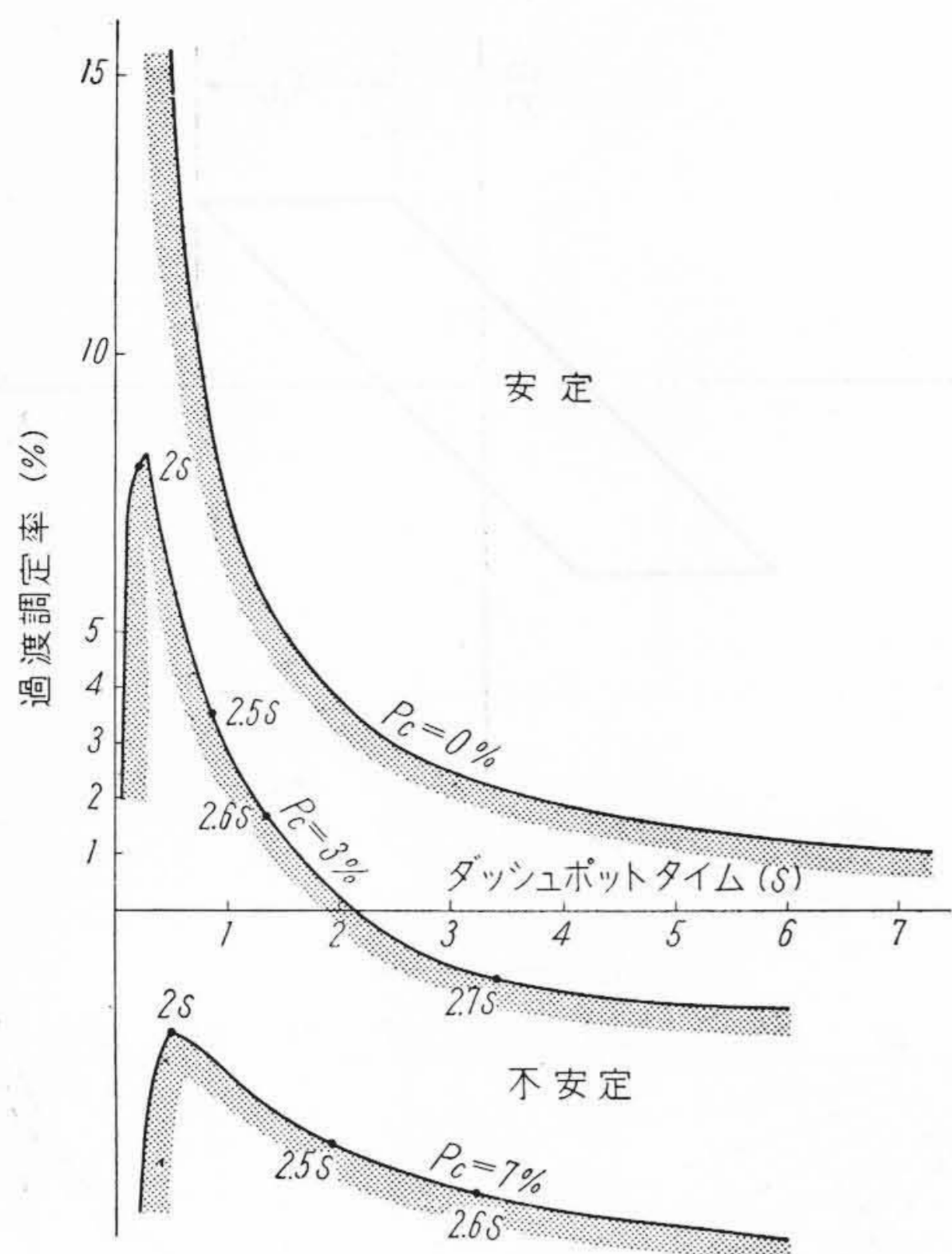
バックラッシュ X_B による非線型性は第9図および次式からあきらかな通り、位相遅れを伴い、入力が X_B に比べ小さい時には大きな位相遅れと、ゲインの低下を与えることを第10図に示した。

$$\begin{aligned} N_B &= \frac{1}{\pi} \left[\left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) \sin \left\{ \cos^{-1} \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) \right\} \right. \\ &\quad \left. - \cos^{-1} \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) + \pi \right] \\ &\quad + \frac{i}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha} \left(\frac{1}{\alpha} - 2 \right) \dots\dots\dots (6) \\ \alpha &= \frac{X_I}{X_B} \end{aligned}$$

この定義からあきらかなようにこの等価伝達函数は周波数応答法には適当であるが、過渡応答には定性的傾向を示すものに過ぎないので、安定領域の計算には等価伝達函数を用い、過渡応答の計算にはアナコンなどの非線型要素を使用する必要がある。

(2) 非線型要素の影響

非線型要素が根本的に不安定の原因となっていた実例についてその影響を説明する。この発電所の仕様はつき



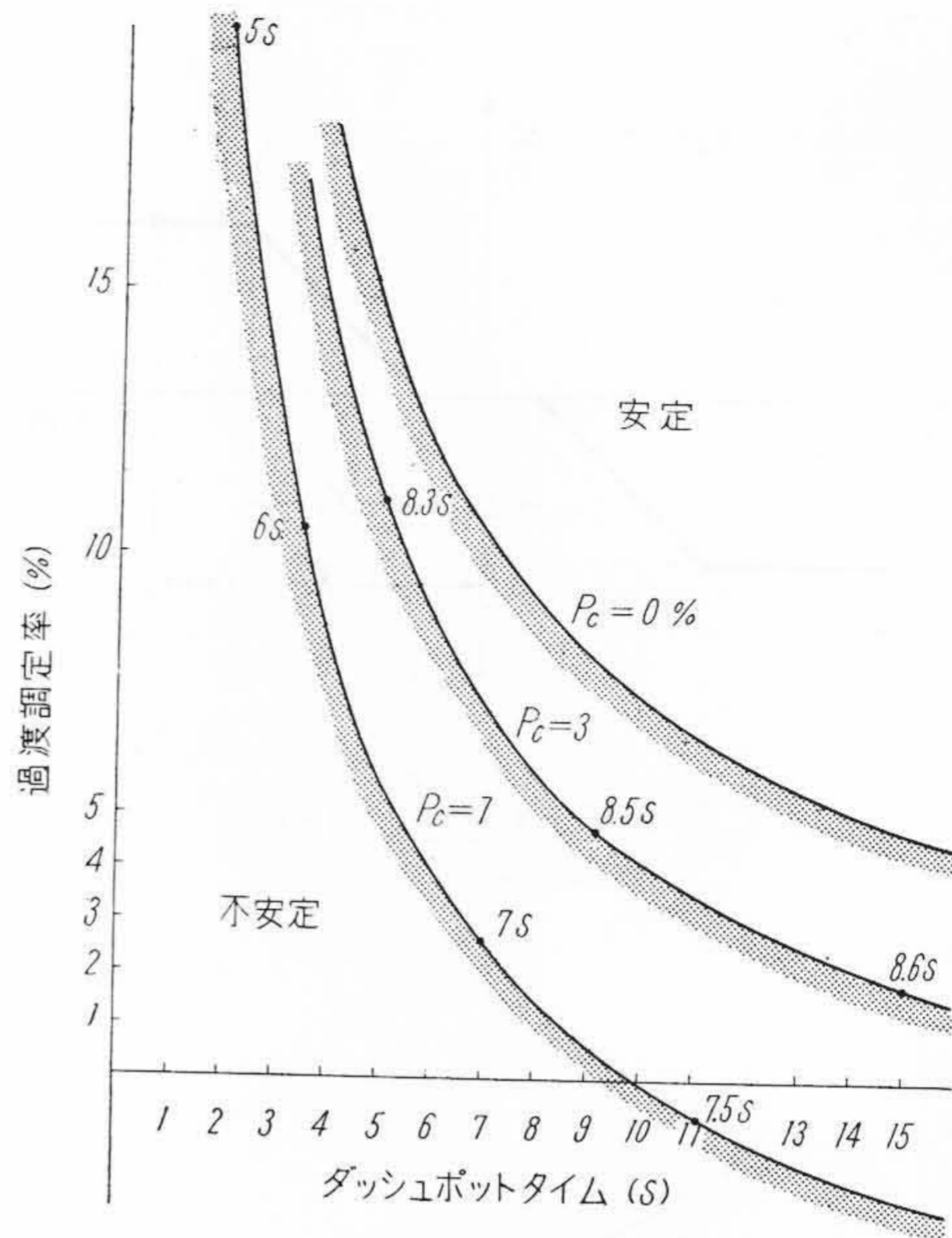
第 12 図 非線型要素のない場合の安定範囲

の通りである。

型式.....横軸ペルトン水車 P₁N₂-H
 出力..... 2,000 kW
 回転数..... 428 rpm
 GD².....9.53 t-m²
 系統平均負荷..... 1,370 kW

この発電所は通常は大系統に連繫されて水位調整機による運転を続けているが、送電線事故のため系統送電線から分離し、附近の負荷へ単独送電を行い調速機運転に切換えられたところ、第 11 図に示すごとく 5 程度ハンチングが発生して、まったく送電不可能になったことがある。この原因としては、調速機以外に送電線、負荷、電発電機などの電気的影響も考えられるので、水抵抗負荷による試験を実施したが、まったく同様のハンチングが発生し、機械系(調速機、水車、水路)によるものであることが確認された。一般にサーボモータ開度と出力の関係に極端な折れ曲がり点があつたり、水圧変動が出力に大きく影響するような系では安定な制御はむづかしくなる。また単独運転をしている発電機の GD² が小さいときは周波数変動が大きく、このためデフレクタが干渉して、デフレクタによる制御に移行することも安定を悪くする要因であると考えられる。しかしこれらはいずれもハンチングの原因でないことが調査の結果判明した。

一方系の安定性に関してアナコンによる解析を行つたが、決して不安定な系とはならずダンピングの強い安定な系となることが証明され、また時定数やゲインを極端に選んで故意に不安定な系としても解析上は実際のハン



第 13 図 N_s=0.1 の場合の安定範囲

チングとかなり異つた週期となる。したがつて不安定な要因は調速機系内の非線型要素にあることが推定された。

いまこの水車発電機が 1,500 kW の負荷で運転しているとすれば、その単位慣性常数 T_G は 3.2 秒である。一切の非線型要素がないとき、速度調定率 P_c、過渡調定率 A_n を % 単位で表わして系の特性方程式からその安定限界を求めると

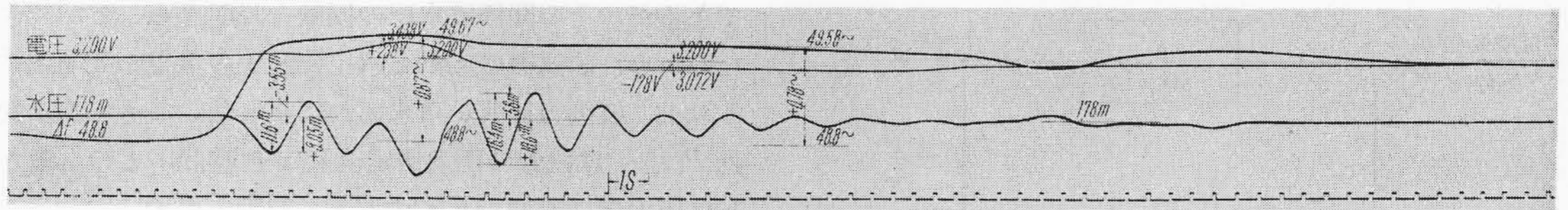
$$15.26 = \left\{ \frac{1}{T_n} + 0.335(P_c + A_n) \right\} \times (4.43T_n + 0.29P_c) \dots\dots\dots (7)$$

となる。(調速機の型式が異なるため第 4 図と異なる常数值を有する) P_c=0, 3, 7% の場合について安定限界を求めて第 12 図が得られるが、この結果はいずれも非常に安定であることが示されている。つぎに第(4)~(5)式に示した非線型要素を含む系の安定限界はつぎのようになる。

$$(0.998 - 0.708 N_{Ds}) P_c + 4.43 T_n \frac{N_{Ds}}{N_{DD}} = \frac{13.2 T_n N_{Ds}}{(2.98 - 2.11 N_{Ds}) N_{DD} + 0.29 T_n (P_c + N_{Ds} A_n) N_s} \dots\dots\dots (8)$$

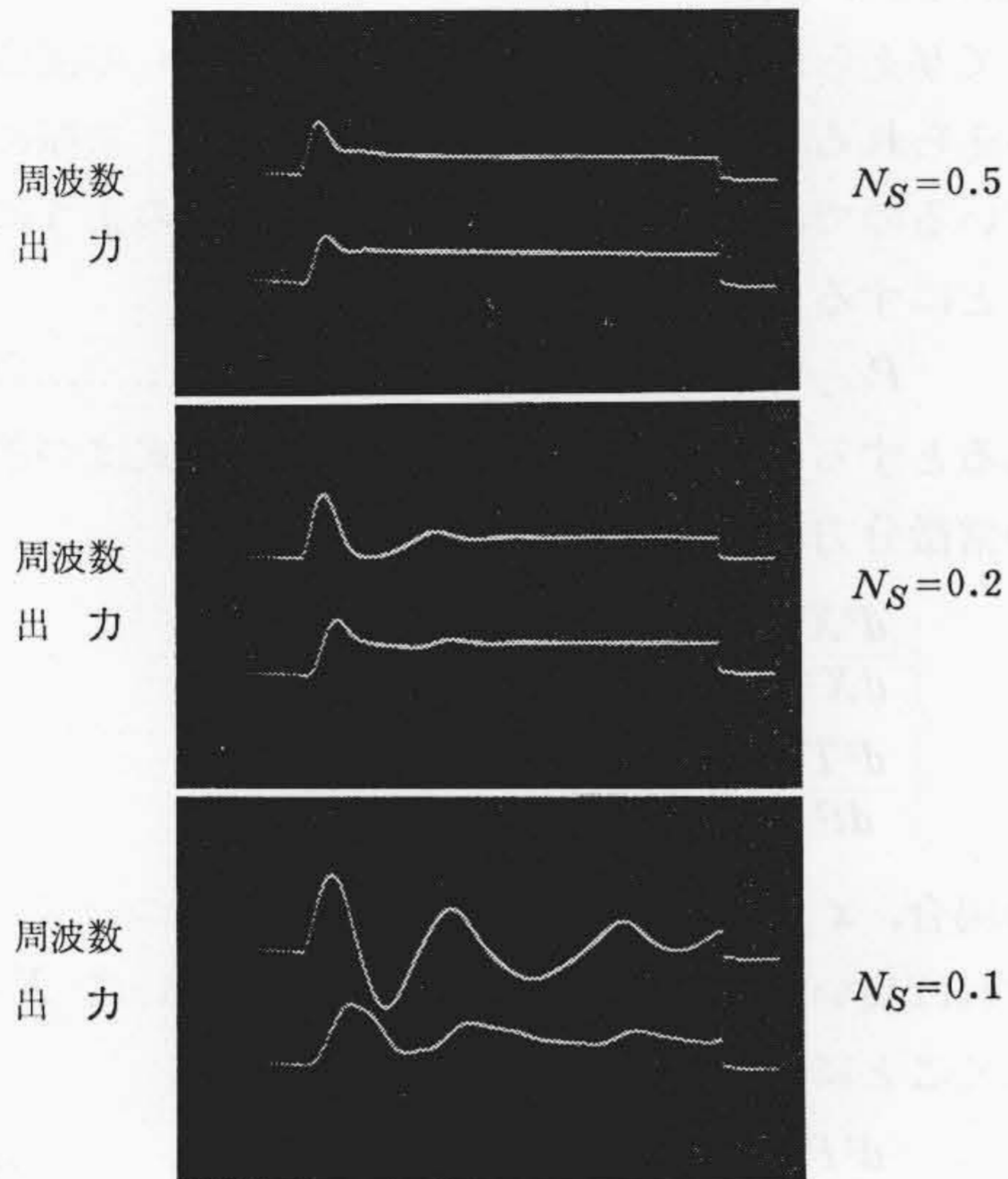
ただし N_{Ds}, N_{DD} はそれぞれ、一次配圧弁、ダッシュポットにおける不感帯であり、N_s は二次配圧弁の飽和である。

ここで、等価伝達函数はその定義からあきらかなように振幅の函数であつて、それぞれ独立に定められないことに注意を要する。現地調査では系のバックラッシュを



水車負荷を 1,000 kW より 500 kW に急激に減少せしめた場合

第 14 図 復原を強めて安定化された系統



第 15 図 飽和によるハンチングの発生

無視して差支えないことがわかったが、一次、二次配圧弁の重なりおよび飽和はそれぞれ 0.08, 0.5, 1.0 mm であつた。

不感帯、飽和はともに位相遅れを生ぜず、ゲインだけを下げるとは本質的な違いがある。不感帯は入力が増大とともにその N_D は増加するものであるから、もし不安定が不感帯によるものであるとすれば、ハンチングの増大とともに、不感帯の利得が増加して、ハンチングを抑えるようになり、ここにリミットサイクルを生ずるのである。位相面で表わせば、ある閉曲線に巻きつく一種の螺線となる筈である。また飽和はこれと逆に、入力が増大とともにゲインを下げることになり、このゲインが低いためにハンチングした系はますます不安定になる。しかし高過ぎるためにハンチングしたものであれば、やはりある閉曲線に内側から巻きつく一種の螺線となつて、リミットサイクルを生ずるのである。それぞれの場合による計算を進めるとこのペルトン水車の不安定は、飽和によるものであることがわかる。 N_{Ds} , N_{DD} は前述のごとく、大きいハンチングに対しては

$$N_{Ds} = N_{DD} = 1$$

とみなすことができるから、(8) 式を N_s のみについて

検討すると

$$15.26 = \left\{ \frac{1}{T_n} + 0.335(P_c + A_n)N_s \right\} \times (4.43T_n + 0.29P_c) \dots\dots\dots (9)$$

が導かれ、 $N_s = 0.1, P_c = 0, 3, 7\%$ について安定限界を求めこれを第 13 図に示した。またリミットサイクルを起すときの円振動数は

$$\omega = \sqrt{N_s \frac{4.43T_n + 0.29P_c}{0.865T_n}} \dots\dots\dots (10)$$

で与えられ、 N_s の増大と共に週期が短くなることがわかる。

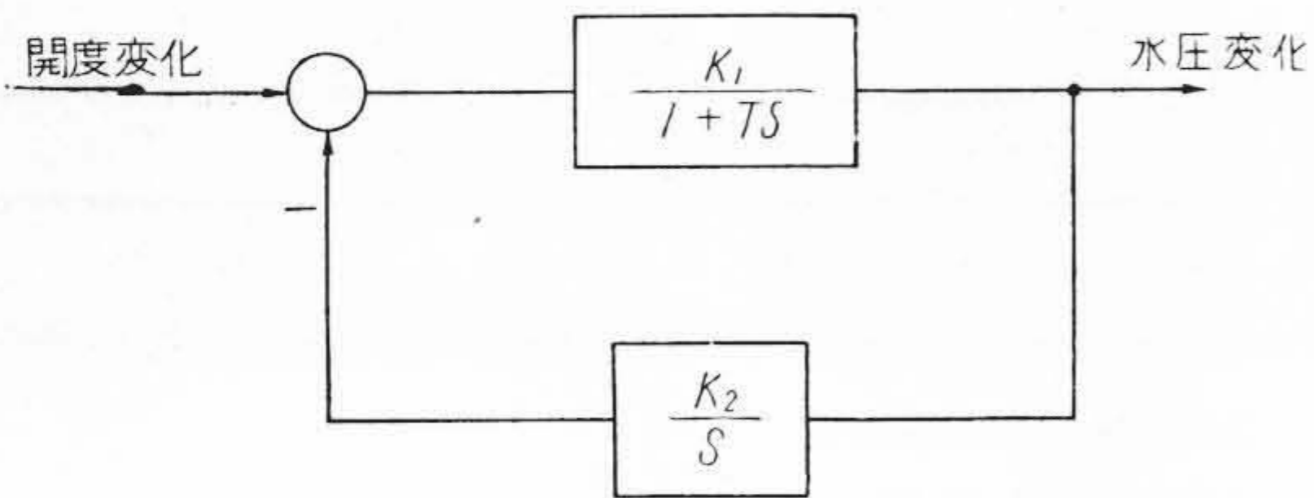
さて、 $N_s = 1, 0.1$ の両者の安定限界を比較すると、飽和のために不安定領域が拡大されて、安定するには非常に強い復原の必要があきらかである。実際この発電所において必要とした復原は、速度調定率 $P_c = 7\%$ において過渡調定率 $A_n = 50\%$ 、ダッシュポットタイム $T_n = 4 \sim 8$ 秒であつた。理論的にはもつと弱い復原でも安定する筈であるが、なお考慮されていない諸要素のためにこのように強い復原を必要としたものと思われる。第 14 図はこの调速機を上記のごとく設定し系を安定化したときの制御経過をオシログラフで記録したものである。アナコンによつてこの系の N_s の影響を解析した結果を第 15 図に掲げたが、これは N_s により安定な系が不安定な傾向になることを $N_s = 0.5, 0.2, 0.1$ について示している。

[IV] 调速機と水路との関連性

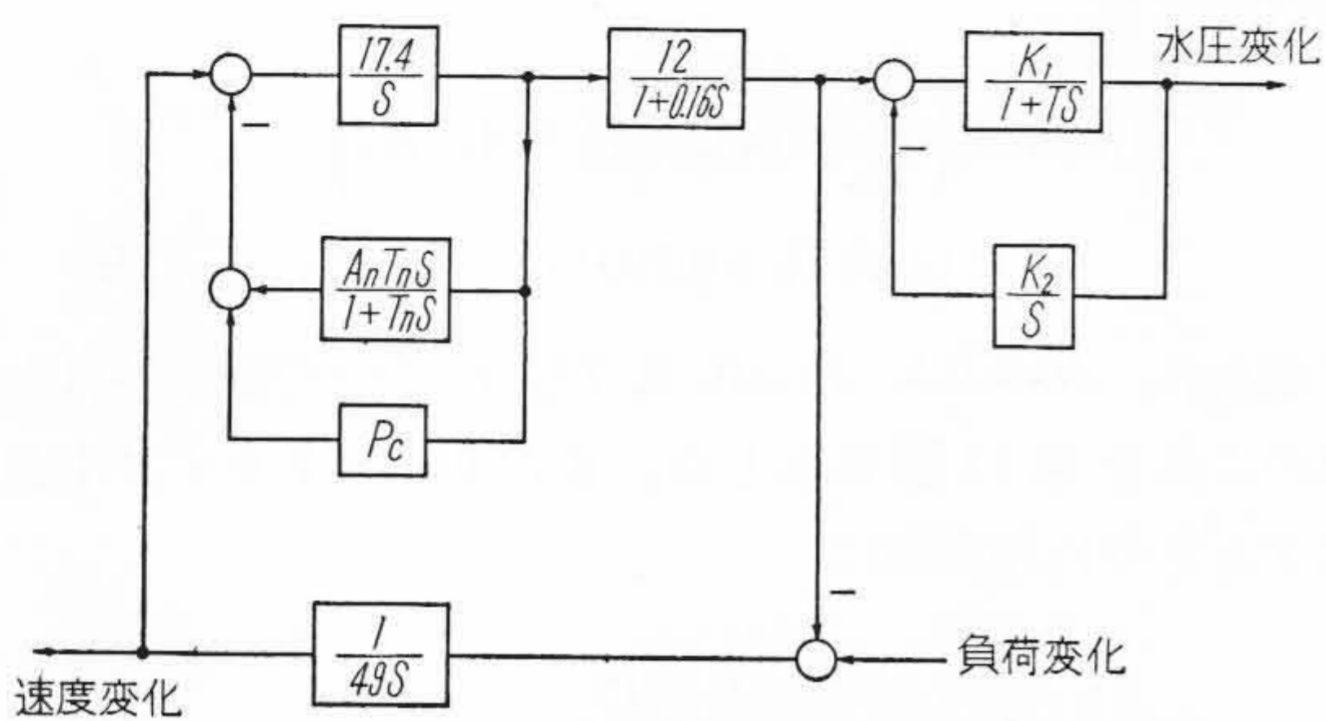
前節にも触れたが、水圧変動を一定値内におさえるため、制御装置に制限(この場合配圧弁飽和)を設けるが、これがはなはだしく安定性を害するようなことがあるから、调速機と制御対象の関係は特に注意を要する。调速機の系統制御に対しては、まず制御経過の途中水車および水路が危険にさらされぬようにすることが要求され、その恐れのある場合には、制御を犠牲にしても水車および水路の安全を計らねばならない。

(1) 调速機と水圧変動

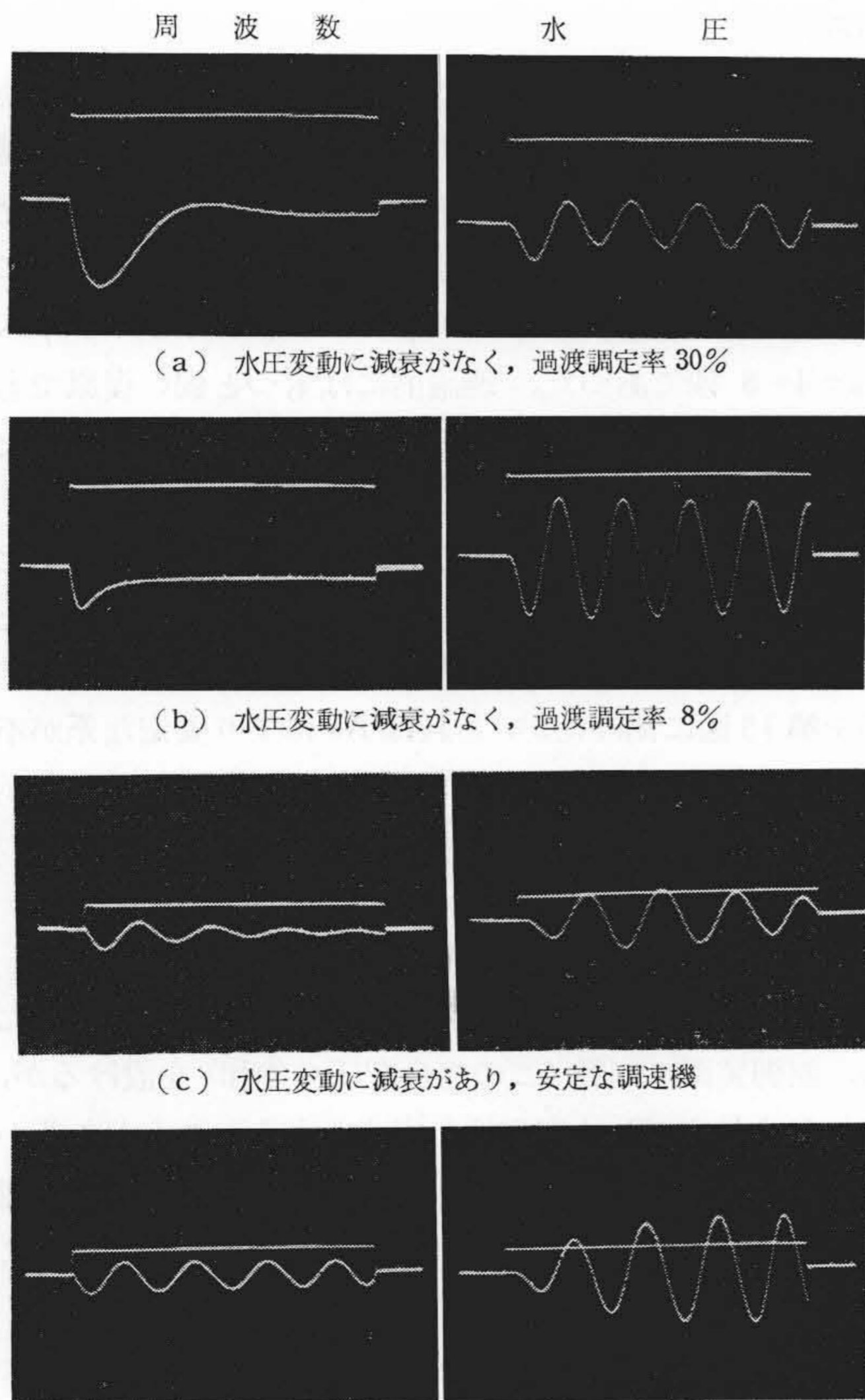
一般にいわれる ΔP は全負荷遮断時の水圧上昇率であつて概略値は Alliéve の略算式から簡単に求めることが



第 16 図 水圧変動のブロック線図



第 17 図 負荷変化に対する水圧変動を求めるブロック線図



(a) 水圧変動に減衰がなく、過渡調定率 30%

(b) 水圧変動に減衰がなく、過渡調定率 8%

(c) 水圧変動に減衰があり、安定な調速機

(d) 水圧変動に減衰があり、不安定な調速機

第 18 図 周波数変動と水圧変動
階段状の横軸の高さは変動のスケールを表わす。
すなわち b よりも c の方が水圧変動は大きいことに
注意したい。演算時間 20 秒。

できるが、その関係は水圧の振動を説明することができないから、調速機の応動と水圧変動との重畳を問題とする以上、波動方程式から求めねばならない。さて水圧変動 $P(x, t)$ は鉄管の圧力測定位置 x と時間 t との函数として圧力伝播速度を V とするとき波動方程式

$$\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = V^2 \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} \dots\dots\dots (11)$$

で表わされ、鉄管の至るところで初期条件が連続な函数として与えられるならば、 $P(x, t)$ は Stokes の波動公式で与えられる。しかしここでは変動の重畳、共振に注目しているので、厳密性を欠くけれどもつぎのように求めることにする。今解が変数分離型

$$P(x, t) = X(x)T(t) \dots\dots\dots (12)$$

であるとするとき $K = \text{Const.}$ とすれば上式はつぎの二組の常微分方程式に分離される。

$$\begin{cases} \frac{d^2 X}{dx^2} + KX = 0 \\ \frac{d^2 T}{dt^2} + KV^2 T = 0 \end{cases} \dots\dots\dots (13)$$

この場合、 x はたとえば鉄管の終端部分についてのみ考慮すれば良いのであるから、第(12)式において $X = X_0$ とおくことにより

$$\frac{d^2 P}{dt^2} + KV^2 P = 0 \dots\dots\dots (14)$$

となる。

水圧変動は鉄管の歪、流体摩擦などのために一般に減衰を伴うものであるから、ほかの振動方程式と同様、上式に減衰項を追加して(減衰項 m の追加により第(14)式の K は K_0 になる)

$$\frac{d^2 P}{dt^2} + m \frac{dP}{dt} + K_0 V^2 P = 0 \dots\dots\dots (15)$$

$$\therefore P = Ae^{-\lambda t} \cos(\omega t - \phi) \dots\dots\dots (16)$$

ここに、

$$\begin{cases} A, \phi: \text{積分常数} \\ \lambda = \frac{m}{2} \\ i\omega = \sqrt{\lambda^2 - K_0 V^2} \end{cases} \dots\dots\dots (17)$$

を得る。変化分のみを考え $t=0$ で $P=0$ とすれば

$$P = Ae^{-\lambda t} \sin \omega t \dots\dots\dots (18)$$

これをラプラス変換して変形すれば

$$L[P] = \frac{\frac{K_1}{TS+1}}{1 + \frac{K_2}{S} \cdot \frac{K_1}{TS+1}} \cdot \frac{A}{S} \dots\dots\dots (19)$$

ただし $K_1 = \frac{\omega}{2\lambda}$

$$K_2 = \frac{\lambda^2 + \omega^2}{\omega}$$

$$T = \frac{1}{2\lambda}$$

となるから、結局ブロック線図として第16図のように表わされる。

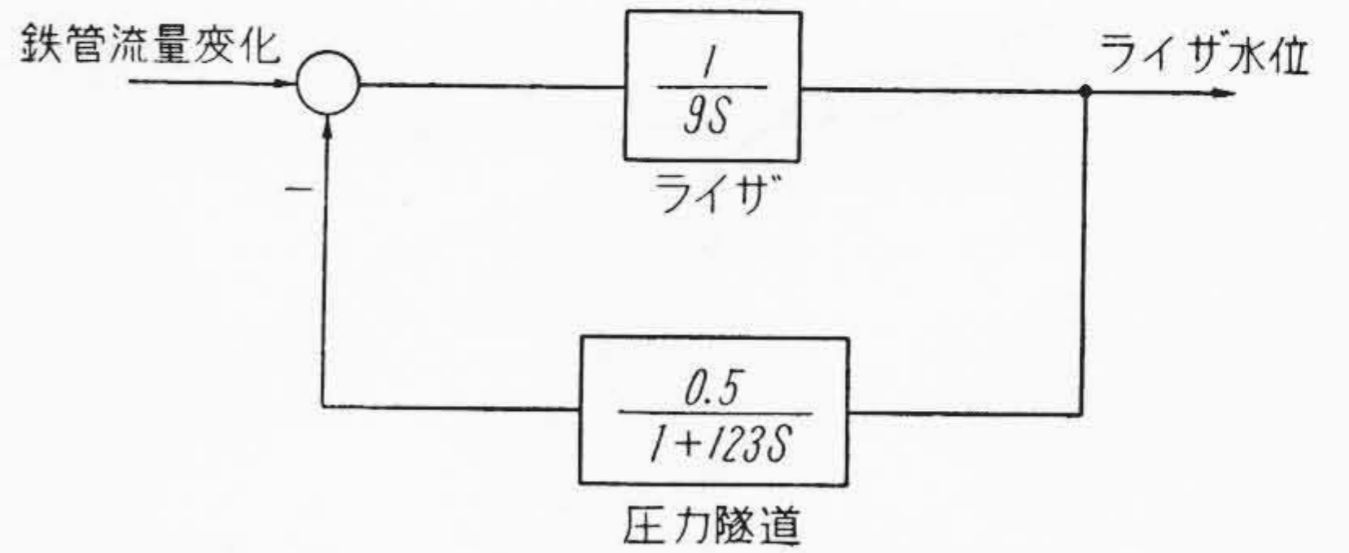
すなわち該ブロック線図への入力として段階的变化を与えれば第(18)式のごとき解が得られるのである。したがってこれを调速機サーボモータの出力側にカスケードに連結すれば種々な调速機の応動に対する水圧変動を計算することができる。この計算は決して簡単ではないが、アナコンで比較的簡単に解ける。

第17図は日立電気调速機と組合せて、負荷変化に対する水圧変動を求めめるブロック線図の一例であつて、第18図はこの解をアナコンで求めた結果である。水圧変動の週期、減衰率は K_1 , K_2 , T を変えれば任意に選べる。a と b は水圧変動に減衰のない場合の同じ負荷じよう乱に対して调速機の設定を過渡調定率 $An=30\%$ および 8% にしたときの周波数変動と水圧変動とを比較したものであるが、周波数変動の面からいえば b が望ましく、水圧変動の面からは a が望ましいものであることに注意を要する。また減衰のある鉄管について调速機が安定な場合と不安定な場合との周波数および水圧変動を c, d と比較した。これによれば调速機と水圧の変動週期が一致しているような場合はきわめて危険であつて発振するに至る。

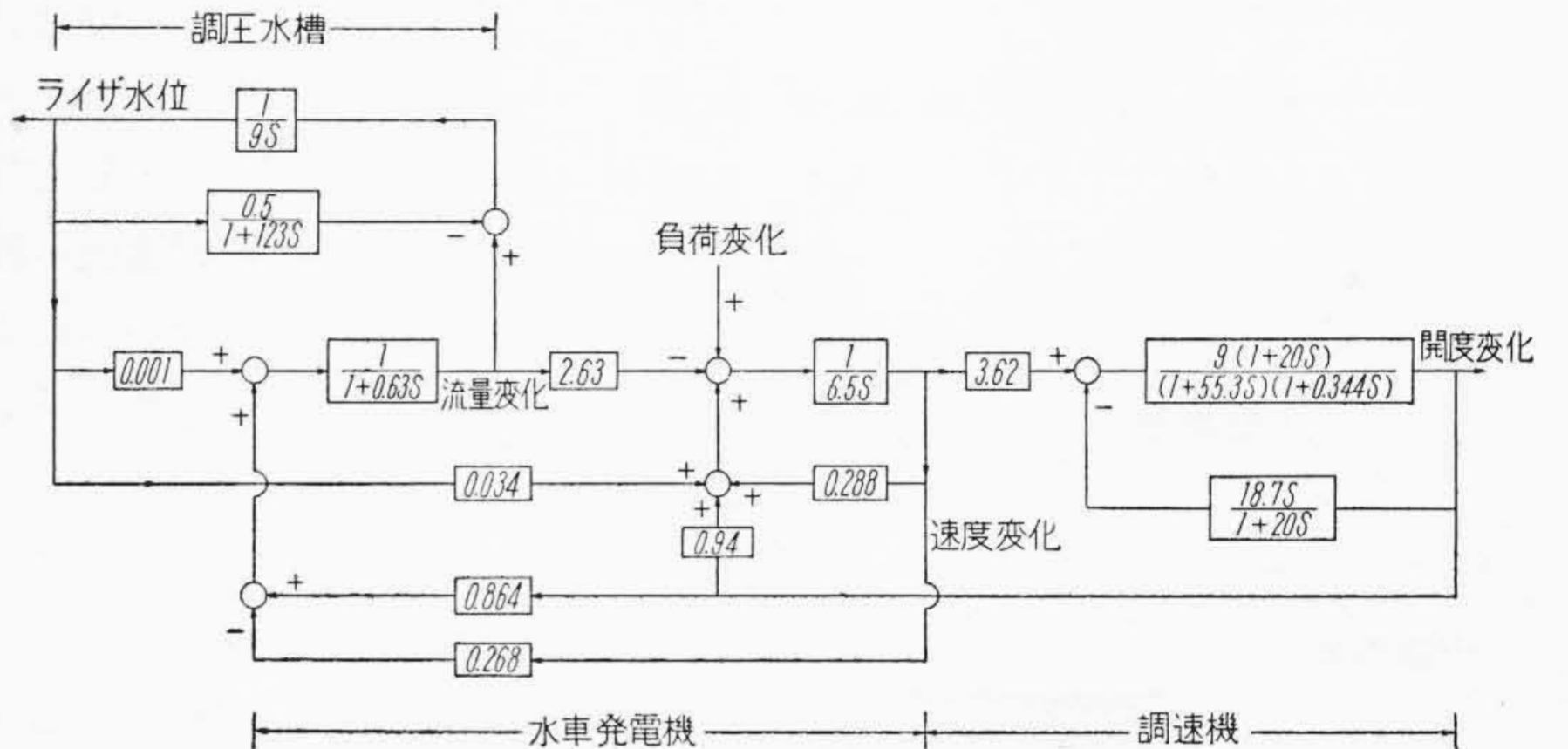
调速機が安定するとき、水圧変動も減衰してくるから、比較的心配はないが、変動週期が一致していると初めかなり大きい変動が表われる。鉄管長が0.7~1キロメートル以上あり、したがって水圧変動が3~4秒以上の週期を有するときは、调速機の設定をその週期において、週期的変動を生ずることのないように計画する必要がある。つぎに周波数変動をおさえるためにあまり速応性を増すと、水圧変動を大きくするから、支障ない範囲に止めるべきである。また水圧変動は出力に影響する筈であるが、実際には水圧変動のために出力が動揺して调速機と共振するようなことはほとんどない。それは一般には调速機のハンチングの週期と、水圧変動の週期とに相当の差のあること(水圧は管路の長さにもよるが大抵2秒以下、调速機は4~8秒)および水圧変動による出力動揺の絶対値は、调速機の出力調整値に比し非常に小さいためである。したがって第17図においてもこの部分は開いたループとしてある。

(2) 调速機と調圧水槽

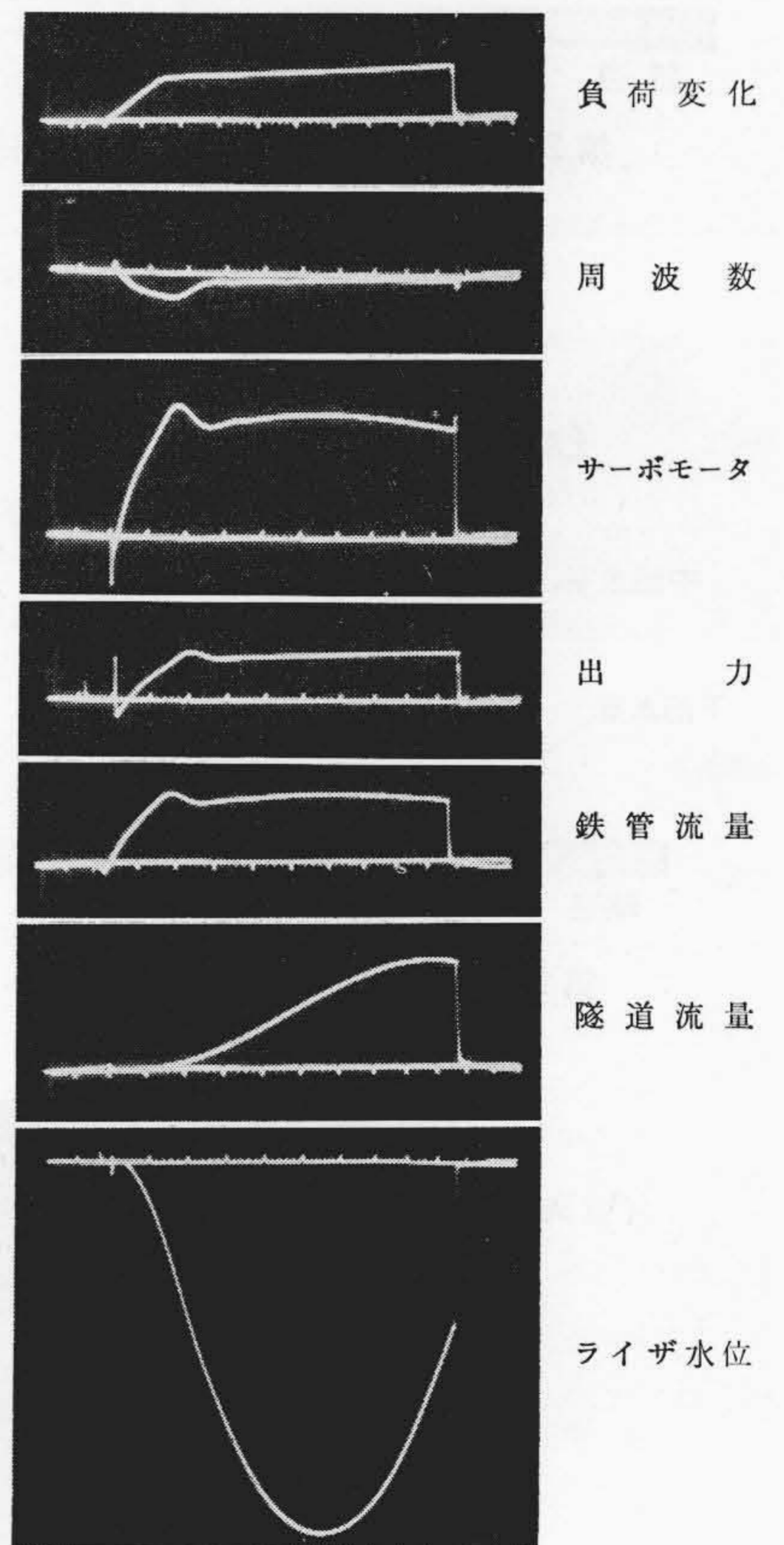
調圧水槽の設計は従来、调速機の直線的な全負荷増加



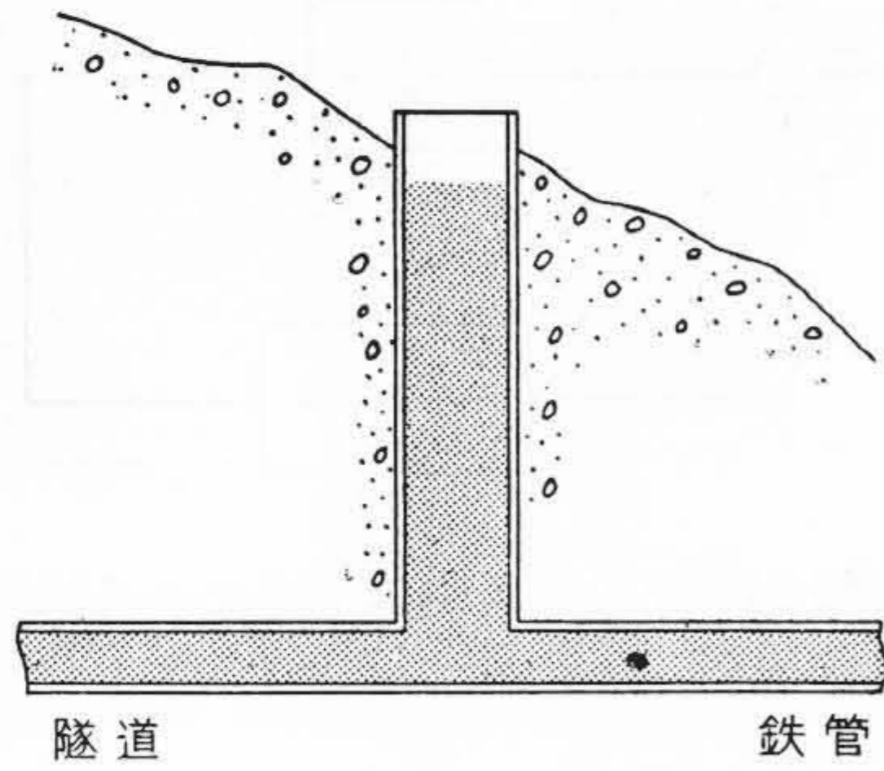
第19図 単動調圧水槽のブロック線図



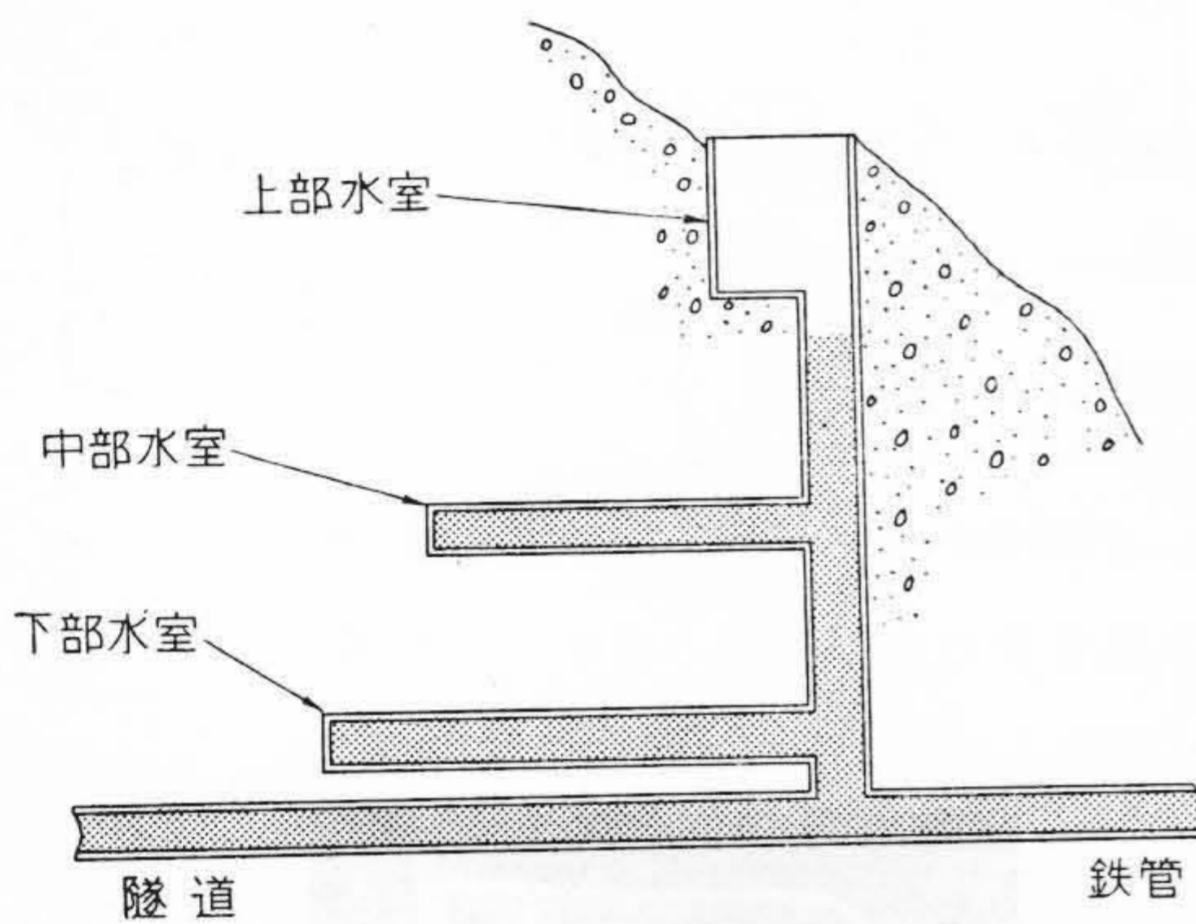
第20図 水路を含めた単独系のブロック線図



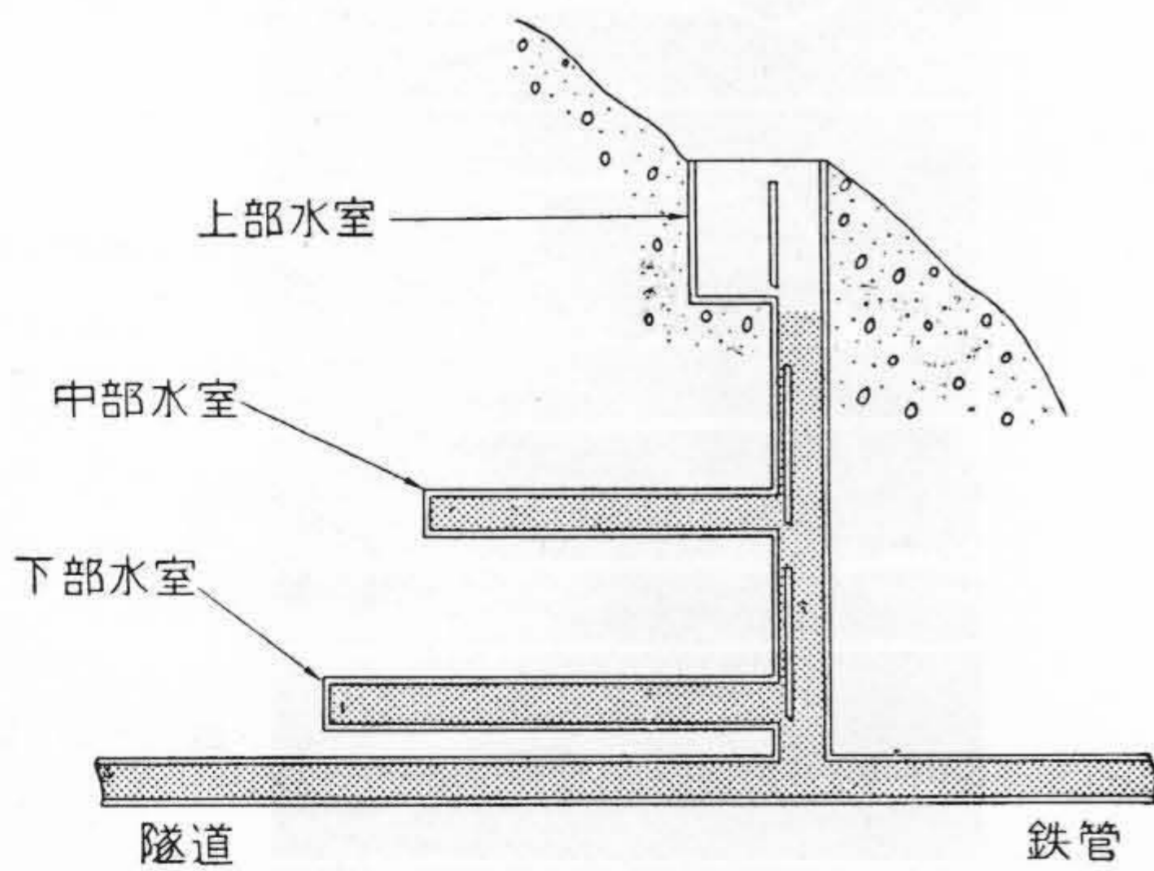
第21図 水路の影響を考慮した制御系の計算結果
負荷変化を30秒直線的に生ぜしめた時の諸量の変化。
演算時間200秒



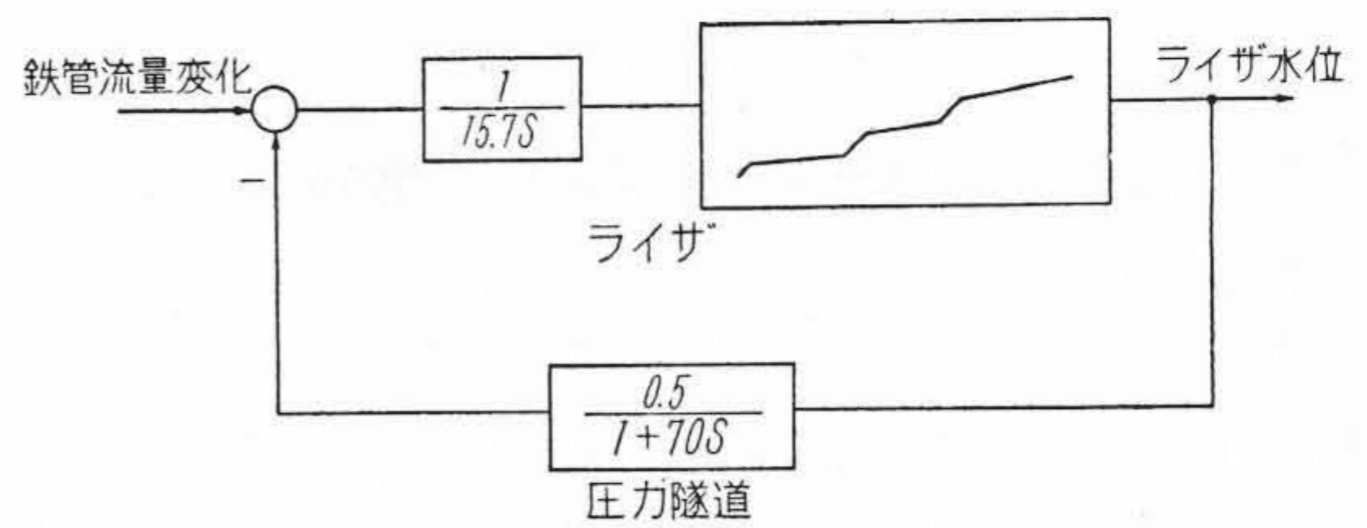
第22-a図 単動調圧水槽



第22-b図 水室式調圧水槽



第22-c図 改良型差動調圧水槽



第23図 水室式調圧水槽のブロック線図

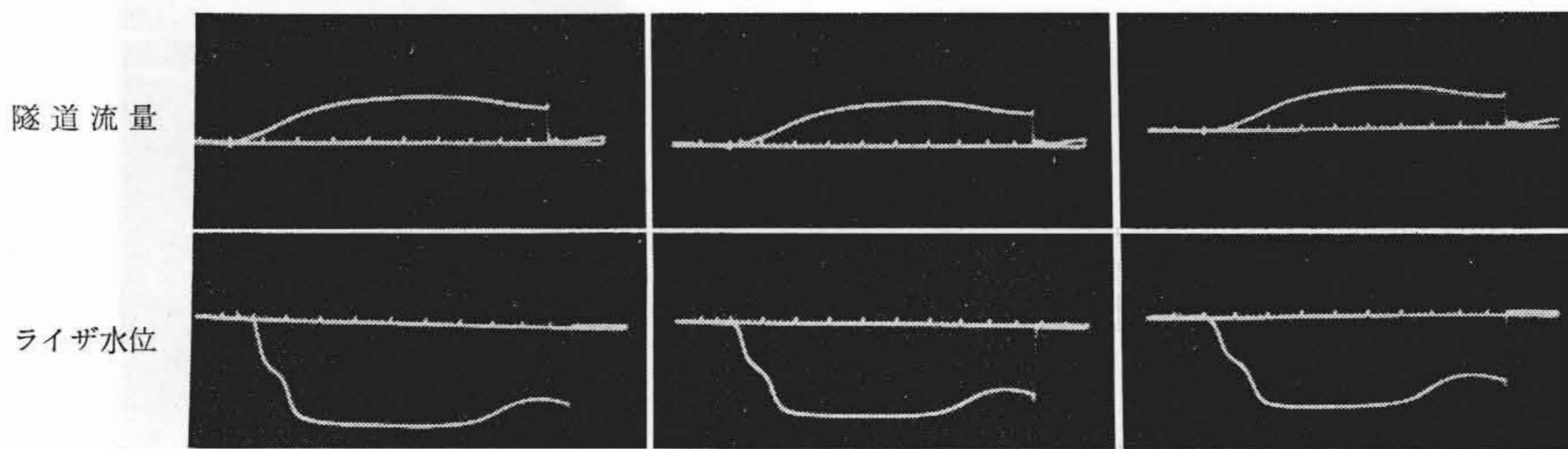
あるいは全負荷減少に対してライザ水位の変動がライザ内にあること、またライザ水位が減衰することの2条件を基として行うもので、従来は周波数調整のために生ずる调速機の繰返し動作に対する考慮があまり払われていなかったようである。しかし圧力隧道が長く、したがってサージングの大きい水路においては调速機の出調整とサージングとは、重要な関連を有するものである。まず出力調整によりサージングが発生して溢水あるいは水槽をからにするようなことがあつてはならぬし、その恐れのある場合には调速機に制限を附してその安全を計らねばならない。つぎに水位の変動が逆に出力を動揺させて系を不安定にすることのないように特に注意すべきである。

調圧水槽には種々の型式があるが、単動式、水室式、改良型差動調圧水槽のおのおのについて検討すると周知の如く、調圧水槽のサージウェーブを解析的な解として求めることは至難であつて、调速機との関連を求めることはさらに複雑である。調圧水槽の計算における非線型要素は主に、圧力隧道の摩擦損失、ライザ面積の変化(水室式の時)、水槽ポートにおける損失(差動式の時)、水車の出力に対する有効落差の影響などに表われてくる。

(a) 単動式調圧水槽

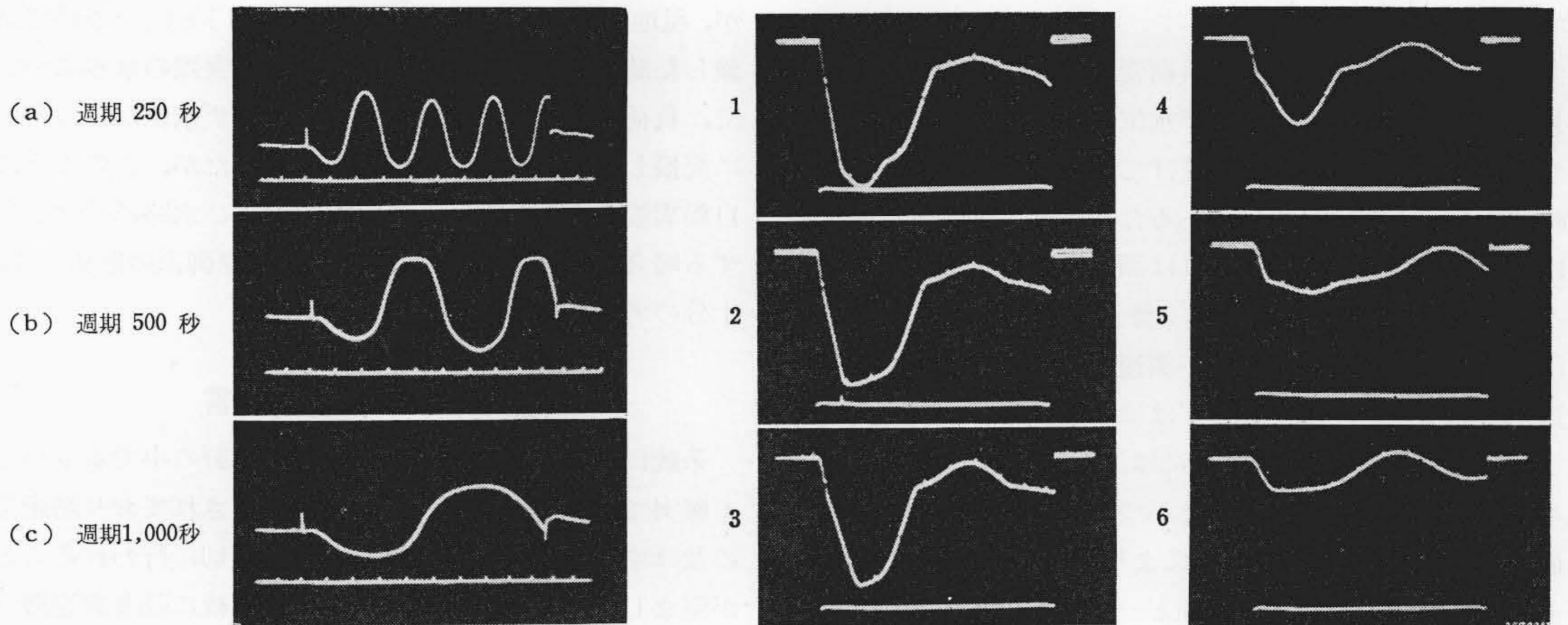
最初にもつともサージングの減衰度の悪い単動式調圧水槽について述べる。一例として水路の諸元および水車の定格はつぎのものとする。

- 圧力隧道長さ.....約 10,000 m
- 圧力隧道平均径.....3.19 m
- 隧道粗度係数.....0.012

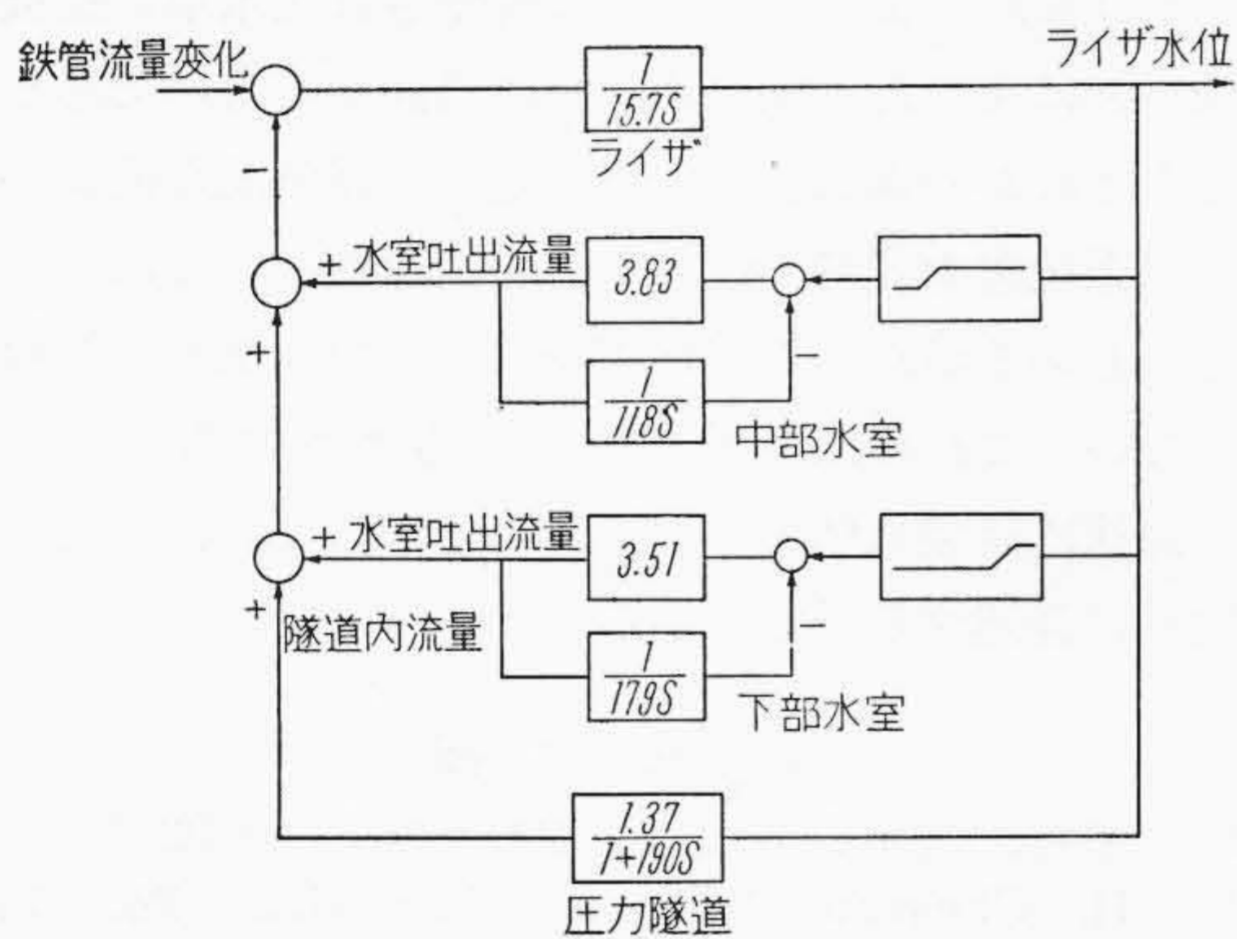


(a) 負荷の階段状変化 (b) 負荷の15秒直線変化 (c) 負荷の30秒直線変化

第24図 水室式調圧水槽の計算結果 (演算時間500秒)



第25図 水室式調圧水槽の周波数応答



第26図 改良型差動調圧水槽のブロック線図

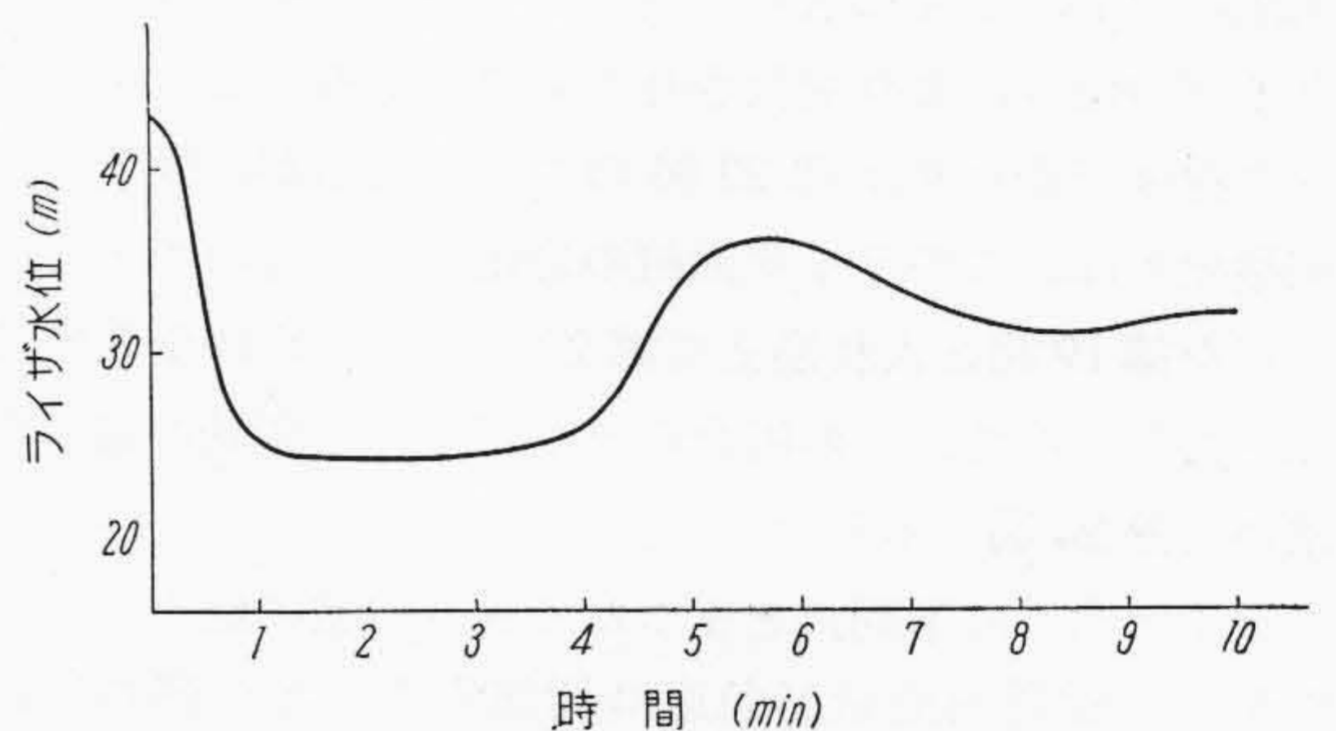
- ライザ径.....4.5 m
- 流量.....16 m³/s
- 発電機回転体 GD².....140 t-m²
- 水車有効落差.....270 m
- 水車出力..... $\left\{ \begin{array}{l} \text{縦軸フランシス} \\ 20,000 \text{ kW } 2 \text{ 台} \end{array} \right.$
- 水車回転数.....600 rpm
- 调速機.....日立 CFA-60

単動調圧水槽の線型化は、比較的簡単であつて、鉄管内流量を入力としたとき、ライザ水位は第19図のごとく示される。積分および一次遅れの時定数は、それぞれライザ面積と隧道長さにより定まるものである。これを调速機、水車に連結すれば全系のブロック線図が得られるのであるが、鉄管内流量は水車案内羽根開度によつて一義的に定まるものではない。すなわち、負荷変化の過渡的状态においては一般に回転数、案内羽根開度が変化しており、それによつて流量、落差が変動し、互に回転数、落差、開度が閉ループを構成するため非常に複雑な系となり、水車ランナの構造などが計算に入ってくる。

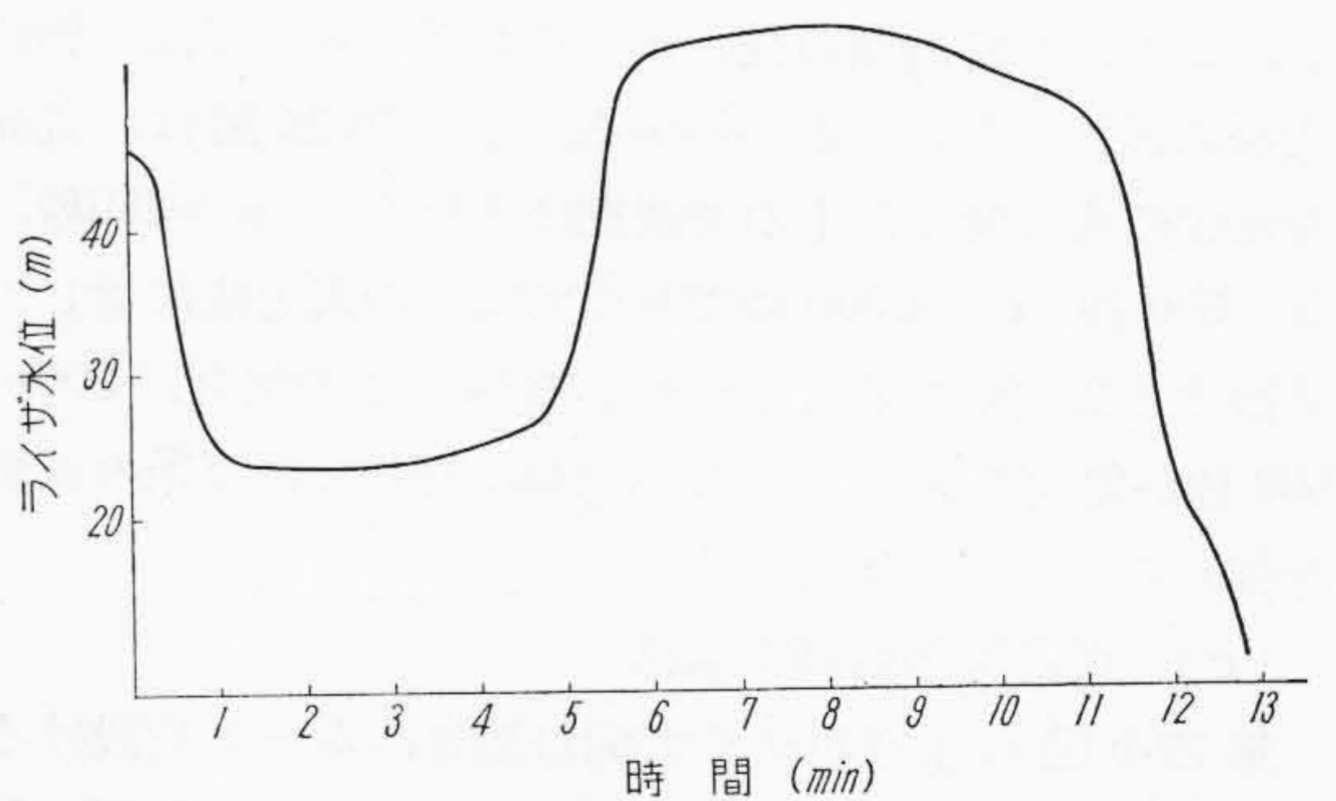
これを考慮して全系のブロック線図を求めたものが第

第22-c図の上部水室の下面から、ダウンサージするときの計算例。下側の横軸はライザの隧道開口レベルを示す。1. は規定流量の135%, 2. は120%, 3. は100%, 4. は75%, 5. は50%, 6. は30%をそれぞれ増加したときの計算。演算時間は500秒

第27図 改良型差動調圧水槽のダウンサージの計算結果



第28図 ライザ水位変化の実測例



第29図 出力の繰返し変動に対するライザ水位の実測例

20図である。これによれば、回転数変化に比例して水車出力が動揺し、また回転数変化の流量変化に及ぼす影響がわかる。さらに调速機動作は一時的に出力を反対方向に変化させた後、一次遅れを経て出力を目的とする方向に制御すること、またライザ水位の変化が出力に及ぼ

す影響などが示されている。

この系に30秒間直線的な負荷変化を与えて計算した結果を第21図に示す。ライザ水位の変動に伴って調速機サーボモータ開度が変動を受けてはいるが、非常に長い時間における緩慢な変化であるため、系が動揺する様子はまったく見られない。これは調速機の設定を変えたところでまったく同様である。普通サージングウェーブは、数分の週期で表われるが調速機のハンチングは10秒以下であるため同調することはほとんどない。

しかしつぎの二つの場合には注意を要する。すなわち、系統が大きくなり、したがって系統変動週期が自動周波数調整装置などの動作によりごく大きくなつたとき、およびサージングの週期と一致するような負荷変動の存在する場合である。これらについては後に述べるがそれを除けば水圧変動程危険のあるものではないから、調速機をほかの条件から最適に設定しても支障のないことがわかる。

(b) 水室式調圧水槽

水室式調圧水槽は第22-b図に示すように、ライザの上部、中部、下部に水室を設けたものでライザの面積をライザの位置により変化させたものである。これをブロック線図で表わせば第23図のごとくなるが、図中の非線型要素は、このライザ面積の変化を示すものである。これを第19図と入れ換えて第20図に組込めば全系の計算ができるので、この場合のライザ水位の変動の様子を求めて第24図に示した。

ライザ水位は単動式とまったく異り急激に低下し、したがって隧道内流量が急速に増加することが認められる。またa, b, cはそれぞれ負荷の階段状、15秒直線変化、30秒直線変化について比較したものであるけれども、このように週期の長いサージングに対しては変動は大勢に影響しないことがわかる。また第25図は、負荷を正弦波状に変えたもので週期はそれぞれ $a = 250$ 秒, $b = 500$ 秒, $c = 1,000$ 秒であつて同一の入力幅に対して共振する傾向のあることがわかるが、この場合、300~500秒が危険であつて、この週期に対しては全系の減衰を強めることが大切である。

(c) 改良型差動調圧水槽

第22-b図の水室のライザ開口部分にポートを設けると水室式差動調圧水槽となるが、このブロック線図は第26図に示すごとく複雑である。これはポートによつて水室内の水が、じよじよに吐出あるいは増加するため、全部吐出し終れば水室からの補給は零になる条件を与えるために生ずる飽和を含むものである。これからあきらかなように、差動式調圧水槽ではダンピングのループを含みライザ水位の減衰効果が非常に著しい。この場合についてアナコンにより計算した結果を第27図に示した

が、現地で実物について、第27図の(4)と同一条件で試験した結果は第28図のようである。実際の水車について、負荷を繰り返して変動させるとライザ水位がだんだんに発振して行く過程を第29図に示したが、このように自動周波数調整と関連して、水車および水路に危険を生ずる場合がありうるので、調圧水槽と制御系の解析には、十分の考慮を払う必要がある。

[V] 結 言

系統周波数制御は、自動制御の諸分野の中でももつとも確実でありかつ安定なることを要求されており諸産業に及ぼす利益からも、周波数制御が適切に行われることが望ましい。本稿では、系統を単独系統に限り調速機の調速原理、非線型を含む系の安定性、水路との関連の計算および注意すべき事項を概説したものであるが、本文中しばしば触れたように大系統に連繫された水車調速機は単独時とはまったく別の諸問題に当面するものである。たとえばほかの制御装置との安定かつ経済的な協調、ならびに系統電力雑音特性に対して調速機をいかにして最適ならしめるかなどの広い視野に立つて制御を行わねばならない。これらは最近注目されるようになってきたもので、急速に研究具体化されつつあるが、これらに関しては次回に詳述する予定である。

参 考 文 献

- (1) 沼倉, 三浦: 電学誌, 77, 820 (昭32-1)
- (2) H. Chestnut: Trans. A. S. M. E. 76, 1345 (Nov. '54)

日 立 造 船 技 報

Vol. 18

No. 1

目 次

- ◎球面状鏡板の座屈に関する研究
- ◎日立 B & W ディーゼル機関の低質燃料油使用によるシリンダライナの摩耗について
- ◎電子管式高速度計数器の試作とその応用
- ◎種添加法による加圧真空併用式製塩装置について
- ◎吸込ノズルが渦巻ポンプ性能におよぼす影響について
- ◎ローラチェンの走行面における振動について
- ◎ボイラ胴の応力集中問題の一計算公式

本誌につきましての御照会は下記発行所へ御願致します。

日立造船株式会社技術研究所

大阪市此花区桜島北之町60