

圧延機用長ストロークシリンダの制御法

Development of New Control Method of Hydraulic Roll Gap Control System with Long Stroke Cylinders

技術本部 西崎 純一*¹ 寺戸 定*²
 広島製作所 渡邊 誠*³ 寺本 洋二*⁴
 久保井 巧*⁴

圧延機の油圧圧下装置において、電動スクリュを取除き、シリンダのストローク長を伸ばした長ストロークシリンダの採用により、機械・電気構成がシンプルになり、メンテナンス箇所の低減と故障率の低減が期待できる。本報では、長ストロークシリンダの圧延性能を、従来機と同程度まで改善する検討を行い、制御手法の開発、シミュレーション及び実機テストにより、以下の成果を得た。プルバックの利用等によるシリンダの沈み込み低減手法を用いて、沈み込み量を2 mmから0.5 mmまで低減できた。また、2自由度制御の採用により、応答特性は -90° 位相特性で27 Hzを達成した。これにより、長ストロークシリンダ採用の圧延機を従来機並みの性能とする制御手法を得た。

We have developed new control methods for hydraulic roll gap control system with long stroke cylinders instead of a motor driven screw. By using these methods, the performance of our machine is a response test matched that of our usual ones. Our methods consist of following: the method of the impact drop compensation during metal-in timing, making use of the oil pressure on the pullback side at the metal-in timing, and a 2-degrees-of-freedom control method to increase response performance.

1. ま え が き

近年、熱間及び冷間圧延設備においては、従来の電動圧下スクリュを取除き、油圧圧下装置のみで圧下位置の設定を行う圧延機を採用するケースが多くなってきている。本圧延機は、従来と比べ、機械・電気構成がシンプルになるため、メンテナンス箇所の低減と故障率の低減が期待できる。

この場合、油圧シリンダは、電動圧下スクリュの作動範囲をカバーする必要があるため、シリンダストロークの長いシリンダが必要となる。

シリンダが長ストローク化されると、シリンダ内の油のばね剛

性が低下するため、従来並みの性能を持たせるための対策として、下記の2点を実施した。

- (1) 板かみ込み時のシリンダ沈み込みによるゲージ不良及び通板不良の改善（熱間圧延機）
- (2) 応答性の改善（熱間及び冷間圧延機）

本報では、長ストロークシリンダの制御方式の開発に関し、以下の順に報告する。

- ①沈み込み低減
- ②2自由度制御を用いた油圧圧下制御方式
- ③シミュレーション解析による検討
- ④実機テストによる検証

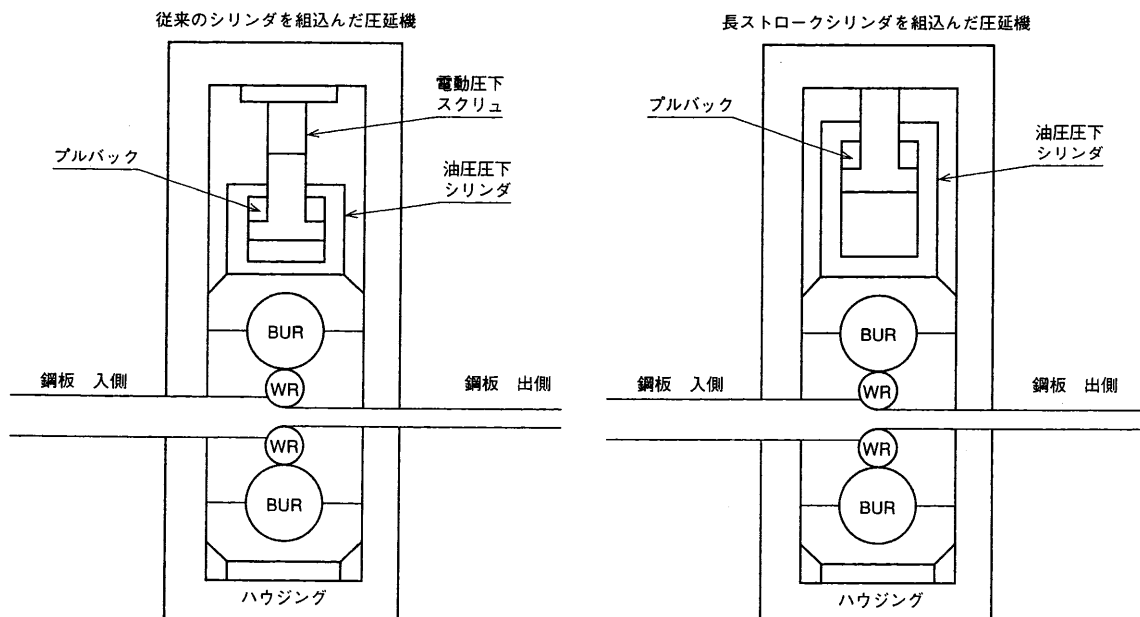


図1 圧延機の概要 長ストロークシリンダは、電動スクリュの動く量だけストロークが長くなっている。
 Outline figure of hydraulic roll gap system

*1 広島研究所制御システム研究室長
 *2 広島研究所実験課長

*3 製鉄機械設計部主査
 *4 製鉄機械設計部制御装置課

2. 沈み込み低減

2.1 圧延機の沈み込み現象

長ストロークシリンダ圧延機は、図1に示すように電動圧下スクリュをなくした分、シリンダストロークが長くなったものである。油圧シリンダは、シリンダに内蔵された位置センサからの信号をフィードバックし、サーボ弁に開度指令を与え、シリンダ内への油を出し入れすることにより任意のストロークに制御される。シリンダ内への油の出し入れがない状態では、シリンダの油はばねと等価であり、シリンダ内の油のばね定数とストロークの関係は一般的に下記の簡易式で求められる。

$$dF = A \times 10dP \tag{1}$$

$$\beta \frac{dV}{V} = dP \tag{2}$$

ここで、

$$V = A \times L$$

$$dV = A \times dx$$

を式(2)に代入して、

$$dP = \beta \frac{dx}{L}$$

故に、 $dF = 10 \frac{\beta \cdot A}{L} dx$

よって、シリンダばね定数 k は次式となる。

$$k = 10 \frac{\beta \cdot A}{L} \tag{3}$$

ここで、

β : 油の体積弾性係数 (MPa)

A : シリンダの断面積 (cm²)

L : シリンダのストローク (cm)

dx : シリンダの変位 (cm)

dP : シリンダの圧力変化 (MPa)

dF : シリンダの荷重変化 (kg)

式(3)から、シリンダの油ばね定数 k がストローク L に反比例することが分かる。

熱間圧延機における板の圧延機へのかみ込み時は、数十msで数千tという、急激な外力がシリンダに印加されるため、油のばね剛性が低いと、油圧シリンダの圧縮量(沈み込み量)が増大し、板先端部の板厚が目標値より大きくなってしま(オフゲージ)。この現象を圧延機の沈み込みという。

この現象に対し、ロールアセンブリの慣性まで考慮したシミュレーションモデルを作成した。実機データとシミュレーション結果の比較を図2に示すが、沈み込み量に関しては良く対応していることが分かる。

2.2 沈み込みの対策手法

シリンダの沈み込みによるオフゲージ量を低減する対策として、下記の手法を採用することによりその問題を解決した。

(1) 油のばね剛性アップ

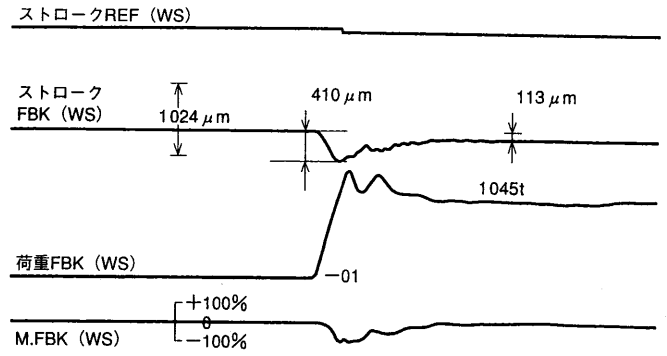
シリンダのロッド側にも油を入れる方法を考案した。これにより、油のばねはヘッド側とロッド側の合成ばねとなり、剛性が向上する。以下にその計算値を示す。

シリンダバネ定数 k は式(3)から

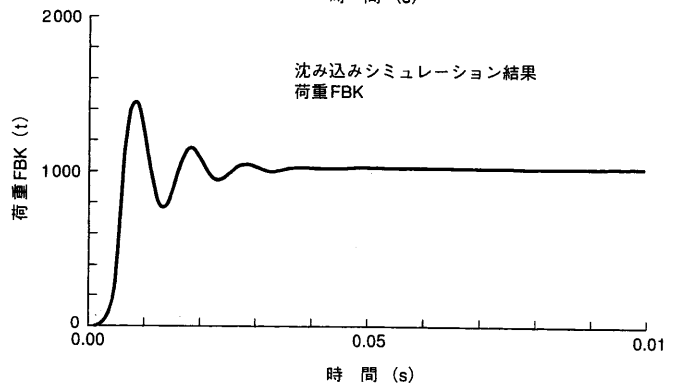
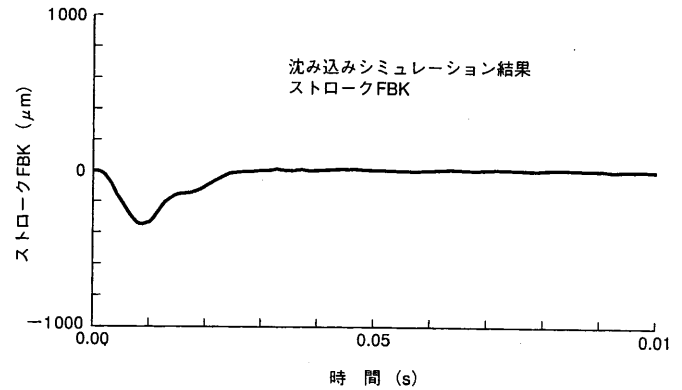
$$k = 10 \frac{\beta \cdot A}{L}$$

ただし、 β は圧力の関数

REF (WS) : コントローラからのストローク位置の指令値 (WS側)
 FBK (WS) : シリンダの現在の位置信号 (WS側)
 M.FBK (WS) : サーボ弁のスプール位置信号、極性逆 (WS側)



(a) 実機波形



(b) シミュレーション波形

図2 シリンダの沈み込み量に関する実機データとシミュレーションの比較 実機データとシミュレーションのデータがほぼ一致している。 Comparison between amount of impact drop measured at test machine and calculated by simulator

表1 長ストロークシリンダばね剛性算出結果

Calculation results of oil stiffness of long stroke cylinder

| 項目 | 単位 | 長ストロークシリンダ | | |
|---------------|--------------------|------------|----------|----------|
| | | 従来シリンダ | ロッド側油圧オフ | ロッド側油圧オン |
| ストローク | mm | 50 | 300 | 300 |
| 体積弾性係数 (ヘッド側) | kg/cm ² | 13 230 | 13 230 | 13 610 |
| 体積弾性係数 (ロッド側) | kg/cm ² | 0 | 0 | 11 340 |
| 油圧ばね剛性 (ヘッド側) | t/mm | 1 948 | 325 | 334 |
| 油圧ばね剛性 (ロッド側) | t/mm | 0 | 0 | 677 |
| 油圧ばね剛性 (トータル) | t/mm | 1 948 | 325 | 1 011 |

よって、シリンダのばね定数は、表1のとおりとなる。

ここで、機械諸元は、熱間圧延機のデータを採用した。

これから、プルバック側配管を生かした長ストロークシリンダは、生かさない場合と比較し約3倍ばね剛性が向上したが、従来のシリンダと比較すると、ばね剛性は約1/2となり、更なる改善のために(2)項の対策を実施した。

(2) 沈み込み量予測による補正機能

次に、沈み込み補正機能について説明する。

沈み込み補正機能とは、あらかじめ予測される沈み込み量だけロールギャップを狭く設定し、板をかみ込むと同時にギャップ設定を元に戻すことで、板の先端のゲージ変動を少なくするものである。

ここでは、実機データ解析やシミュレーションによる沈み込み特性解析を実施し、精度の良い沈み込み予測式を考案した。その式を下記に示す。

$$X_1 = 10 \frac{F}{(\beta \cdot a) \cdot A} \cdot (L + b) + c \tag{4}$$

ここで、

- F: 圧延反力 (kg)
- a: 油の特性係数 (-)
- A: シリンダの断面積 (cm²)
- b: ストローク補正係数 (cm)
- c: 補正係数 (cm)

式(4)を用いて沈み込み補正量を算出し、沈み込み補正制御を行うことにより、沈み込みの影響を低減することができる。

3. 2自由度制御を用いた油圧圧下応答性の向上

3.1 長ストロークシリンダの応答性

シリンダの長ストローク化が位置制御系に与える影響について、簡単なモデルを用いて検証してみる。

油圧シリンダの位置制御系のブロック図を図3に示す。

ゲイン K_L は、次式となる。

$$K_L = \frac{K_A}{\frac{K}{\beta} \times L + A} \tag{5}$$

ここで、

- K_A : コントローラのゲイン
- K : ミル定数 (kg/cm)
- L : シリンダのストローク (cm)
- A : シリンダの断面積 (cm²)

よって、ゲイン K_L の変化率を求めると、ストローク 50 mm とストローク 300 mm のときで比較し、

$$K_{50} = \frac{K}{\beta} \times L_{50} + A$$

$$K_{300} = \frac{K}{\beta} \times L_{300} + A$$

$$K_{300} = K_{50} \times \frac{\frac{K}{\beta} \times L_{50} + A}{\frac{K}{\beta} \times L_{300} + A} \tag{6}$$

ここで、ストロークにより制御ゲイン K_{300} をストローク 50 mm のときの K_{50} の約3倍に補正すれば、理論的にはストロークに依存しない定位応答にすることは可能であるが、油圧シリンダの位置制御系には電氣的ノイズや機械フリクション等の非線形成分を含

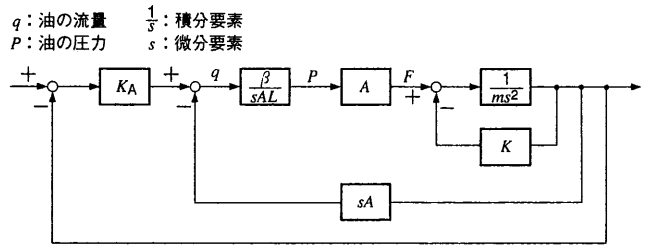


図3 油圧シリンダの位置制御系ブロック図 配管などの要素を省略し、ストロークとゲインの関係を分かりやすく表した。Block diagram of position control circuit of hydraulic roll gap control system

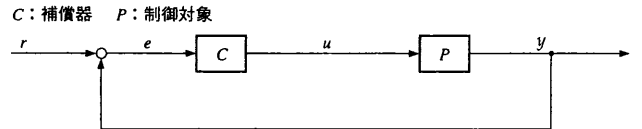


図4 1自由度制御系のブロック図 制御入力 u は、目標値信号 r と制御対象出力 y の二つの情報を誤差 e だけ圧縮して算出している。Block diagram of 1-degree-of freedom control

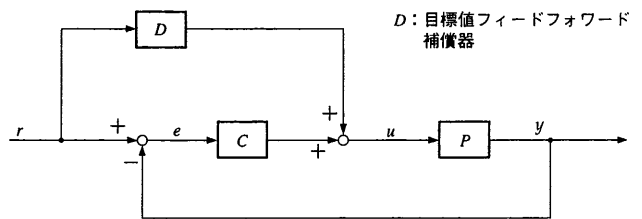


図5 2自由度制御系のブロック図 2自由度制御は、目標値信号をフィードフォワード的に補償させる系を持ち、応答性を改善している。Block diagram of 2-degree-of freedom control

むため、単純に制御ゲインを上げると、非線形成分の影響が増大され、制御系が不安定になる。

そこで、長ストロークシリンダでは、ループゲインに頼らない応答性の向上手法が必要となる。

3.2 2自由度制御とその活用

制御系の設計の際、下記2点の目標を満たす必要がある。

- 目標1: 系の安定性を確保すること
- 目標2: 所定の目標応答を得ること

しかし、2点の目標は、互いに反するところがある。

目標達成のためには、位置信号のフィードバックによる1自由度の制御系では限界があり、2自由度制御の制御系を用いた。

例えば、図4に示すような1自由度制御系について考える。

目標値信号 r と制御対象出力 y の二つの情報に対し、これを誤差 e だけの情報に圧縮してから制御入力 u を算出するので、設計自由度が少ない。

そこで、上記の2点の目標をそれぞれ別の制御に分担させる2自由度制御を用いる場合を考える。

2自由度制御系とは、一般的にいえばフィードフォワードとフィードバックの両方を含む系である。

今回は、図5のとおり、ストロークの設定値を D の要素によりフィードフォワード的に補償する制御とし、従来のフィードバック制御に加えることにより、応答を改善した。

特徴は、フィードフォワードの制御部分において、その出力がフィードバックの制御出力と干渉しないような時定数で、自らの出力値の収束を行わせている点である。

表2 長ストロークシリンダ仕様
Data of long stroke cylinder

| 項目 | 単位 | データ |
|----------------|-----|------|
| 油圧源設定圧 | MPa | 31.5 |
| サーボ弁容量 | GPM | 100 |
| 位置制御系サンプリングタイム | ms | 1 |

GPM : gallon per minute

表3 沈み込み軽減対策シミュレーション結果
Simulation results of deviation reduce measure at metal-in timing

| 項目 | 単位 | 沈み込み軽減対策 | | |
|--------|----|----------|-------|-------|
| | | 対策なし | 対策 A* | 対策 B* |
| 沈み込み量 | mm | 2.20 | 1.39 | 0.55 |
| オフゲージ量 | mm | 1.00 | 0.56 | 0.23 |
| 復帰時間 | ms | 280.0 | 56.3 | 25.0 |
| 復帰距離 | m | 1.098 | 0.220 | 0.099 |

注) *対策 A : プルバック側油圧入
*対策 B : プルバック側油圧入+沈み込み補正オン

4. シミュレーションによる解析

4.1 沈み込みのシミュレーション

シミュレーションに用いた設定データは、表2のとおりである。設定データは、熱間圧延機の仕様を採用した。

結果は表3に示すとおり、対策なしの場合約2 mmあったシリンダの沈み込みが、プルバックオンにて1.4 mm、プルバックオンかつ沈み込み補正制御オン（予測沈み込み量の60%を補正量とした）にて約0.5 mmに減少した。本シミュレーション条件では、オフゲージ量は230 μmで、オフゲージ長さは1 m以下であり、製品への影響はほとんどないと判断できる。以上により、沈み込み対策が有効であることを確認できた。

4.2 油圧圧下の応答

シミュレーションに用いた設定データは、表2のとおりである。シミュレーション結果から、油柱300 mmと油柱50 mmでは、応答は18 Hz、22 Hzと長ストロークになると悪化した。その場合のゲインの比は、約2倍だった。これは式(6)の値約3よりも小さい値である。

次に、応答性に関してストローク300 mmの場合も2自由度制御を用いることにより、-90°位相遅れで18 Hzから24 Hzに応答が改善され、2自由度制御オフのストローク50 mm時の22 Hzを上回った。また、2自由度制御をオンした場合のシリンダ位置の波形は安定的であり、目的とした制御効果を確認できた。シミュレーション結果を、図6に示す。

5. 実機テストによる検証

5.1 実機テスト環境諸元

実機テストのシリンダは、表2の仕様のものを採用した。

5.2 油圧圧下応答実機テスト結果

テスト結果を、図6に示す。まず、2自由度制御オフの応答性は、シミュレーションとほぼ同じ結果となった。2自由度制御をオンにすると、ストローク50 mm時に23 Hz → 33 Hz、ストローク

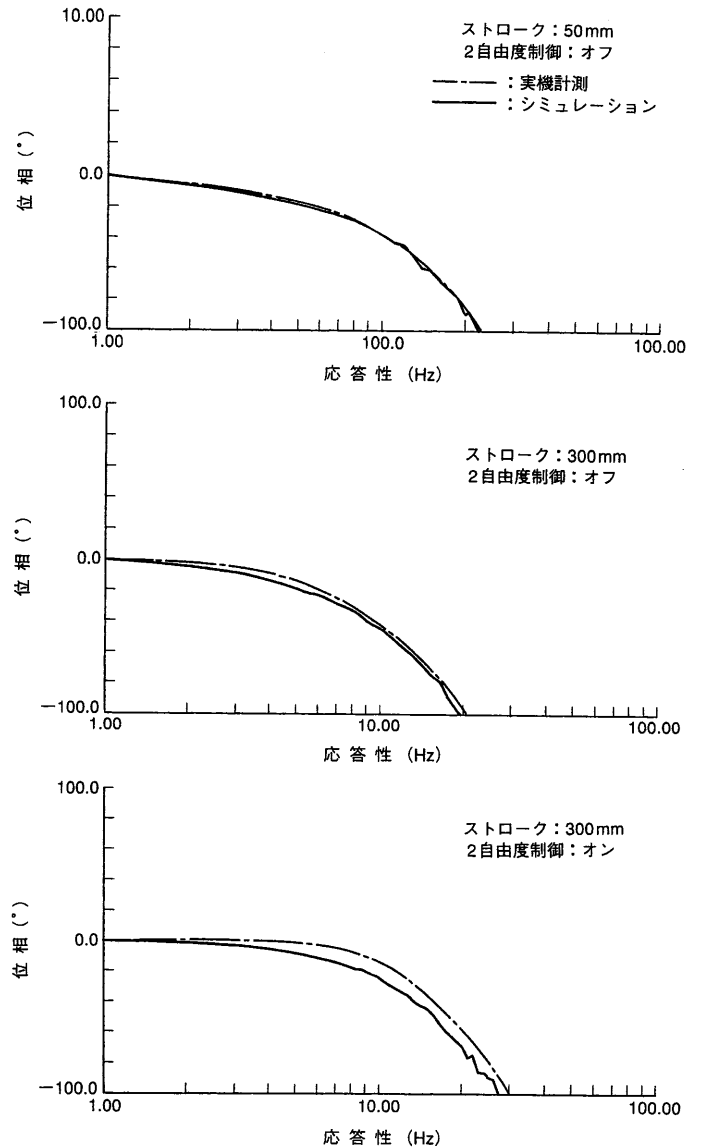


図6 応答性のシミュレーション及び実機計測波形 ストローク300 mmの場合でも2自由度制御をオンすることにより、ストローク50 mmのときと同程度の応答を得た。
Results of response test

300 mm時に19 Hz → 27 Hzと応答が上がった。2自由度制御をオンのときは、補償要素Cのループゲインは制御オフ時のゲインと同じにしてテストを実施した。

以上の結果から、2自由度制御を用いることで、ループゲインに影響を与えずに応答性の向上が可能であることが分かった。

6. ま と め

熱間及び冷間圧延機の機械構造をシンプルにするため、長ストロークシリンダが考案されている。そのシリンダ内の油ばね剛性低下から生じる、板かみ込み時のシリンダの沈み込み、及び油圧圧下応答性の低下について対策を実施し、シミュレーションと実機テストを行った。結果として、従来の電動圧下スクリュ付き圧延機のシリンダと遜色ない性能を確認することができた。本長ストロークシリンダを組込んだ圧延機は順調に実機稼働中である。