
高応答・大流量型油圧压下装置の操業技術の確立

Improved Yield and Productivity by Development of Hydraulic AGC System with High-flow and High-response

平井 伸恒(Nobutune Hirai) 吉原 正典(Masanori Yoshihara) 井上 正敏(Masatoshi Inoue) 吉清 恭一(Kyoichi Kissei) 北尾 斉治(Nariharu Kitao) 馬場 和史(Kazushi Baba)

要旨：

水島第2厚板工場では、従来のAGCの能力向上に加えて、平面形状の改善を目的としたMAS圧延法のレベルアップをも目的として、大流量の油を高速・高応答で制御する油圧压下装置を導入した。この新しいタイプの油圧压下装置の性能を十分発揮させるために行った設備面での最適ゲインの設定、バルブ特性の経時的変化の補償などの諸改善により、安定した操業技術を確立できた。本装置の高速・高応答の機能をいかしたAGC・MAS圧延のレベルアップにより歩留りが1.34%向上し、1980年1月に注文歩留り94.2%を達成した。

Synopsis：

At most of the modern high-speed plate mills, conventional electric AGC system are replaced with hydraulic AGC systems primarily to compensate for gage deviation. The authors have applied this hydraulic AGC to improving MAS rolling. Since the hydraulic AGC system requires high response and control of a high flow, the optimum loop gain was determined by a theoretical analysis and applied to changes in the capacity of the servo-valve. By the AGC and MAS rolling using the hydraulic system, total product yield of plates has been improved by 1.34% to a new world record of 94.2% in Jan. 1980 at No.2 plate Mill of Mizushima Works, Kawasaki Steel Corporation.

(c)JFE Steel Corporation, 2003

本文は次のページから閲覧できます。

高応答・大流量型油圧圧下装置の操業技術の確立

Improved Yield and Productivity by Development of Hydraulic AGC System
with High-flow and High-response

平 井 信 恒*
Nobutune Hirai

吉 原 正 典**
Masanori Yoshihara

井 上 正 敏***
Masatoshi Inoue

吉 清 恭 一****
Kyoichi Kissei

北 尾 斉 治*****
Nariharu Kitao

馬 場 和 史*****
Kazushi Baba

Synopsis:

At most of the modern high-speed plate mills, conventional electric AGC systems are replaced with hydraulic AGC systems primarily to compensate for gage deviation. The authors have applied this hydraulic AGC to improving MAS rolling.

Since the hydraulic AGC system requires high response and control of a high flow, the optimum loop gain was determined by a theoretical analysis and applied to changes in the capacity of the servo-valve. By the AGC and MAS rolling using the hydraulic system, total product yield of plates has been improved by 1.34% to a new world record of 94.2% in Jan. 1980 at No.2 Plate Mill of Mizushima Works, Kawasaki Steel Corporation.

1. 緒 言

近年厚板圧延技術は、計算機制御の進歩とあいまって著しく進歩し、特に寸法精度の向上による歩留り向上は著しい。しかしながら、まだ寸法形状の不良によるロスが残っており、現在重点課題として研究されている。

圧下制御面については従来行われている電動圧下装置では、駆動系の慣性が大きいため板の長手方向板厚偏差の原因となる加熱むら(スキッドマークなど)やロール偏芯など高応答を必要とする外乱に追いつけないし、また、当社では圧延中にロール開度を変化させて、板厚プロフィールに変化を与え平面形状を矩形に近づける MAS(Mizushima Automatic

plan view pattern control System) 圧延¹⁾を実施しているが、電動圧下では、板厚の変化への対応に限界があり機会損失となっていた。以上の理由から当社水島第2厚板工場の圧下制御のレベルアップをはかるため油圧圧下装置を導入した^{2,3)}。

従来の油圧圧下装置は AGC(Automatic Gauge Control) の能力向上を主目的としていたが、MAS 圧延の場合は圧下ストロークを大きくとるため、大流量の油を高速・高応答で制御する圧下装置となる。装置の大型化・制御の高精度化の点から、これは新しいタイプの油圧圧下装置といえよう。

本報では、大流量制御の油圧圧下装置の概要、およびその性能を十分発揮し安定化させるために行ったサーボバルブの応答テスト、最適ゲインの設定、ディジタルシミュレーション解析から得た

* 水島製鉄所厚板圧延部部長

*** 水島製鉄所厚板圧延部厚板技術室主査(掛長待遇)

***** 水島製鉄所システム制御技術室主査(掛長待遇)

[昭和56年3月31日原稿受付]

** 水島製鉄所厚板圧延部厚板技術室主査(副部長待遇)

**** 水島製鉄所厚板圧延部厚板技術室

***** 水島製鉄所システム制御技術室

バルブ特性の経時的変化の補償法について記述し、最後に油圧压下装置導入後の操業実績、成果、今後の利用方法についてまとめた。

2. 油圧压下装置の仕様

油圧压下装置の仕様決定にあたっては、従来の油圧压下装置に比べ、MAS 圧延の実現が仕様決定に大きな比重をめている。

2.1 压下ストロークおよび压下速度の決定

Fig.1 に、電動压下による成形 MAS 圧延の実施例を示す。圧延終了後の成品のクロップロスが大きいので、MAS 圧延では大きな板厚修正量を必要とする。この幅形状を矩形に近づけるために必要な压下速度とストロークを、実際の圧延材の構成からシミュレーションを行って検討した。

Fig.2 に最適修正量を得るための压下ストロークと累積比率（そのストローク以内で最適修正量

が得られる鋼板の重量比率）の関係を示す。

Fig.3 にワークロール回転数をパラメータとして压下速度とサイドクロップロス改善量の関係を示す。Fig.4 にトップおよびボトムのクロップロス改善量を示す。

これらから、压下速度は 12mm/s と決定した。またシリンダストロークは 15mm でよいが将来 MAS での圧力量増大を考慮し 55mm とした。ただし、

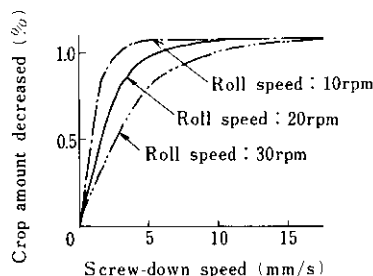


Fig. 3 Relation between screw-down speed and side crop amount decreased

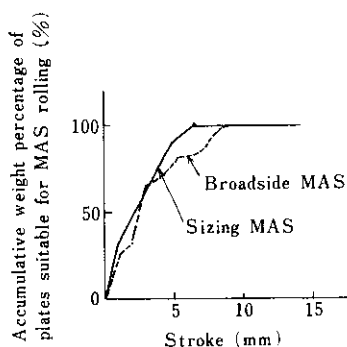


Fig. 2 Screw-down stroke necessary for MAS rolling

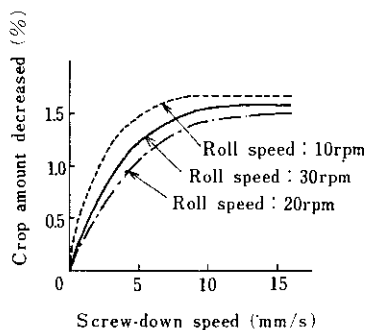


Fig. 4 Relation between screw-down speed and top and bottom crops decreased

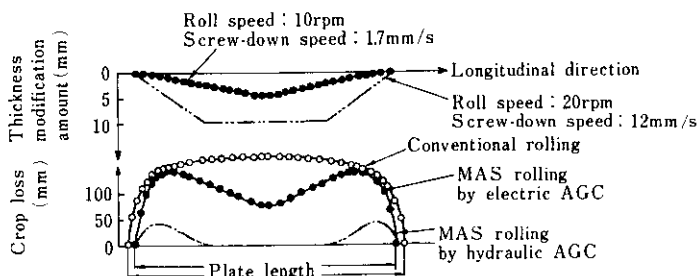


Fig. 1 Comparison of electric vs. hydraulic screw-down devices in terms of side crop decrease by sizing MAS rolling

以上の検討は圧延荷重が2000~4500tの場合について行っている。

なお、AGCのレベルアップの条件はAGCパスの圧延荷重を6000tとし、スキッドマーク部の低下温度80℃の外乱とした。このシミュレーションからは目標とする鋼板長手方向板厚偏差を達成する圧下装置としては圧下速度7.5mm/s 圧下ストローク3mmが必要であった。

2-2 サーボ弁・油圧源の決定

15mm ストロークのMAS 圧延を、圧下速度12mm/s で実施可能なこと、かつAGCで6パス圧延後にMAS 圧延を行う前提で、Duty Cycle に基づいて検討し、ポンプ台数、アキュムレータ容量を決定した。サーボ弁については、高応答・大流量型である3段型のサーボ弁に決定した。また、ポンプ容量はAGC 圧延における外乱に対するシミュレーションより油量を計算し決めた。Table 1 に概要を示すが、圧延荷重によって可能圧延速度が異なるため、圧延荷重の低いMAS 圧延では、シリンダー背圧を高くし(140kgf/cm²)、通常は15kgf/cm²の低圧とした。

Table 1 Specification of Hydraulic AGC system

Push-up cylinder (IH1)	Cylinder diameter : 1400mm
	Piston diameter : 1260mm
	Cylinder stroke : 55mm
	Max. push-up : Approximately 4845t force at 315kgf/cm ² pressure
Servo valve (Moog)	Three-stage servo valve Max. flow rate : 757l/min (at 70kgf/cm ² drop)
Main pump	Axial piston pump Max. operating pressure : 335kgf/cm ²
Accumulator Back pressure	Capacity : 48.5l 15sets. Pressure : 190kgf/cm ² 140kgf/cm ² (Sizing MAS) 15kgf/cm ² (Broadside MAS)

3. 建設・実操業時の設備上の留意点

3-1 工事概要

油圧圧下装置の設置は、ミル稼動中に行ったので、可能な限り事前工事を行い、ミル停止は6日間で完成させた。Fig. 5 に示すように、第2厚板

工場建設時から、将来油圧圧下装置の導入が可能のように、シリンダースペースを確保し、ダミーブロックを入れていた。今回行った工事概要を以下に示す。

(1) 機械関係

- (a) ダミーブロックと油圧シリンダーの入れ替え
- (b) サーボマニホールドの据付(ミル直下)
- (c) ワークロールチョックの改造(シリンダーストローク確保のため)
- (d) 油圧機器据付、配管工事、フラッシング

(2) 計装関係

- (a) 運転デスクの改造
- (b) 油圧機器監視盤新設
- (c) 油圧圧下制御盤新設
- (d) 既設圧延機制御用プロセスコンピュータ改造

3-2 建設時の留意点

(1) 作動油の管理

電気・油圧サーボ弁を使用する油圧圧下装置の作動油の清浄度としては、NAS 7 級以上が必要であると言われている。汚染物質の混入については、循環ラインでの自己洗浄機能、メンテナンス時の混入防止を行えば、運転中の混入は除去できるので一番の問題は建設時の汚染であると言える。製造工程での管理、フラッシングの充実が必要である。今回の建設に際しては、現地加工は最小限にしフラッシングは、現地作業での混入した微細な浮遊ゴミを洗浄するという点に心掛けて工事を行った。またフラッシングでは、流速を確保するためのポンプ選定に留意し、窒素ブローを加えることにより、短時間でNAS 6 級を得た。

稼動後は、1箇月周期の清浄度検査を実施し、NAS 6~7 級に管理している。また3箇月後に性状を調査し、作動油の劣化状況を確認しメンテナンス規準としている。

(2) 背圧システムのトラブル防止

今回の油圧圧下装置の特徴であるMAS 圧延や高荷重圧延に際し、設備上では背圧システムのトラブルが問題となった。MAS 圧延や鋼板噛み出し時の急激なシリンダー変動により背圧が変動し、多量の油の逆流により減圧弁が損傷を受けるという

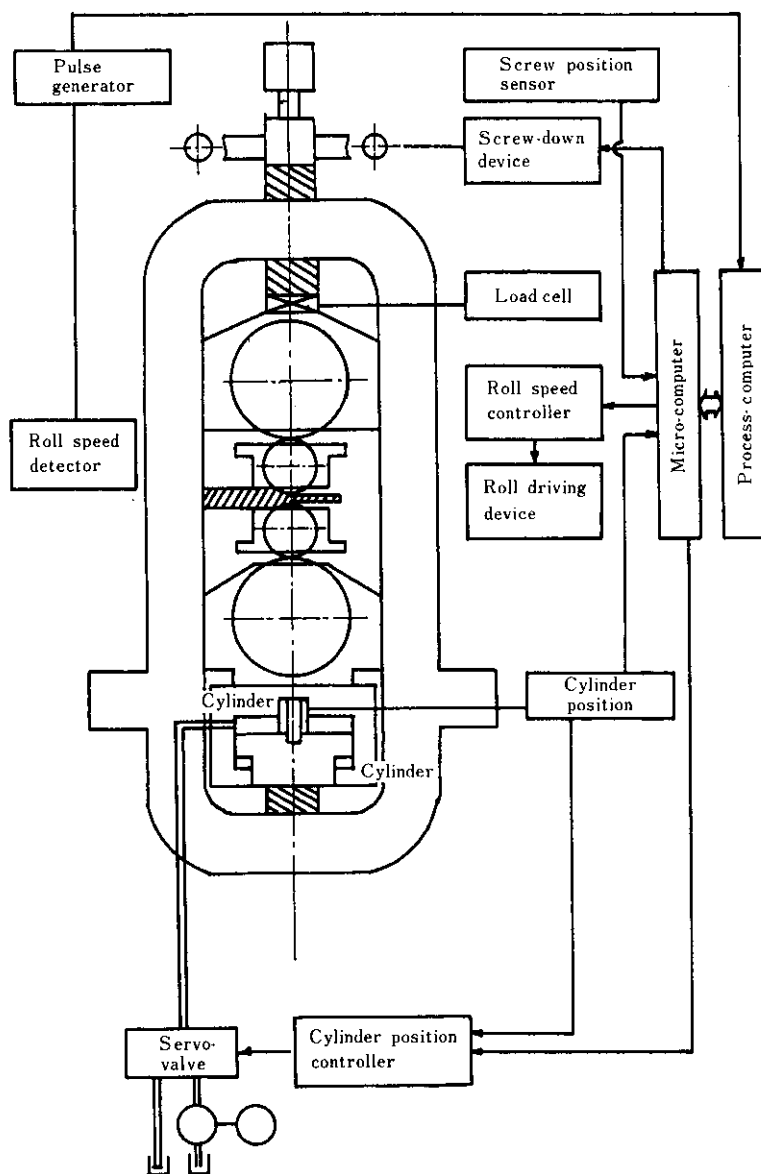


Fig. 5 Schematic of hydraulic AGC system

トラブルであり、アキュムレータ、チェック弁を追加し、変動を吸収することにより解決した。

(3) 振動対策

設計段階の検討のみに頼らず稼動直後に、配管、バルブスタンドの振動およびフランジネック部の応力測定を行い、適切なサポートの追加を行い振動対策をとった。衝撃値としては、シリンダーに加わる垂直方向の加速度が最大 $10g$ のとき配管、サーボマニホールドで $1.5g$ 以下とした。

上記のような建設時の対策以外にもサーボ弁を

使用する油圧系であることと、システム圧力が、 315kgf/cm^2 と高圧で、かつ MAS 圧延という新機能を有した油圧圧下装置であったため、設計・製造ばかりでなく稼動後も十分なフォローを行った。初期トラブル解決後は、安定稼動が得られ制御機能を十分に発揮できる設備とすることができた。

4. 高応答・大流量制御システムのチューニング

油圧圧下装置の性能は、ひとえにサーボ弁とアクチュエータ間の配管長およびサーボバルブの特性によると言っても過言ではない。第2厚板工場では、配管長は設備上の制約からどうしても8m必要であり、油圧AGCとしては限界に近い長さである。このように配管長の特長に長い条件下で油圧圧下装置の性能を十分に出しきる必要があり、制御系のチューニングに関して、検討を重ねた。

本装置では、MAS圧延における大流量の油を制御する必要上、3段型サーボバルブを使用している。従来の2段型に比べマイナーループを持つ制御系となり、最適ゲインの設定が難しい。すなわち、サーボバルブのリーク・部品摩耗による安定性の乱れ等の経時変化により、制御系の定常偏差や応答に差が見られるため、バルブの経時変化に応じゲイン設定を行っていく必要があるとの認識に立ち、その技術を確立すべく以下の検討を行った。

- (1) 実機サーボバルブの特性調査
 - (2) 位相余有から求めた最適ゲイン決定
 - (3) デジタルシミュレーション解析
- その結果として、常に安定した制御技術を確立した。以下にその概要を説明する。

4.1 三段型サーボバルブの特性調査

本装置で使用しているサーボバルブは、大流量を高応答で制御するために、最大使用圧力335kgf/cm²で757l/min(差圧70kgf/cm²)の最大流量を出せる三段型サーボバルブ³⁾を採用した。Fig.6にシリンダー位置制御系のブロック図を示す。マ

グネスケールによるシリンダー位置フィードバック制御をメインループとし、メインサーボ弁のスプール位置フィードバック制御をマイナーループとして包含している。この三段型サーボバルブの特性としては、応答テストから次のことが確認された。

- (1) 流量特性には、±1%のオーバーラップが存在する。
- (2) LVDT(スプール位置検出用差動変圧器)のヒステリシスは無視できる程度に小さい。
- (3) スプール中立点近傍での急激な圧力変化による圧力ノイズの発生はない。また、油圧サーボ系の不感帯としては、スプール位置変位で±1%と考えればよい。

全体的には、かなり高性能であり周波数応答もFig.7に示すように満足できる値を示している。

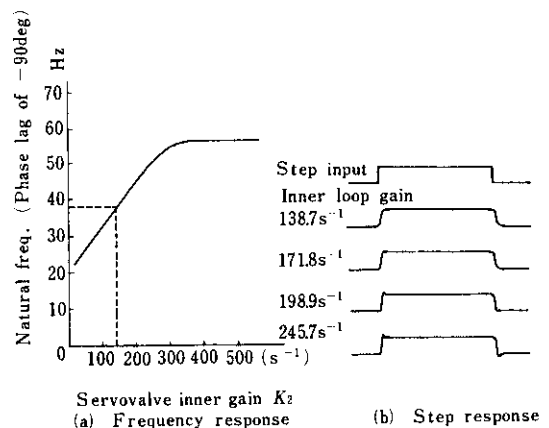


Fig. 7 Servovalve inner loop response

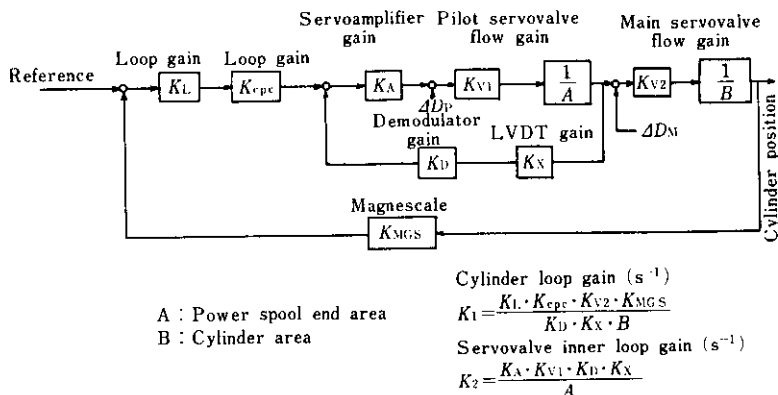


Fig. 6 Cylinder position loop block diagram

4-2 位相余有に基づく最適ゲインの設定

定常特性、動特性にすぐれかつ安定した制御系を得るために、以下のように最適ゲインを検討し決定した。

4-2-1 定常偏差に及ぼすゲインの影響

シリンダー位置制御系は、Fig. 6 で表わされるが、外乱として、パイロットサーボバルブ、メインサーボバルブに加わるものがあり、それぞれ ΔD_P , ΔD_M とし、これらによるシリンダー位置偏差を Δy とすると(1)式のように表わせる。

$$\Delta y = \frac{K_{V1} \cdot K_{V2}}{A \cdot B \cdot K_1 \cdot K_2} \cdot \Delta D_P + \frac{K_{V2}}{B \cdot K_1} \cdot \Delta D_M \quad \cdots (1)$$

第1項は、パイロットサーボバルブの外乱による誤差、第2項はメインサーボバルブの外乱による誤差であるが、いずれも K_1 , K_2 が大きいほど小さくなる。したがってメインループゲイン、マイナーループゲインともに大きいほうが定常偏差は小さくなる。

4-2-2 最適ゲインの設定

最適ゲインは、サーボ弁の状態により変わるものであるが、初期状態における最適ゲイン決定の目安を、実機周波数応答を測定し位相余有から導びいた。

Fig. 8 に、サーボバルブ（マイナーループ）の応答が、20Hz, 40Hz の場合について、シリンダー位置制御系の応答特性を示す。図よりメインループゲイン K_1 の最大値は、サーボバルブ応答 20Hz の時 $15 \sim 16s^{-1}$, 40Hz の時 $30 \sim 40s^{-1}$ である。

マイナーループゲイン K_2 は、Fig. 7 の応答特性を使用し、サーボバルブ応答 40Hz を得る値として $150s^{-1}$ 程度に設定する。

4-3 サーボ系のデジタルシミュレーション解析

調整毎にステップ応答をとり、これが適当な応答を示すようにゲイン調整をするのが、通常のメンテナンス法であるが、油圧サーボ系には、機械リミット等の非線形要素が多く含まれているので、解析的に最適ゲインを決めることは困難である。

また、油のリーク等の経時変化する要素があるため、最適ゲインが一定値に定まらず、定期的にゲイン設定を変えることは、止むを得ない。したがって、ゲイン調整基準をこのシミュレーション結果により作成することにした。

前項までの実験結果と理論解析からシミュレーションモデルを作成し、初期設定した最適ゲイン値を一応の目安としてサーボ弁の状態に応じたゲイン補償法を明らかにした。

4-3-1 シミュレーションモデル

(1) シミュレーションの前提条件

マイナーループの簡易ブロック図は、Fig. 9 に示すとおりであるが、次の前提条件のもとにシミュレーションを行った。

- (a) パイロットサーボ弁の時間遅れを1次遅れで近似し、時定数 T_1 とする。実機データとシミュレーション結果が最も近い応答を示す $T_1 = 4ms$ を選択した。
- (b) パイロットサーボ弁の出力流量特性におけるヒステリシスはしないものとする。
- (c) パイロットサーボ弁の流量ゲインは定数で表現する。
- (d) LVDT のヒステリシスはしない。

(2) 油圧系のモデル化の条件

次に、サーボ弁～シリンダー間の油圧系を、以下に示す仮定のもとにモデル化した⁴⁻⁶⁾。

- (a) 配管は、同一内径の曲りのない真円直管とし、フィルターは考慮しない。
- (b) 油圧源からの供給圧力およびシリンダー背圧は変化しないものとする。
- (c) シリンダー負荷は、ミル定数をバネ定数としたバネ負荷とみなす。
- (d) 配管内の抵抗は、ナビエ・ストークスの式の粘性項のみとする。

(3) サーボ弁に関する条件

サーボバルブについては、以下の2点を考慮した。

- (a) 実機テスト結果からサーボ弁の不感帯をスプール中立点から $\pm 1.0\%$ の範囲とする。
- (b) 出力特性

$$q_1 = K_s \cdot \sqrt{(P_s - P_1) / 70.0 \cdot Z} \quad \cdots (2)$$

q_1 : サーボバルブ出側流量

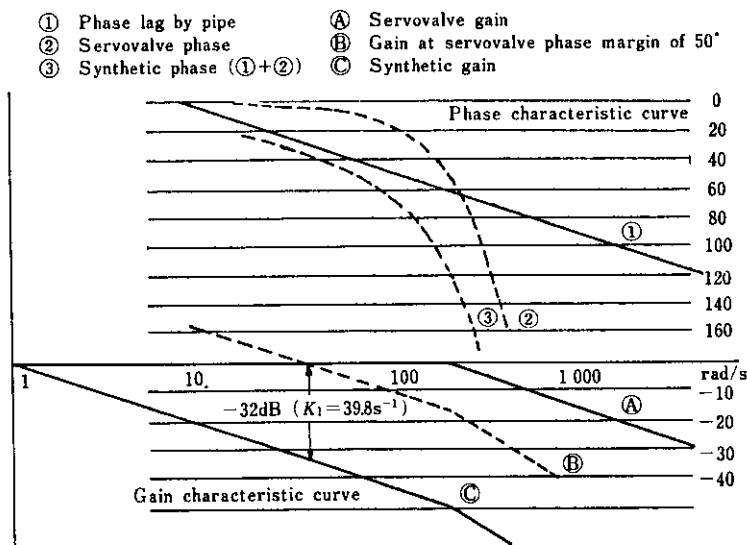
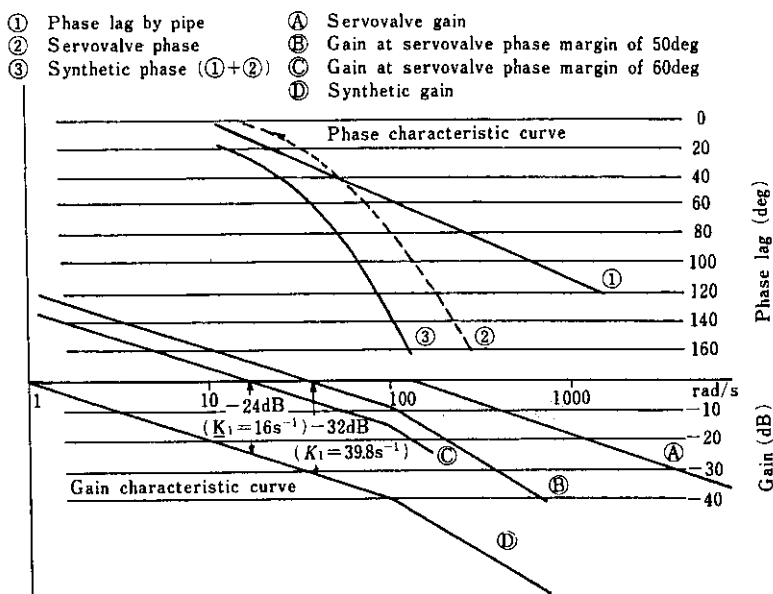


Fig. 8 Cylinder position loop board chart

K_s : 弁圧力降下 70kgf/cm^2 時の無負荷流量ゲイン

P_s : 油圧源供給圧力

P_1 : サーボバルブ出側圧力

Z : サーボバルブスプール変位

配管内の油の運動については、ナビエ・ストー

クスの運動方程式と連続の式の2式を基礎式としてモデル化した。配管系における流量間の伝達関数を2次の振動系で近似し、サーボ系のシミュレーションモデルをFig.9のように作成した。以下に本モデルを用いてシミュレーションを行った結果について述べる。ここでは、現場での調整に供

注意を行うこととした。

- (1) ループゲインを変える時はオフセット補正値を再設定する。
- (2) ステップ応答が屈折する時は、マイナーゲインを下げるか、ループゲインを上げる。
- (3) オーバーシュート量が多い時はマイナーゲインを上げるか、ループゲインを下げる。

4-4 実機における Basic Tuning

以上述べてきた検討結果、およびシミュレーション検討結果に基づいて、実機で Basic Tuning を実施した。

まず、マイナーループの周波数特性、過渡特性から、ゲインは 200s^{-1} 程度までは上げられることがわかった。この値を目安としメインループの応答を見ながらサーボバルブの特性を決めた。

次にシリンダー位置制御系（メインループ）のゲイン設定は、ステップ応答の整定時間を目安として周波数応答の結果と合わせて行った。Fig. 12 に (a) メインループゲイン K_1 を 16.3s^{-1} で固定して、マイナーループゲインを変えた時、(b) マイナーループゲイン K_2 を 168.9s^{-1} で固定してメインループゲインを変えた時の、それぞれのステップ応答を例示する。

この結果は、シミュレーション結果とも合致する。即ち、メインループゲインが高い方が、ステップ応答の立上りが早く、最初の到達点が目標値に近づく。マイナーループゲインが低いと立上りが遅くなり、高いと最初の到達点が目標値から遠ざかり、いずれも整定時間が長くなる。したがって整定時間を最も短くするマイナーループゲイン

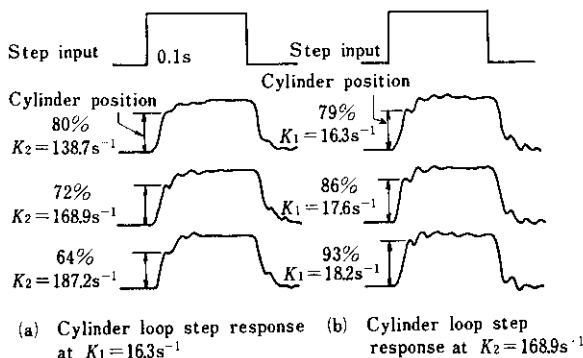


Fig. 12 Comparison of step response at variation of gain

は、その間に存在する。そこで①メインループゲインは $K_1 = 16 \sim 17\text{s}^{-1}$ 程度、②マイナーループゲインは $K_2 = 150 \sim 200\text{s}^{-1}$ 程度とし、周波数応答で 90° 位相遅れが $7 \sim 8\text{Hz}$ の特性を持たせるのが良いと判断し、この値に設定した。

5. 操業実績

5-1 電動圧下装置との機能比較

電動圧下と油圧圧下の応答性と圧下速度の比較を Table 2 に示す。明らかに油圧圧下の方がすぐ

Table 2 Comparison of response ability between electric and Hydraulic screw-down devices

	Electric	Hydraulic
1. Reduction speed	1.4mm/s	12mm/s
2. Response natural frequency (Phase lag of -90deg)	0.7Hz	7.5Hz

れていることがわかる。これらの性能向上により、圧下制御における APC, AGC, MAS 圧延法において下記のような効果が得られた。

(1) APC

電動圧下の場合は、ラフな設定は高速の粗圧下モータで、また高い設定精度が要求される時は低速の精圧下で、圧下設定していた。このため、高精度と高速度が両立しなかった。油圧圧下装置の導入により、粗圧下モータと油圧の組合わせて偏差を補正可能であり、時間短縮により圧延能率が向上できた。

(2) AGC⁷⁾

Fig. 13 に電動圧下と油圧圧下で AGC を行った結果の板厚偏差について示す。電動 AGC の場合は、遅れが大きく、結果として、 $250\mu\text{m}$ 程度の板厚偏差が残っているが、油圧 AGC の場合は、応答性の良さのため、 $70\mu\text{m}$ となっている。板厚偏差測定結果のヒストグラムを Fig. 14 に示す。

(3) MAS 圧延

油圧圧下における MAS 圧延では、平面形状モデルにより必要板厚修正量を計算するが、実際の圧下量はその時の油圧圧力と予測圧延荷重から求まる圧下速度に応じた可能板厚修正量に止めるようにした。また能力に余裕のある時は、圧延能率最大となるロール回転数を求められるようにして

Plate thickness deviation measured by γ ray

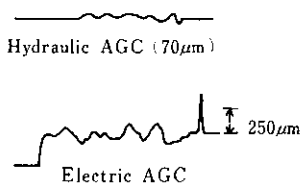


Fig. 13 Comparison of thickness profile along plate length between electric and hydraulic AGCs

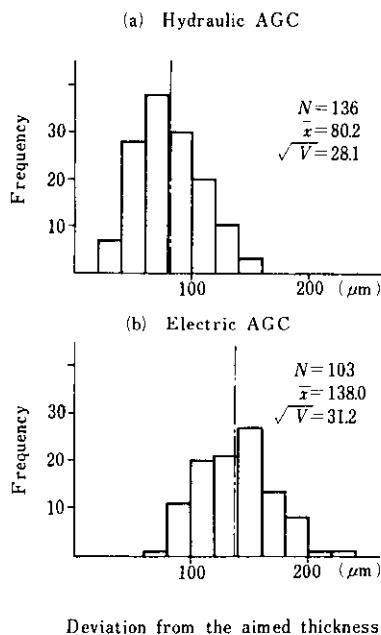


Fig. 14 Comparison of thickness accuracy distribution along plate length between electric hydraulic AGCs

いる。

油圧 MAS における演算ロジックの考え方を、Fig. 15 に示す。油圧 MAS 実施による平面形状改善効果としてサイドクロップ代の改善を、電動圧下の場合と比較して Fig. 16 に示す。また、トップ・ボトムクロップの改善効果については、電動圧下による MAS 圧延では、可能板厚修正量が小さく効果はほとんど見られなかったが、油圧 MAS により、Fig. 17 に示すように大きな効果が得られた。この油圧 MAS は、目標板厚修正形状を精度良く得るために、絶対値 AGC を併用した MAS 圧延法である。

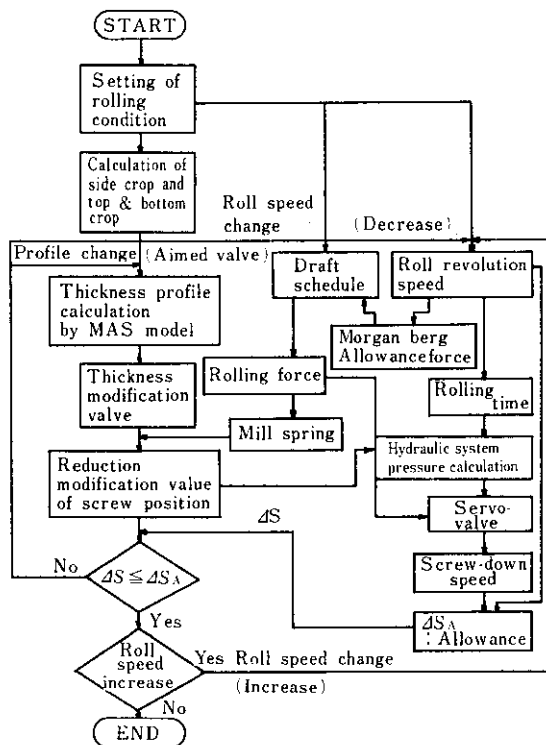


Fig. 15 Flow chart of Hydraulic MAS rolling control

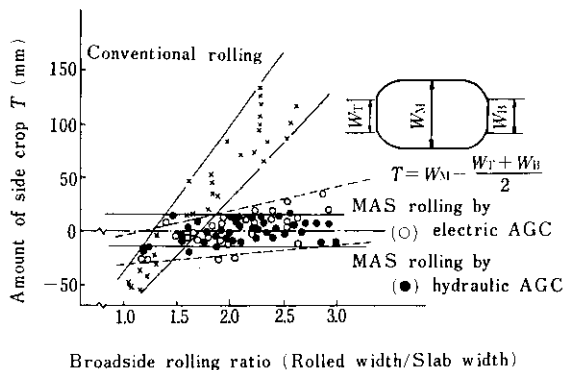


Fig. 16 Improvement of side crop shape through sizing MAS rolling

5.2 歩留り向上

油圧 AGC、油圧 MAS による歩留り向上実績は、Table 3 に示すように、電動圧下当時と比較し 1.34% を達成している。

Table 3 Yield improvement by the use of hydraulic AGC and MAS rolling in comparison of electric ones

Item	Yield improvement
1 Improvement of gauge accuracy (Plate thickness accuracy along plate length Gauge deviation	0.46%
2 Improvement of plan view pattern	0.88%
Total	1.34%

5.3 保守について

稼動後のメンテナンスについては、設備面では油の清浄度管理、シリンダーの定期補修（オーバーホール）、有限寿命部品の定期交換を除いてはメンテナンスフリーに近い状態である。制御面では、サーボ弁の管理につきるといっても過言ではない。前記検討結果によるゲイン調整後は、サーボ弁の経時変化による外乱を少なくすべく定期的な応答テストを実施し、オフセット補正、ゲイン調整、サーボ弁の早期異常発見を行うことにより安定操業を維持している。

6. 今後の利用技術について

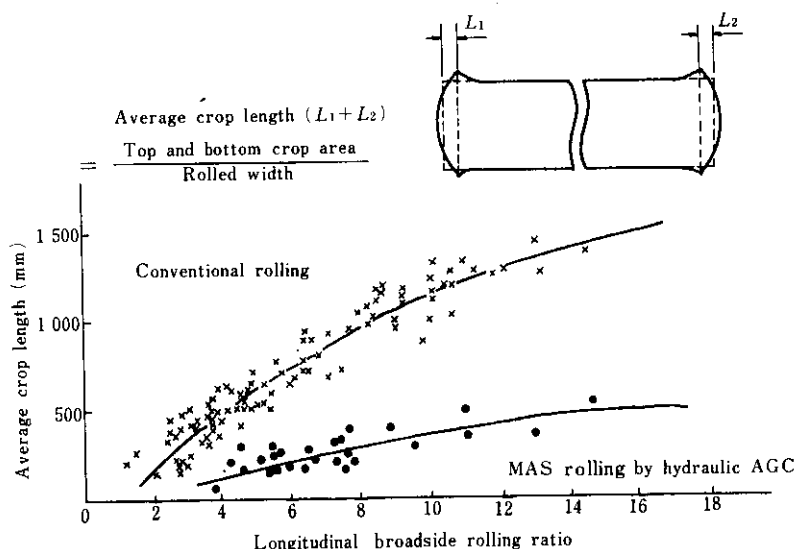
高応答・大流量型油圧圧下装置の操業技術を確立したことにより、厚板圧延技術において自由度が大きくなり、今後は異形平面形状制御技術の開発、高応答を生かした鋼板横曲り制御技術の開発を行っていく予定である。

また、油圧サーボ系として、シミュレーションモデル、特に配管モデルのレベルアップを行い、振動解析およびサーボ弁の追求を実施していく予定である。

7. 結 言

水島第2厚板工場に導入した高応答大流量型油圧圧下装置は、

- (1) 三段型サーボバルブの実機応答テストによる特性把握
- (2) 理論的検討による最適ゲイン設定
- (3) サーボバルブの応答テスト結果をベースに、配管、シリンダーモデルを組合わせた油圧サーボ系のシミュレータを用いた、チューニング方法の規準化により、サーボ弁からアクチュエータまでの配管長8mという不利な条件を克服し、順調に稼動している。AGCのレベルアップのみを目的とした従来の油圧圧下装置に比べ、当装置はMAS圧延技術の確立をも目的としたもので、その高速・

**Fig. 17** Improvement of top and bottom crop shape through broadside MAS rolling

高応答の機能を十分に発揮し、注文歩留りが1.34 %向上し、昭和55年1月には94.2 %を達成した。いた石川島播磨重工業(株)の担当者各位、サーボバルブの応答テストに御協力いただいた日本Moog(株)に深く感謝の意を表する。

終りに、本装置の製作・安定化に御協力いた

参 考 文 献

- 1) 柳沢, 三芳, 坪田: 川崎製鉄技報, 11 (1979) 2, 168
- 2) 山沢: 日本鉄鋼協会共同研究会第18回圧延設備分科会資料, (1978)
- 3) 井上, 吉清: 油空圧化設計, 17 (1979) 12, 77
- 4) 葉山, 寺戸, 橋本, 高津: 三菱重工技報, 10 (1973) 4, 19
- 5) 葉山: 日本鉄鋼協会共同研究会第18回圧延設備分科会資料, (1978)
- 6) 竹中, 浦田: 油圧制御 (1978) 117 (丸善)
- 7) 馬場: 日本鉄鋼協会共同研究会第73会計測部会資料, (1979), 計73-3