

圧延機油圧圧下系の応答

Analysis of Response Characteristics of Hydraulic Roll Positioning System

To ensure constant strip thickness in a rolling mill, response of the roll positioning system constitutes a key factor, and so it has become a common practice to employ a hydraulic servo in the system. However, the result is not always entirely satisfactory and further researches are thought necessary in respect of each control element. Aiming at higher level of response the authors have conducted a thoroughgoing research into response of a hydraulic servo used in the BISRA-AGC system. In the experiment, factors affecting position servo response which poses problems in roll gap setting were studied to determine their influence and their relationship with the BISRA system was clarified. As is well known, as the apparent mill rigidity or mill modulus is increased by the BISRA system the roll excentricity gives out a larger influence. To remove such influence various methods have been developed so far, and in this report is introduced a new Hitachi method which makes use of correlation functions.

一柳 健* Ken Ichiryu
梶原利幸** Toshiyuki Kajiwara
益田豊次** Toyotsugu Masuda

1 緒 言

近時油圧圧下系の特性向上が強く要求され、特に高応答性を必要とする場合には油圧サーボ弁が使用されている。これをゲージメータ方式の自動板厚制御方式(BISRA・AGC)系に適用した場合の応答については、これまで種々論じられてきたが実際のサーボ系構成の細部に立ち至った検討は少ない。

圧下系の応答を考える場合の基本は位置サーボ系であり、その応答とミルの固有振動数、サーボ弁の取付位置、弁の容量、その応答性との関係について必ずしも明らかでなかったため、改めて検討が必要である。

位置サーボ系はBISRA系のマイナーループであるから、BISRA系の応答を前者との対比において求める必要がある。BISRA系の応答においては、ミルモジュラスの設定値によりループゲインが変化し応答性が影響されるので、これを考慮して制御系を適応的に構成することが必要である。

ミル自体の動的剛性を制御的に上げるに従って、それ自体のロール偏心に基づく影響が大きくなっていく。このため、ロール偏心を統計的方法を応用した相関法により検出し、除去する方法を開発したのでこの概要について説明する。偏心制御法としては、偏心発生位置を例えばバックアップロールと仮定する方法と任意の位置での発生を検出、補償する方法との二つがありこれについても検討した。

2 対象とする油圧圧下系

対象とする系は図1に示す系で変位計で圧下ラムの変位、荷重計で圧延力を計測し、それらを帰還してロールギャップを一定にし板材の出側板厚を一定にする系である。

図2がBISRA方式のブロック線図の基本的構成であり、位置サーボ系、圧延力帰還系及びロール偏心制御系の3ループより成っている。

圧延によって発生する圧延荷重はミルを伸長する。ミルの

ばね定数を k_m とすると(圧延荷重/ k_m)だけロールギャップが大きくなる。無負荷換算ロールギャップ x は 1μ 精度のデジタル形の変位計で帰還し、位置サーボ系1ループを形成する。

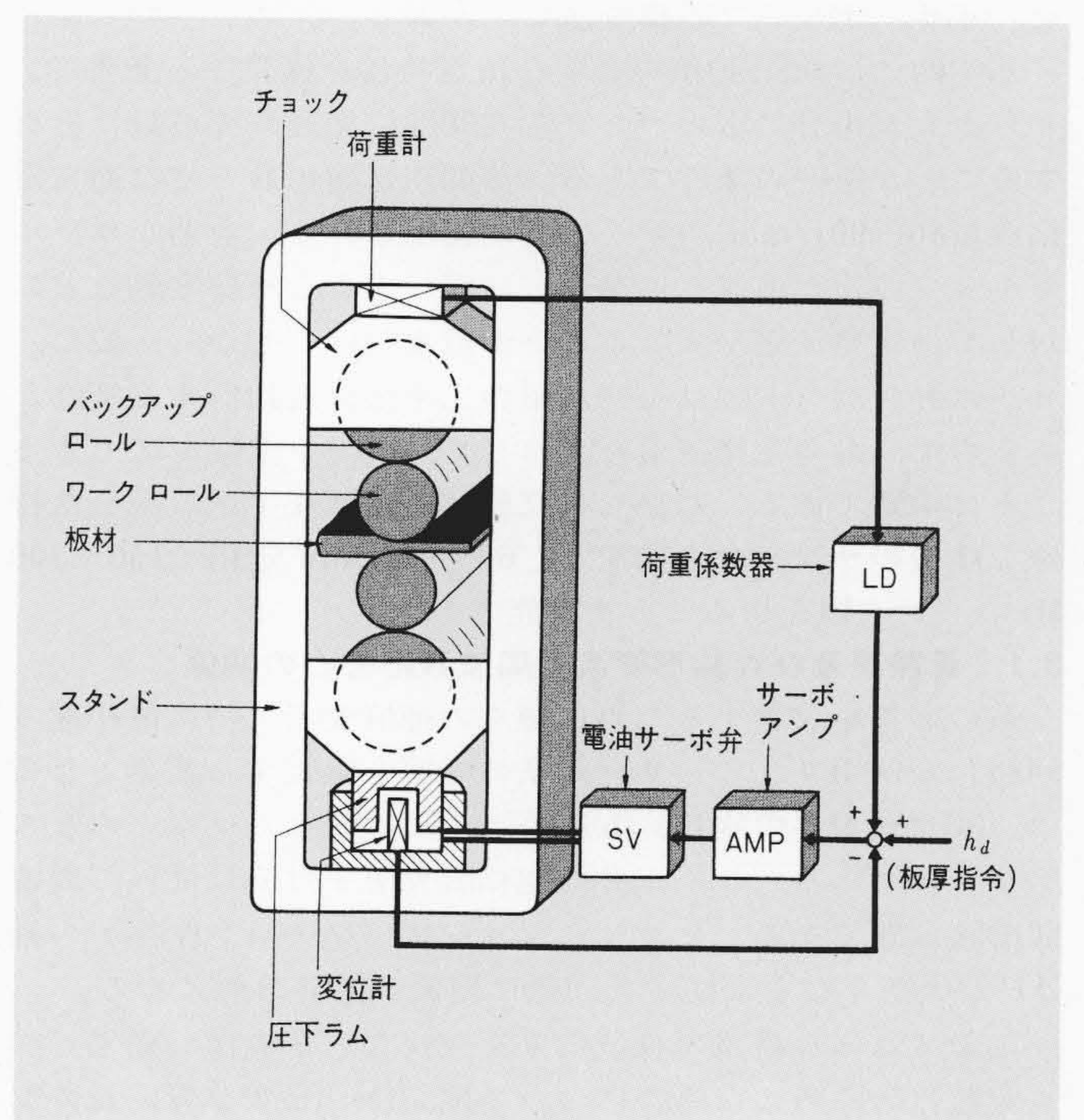


図1 対象とするBISRA・AGC油圧圧下系 BISRA・AGC油圧圧下系の基本的構成を示す。

Fig. 1 BISRA・AGC Hydraulic Roll Positioning System

* 日立製作所日立研究所 ** 日立製作所日立工場

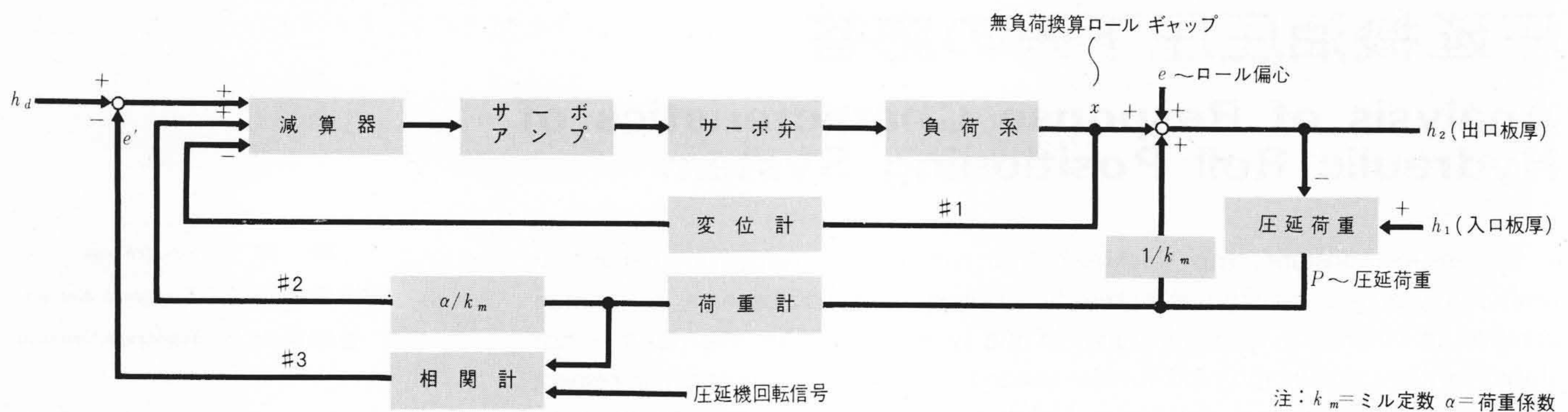


図2 BISRA・AGC油圧圧下系のブロック線図 BISRA・AGCの油圧圧下系にロール偏心制御装置を付加した場合のブロック線図を示す。

BISRA系においては圧延荷重 P を計測し、それを k_m で割り、更に荷重係数 α ($\alpha \leq 1$) を乗じて帰還する。このループ^{#2}は入側板厚変動に対してミルの剛性を動的に大きくすることを目的としており、 $\alpha = 1$ の場合は理論的に無限大の剛性が得られる。今、圧延材の塑性曲線のこう配を k_R とし、 $\xi = k_R/k_m$ なる比を定義すると、 $\alpha = 1$ なる場合は板厚指令 h_d により圧下ラムの変位を $h_d(1 + \xi)$ と大きくし、それとばね定数 k_m でつながっている点、すなわちロールギャップを指令値として入力することに相当する。

3 位置サーボ系の特性

位置サーボ系の応答に影響する要素に、(a)サーボ弁自体の特性（容量，単体の応答性）(b)サーボ弁と圧下ラム間の配管長 (c)負荷の特性（圧下ラムの摩擦，圧下系の固有振動数，減衰）(d)サーボループの構成法などがある。

基本的には前記(a)項の必要な流量特性を満足する条件で、サーボ弁が十分に広いバンド幅(90度位相遅れ周波数)を有することが第一の条件である。冷間圧延機においては通常定格流量60~90l/minのサーボ弁が使用される。急速なロールギャップ設定、溶接点通過などに伴う大きな板厚変動などに対しては定格流量が大なることが望ましい。しかし一般に、サーボ弁のバンド幅は定格流量の二乗根に逆比例する特性があるので、弁の定格流量を大にして且つバンド幅を広くすることは困難である。しかし日立製作所では圧下系に適した特殊な構造のサーボ弁を開発し、60~90l/min 定格で150~300 Hzのバンド幅を得ることを可能とした。

3.1 管路長及び非線形要素と周波数応答との関係

系の応答を改善するために種々の補償要素（特に位相進み回路）が使用される。サーボ系の応答を阻害する要素としては、(a)サーボ弁の飽和、(b)圧下ラム又はチョックなどのヒステリシスがある。サーボ弁の飽和限界を下げるに従って周波数応答は悪くなる。またヒステリシス（クーロン摩擦）の幅 ΔP が大きくなるに従って同様に周波数応答は悪くなる。

ここではミル自体の質量効果を見捨てし、そのばね効果（ミル定数）のみ考えた場合について前記(a), (b)及び管路長の影響について検討した。

図3はサーボ弁の定格流量をパラメータにして、圧下ラムのクーロン摩擦のヒステリシスと位置サーボのバンド幅との関係を求めたものである。縦軸は位置サーボのバンド幅 f_{90} をサーボ弁の折点周波数（サーボ弁の応答を一次遅れとし45度位相遅れ周波数）で割って無次元化してある。サーボ弁の

定格流量 $Q = 240 \text{ l/min}$ の場合は高周波まで飽和がない状態、 $Q = 60 \text{ l/min}$ の場合は飽和がある場合である。

ヒステリシスの幅が大きくなるに従ってバンド幅は低下し、この傾向は特に位相進み回路がある場合に著しい。位相進み回路は、20～200Hz 範囲で最大約50度の位相進みがあるCR回路である。進み回路を前向きループに入れることにより周波数応答は見掛け上向上するが、高周波領域でゲインが上がるためにループゲインが大きくとれない欠点が生ずる。

位置サーボ系の応答は管路長 l によって大きな影響を受ける。管路長の厳密な取扱いは、マトリックスを用いた伝達関数法によらねばならないが一般には近似的取扱いが望まれる。

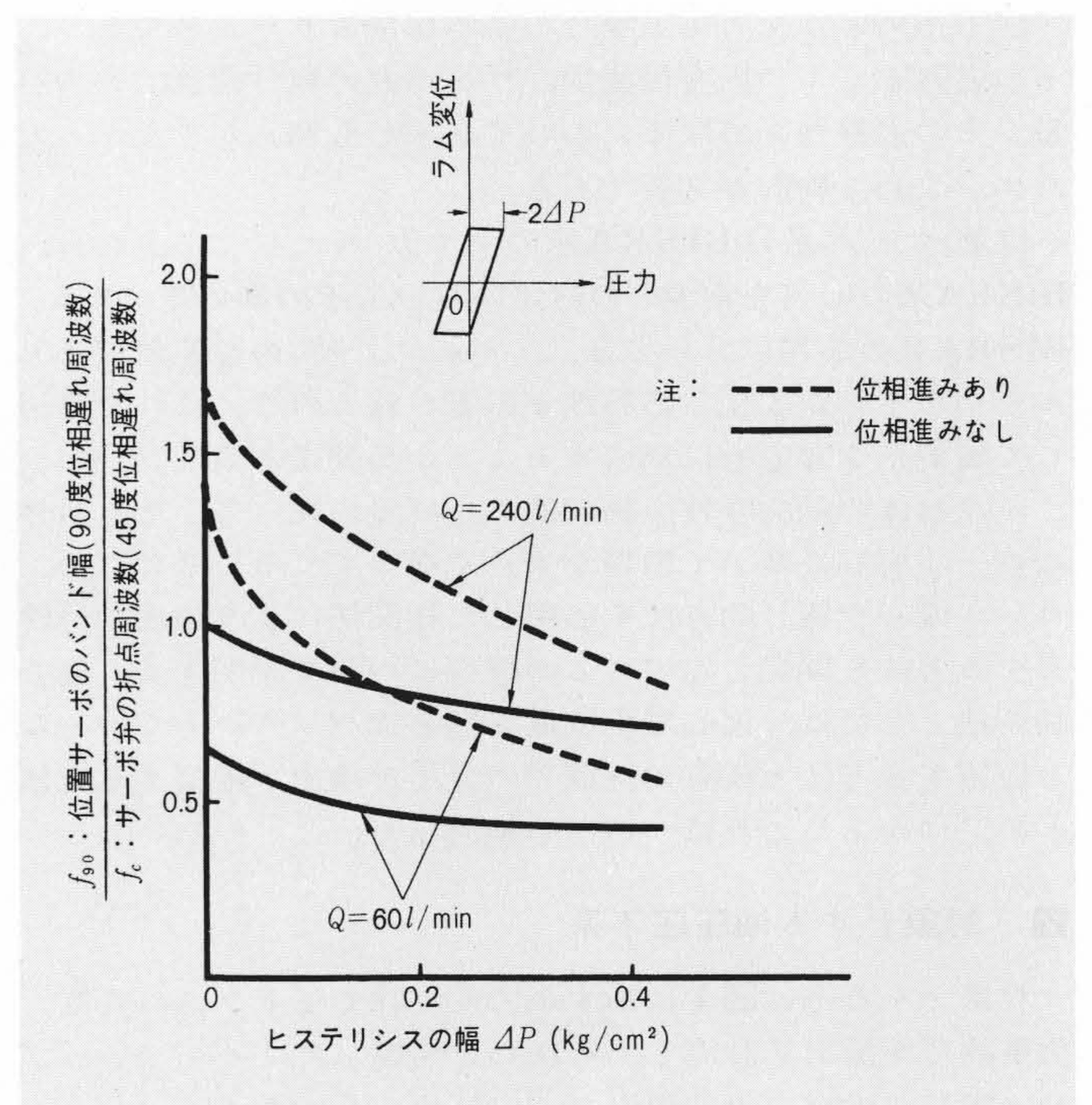


図3 サーボ系のヒステリシス、飽和と位置サーボ系のバンド幅の関係 ($l=3\text{m}$, $\pm 10\mu$ 入力) 位置サーボ系のバンド幅がヒステリシス及び飽和があると低下する状況を示す。また位相進みがない場合の理想的な状態(飽和、ヒステリシスなし)では、位置サーボのバンド幅はサーボ弁の折点周波数にはほぼ一致することを示す。

Fig. 3 Relationship between Hysteresis, Saturation of Servo System and Bandwidth of Position Servo System ($l=3m$, $\pm 10\mu$ Input)

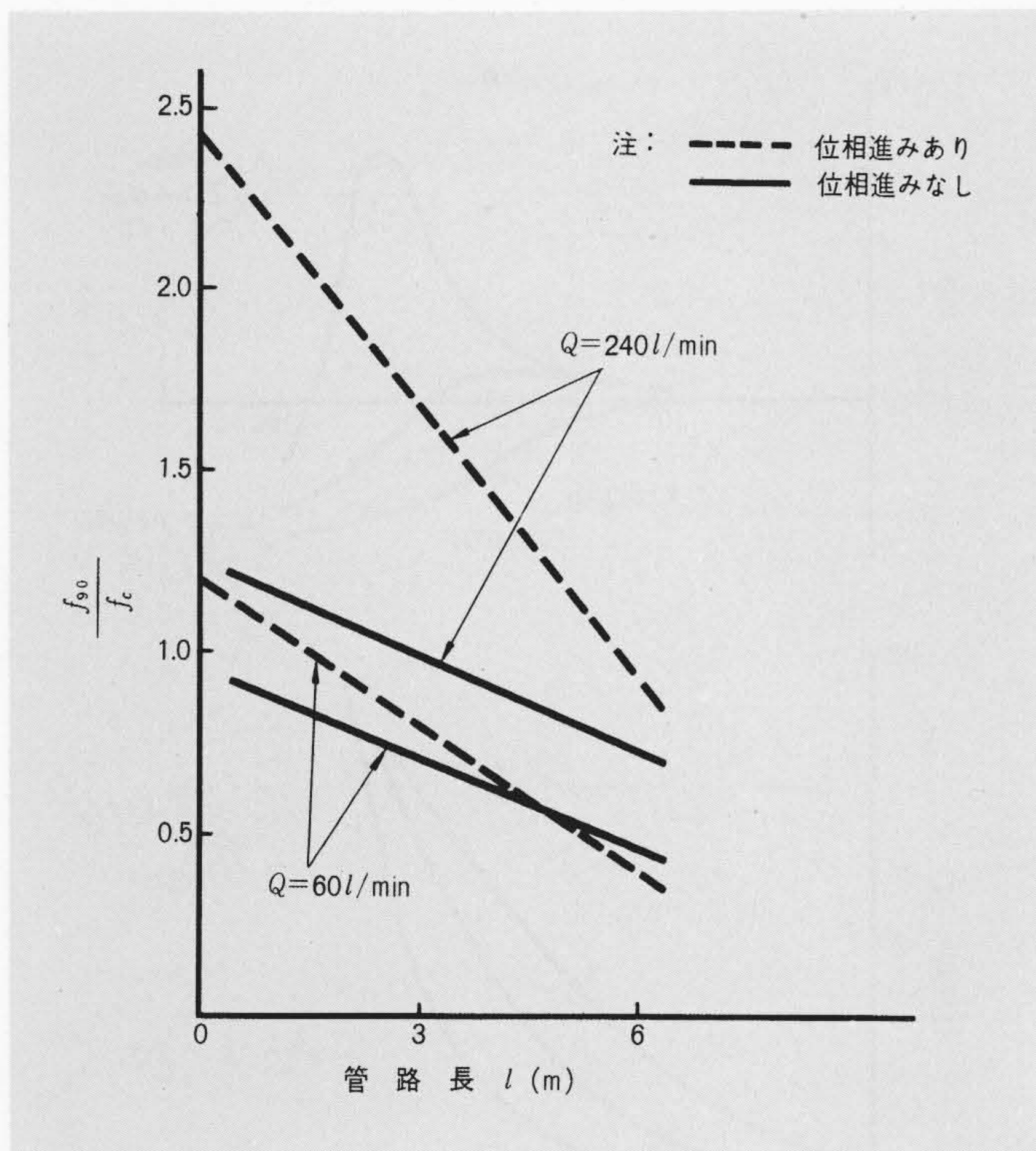


図4 管路長が周波数応答に与える影響($\pm 10\mu$ 入力) 管路長が長くなるに従って位置サーボ系の応答が低下する状況を示し、特に位相進みがあるとこの傾向が著しい。

Fig. 4 Influence of Pipe Line Length on Frequency Response ($\pm 10\mu$ Input)

(本誌「電気油圧サーボ弁を使用した油圧圧下装置(HYROP-S)の開発」を参照されたい。)今回は近似法として1自由度系を用いる方法について検討したが、管路系の遅れの時定数が極端に大きくなく、且つ一次共振点までの応答を問題にする場合はそれで十分であることが分かった。

管路長 l と位置サーボの応答性との関係を求めたのが図4である。管路長を長くするに従ってバンド幅は低下し、位相進み回路なしの場合、 $l = 6\text{ m}$ では $l = 0$ の場合の約 $\frac{1}{2}$ 強にバンド幅は低下する。

位相進みがある場合は、バンド幅は管路長が長くなるに従って急激に低下する。そのため、管路長が $l = 6\text{ m}$ と長くなると位相進みの効果はほとんど失われる。

応答性の良いサーボ系を構成するには、管路長はできるだけ短いのが効果的である。日立製作所では実質的に管路長をゼロにする方式の実用化を可能にしている。

3.2 圧延機本体の動特性及びループ構成法と位置サーボ応答との関係

圧下系のBISRA・AGC系の無負荷換算ロールギャップ x に対する等価ブロック線図は図5に示すとおりである。管路長の影響については前記説明のとおりである。

圧下系においては更に圧延機本体の二次系の遅れが問題となり、これで応答の上限が定まってくる。圧延機本体の動特性は圧延条件によっても変化する、その正確な評価は必ずしも現在明らかにされているとは言いがたい。圧延機自体の固有振動数は、その設計条件及び圧延条件によって大幅に変化するが、 $30\sim 50\text{ Hz}$ の範囲に分布するものと推定される。圧下系においては最終的に変位計の精度及びそのゲインによって圧下ラムの位置決め精度と応答が定まるが、それだけでは必ずしも十分でない。

このため、ラム本体に高精度のデジタルスケールを取り付けるのみならず、これに速度検出器を設置し速度ループを構成する。速度ループのゲインを上げるために加速度帰還で安定化を図るとともに、位相補償回路(進み要素)を前向きループに入れて応答性の向上を図ることが可能である。

前述したように速度ループを構成せず、単に位置サーボの前向きループに補償回路を入れる方式ではループゲインが十分とれないので、過渡応答が遅れるとともに系自体が各要素の特性変化に敏感になるという欠点を示したが、今回の方式ではその欠点が克服でき、十分ループゲインを上げることが可能となる。

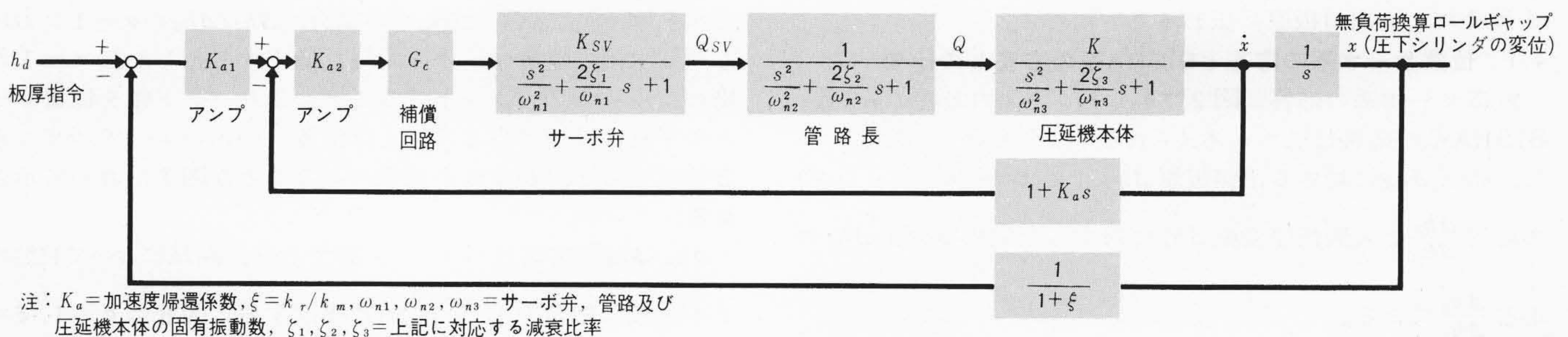
加速度検出器は一般にノイズを拾いやすいので、ローパスフィルタでノイズをカットすることが必要である。この場合、サーボ弁の応答は十分高いことが前提条件であり、負荷の固有振動数に対してサーボ弁のバンド幅を十分広くすることにより応答を高めている。

図6は圧延機本体の固有振動数を 40 Hz とした場合、速度ループを構成した場合とそうでない場合の位置サーボ系の周波数応答を比較して示したものである。これにより、速度ループを開いた場合のバンド幅が 16 Hz なのに対し、クローズするとバンド幅は 30 Hz と向上し効果が認められる。この場合、速度検出器はあくまで安定化のためのものであるから、特に精度を要求しない。単に加速度計出力を積分してもよく、速度帰還方式の実用化は容易である。

4 BISRA・AGC方式の特性

図2の系において荷重帰還がない場合、平衡点付近の微小

変動に対して $\frac{\Delta h_2}{\Delta h_1} = \frac{\xi}{1+\xi}$, $\frac{\Delta h_2}{e} = \frac{1}{1+\xi}$ が成立する。ここで、



注: K_a = 加速度帰還係数, $\xi = k_r/k_m$, $\omega_{n1}, \omega_{n2}, \omega_{n3}$ = サーボ弁, 管路及び圧延機本体の固有振動数, $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3$ = 上記に対応する減衰比率

図5 BISRA・AGCの等価ブロック線図 BISRA・AGC系の板厚指令に対する無負荷換算ロールギャップ(压下シリンダの変位)のブロック線図を示す。

Fig. 5 Equivalent Block Diagram for BISRA・AGC System

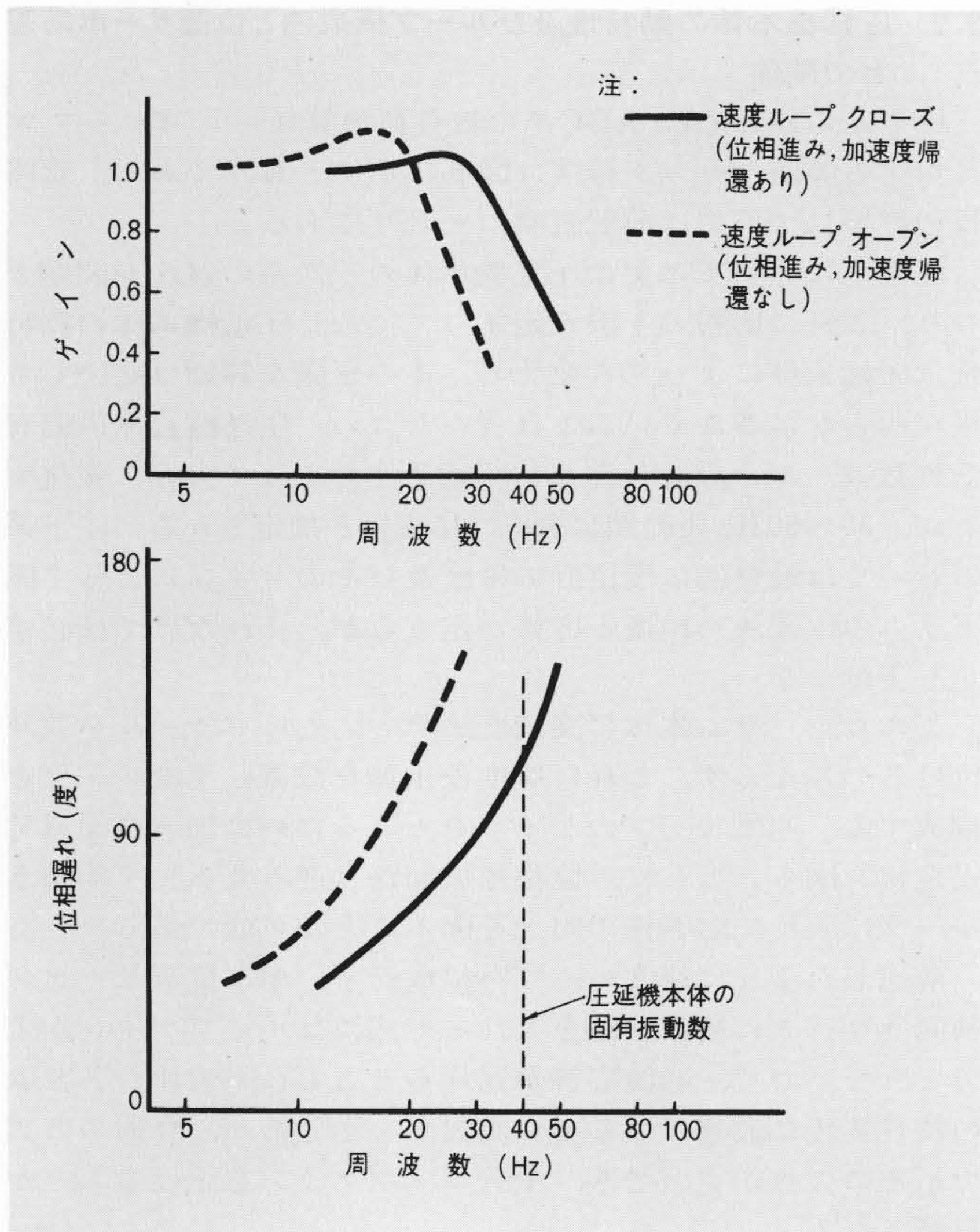


図6 圧延機本体の動特性及びループ構成法と位置サーボ系との応答関係 圧延機本体の固有振動数に対し、従来の位置サーボ系の応答は、その40%程度であったものが速度ループを構成することにより、その75%程度まで向上することを示す。

Fig. 6 Relationship between Dynamic Characteristics of Mill Stand, Loop Construction Method and Response of Position Servo System

ξ は $\frac{k_r}{k_m}$ = 材料の塑性曲線のこう配 / ミル定数 として表わされる。一般に荷重係数を α とした場合、次式が成立することが知られている。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Delta h_2}{\Delta h_1} &= \frac{\xi(1-\alpha)}{1+\xi(1-\alpha)} \\ \frac{\Delta h_2}{e} &= \frac{1}{1+\xi(1-\alpha)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(1)$$

特に $\alpha = 1$ とした場合、 $\frac{\Delta h_2}{\Delta h_1} = 0$ でロールギャップ（出口板厚）は負荷に無関係に一定となる。また $\frac{\Delta h_2}{e} = 1$ で逆に偏心はそのまま出口板厚に伝わることになる。

4.1 位置サーボ系の応答とBISRA系の応答との比較

位置サーボ系の応答は図2で h_d に対する x の応答であるが、BISRA系の応答は二つが考えられる。微小変動の立場において、指令 Δh_d に対する出側板厚 Δh_2 （又はロールギャップ）の応答 $\frac{\Delta h_2}{\Delta h_d}$ と入側板厚変動 Δh_1 に対する出側板厚変動 Δh_2 の応答 $\frac{\Delta h_2}{\Delta h_1}$ である。

$\frac{\Delta h_2}{\Delta h_1}$ は ω が小的时候は(1)式、上部の式となり、 ω が大きいと

き $\frac{\xi}{1+\xi}$ となりハイパスフィルタの特性を呈すること、 $\frac{\Delta h_2}{e}$ は

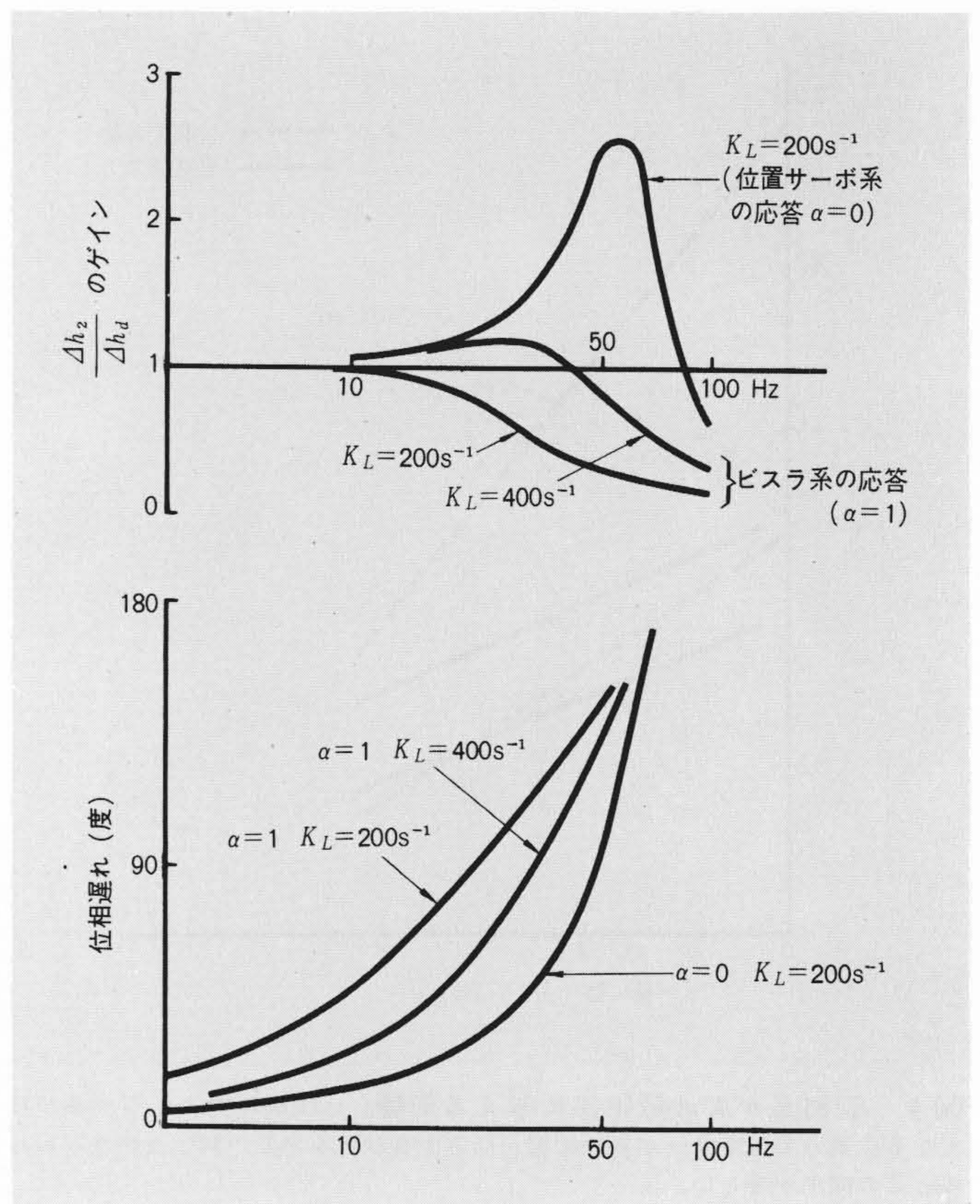


図7 位置サーボ系とBISRA系の応答との比較 ($\frac{\Delta h_2}{\Delta h_d}$ の応答)

位置サーボ系の応答に対し、BISRA系で圧延力を帰還し、圧延機の剛性を高める制御を行なった場合、通常の方法では応答性は低下することを示す。

Fig. 7 Comparison of Responses of Position Servo System and BISRA System ($\Delta h_2/\Delta h_d$ Response)

ω が小的时候(1)式下部の式、 ω が大のとき $\frac{1}{1+\xi}$ となる。

図5の等価ブロック線図より明らかのように、BISRA系ではループゲインが位置サーボ系の値の $\frac{1}{1+\xi}$ だけ小さくなる。一般の鉄鋼材料に対しては $\xi = 2 \sim 3$ であるからループゲインは $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}$ に減少し、それだけ応答は遅れる傾向となる。従ってBISRA系ではループゲインをアダプティブに増加させる方法が必要となり、これを制御系に組み込んでいる。

位置サーボ単体 ($\alpha = 0$) と通常のBISRA系で、荷重係数 $\alpha = 1$ で ξ の代表値として $\xi = 3$ を選んだ場合の応答 $\Delta h_2/\Delta h_d$ と $\Delta h_2/\Delta h_1$ は、図7、8に示すとおりである。

ループゲイン $K_L = 200 \text{ s}^{-1}$ の場合、 $\Delta h_2/\Delta h_d$ の $\alpha = 1$ におけるバンド幅は位置サーボの約 $\frac{1}{2}$ に低下する。しかし $\alpha = 1$ の場合、ループゲインを上げることによりバンド幅を位置サーボのそれに近づけ得る。例えば位置サーボのループゲインを2倍にすると、かなりの効果のあることが図7において示される。

$\Delta h_2/\Delta h_1$ の応答はハイパス形であり、高域において自然のミル定数に相当する $\frac{1}{1+\xi}$ の値に接近する。図8は $\alpha = 1$ 、 $\xi = 3$ で、 $\pm 10 \mu$ の板厚変動を入力とし、ループゲインをパラメータにして応答を求めたものである。

BISRA系の効果は、例えば $\Delta h_2/\Delta h_1$ が自然状態の値 $\frac{\xi}{1+\xi}$

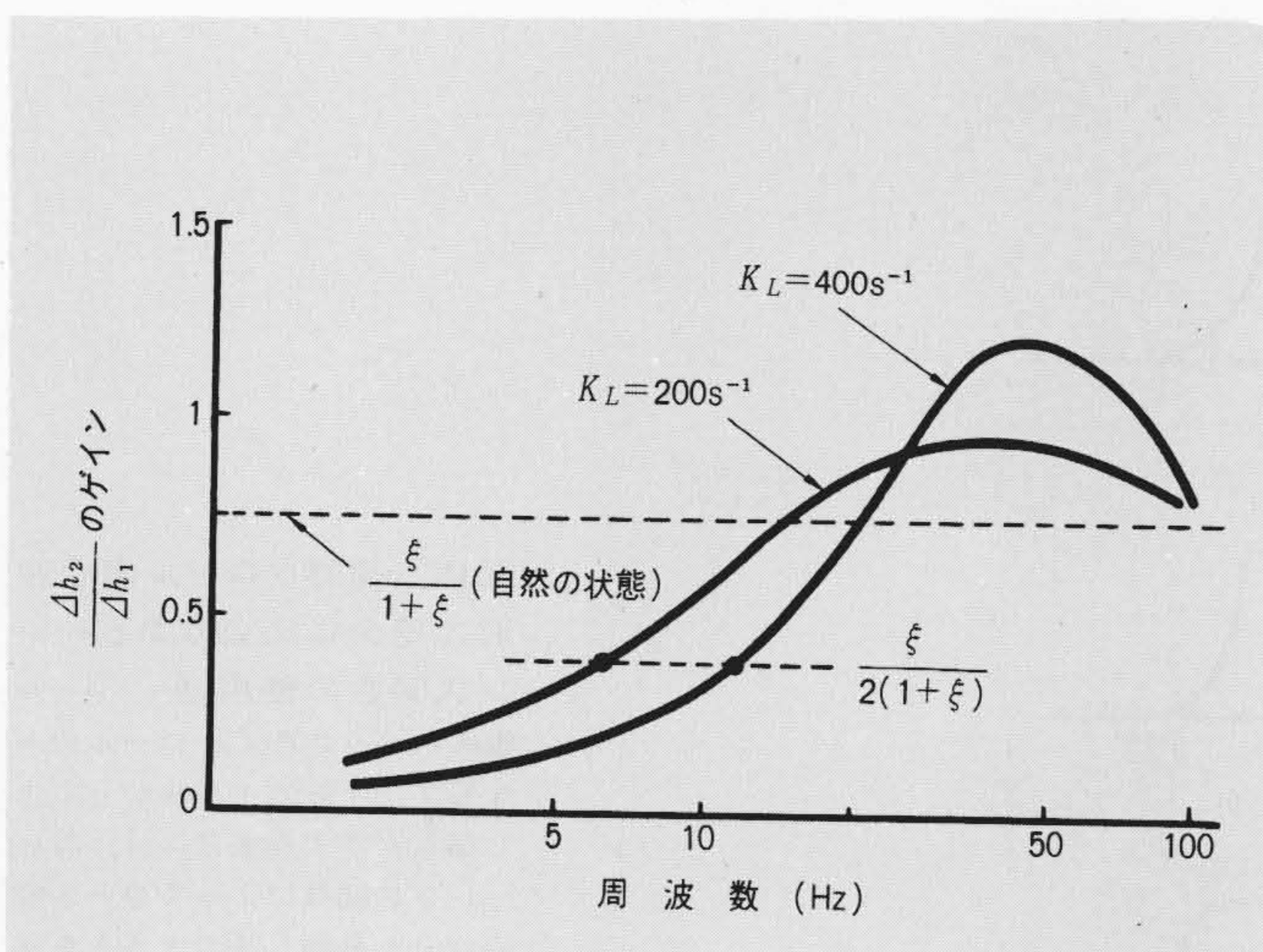


図8 BISRA系における入側板厚変動に対する出側板厚の応答
入側板厚変動が出側板厚変動に伝わる割合は、無制御では $\frac{\xi}{1+\xi}$ 、制御した状態ではその $\frac{1}{2}$ になる周波数で効果を判定できる。図7と比較すると同じループゲインでは $\frac{1}{2}$ になる周波数は位置サーボの応答の約 $\frac{1}{8}$ になる。

Fig. 8 Response of Exit Plate Thickness to Inlet Plate Thickness Variation in BISRA System

の $\frac{1}{2}$ になる周波数の大きさに判定することができる。今回の解析においては、この周波数は位置サーボ系のバンド幅の約 $\frac{1}{8}$ の値となった。

BISRA系においては荷重の検出精度を上げることが重要である。また荷重計の取付位置によっては、 $\alpha = 1$ に上げることが困難になる場合がある。この原因は荷重計の呈する質量効果が原因であり、質量効果を示さないような配慮が必要である。

5 相関方式によるロール偏心の検出及び除去

実際の圧延機においては、入側板厚変動はサイクリックな場合は少なく、一般に統計的にランダムな信号が入ってくると考えられる。一方、ロール偏心は主にバックアップロールの回転サイクルに同期した周期的変動である。BISRA系において $\alpha = 1$ とミルの動剛性を無限大に高めた場合は、ロール偏心はそのまま出側板厚に伝達されるのでその除去法が特に必要とされる。

今回開発したロール偏心除去方式は、図2に示すように相関計を使用する方式であり、荷重計の出力とロール又はこれと等価の回転信号間の相互相関を求め、これを実時間で出力し、比例又はメモリ回路を通して指令値に帰還する方式である。

相関計方式としてはデジタル又はアナログの両方式があ

るが精度、安定性の両面からいずれにすべきかが決定される。相関計方式の特長は、(a)精度が高い。デジタル方式の場合、8ビット演算で20dBのダイナミックレンジが無理なく保障できる。位相精度は ± 5 度が十分達成できる。(b)計算時間が速い。バックアップロール1回転当たり100パルスを出した場合は、相関計メモリを100ワードにして1周期をちょうどメモリ長に合わせることができる。計算長は相関の平均回数(データ長)でほとんど決定され、演算時間は100ワード、10msとほとんど無視できるほど小さい。従って、データ長を適当に選ぶことによって上下ロール径の若干の違いに基づく偏心のビート状の波形変化に対しても十分追尾していくことができる。

(c)装置が簡単で信頼性が高い。相関計入力としてはロール回転又はこれと等価の回転体からの基準余弦波と圧延力波形のみで、これの相互相関出力が圧延力波形中のロール回転周期に同期した偏心成分である。この出力を実時間で取り出し、サーボ系の遅れを補償して比例又はメモリ回路を通し、指令値として与えればロール偏心は実用上十分補償できる。

図9は、相関方式によるロール偏心検出方式のブロック線図を示すものである。これにより偏心検出の原理を簡単に説明する。すなわち、圧延機回転体の回転パルスをカウンタ回路を通しREAD ONLY MEMORYで余弦波 $\cos \omega t$ に変換し、相関計のX端子に入れる。一方、圧延力波形 $P(t)$ を相関計のY端子に入れる。今、 $P(t)$ をロール偏心 P_r とガウス雑音 $n(t)$ の和とすると、 $P(t) = P_r \cos(\omega t - \varphi) + n(t)$ と表わされる。ここで P_r 、 φ は、ロール偏心のゲインと回転の基準信号に対する位相角、 ω ：回転角速度である。 $P(t)$ と $\cos \omega t$ の相互相関 R_P を求めると、

$$R_P(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T P(t) \cdot \cos \omega(t + \tau) dt$$

$$= P_r \cos(\omega \tau - \varphi) \dots \dots \dots (2)$$

ここに、 T ：計算時間

t ：時間

τ ：遅延時間

となり、ちょうどロール偏心のゲインと位相がそのまま出力として遅延回路に出てくる。この出力を実時間化回路、D/Aコンバータを通すことにより(2)式がそのまま実時間出力として取り出される。ここではロール偏心の基本波のみの説明をしたが、高次成分も同様に取り出される。

この相関方式は、いわゆるトラッキングフィルタとして相関計を利用したことになる。この場合、相関計のフィルタとしての特性は極めてシャープであり、理想的なフィルタ特性を有していることが認められた。また、位相弁別特性は ± 5 度以内の精度であることを確認した。

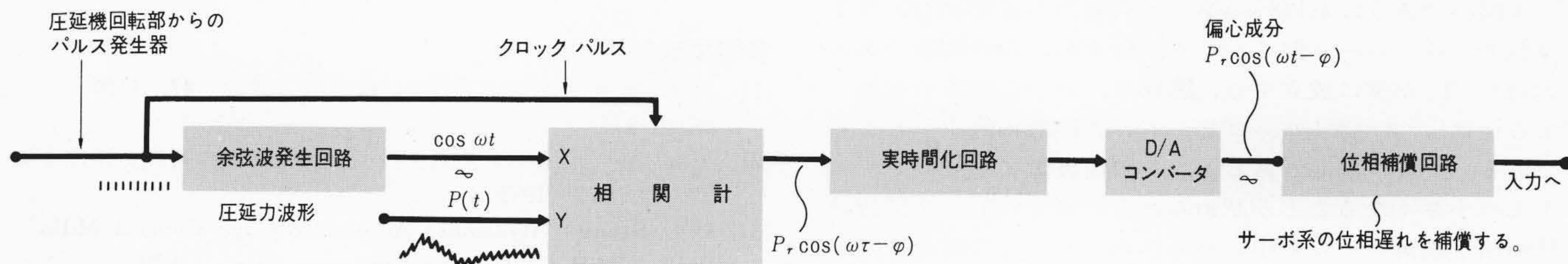


図9 ロール偏心検出及び制御方式 ロール偏心制御方式の基本的構成を示すもので、相関計で偏心を検出し、これを実時間化回路、D/Aコンバータ及びサーボ系の位相遅れを補償する位相進み回路を経て入力する。この場合相関計はロール回転変化に高速に追尾するトラッキングフィルタの役目をする。

Fig. 9 Detection and Control Method of Roll Eccentricity

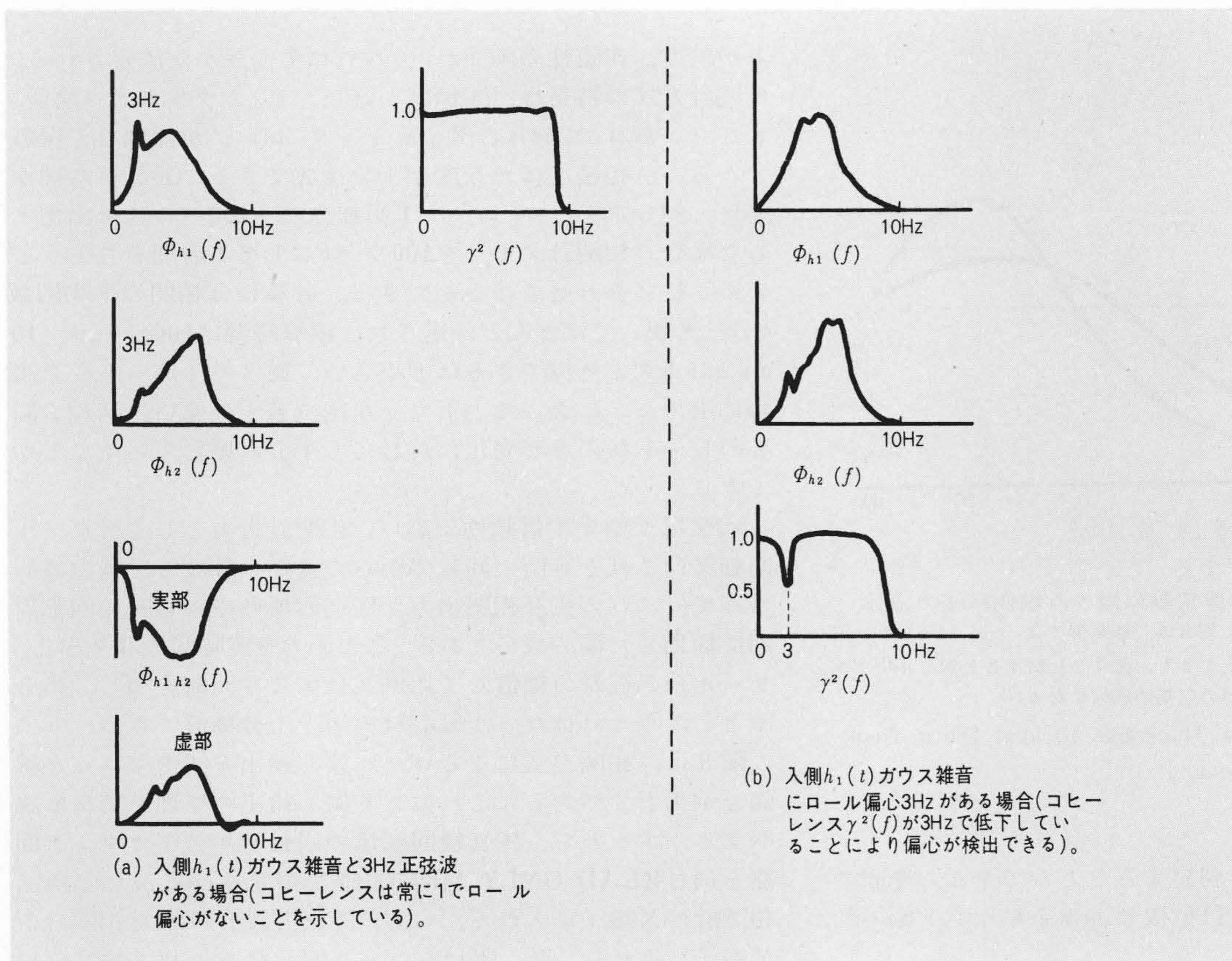


図10 複雑なロール偏心波形の場合に有効なコヒーレンス関数の使用法 ロール偏心がバックアップ ロールのみならず、ワーク ロールからも生じ相互干渉する場合には、コヒーレンス関数によってロール偏心成分を分離しその大きさを求めることができる。ロール偏心がない場合は図(a)に示すように、コヒーレンスはほぼ1で一定であるが、図(b)に示すように3Hzでロール偏心があるとそこでコヒーレンスが低下しており、これを制御に適用できる。

Fig. 10 Application of Coherence Function which is Effective in Case of Complicated Roll Eccentricity Wave Form

6 統計的制御方式の圧下制御系への応用

5.に述べた方式は、例えば注目するバックアップ ロールの偏心を正確に検出し補償できるが、予想外のワーク ロールに偏心(この場合は真円度の狂い)が発生したような場合には検出不可能となる。

また、入側板厚変動がロール偏心の成分に近い特別の状態においては、通常の方法ではロール偏心を正確に検出することは困難となる。

これらの場合に対しても有効な方式として、入側板厚変動 Δh_1 と出側板厚変動 Δh_2 (又はこれと等価な量)のコヒーレンス関数 $\gamma^2(f)$ を計算しロール系外乱を求める方式が有効であることが分かった。

$$\gamma^2(f) = \frac{\Phi_{h_1 h_2}}{\Phi_{h_1} \cdot \Phi_{h_2}} \dots \dots \dots (3)$$

ここに、 $\Phi_{h_1 h_2}$: Δh_1 と Δh_2 のクロス パワー スペクトル
 Φ_{h_1} : Δh_1 のオート パワー スペクトル
 Φ_{h_2} : Δh_2 のオート パワー スペクトル

ロール偏心のように h_1 以外の第二の入力があると $\gamma^2(f)$ は1より低下する。ロール偏心がなく、 h_2 が h_1 のみの関数であると $\gamma^2(f)=1$ が常に成立する。図10は、ロール偏心の有無に対するパワー スペクトル、コヒーレンス関数の例を示したものである。ロール偏心があると、その周波数でコヒーレンスは1より小さくなることが認められる。コヒーレンス関数の計算回路を制御ループの中に組み込み、ロールの健全性をモニタし、またこれを用いて動的にロール系の外乱を補償することができる。

7 結 言

圧延機油圧下系の応答性の向上を図るための方法及びロ

ール偏心制御につき検討した。その要点は下記のとおりである。

- (1) 位置サーボの応答に及ぼす諸因子の影響を検討し、特にサーボ弁と圧下ラム間の管路長が応答を阻害することを示した。この結果に基づき管路長ゼロの速応性のある油圧圧下方式を開発した。
- (2) 圧下サーボ系の応答を更に高める方式として、速度サーボ系を内部に構成し、これに加速度帰還と位相補償を併用して安定化を図る方式を開発した。
- (3) BISRA・AGCの荷重帰還方式の特性を明らかにし、適応制御的にループ ゲインを調節することの有効性を示した。
- (4) 相関方式のロール偏心検出、除去方式を開発し、その有効性を示した。複雑なロール系外乱の検出には、コヒーレンス関数を用いる制御方式が有効であることを示した。

本稿をまとめるに当たり、日立製作所日立研究所志田、川野、重田の3氏及び同大みか工場の松香氏の援助を受けたことを付記する。

参考文献

- (1) 梶原、福井「油圧圧下式圧延機」日立評論 47, 159(昭40-9)
- (2) 美坂ほか「油圧圧下装置を持つ冷間圧延機」塑性と加工 12, 477 (1971-6)
- (3) M. D. Stone : "Hydraulic Automatic Gage Control Mills" Rolling Mill Conference, Baltimore, May, (1970)
- (4) 齊藤ほか「最近の圧延設備における制御装置」日立評論 50, 751 (昭43-8)
- (5) L. E. Reed, M. D. Waltz : "Eccentricity Filter for Rolling Mills" Proceeding International ISA Metals Industry Instrument Symposium (1971)