

圧延機圧下系の制御応答性の進展と現状の課題

桑野 博明*

Development of Roll Gap Control System in Strip Rolling Mills and Its Technical Aspect

Hiroaki KUWANO

Key words : rolling mill ; AGC ; roll gap control system ; electric motor screw-down system ; hydraulic screw-down system ; mechatronics ; servovalve ; push-up system ; direct-driven servovalve ; sensor.

1. はじめに

圧延機の圧下系についての解説は従来から既に多くの専門家によってなされてきた¹⁾²⁾。従って、ここでは私見も交え、圧下系の進展とともに、その細部に立ち入って技術的な問題点を整理してみたい。編集部の意図した内容から若干脱線するかもしれないが、その点をご容赦願いたい。

2. 圧下系

圧延機の圧下系には、Fig. 1に示す電動圧下式とFig. 2に示す油圧圧下式の2種があり、両者とも現在の圧下系の主流となっている。Fig. 2は後に述べる理由により、電動圧下も併用された例であるが、冷間圧延機では油圧圧下のみを装備する。

電動式は、圧下スクリーを電動モータで回してロール

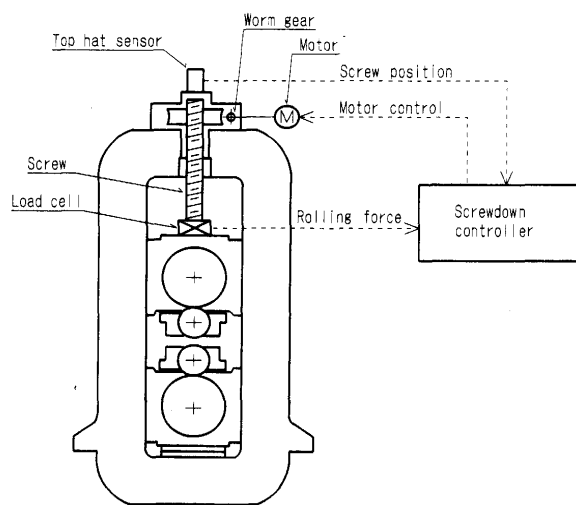


Fig. 1. Electric motor screw-down system.

の昇降を行うもので、モータ技術の発展により精度、応答性とも進歩しており、スクリー、歯車と剛性を落とす要素が少ないのが利点であるが、モータの慣性が大きく、そのため速応性が悪くなる。

それに対して、油圧式はいくつかの形式のものが開発されたが²⁾、現在はFig. 2に示したように、サーボ弁で油圧シリンダへの作動油の流出流入量を直接制御して、ラムを昇降させロール間隔を設定する形が一般的である。上下ロールの間隔は、シリンダ内に設けられた位置センサにより、ラム位置を検出することにより間接的に制御する。但し、油圧圧下装置を装備した厚板仕上げ圧延機や熱間仕上げ圧延機でも、Fig. 2に示すように、ロール交換などのためロール間隔を大きく動かす必要があるので電動式圧下装置が併用されることが一般的である。

電動圧下装置と油圧圧下装置を併用した圧延機では、ロールギャップの最終設定時（精設定）と圧延中は、精度の良い油圧圧下装置でロール間隔を制御する。このように電動式と油圧式の両方を備えているのは、圧延材が上下ロール間に噛み込む時の、油の圧縮による上下ロール間隔の拡大を最小限に抑えるためである。

3. 圧下系の応答性の進展

圧下系の応答性の進展を以下展望する。各ミルメーカーを一様に見通すことが望ましいが、資料も限られていることであり、やはり一番よく知っている自社を例にとる。当社では、種々のタイプの油圧圧下装置を製作したので、例としても適当ではないかと思う。他については、公表されている文献を中心に適宜補う。

Fig. 3に当社の製作した圧下制御装置について、その応答性の進展を示す。横軸に年代を取り、縦軸に90度位相遅れ

平成4年8月10日受付 平成4年12月8日受理 (Received on Aug. 10, 1992; Accepted on Dec. 8, 1992) (依頼解説)

* 石川島播磨重工業(株)産業機械事業部圧延機設計部課長 (Rolling Mill Engineering Dept., Industrial Machinery Division, Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd., 1 Shin-nakahara-cho Isogo-ku Yokohama 235)

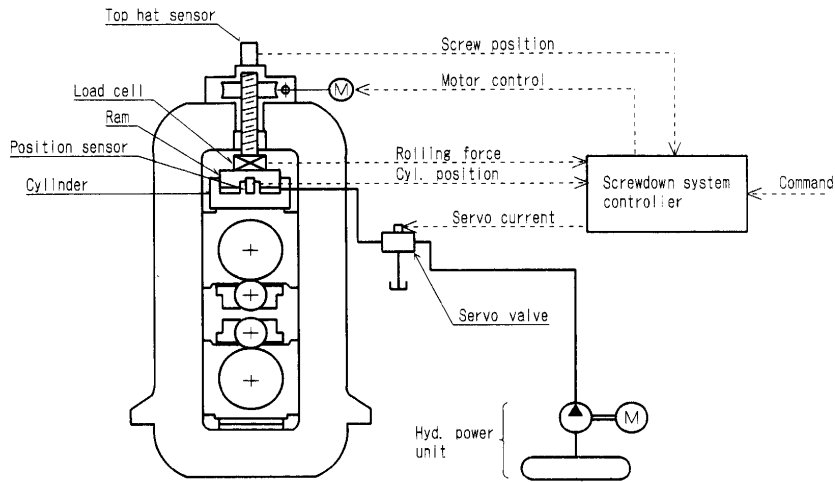


Fig. 2. Hydraulic roll gap control system.

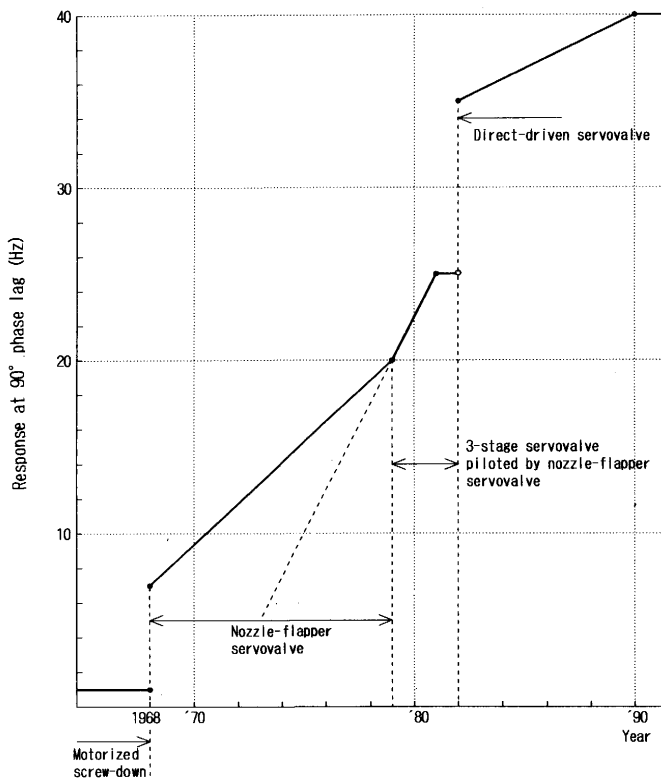


Fig. 3. Development of roll gap control system in IHI.

の応答周波数を示す。圧下系の応答を言う場合、ステップ応答と周波数応答で示す場合があるが、より制御対象の構造を忠実に表現するのは周波数応答で、かつ90度位相遅れが制御系の基本的な性能を示す指標と言って良い。

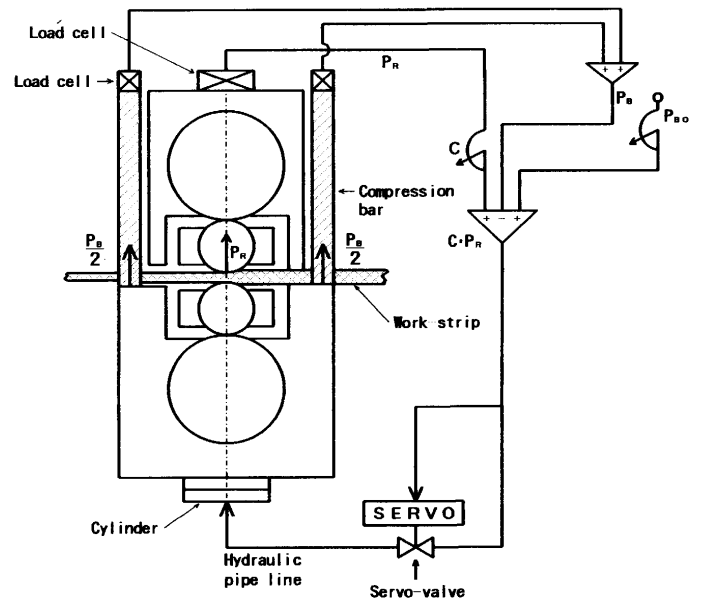
Fig. 3から次のような特徴的な点が拾い出せるが、以下それについて詳しく見る。

(1) 1968年に応答の飛躍的な向上がある。

(2) 1979年から1981年にかけては、それ以前の10年に比べて応答の上昇が急であった。

(3) 1982年に、1968年と同様の応答の飛躍的な向上がある。

3・1 電気・油圧サーボ式圧下制御装置の開発


 Fig. 4. Bar-type hydraulic mill³⁾.

1968年前後に、日本では圧延機の純国産化が行われたという。この年、当社でFig. 4に示すような油圧圧下式圧延機が開発された。そして、一気に従来の電動式圧下系に比べて応答を10倍ほど向上させた³⁾。

Fig. 4の圧延機の圧下装置は、先に述べた油圧シリンダに配管を介してサーボ弁で直接作動油を加え、ロール位置を位置センサで検出して制御する電気・油圧サーボ式の油圧圧下装置である。このタイプの実用圧延機は、この年に当社が世界で初めて実用化したものと考えられる。さらに、この圧延機の新規性は、後述するミル常数可変制御装置を装備していた点にもある。

当時は、圧延作業の過酷な環境下で使える位置センサが無く、そのためバーとロードセルを組み合わせ、ハウジング上部と下控えロールチャックとの間の距離を検出した。このタイプの圧延機は合計33台が製造された。その後、上下作業ロールチャック間距離、あるいはシリンダ・ラム位

置をデジタル型変位計で検出するセンサ・タイプの油圧圧下装置が開発された⁴⁾。センサ・タイプの圧延機は、1972年に1号機が製造され、以後現在までに当社では139台が製造されている。以降、この形の圧延機が世界の主流となっている。

Fig. 4に示す圧延機のもう一つの特徴は、電子回路と高速な油圧圧下装置で圧延機の機械的なバネ常数（一般に、ミル常数という）を任意に調節できるミル常数可変制御装置が装備された点にある。すなわち、バー荷重 P_B を測る2個のロードセルとは別に圧延荷重 P_R を検出するロードセルが設けられており、これで圧延荷重を検出して、あらかじめ求めておいたミル常数で割って圧延機の伸び量を求める。それに係数をかけて補正量を演算し、高速な圧下系でロール位置を調節する。補正量の与え方によって、圧延機が自然に持っているミル常数よりも小さい値から無限大にまで大きく、すなわち圧延機を自由に柔らかくしたり硬くしたりできることになる。制御により機械の特性を任意に変えるというこの考え方は、現在のメカトロニクス先駆けをなすものとして画期的であり、以後板厚精度は飛躍的に向上することになる。これらの演算は現在では当たり前だが、すべて演算増幅器よりなる電子回路で行われた。さらに、四年後に完成したセンサ・タイプでは、デジタル型の変位計を採用したため、デジタル演算とアナログ演算が同居するハイブリッド型の制御装置が構成された。

一方、油圧圧下式圧延機の他のタイプとして、油圧モータで圧下シリンダに定油量の作動油を流入、流出させる機械・油圧サーボ式圧下装置が、やはり日本で開発された⁵⁾。これは、シリンダ・ラム位置を直接検出する手段を持たないため、油圧モータ、中間シリンダ、パイロットバルブを組み合わせ、中間シリンダのピストン変位が油圧モータの回転数に比例するように、機械的なフィードバックをかけている。これにより、油圧モータの回転数に比例した油量を圧下シリンダに送り込むように巧みに工夫したものであった。

Fig. 5に電動圧下と油圧圧下の周波数応答の実測例を示す⁶⁾。油圧圧下は1968年に建設した当社の第1号機で、90度位相遅れで大体7 Hzの応答を持っている。それに対して、電動圧下は90度位相遅れで大体0.7 Hz程度で、応答は油圧の方が電動よりも10倍速い。ステップ応答を比較しても、油圧で設定値への到達時間が43msの場合に対して、電動では450ms程度となるという例が報告されており⁷⁾、やはり油圧の方が電動よりも10倍程度速い。日本では、後述する直動型サーボ弁の開発とサーボ弁、シリンダ間の配管長の短縮により、現在では、油圧圧下の最も速いものは90度位相遅れで40 Hzもの応答を持っており、40倍以上も電動式より速くなっていると言える。

3・2 ノズルフラップ型サーボ弁を使った油圧圧下装置

Fig. 3では、油圧圧下の90度位相遅れ周波数を、1968年をスタートとして1979年に達した応答周波数までを直線で結んだ。実際に、このように徐々に応答が向上したわけでは

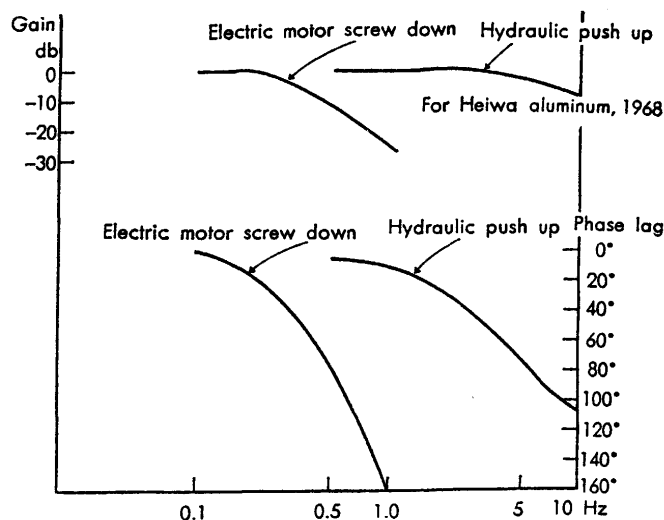


Fig. 5. Characteristics of frequency response for hydraulic & electric motor screw-down systems (Measured data)⁶⁾.

ない。メンテナンス性を考慮して、サーボ弁とシリンダ間を離して欲しいという要求も1980年代以前はかなり強く、1968年から1979年の間は、この線に示した応答よりも向上した場合もあれば、はるかに低い応答しか得られなかった場合もある。ただ、ノズルフラップ型サーボ弁を使った油圧圧下で、ほぼ最高の応答が得られたのが、1979年の20 Hzであった。1968年以降、当社においてはサーボ弁を使った油圧圧下式圧延機を製作するようになったが、使用したサーボ弁は当時航空機の姿勢制御装置などに多用されていたMOOG社のノズルフラップ型サーボ弁であった。そのあたりのいきさつは文献1)に詳しいが、時代を経るに従って、MOOG社も高速なサーボ弁を提供するようになり、サーボ弁、シリンダ間の配管長の短縮とあいまって、1979年頃には、油圧圧下圧延機の応答は90度位相遅れ20 Hz程度まで向上した。

このノズルフラップ型サーボ弁を使った油圧圧下圧延機は、現在も外国向けなど、特別な場合に製作している。

3・3 3 段式サーボ弁を使った油圧圧下制御装置

1976年から1982年にかけて、当社では大型の厚板仕上げ圧延機の油圧圧下装置を合計8台製作した。そのうち6台は電動圧下を油圧圧下に改造したものであるが、改造機には全て先のノズルフラップ型サーボ弁をパイロットバルブとし、大型のスレーブバルブのスプール位置を制御して流量をコントロールする3段式サーボ弁（定格流量757 l/min）を使用した⁸⁾。これは、スレーブバルブのスプール位置をLVDT（差動変圧器）で検出してサーボ・アンプにフィードバックする位置制御ループを持っている。Fig. 3に示したように、応答はノズルフラップ型サーボ弁を使った時の最高値20 Hzを越え、25 Hzが得られた。大型の3段式サーボ弁を油圧シリンダに直付けして、配管長を1 m程度にした場合であり、機械的な条件はノズルフラップ型のサーボ弁を使った20 Hz

Table 1. Comparison of servovalve frequency response.

Frequency	Servovalve phase lag	3-stage type	Nozzle- flapper type
10Hz		12°	15°
20Hz		20°	27°
30Hz		30°	40°
40Hz		52°	52°
50Hz		75°	60°
60Hz		90°	67°
90Hz		-----	90°

の場合と大きく変わらない。3 段式サーボ弁とノズルフラップ型サーボ弁の周波数特性の代表例を Table 1 に示す。90 度位相遅れの周波数で比較すると、3 段式サーボ弁の 60Hz に対して、ノズルフラップ型は 90Hz と速い。しかし、油圧圧下で使う 20～30Hz 近辺の周波数では、3 段式が 7 度～10 度程度位相遅れが小さい。これが、Fig. 3 の 1979 年から 1981 年にかけて 3 段式サーボ弁で応答が上昇した理由である。

3・4 直動型サーボ弁を使った油圧圧下制御装置

1982 年に熱間仕上げ圧延機の油圧圧下装置に初めて、自社開発の直動型 2 段式サーボ弁⁹⁾を適用した。油圧シリンダに Fig. 6 に示す構造を持つ定格流量 250 l/min の直動型サーボ弁を直付けしたもので、Fig. 3 に示すように応答は 35Hz にも達した。この理由は先に 3 段式サーボ弁の項で述べたように、ノズルフラップ型サーボ弁をパイロット弁とするよりも、直動型サーボ弁をパイロット弁とする方が、さらに使用周波数領域での位相特性が良くなるからである。その後、冷間圧延機では 40Hz もの応答が得られたものもある (Fig. 14 の実測チャート例参照)。

この直動型サーボ弁は、初めに定格流量 1000 l/min のも

のが段差回避機能を装備した油圧ダウンコイラー¹⁰⁾に使われたが、その後、一連のシリーズを開発して、圧延関係だけでなく、トランスファープレスのダイクッションの制御装置などにも使用した¹¹⁾¹²⁾。

直動型サーボ弁は、すでに 1976 年に油圧圧下装置に使用されていた¹³⁾。その後、当社以外のミルメーカーも追従し、現在、日本の主要各社は自社開発の直動型サーボ弁を油圧圧下装置に適用している¹⁴⁾。

4. 圧下系の応答性

ここでは、圧下系の応答に影響を与える要因について整理する。電気・油圧サーボ制御で駆動される圧下系は、Fig. 7 のブロック線図に示した閉ループを構成する。以下、各項目ごとに見ていく。

4・1 制御装置

先に述べたように、位置センサがデジタル型であるため、上位のプロセスコンピュータから与えられるデジタルの設定値と変位量がデジタル加減算され、その偏差を D/A 変換してアナログ量 (電圧値など) に直して、位置制御ループの演算アンプに印加する。サーボ弁は第 1 段目は電磁コイル駆動であるため、最終的に信号はパワーアンプを通して電力増幅され、偏差に比例した電流信号となりサーボ弁を駆動する。油圧圧下系の応答はステップ応答で 20 msec、周波数応答で 30Hz 前後と高速であるため、偏差の演算部は演算アンプとポテンショメータなどを組み合わせた電子回路 (アナログ回路) で構成されていたが、最近のマイクロ CPU の発達と共に、この演算部も CPU でデジタル

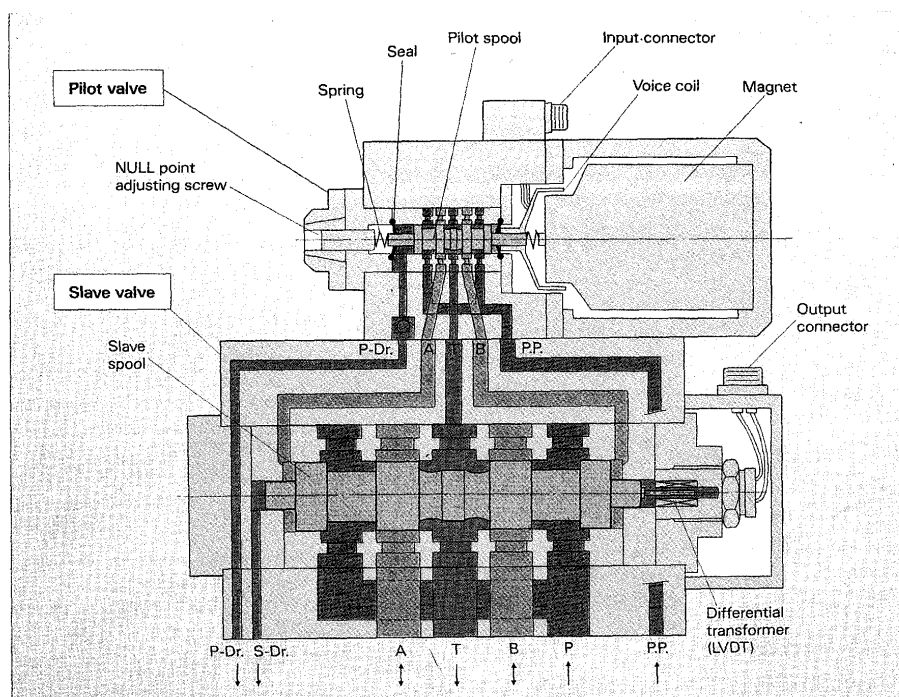


Fig. 6. Sectional arrangement of two-stage servovalve piloted by direct-driven servovalve.

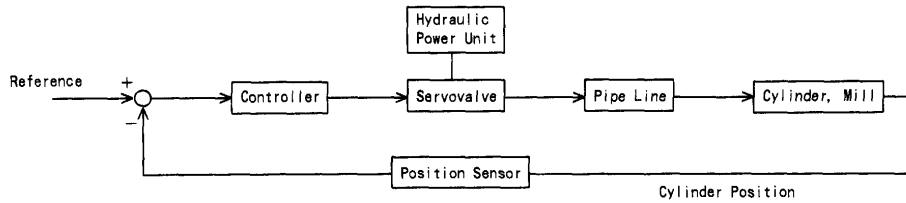


Fig. 7. Block diagram of hydraulic roll gap control system.

演算する制御装置も開発されている¹⁵⁾¹⁶⁾。しかし、この場合サンプリング周期を十分小さく選んで、制御性能の劣化を招かないよう注意する必要がある¹⁷⁾。

4・2 サーボ弁

初期の頃は各社ともMOOG社のノズルフラップ型2段式サーボ弁を使用していた。このタイプは、William C.Moogが、1947年にミサイルの姿勢制御用として発明したもので、入力電流に比例した流量の作動油をアクチュエータに送り込む電気油圧変換器である。Fig. 8に断面図を示したように、トルクモータに印加された入力電流でフラップが変位し、ノズル背圧が変化すると（1段目）、スプールが動かされ、フィードバック・スプリングのバネ力と釣り合って静止する。その結果、スプールのコントロール・ポートが開いて作動油が流れる（2段目）。偏差がゼロとなり、電流が流れなくなると、フラップは中立位置に戻るため、ノズル背圧が左右等しくなり、スプールはフィードバック・スプリングのバネ力で中立位置に戻る。その結果、スプールのコントロール・ポートが閉じ、作動油は流れなくなる。

Fig. 8でも分かるように、このタイプのサーボ弁はノズルフラップ部などの微小な流路のため、作動油の汚染に弱く、一般にNAS7級というスーパー・クリーンな状態に油圧装置を維持する必要がある。また、絞りなどによりサーボ弁の特性に過減衰特性を与えているため、前述したように使用周波数帯域での位相特性が悪い。ただ、軽量なので航空機などのアクチュエータに向いている。

日本では、圧下装置以外にも電気油圧サーボ制御の適用が進み、それとともに、より応答が速く、耐汚染性の高いサーボ弁が要求されるに至った。そのため、各ミルメーカーとも、フォースモータで直接スプールを駆動する直動型サーボ弁の自社開発に進んだ。

サーボ弁は速いに越したことはないが、製鉄機械に使う場合、一日24時間の連続運転で少なくとも一年程度安定に使えることが必要である。そのため、各社とも種々の工夫を凝らしている^{18)~20)}。

4・3 配管

現在は、直動型サーボ弁を油圧シリンダに直付けすることが多く、実質的に配管長はサーボ・マニホールド内の1m弱の長さとなっている。ただ、冷間圧延機などでは、機械的な制約からシリンダ直付けが無理な場合があり、直動型サーボ弁を5m程度離して設置することもある。

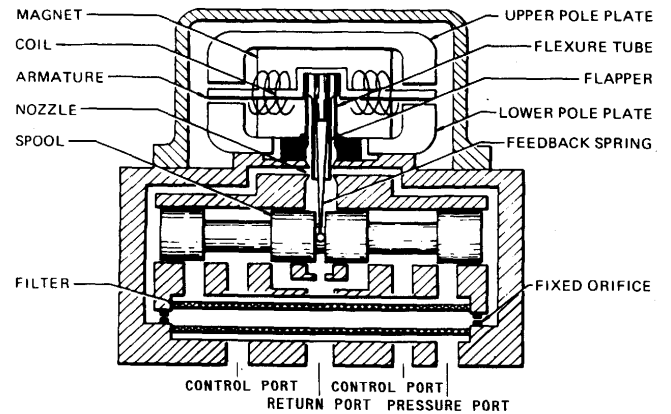


Fig. 8. Nozzle-flapper type servovalve.

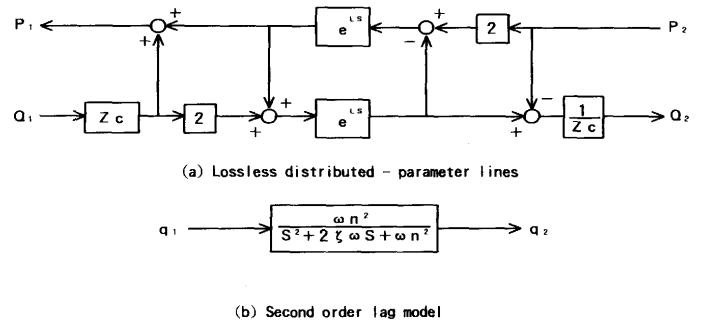


Fig. 9. Hydraulic transmission line.

配管の油圧圧下系へ与える影響は、その長さに起因する伝達遅れであるが、動的には単なるムダ時間として表現すべきものではない。配管長を厳密に考慮しなければならない油圧回路では、特性曲線法²¹⁾や分布定数系四端子モデル²²⁾などにより配管特性を計算するが、油圧圧下では一次の共振点までを2次遅れ系で近似して取り扱えば十分である。

Fig. 9(a)に分布定数系四端子モデルを示す。P₁, P₂は配管入り出側圧力、Q₁(q₁), Q₂(q₂)は配管入り出側の流量である。若干の理論的考察により、本モデルは(b)に示す2次遅れ系モデルに近似できる。Fig. 10には、実測データに合わせて、Fig. 9(a), Fig. 9(b)のパラメータを調整して計算した結果を示す。Fig. 9(b)の2次遅れ系で、配管の1次の共振点までの伝達特性を十分近似できることが分かる。

Fig. 11は配管の影響も考慮した油圧サーボ系の動特性の実測データの一つである²³⁾。全て1次の共振点までのデータで、配管特性とシリンダの積分特性が重なった特性が計測されている。これより、先の2次遅れ系の ξ と ω_n を求めるこ

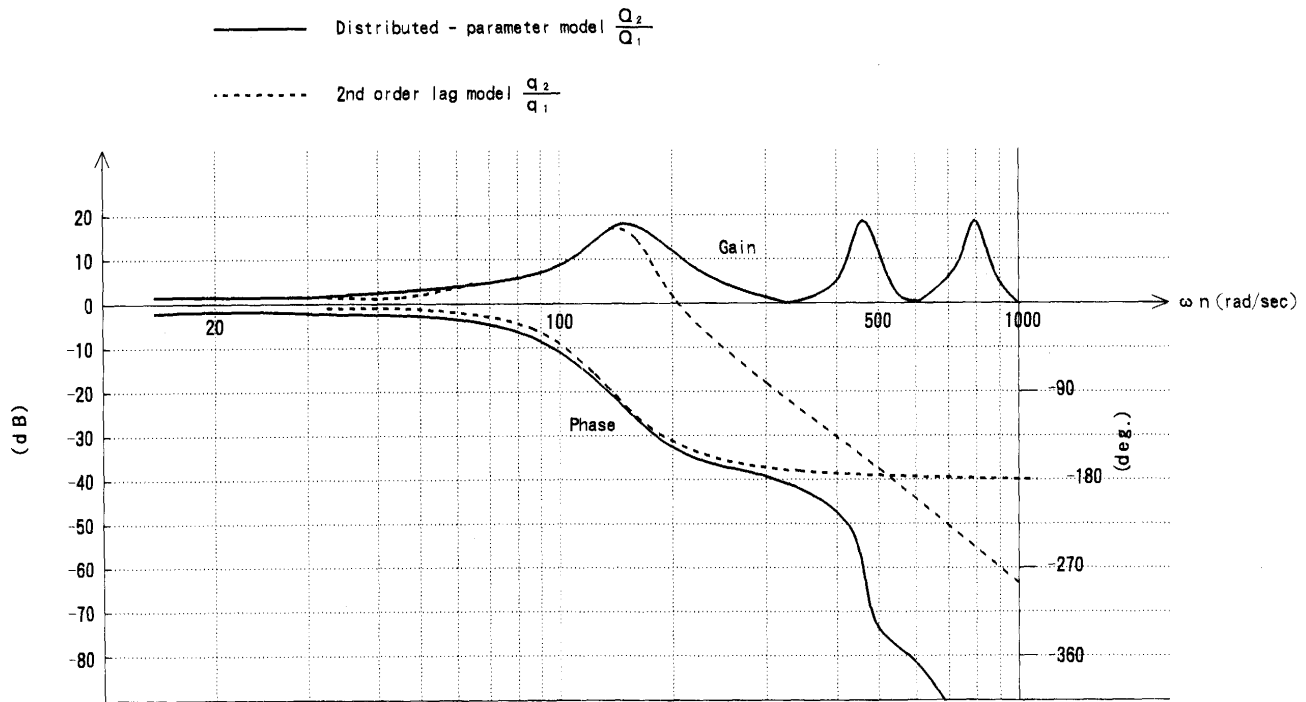
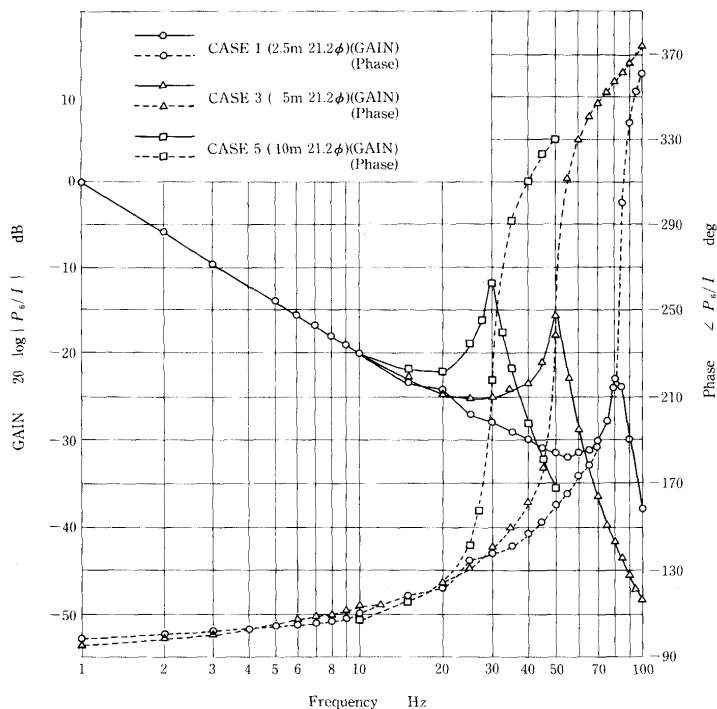


Fig. 10. Frequency response for hydraulic transmission line.


 Fig. 11. Effect of pipe length for frequency response of hydraulic system (Test results)²³⁾.

とができる。

ω_n は、配管の一端がサーボ弁（オリフィス）で他端が容積の大きい油圧シリンダの場合、 $\omega_n = 2\pi \cdot C / (4 \cdot L_p)$ (rad/sec)と表される。ここで、 C は油中の音速、 L_p は配管長である。 $C = 1000$ m/sec、 $L_p = 5$ mとすると、 $f_n = \omega_n / 2\pi = 50$ Hzとなり、せっかく応答の速い直動型サーボ弁を使っても、配管が長いとかなり応答が低下することが予想される。当社の直動

型2段式サーボ弁を使用し、配管長が4.7mの場合、測定時のシリンダ油柱高さによっても異なるが、90度位相遅れ大体15Hzから22Hzの応答が得られている。直付けの場合の35Hzから40Hzに比べると、応答が大きく低下することが分かる。

4・4 油圧シリンダ

油圧シリンダは圧下制御系の基本要素で、応答に影響を与えるのは、シリンダ内の油の圧縮性だと考えられる。油の体積弾性係数を K 、シリンダ内油柱高さを L 、シリンダ断面積を A とすると、油柱のバネ常数 K_0 は、 $K_0 = K \cdot A / L$ と表される。したがって、油柱が高いほど、空気などが混入して油の体積弾性係数が小さくなるほど、油柱のバネ常数 K_0 は小さくなり、機械の剛性が低下する。

Fig. 12に油柱高さと周波数応答の関係について、当社の測定結果の一例を示す。横軸は調整ゲインで、10が最大である。数字が大きいほど、ゲインを上げていることに相当する。縦軸は90度位相遅れの周波数である。この圧下系の配管長は4.7mで、直動型サーボ弁を使用している。

Fig. 12から、同じゲインに対して油柱が高いほど応答が下がることが分かる。これは油柱のバネ常数が柔らかくなると、同じ変位量を動かすためには油の押し込み量を多くせざるを得なくなるため、ゲインを上げる必要があることを意味する。

厚板仕上げ圧延機や熱間仕上げ圧延機では、圧延材の先端が上下作業ロール間に噛み込んだ時の、シリンダ内の油の圧縮によるロール間隔の拡大が問題となる。圧延材の先端が噛み込んだ時、油の圧縮によりロールを支えているシリンダ・ラムが急激に沈み込む。応答の速いサーボ弁を使

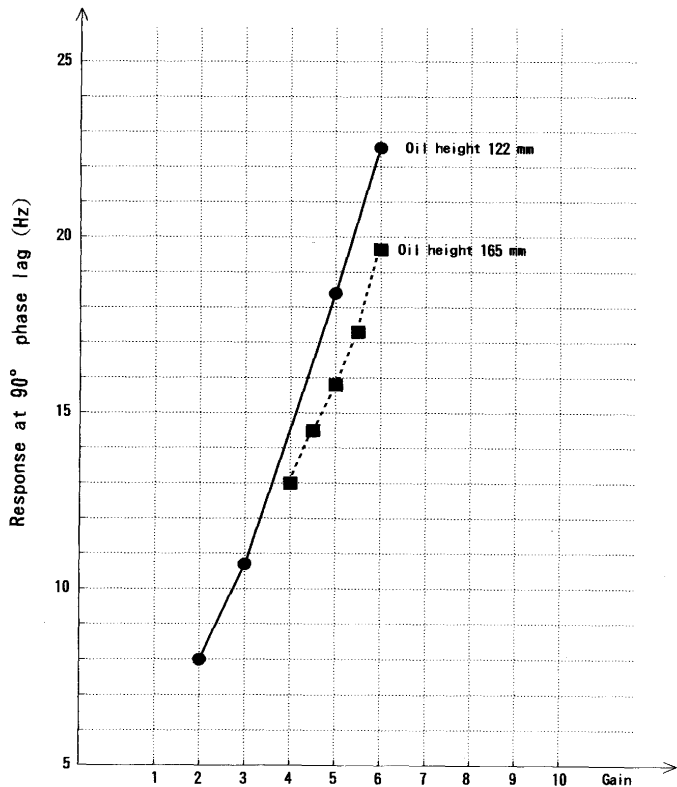


Fig. 12. Effect of oil height in hydraulic cylinder for frequency response of roll gap control system.

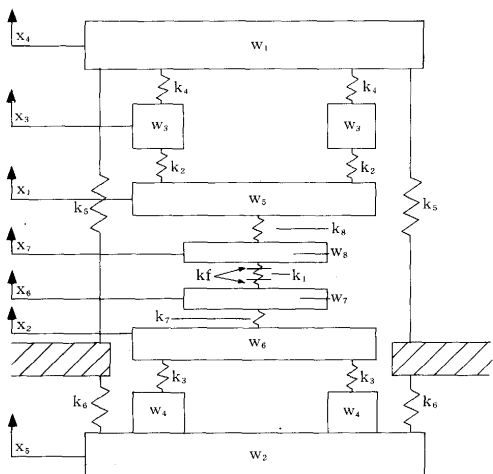


Fig. 13. Mass-spring system²⁵⁾.

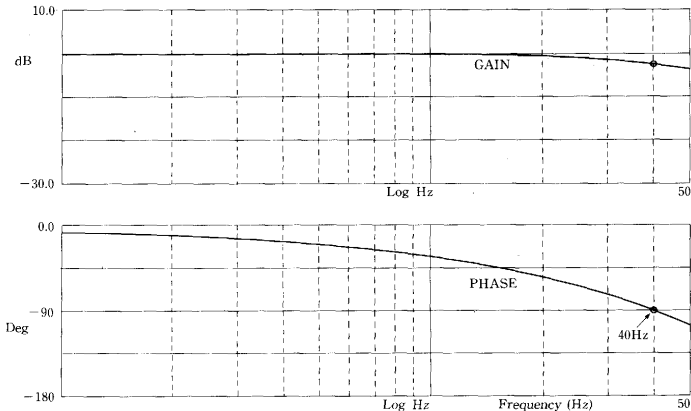


Fig. 14. Actual frequency response of hydraulic roll gap control system for aluminum cold rolling mill.

っていても、初期は制御が間に合わないのもその分だけ板厚が厚くなる。したがって、油柱をできるだけ小さくするために、熱間仕上げ圧延機や厚板仕上げ圧延機では、Fig. 2に示したように電動压下装置と油圧压下装置を併用して、油柱を20mm程度に押さえるのが一般的であった。しかし、最近当社では、油圧压下装置のみを装備し、油柱が125mm程度の熱間仕上げ圧延機を稼働させた²⁴⁾。応答の速い直動型サーボ弁をシリンダに直付けし、さらに、噛み込み時のシリンダ・ラムの沈み込みに対しては、プリセット補償を十分効かせることにより、問題なく圧延が可能となっている。周波数応答は、90度位相遅れ30Hzを得ている。

4・5 圧延機機械系

圧延機はFig. 13に示すように、質量とバネが分布した多マス、多バネ系としてモデル化できる²⁵⁾。このマス、バネ系が応答を制約するものと考え、高圧延荷重下でどこが動くのかということが問題となる。チャタリングの解析などでは、圧延機を4マス、5バネ程度でモデル化して、2次の振動数がチャタリングの周波数と一致したという報告もある²⁶⁾。そうすると、やはり圧延機は圧延中もマス、バネ系として振動していることになり、応答を測定する時は上下ロールを接触させて(キスロール)荷重をかけるので、振動モード中の1次のモードが応答に影響を与えることになる。確かに、各社のサーボ弁に応答差があるにも関わらず熱間仕上げ圧延機で30~35Hz、冷間圧延機で40Hz程度の

応答しか出ないのは、ここに原因があるのかもしれない。筆者は10年ほど前、次のようにして压下系の応答性に影響を与える圧延機機械系の振動数を求めたことがある。通常、压下系の周波数応答をとると、Fig. 7に示したシステムの閉ループの応答特性がFig. 14に示す実測チャートのように得られる。Fig. 14は、実際の冷間圧延機油圧压下装置の周波数応答の周波数アナライザによる出力チャート例である。これから、開ループ特性を求めるために、ニコルス・チャートを本来の目的とは逆に使う。すなわち、閉ループの応答をニコルス・チャートにプロットしていき、これから開ループ特性を読みとるのである。そうして得た開ループ特性をボード線図にプロットして、それから、あらかじめ特性の分かっているサーボ弁、配管の伝達特性をボード線図上で差し引いていく。残った特性が、上記圧延機機械系の一次の振動モード相当の伝達特性ということになる。こうして、ある厚板仕上げ圧延機について求めたところ、一次の固有振動数として、30Hzという値が得られた。同時に、Fig. 15に示す2マス・3バネモデルで一次の振動数を計算して35Hzという値を得た。この種の計算としては比較

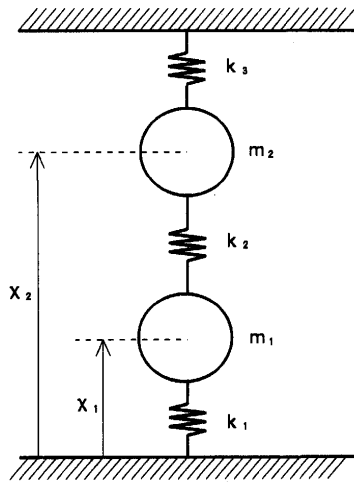


Fig. 15. Simple model for evaluation of mill dynamics.

的よく合っているという印象を持った。やはり、機械系に起因する応答を制約する要因があるようである。この一次の固有振動数は熱間仕上げ圧延機では50から70Hz前後、小型の冷間圧延機では100Hz以上という計算結果であった。通常は、圧延機を4マス・5バネ程度でモデル化して、パソコンによる数値計算で振動数を求めている。

4・6 プロセスとしての特性

圧下系を油圧圧下にして、高速化すると、

- (1) 応答向上による板厚制御精度の向上、
 - (2) 制御の分解能の向上（もちろん、位置センサの分解能が上限となる）、
 - (3) 電動式と異なり、オペレータによる手動介入が容易に行え、かつ応答が速い、
- などの利点が生まれる。実際、(3)により圧延中の絞り込

みが電動式の半分に減少したという報告もある²⁷⁾。また、光学式蛇行センサと組み合わせて、蛇行制御が実用化されている^{24)28)~30)}。

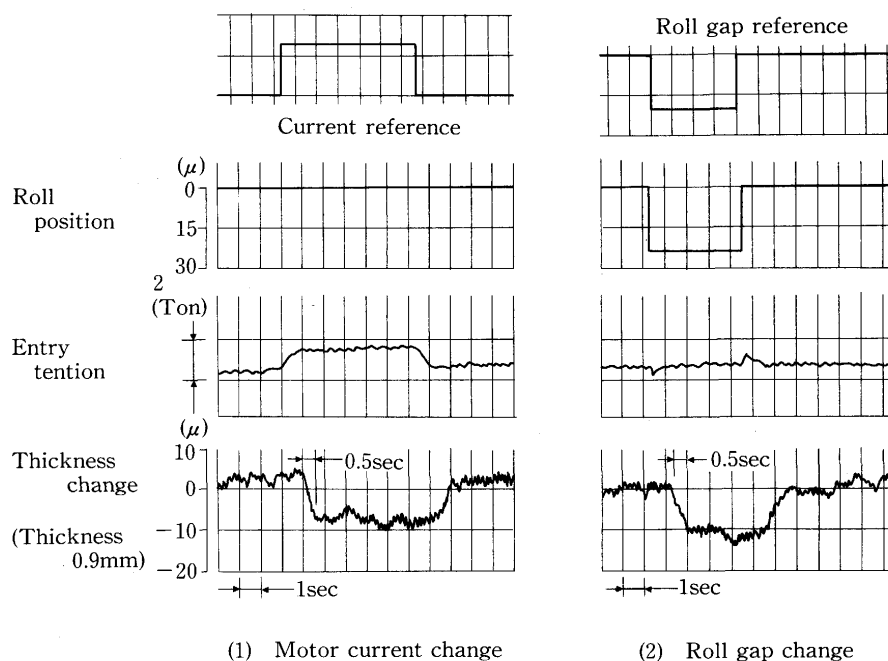
しかし、単に速くするだけでなく圧延機が置かれているプロセスの特性も考慮に入れないと、性能が発揮できない場合もある。

例えば、熱間仕上げ圧延機は通常6から7スタンドのタンデム圧延機として構成されるが、板厚精度を向上させるという観点から見る限り、油圧圧下による高速化は下流の3スタンド程度でよい（もちろん、全スタンド油圧化することにより、制御精度の向上、手動介入の容易さなどのメリットが生まれる）。ただし、こうすると電動圧下式圧延機と油圧圧下式圧延機の間では、急激なマスフローの変化が起こるため張力制御に十分意を払う必要がある³¹⁾。

あるいは、シングルスタンドの冷間圧延機では、圧下でロールギャップを変えても、それに応じて圧延機入り出側の張力が変動し、それが収まるまで板厚は変化しない。Fig. 16に示す測定例は上述のことを示すもので³²⁾、リールの電流を変えても、圧下でロールギャップを変えても、板厚の変更速度は同じである。このことは、高速の圧下系を入れても板厚精度が向上しないということを意味する³³⁾。高速の油圧圧下の効果を活かすために、Fig. 17に示すように、圧延機入り側に張力変動を抑制するデバイスを置いた新しい板厚制御システムも提案されている³⁴⁾。

冷間タンデム圧延機では、板厚外乱とロール偏心の両者に対処して板厚精度を向上させるために、全く新しい概念の板厚制御システムが最近構築されている³⁵⁾。

ここでは、センサのことに触れなかったが、ロールギャップを直接検出して制御する圧延機もヨーロッパでは実用


 Fig. 16. Step response of thickness change for single-stand cold rolling mill³²⁾.

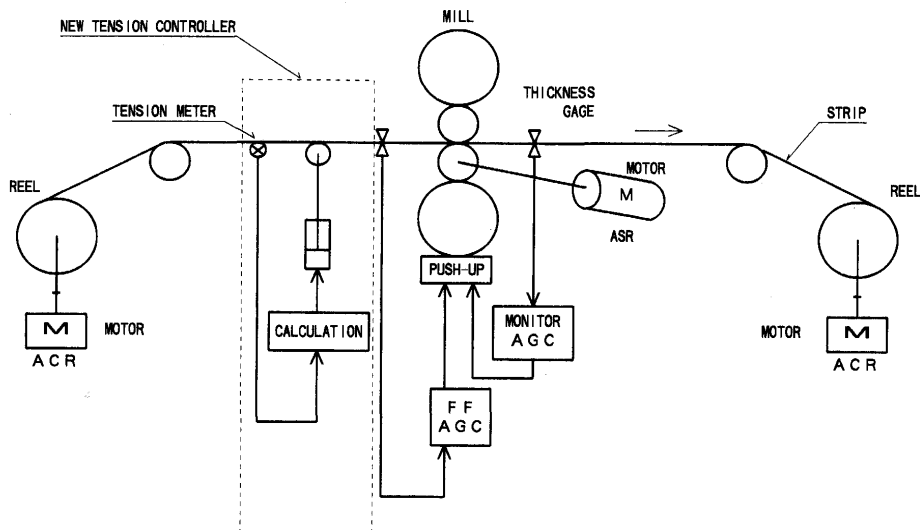


Fig. 17. New tension controller for single-stand cold rolling mill³⁴⁾.

化されている。最近日本でもそのような試みが公表されている³⁶⁾³⁷⁾。

その他、ロードセルと位置センサで測定するミル常数のヒステリシスの原因を論じた論文³⁸⁾やスタンド間厚み計による板厚制御³⁹⁾などが注目される。ここでは言及しなかったが、文献40)～46)も参考となろう。

5. おわりに

かなり広範の文献に目を通して感じたことだが、油圧圧下は機械メーカー主導で、エレクトロニクス機器から超精密機器であるサーボ弁まで開発、実用化したあまり例を見ない機械装置であるということである。そして、現在の日本のメーカーが世界最高速（ということは、制御精度も世界最高ということ）の装置を供給できる。このように、油圧圧下式圧延機は日本で育てられた卓越したメカトロニクス技術の一つであり、開発、実用化にご苦労をされた各メーカー並びにユーザーの技術者諸兄に敬意を払いたい。あのノズルフラップ型サーボ弁の総本山の米国MOOG社の最近のアプリケーション例のほとんどが、直動型サーボ弁を使ったものであったが³⁴⁷⁾、これは恐らく日本の圧延機メーカーの動きの反映ではないかと、著者は真面目に思っている。

以上、圧下系の応答性の進展と技術上の問題点について述べた。後半は多分に私見も入っており、読者のご批判を待ちたい。

油圧圧下圧延機以降、製鉄機械の分野では電気・油圧サーボ制御が電動式に取って変わることが多くなった⁹⁾。これは、産業用ロボットなどの世間の方向とは全く逆である。製鉄機械は一般に取り扱う負荷が大きいので、高速応答性を得るためには電動式では対応できず、電気・油圧サーボ制御が不可欠となる。今後も、ますますその適用が拡大していくものと考えられる。

文 献

- 1) 野村 進：塑性と加工，**33** (1992)，p.40
- 2) 橋口哲也，古屋慎一：第3版 鉄鋼便覧・第三巻(2) (日本鉄鋼協会編)，(1980)，p.1301[丸善]
- 3) 野村 進：石川島播磨技報，別冊第2号(1969)，p.29
- 4) 早乙女滋男，山沢克己：石川島播磨技報，**14** (1974)，p.86
- 5) 梶原利幸，福井嘉吉：日立評論，**47** (1965)，p.1593
- 6) 山沢克己：石川島播磨技報，別冊第2号(1969)，p.37
- 7) W.Rohde:Metallurgical Plant and Technology, (1/1985), p.54
- 8) 山沢克己，天野 滋：石川島播磨技報，**23** (1983)，p.115
- 9) 桑野博明：石川島播磨技報，**24** (1984)，p.281
- 10) 桑野博明：石川島播磨技報，**22** (1982)，p.349
- 11) 蟻川隆正，月井 克，杉山 等：石川島播磨技報，**29** (1989)，p.454
- 12) 本城 恒：石川島播磨技報，**29** (1989)，p.284
- 13) 一柳 健，藤野伸弘，杉山徳治，益田豊次：日立評論，**61** (1979)，p.19
- 14) 田坂：三菱重工技報，**21** (1984)，p.896
- 15) 小西芳美，寺本洋二，西崎純一，吉川博文，松永有三：三菱重工技報，**25** (1988)，p.327
- 16) 神田一基，奥山亀太郎，中川 修，吉田悦明，瀧野茂之，村井謙一，岡松 孝，下村信恭：川崎重工技報，(1991) 110，p.19
- 17) 葉山安信，西崎純一，中野恒夫，有田一豊，阿部光博，渡辺 誠：三菱重工技報，**19** (1982)，p.219
- 18) 桑野博明，松下俊郎：油圧と空気圧，**15** (1984) 2，p.102
- 19) 一柳 健：油圧と空気圧，**14** (1983) 3，p.169
- 20) 横田省三，近藤信雄：油圧技術，(1984-8)，p.38
- 21) 岩脇 章，土屋博明，村山茂樹，井手畑隆政，今田豊徳：石川島播磨技報，**17** (1977)，p.335
- 22) F.D.Ezekiel, H.M.Paynter: Fluid Power Control, ed.by J.F. Blackburn, G.Reethof, J.L.Shearer, (1960), p.130[The M.I.T. Press]
- 23) 葉山安信，寺戸 定，橋本一義，高津敏明：三菱重工技報，**10** (1973)，p.475
- 24) 馬場晴三，片山慶則：石川島播磨技報，**32** (1992)，p.486
- 25) J.Davies, R.W.Jackson and J.A.Tracy: J.Iron Steel Inst., (1972) July, p.489(Reproduced courtesy of The Institute of Materials)
- 26) 鏑田征雄，清野芳一，中川吉左衛門，古川九州男，滝本高史：昭和51年度塑性加工春季講演会講演論文集，(1976) 101，p.1
- 27) 高橋秀光，猪井善生，白井康好，塩田敏彦，伊藤幸一，松本絃美：鉄と鋼，**69** (1983)，S1187
- 28) 桑野博明，高橋則夫：石川島播磨技報，**26** (1986)，p.35
- 29) 久保多貞夫，武田 英，谷口真一郎，三浦寛昭，加藤平二，佐藤勳一，桑野博明：鉄と鋼，**71** (1985)，S318
- 30) 桑野博明，久保多貞夫，高橋則夫，武田 英，谷口慎一郎，三浦寛昭：第37回塑性加工連合講演会講演論文集，(1986)，p.61

- 31) 高橋則夫：石川島播磨技報, **17** (1977), p.287
- 32) 宮木俊光, 小田原貴, 田村一二, 相沢義治, 近藤勝也, 岡本真明, 山口道弘：鉄と鋼, **72** (1986), S1246
- 33) 近藤勝也, 美坂佳助：計測と制御, **28** (1989) 5, p.445
- 34) 桑野博明：第29回計測自動制御学会学術講演会予稿集, (1990), p.305
- 35) 服部正志, 谷口正隆, 小野寺有司, 植山高次, 吉野英樹, 藏田喜輝, 大西忠治, 寺崎忠男：製鉄研究, (1990) 393, p.46
- 36) 東洋鋼鋳(株)(私信) 1992年 6 月
- 37) 日本軽金属工業(株), 石川島播磨重工業(株)(私信)1992年 6 月
- 38) G.E.Wood, D.P.Ivacheff：Iron Steel Eng.,(1977) Jan., p.65
- 39) 木村和喜, 大島和郎, 本城 基, 吾妻正敏, 布川 剛：住友金属, **44** (1992), p.44
- 40) M.D.Stone：Iron Steel Eng., (1972) July, p.60
- 41) 一柳 健, 梶原利幸, 益田豊次：日立評論, **56**(1974), p.931
- 42) 福井嘉吉, 一柳 健, 桜井孝員, 珍部 弘：日立評論, **56** (1974), p.937
- 43) 池辺 洋, 中野和夫, 鈴木勝正：油圧と空気圧, **6** (1975) 1, p.42
- 44) 平井信恒, 吉原正典, 井上正敏, 吉清恭一, 北尾斉治, 馬場和史：川崎製鉄技報, **13** (1981), p.398
- 45) V.B.Ginzburg：Iron Steel Eng., (1984) Jan., p.57
- 46) R.M.Guo：Iron Steel Eng., (1991) July, p.52
- 47) R.A.Aubrecht：平成 3 年度春季油空圧講演会招待講演, (1991 年5月)