継目無鋼管の曲り矯正制御*

加藤高明^{*1}, 浦田暎三^{*2}
中西実^{*3}, 山崎一男^{*4}

Control for Straightening Process of Seamless Pipe

Takaaki KATO, Eizo URATA,
Minoru NAKANISHI, and Kazuo YAMAZAKI

Seamless pipes have some terminal end bends which must be cured before shipment. This paper describes a real-time control system for a press straightening process. The straightening process must account for elastic springback, which is a strong function of the material properties of the pipe. On-line measurements of reactive force and deflection of the pipe during the early part of the bending process are performed to form an elastic-plastic model in a microcomputer. The final correct die position to yield the desired unloaded shape is predicted using the elastic-plastic model. Through a series of experiments on different materials and different sizes and shapes, the straightening process gave an accuracy of 0.18 mm/m, which is sufficiently smaller than product allowances.

Key Words: Press Working, Computer Control, Fluid Power Systems, Elastic-Plastic Model, Observer, Straightening, Seamless Pipe

1. 緒 言

油井管, ガス管の高深度化, 寒冷地化等の傾向に伴い, 継目無鋼管の品質向上に対する要求が厳しくなっている。一般の製造プロセスでは管端部 1 m につき数 mm 程度の曲りが生じるので, これを出荷前に 0.5~1.0 mm 以内に矯正しなければならない。精密なものではこれ以上の真直度が要求される。そのため, 鋼管管端部の曲り矯正を高効率, 高精度に行う必要がある。ところが, 曲げ加工では除荷後にスプリングバックがあるため, スプリングバックをあらかじめ見込んで余計に曲げなければならない。このスプリングバック量は肉厚あるいは加工条件によっても異なるため, 曲げモーメントの理論値による方法では矯正精度が問題となる。また試し曲げによる計測値を用いる方法では能率が良くない⁽¹⁾。

そこで, 本論文では, 真直度の高い鋼管を能率良く

得るために, 材料特性(材質, 外径, 肉厚, 縦弾性係数, 曲げ半径および加工条件など)に依存せずスプリングバックを補償した自動矯正制御方法について考察した。この方法は鋼管の曲げ加工中に鋼管にかかる力と変位をリアルタイムで計測し, スプリングバック量を推定する方式(オブザーバ)であるため, 材料特性をあらかじめデータとして保持したり, スプリングバック量を実験的に求めて学習するような複雑な手続きを必要としないものである。このような適応曲げ制御方法については, 薄板では多くの研究があるが^{(2)~(4)}, 鋼管の例は少ない。

電気-油圧サーボ機構による 200 トン油圧プレスを用いて, 6 種類の鋼管(STKM13A および STO-J) に対して, 目標矯正変位を 0.1~2.0 mm として実験を行った。その結果, 0.18 mm 以内の精度ですべて矯正することができたので, 本制御方法の有効性を実証することができた。

2. 曲げ矯正制御方法

薄肉円筒形断面形状をもつ継目無鋼管の曲げ矯正は図 1 に示すように支持点間の中央位置に集中荷重 F を受ける単純支持ばりの形式で行う(図 1 において, ℓ : 支持点間距離, d_o : 外径, d_i : 内径, t : 肉厚,

* 平成 2 年 3 月 10 日 中国四国支部第 28 期総会講演会において講演, 原稿受付 平成元年 9 月 11 日。

^{*1} 正員, 日本鋼管(株)エレクトロニクス研究所(〒210 川崎市川崎区南渡田町 1-1)。

^{*2} 正員, 神奈川大学工学部(〒221 横浜市神奈川区六角橋 3-27-1)。

^{*3} 日本鋼管(株)エレクトロニクス研究所。

^{*4} 日本鋼管(株)京浜製鉄所。

δ_r :目標矯正変位)。このとき、荷重 F -変位 δ 曲線は、図2に示すような特性を持つため、除荷時にスプリングバック δ_s を生じる (F_m :目標制御変位に達した時の荷重、 F_e :降伏荷重)。そこで、リアルタイムでスプリングバック量 δ^* を推定し、精度良く矯正曲げを行う制御方式を考案したので、以下に示す。

図1(a)の位置に集中荷重 F を受ける単純支持ばりの基礎式は、次のようになる (E :縦弾性係数 [N/m^2], I :断面二次モーメント [m^4], $E_o = 48EI/\ell^3[\text{N/m}]$)。

$$\delta = F/E_o \dots\dots\dots (1)$$

図2の F - δ 曲線の傾きは、後の実験例 (図8, 9参照) に示すように、負荷時においても除荷時においてもほぼ平行とみなせ、 $E_o \div E_o'$ となる。この性質を利用して、第一に E_o' の推定を行う。まず負荷を与え、降伏に至る手前の時点の2点の荷重および変位 (F_1, δ_1), (F_2, δ_2) を計測する。そしてこの2点を基に直線近似すれば、 $E_o' \div (F_2 - F_1)/(\delta_2 - \delta_1)$ が求められる。このとき2点より多い点を選んで最小二乗近似しても良い。

次に、 E_o' を推定した後は、常時荷重および変位 (F_n, δ_n) を計測してその時点で除荷した場合の永久変位 $\bar{\delta}$ を次のようにして求める。

$$\delta^* = F_n/E_o' \dots\dots\dots (2)$$

$$\bar{\delta} = \delta_n - \delta^* \dots\dots\dots (3)$$

そして目標永久変位 δ_r と推定永久変位 $\bar{\delta}$ との差を

図1 鋼管の曲げ矯正モデル図

図2 荷重 F -ひずみ (変位) δ 曲線

とり、正であれば負荷を継続し、負であれば除荷する。以上に述べた手順をフローシートにまとめると図3のようになる。

3. 油圧シリンダの制御

3.1 基礎式および制御系の説明

考察する系の油圧制御部を図4に示す。サーボ弁からの流量は $i > 0$ のとき、

$$Q_1 = K_v i \sqrt{P_s - P_1}, Q_2 = K_v i \sqrt{P_2} \dots\dots\dots (4)$$

$i < 0$ のとき、

$$Q_1 = K_v i \sqrt{P_1}, Q_2 = K_v i \sqrt{P_s - P_2} \dots\dots\dots (5)$$

である。ただし、 i :電流、 K_v :流量に関する定数、 P_s :供給圧力、 P_1, P_2 :シリンダ内圧力、 Q_1, Q_2 :シリンダへの流量、 P_1, P_2 はともに正であって P_s よりも小さいと仮定する。この曲げ矯正制御は、シリンダに対し鋼管からの負荷反力がかかる系となるため、油が十分圧縮されてから矯正される。また、矯正変位は微小であり、 F - δ 曲線を監視しながらゆっくり曲げるため微速制御で行われることになる。これらのことから、弁の動特性や油の圧縮性は無視できる。そこで、シリンダ室での連続の式は、

$$Q_1 - A_1 v = 0, Q_2 - A_2 v = 0 \dots\dots\dots (6)$$

となる (A_1, A_2 :ピストンの受圧面積 v :速度)。ピストンの運動方程式は、

$$M \frac{dv}{dt} - Mg + \text{sgn}(v) \cdot F_c + F = A_1 P_1 - A_2 P_2 \dots\dots\dots (7)$$

図3 曲げ矯正制御方法の概略

図4 制御システムの構成

図5 ヒステリシスのある負荷特性

である (F_c : クーロン摩擦, g : 重力加速度, M : 質量). ピストン変位を δ とすると,

$$d\delta/dt = v \quad (8)$$

である. F はピストンにかかる荷重で, パイプを曲げるのに要する力の反力である.

図5は図2の変形プロセスを折れ線で近似したもので, 線分 C_1 , C_2 は変形の増加プロセスを, C_3 では除荷による変形減少プロセスを表す. 折れ点を δ_o , F_o , このときの時刻を t_o とすると,

(i) $0 < \delta < \delta_o$ で, $d\delta/dt > 0$ のときは,

$$F = E_o \delta \quad (9 \cdot a)$$

(ii) $\delta > \delta_o$ で, $d\delta/dt > 0$ のときは,

$$F = F_o + E_1(\delta - \delta_o) \quad (9 \cdot b)$$

(iii) $\delta > \delta_o$ で, $d\delta/dt < 0$ のときは,

$$F = F_o + E_1(\delta_m - \delta_o) + E_o(\delta - \delta_m) \quad (9 \cdot c)$$

である.

δ を制御するための制御則は, δ_r , $\bar{\delta}$ などによって i を決定するものである. 比例補償では, 偏差と制御量が比例するから目標値に近づくとき速度が遅くなって制御に時間がかかってしまう. また, 途中で制御をやめるとオフセットが残ってしまう. そのため, このような比例補償のもつ問題点を解消し, これに変わるもっとも簡単な制御則として以下のものを考えた.

$$i = I \quad (\delta_r - \bar{\delta} > 0)$$

$$i = -I \quad (\delta_r - \bar{\delta} \leq 0), (I: \text{定数}) \quad (10)$$

$$\bar{\delta} = \delta - F/E_o \quad (11)$$

式(4)~(6)から, $i > 0$ では,

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= P_s - \left(\frac{A_1}{K_v i} \right)^2 v^2, \quad P_2 = \left(\frac{A_2}{K_v i} \right)^2 v^2 \\ i < 0 \text{ では,} \\ P_1 &= \left(\frac{A_1}{K_v i} \right)^2 v^2, \quad P_2 = P_s - \left(\frac{A_2}{K_v i} \right)^2 v^2 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

図6 制御系のブロック線図

である. 負荷が十分大きい場合 ($|F| > |Mdv/dt - Mg \pm F_c|$) を考えると,

$$F \doteq f(\delta) = A_1 P_1 - A_2 P_2, \quad \delta = f^{-1}(F) \quad (13)$$

と書くことができる. 制御系のブロック図を簡略化して示すと, 図6のようになる.

3.2 ピストンの変位 始めにシステムは静止状態にあり, $\delta = 0$, $i = 0$ であったとする. $t = 0$ で入力 δ_r を加えたとする [$\delta_r = aU(t)$; $U(t)$: 単位ステップ関数].

(i) $0 < \delta < \delta_o$ かつ $d\delta/dt > 0$ のとき, この区間では $\bar{\delta} = 0$ であるから, 式(9・a), (12), (13)により, $i = I$ であって,

$$\frac{d\delta}{dt} = K_v I \sqrt{\frac{A_1 P_s}{A_1^3 + A_2^3}} \sqrt{1 - \frac{E_o \delta}{A_1 P_s}} \quad (14)$$

この微分方程式を解くと, $\delta = \delta_o$ となる時刻 t_o は

$$t_o = \frac{2}{\alpha} \cdot \frac{x_o}{1 + \sqrt{1 - x_o}}, \quad x_o = \frac{E_o \delta}{A_1 P_s} \quad (15)$$

である. ただし,

$$\alpha = \frac{K_v I E_o}{A_1 P_s} \sqrt{\frac{A_1 P_s}{A_1^3 + A_2^3}}, \quad x = \frac{E_o \delta}{A_1 P_s}$$

とする。

(ii) $\delta > \delta_o$ では、 $\bar{\delta} \neq 0$ である。すなわち、式(10・b)をブロック線図中の式に代入すると、 $t > t_o$ では次式を得る。

$$\frac{d\delta}{dt} = K_v I \sqrt{\frac{A_1 P_s}{A_1^3 + A_2^3}} \times \sqrt{1 - \frac{E_o \delta_o}{A_1 P_s} - \frac{E_1}{A_1 P_s} (\delta - \delta_o)} \quad \cdots \cdots (16)$$

δ が増加すると、やがて、 $\bar{\delta} = a$ に達する。その時刻などは次のように求められる。式(9・b)、(11)により、このときの変位 δ_m および反力 F_m 、 δ_m となるまでの時刻を t_m とすると、

$$a = (\delta_m - \delta_o)(1 - E_1/E_o) \quad \cdots \cdots (17)$$

$$\delta_m = \delta_o + \frac{a}{1 - E_1/E_o}, \quad F_m = E_1(\delta_m - \delta_o) + F_o \quad \cdots \cdots (18)$$

$$t_m = t_o + \frac{2E_o}{aE_1} \times \{ \sqrt{1 - x_o} - \sqrt{1 - x_m - (E_1/E_o)(x_m - x_o)} \},$$

$$x_m = x_o + \frac{E_o a}{A_1 P_s} \cdot \frac{1}{1 - E_1/E_o} \quad \cdots \cdots (19)$$

である。

(iii) $\bar{\delta} = \delta_r$ に達すると $i < 0$ とかる。したがって、

$$\frac{d\delta}{dt} = -\frac{K_v I}{\sqrt{A_1^3 + A_2^3}} \sqrt{P_s A_2 + E_o \delta - F_m} \quad \cdots \cdots (20)$$

$$F = \frac{A_1^3 + A_2^3}{K_v^2 I^2} \cdot \left(\frac{d\delta}{dt} \right)^2 - A_2 P_s = 0 \quad \cdots \cdots (21)$$

になると、ピストンは加工物から離れるから、反力は零となる。このとき、 $F = 0$ であり、 δ の値を δ_i 、時刻を t_i とすると、式(9・c)および(20)から次式を得る。

$$\delta_i = (1 - E_1/E_o)(\delta_m - \delta_o) \quad \cdots \cdots (22)$$

よって式(17)により、 $\delta_i = a$ になる。すなわち、ピストンが離れるときに、部材には大きさ a の残留変位が生

じている。その時刻は、

$$\alpha(t_i - t_m) = 2 \left\{ \sqrt{\frac{A_2}{A_1} + x_m - \frac{F_m}{A_1 P_s}} - \sqrt{\frac{A_2}{A_1} + x_i - \frac{F_m}{A_1 P_s}} \right\} \quad \cdots \cdots (23)$$

である。ただし、 $x_i = E_o a / A_1 P_s$ である。

(iv) $t = t_i$ では、ピストンは無負荷となり、上方に移動するが、その場合は次式のように運動する。

$$\delta = -\frac{K_v I}{A_1^3 + A_2^3} \sqrt{A_2 P_s} (t - t_i) + \delta_i \quad \cdots \cdots (24)$$

一連の制御動作に加えて、 $\delta \leq 0$ の適当な点で、シリンダに対する停止信号 ($i = 0$ とする) をリミットスイッチで与える。以上によって、作動の1サイクルが終る。式(13)において重力と摩擦力を含んだ形 ($F - Mg \pm F_c$) を用いても、式はやや複雑になるが、同様の結果が得られる。すなわち、部材には a の残留変位が生じる。

4. 実験および考察

4.1 実験システムの構成および実験方法

200 トン油圧プレスを用いて行った実験結果を以下に示す(図4参照)。制御はマイクロコンピュータによって行われ、プログラム言語はアセンブリ言語と BASIC から成る。

アクチュエータはサーボ弁、油圧シリンダから構成される。サーボ弁の定格流量 $83.3 \times 10^{-6} [\text{m}^3/\text{s}]$ ($\Delta P = 6.87 [\text{MPa}]$ 時)、使用圧力 $15.7 [\text{MPa}]$ 、定格電流 $30 [\text{mA}]$ である。シリンダの内径、ロッド径、ストロークは、それぞれ $0.4 [\text{m}]$ 、 $0.22 [\text{m}]$ 、 $0.6 [\text{m}]$ である。

荷重は油圧シリンダのヘッド圧力とロッド圧力の検出により算出する。圧力の検出はひずみゲージ式の圧力変換器を用いており、 $0 \sim 49 [\text{MPa}]$ の測定範囲を $0 \sim 5 [\text{V}]$ の電圧に変換する。直線度は 0.3% である。管曲り下端部の変位をダイヤルゲージにより検出し、ア

図7 変位計測のモデル図

図8 パイプ矯正実験結果(その1)

図9 パイプ矯正実験結果(その2)

表 1 実験条件

Work piece No.	Outside diameter Do mm	Pipe thickness t mm	Span length ℓ mm	Theory of E_o N/m	Number of times	Reference δ_r displacement mm
(1)	73	551	400	105×10^7	11	0.10~200
(2)	127	450	870	50	5	0.10~100
(3)	73	701	400	126	10	0.10~200
(4)	127	900	870	89	5	0.10~100
(5)	73	900	400	149	12	0.10~200
(6)	73	516	400	100	10	0.10~200

図 10 部材(2)の実験結果

図 11 部材(5)の実験結果

ナログ電圧に変換する (図 7 参照)。

鋼管を曲げるときの運動方程式は、微速で駆動し、矯正変位も微小となることから、慣性力 ($M\ddot{v}$) が無視でき、次のようになる。

$$F = A_1 P_1 - A_2 P_2 + Mg - \text{sgn}(\dot{v}) \cdot F_c \quad \cdots \cdots (25)$$

ただし、 $A_1: 0.1257 [\text{m}^2]$, $A_2: 0.0877 [\text{m}^2]$ である。

重力 (Mg) および摩擦力 [$\text{sgn}(\dot{v}) \cdot F_c$] は微速駆動の範囲ではほぼ一定とみなせ、無負荷で駆動したときの実験結果は、下降時 (負荷時) に $2.06 \times 10^4 [\text{N}]$, 上昇時 (除荷時) に $5.69 \times 10^4 [\text{N}]$ となった。これらの値を式 (25) に代入し、 P_1 , P_2 を圧力変換器によって計測することによって、 F をリアルタイムで求めた。このとき、圧力値はノイズ分を除去するため 50 回測定して単純平均した値を測定結果とした。そのため演算時間は $0.31 [\text{s}]$ であった。

実験に用いた部材は STKM13A (JISG 3444, 引張応力 38 kgf/mm^2 以上), STO-J (JISG 3439, 引張応力 53 kgf/mm^2 以上) で、矯正変位計測を容易にするため、ストレート管 (全長 $1.2 [\text{m}]$) に対して微小曲げ実験を行った。実験条件を表 1 に示す。表 1 において、部材 (2), (4), (5), (6) は STKM13A, 部材 (1), (3) は STO-J である。

4.2 実験結果および考察 変位と荷重変化の関係の例を図 8, 9 に示す。図 8 は部材 (1) で目標値が 2.0 mm の場合で、実験結果は 2.0 mm , 図 9 は部材 (4) で目標値が 0.50 mm の場合で、実験結果は 0.62 mm である。これらの記録からみて、2 章で述べた弾塑性モデルが適切なものであったことがわかる。

目標値と測定値を比較した結果について、部材 (2) と (5) の例を図 10, 11 に示す。目標値は図中のよう配 45° の直線である。平均的に測定値は目標値よりも大きな値となっているが、実験を行ったすべての部材において目標値に十分近い結果が得られている。目標値と測定値との差は、その絶対値が目標値の大きさによらないことが特徴である。実験を行った資料全体についての標準偏差 σ を求めると、 $\sigma = 0.0844 \text{ mm}$ である。また $\max |a - \delta_i|$ は 0.18 mm であった。これらの値はもちろん鋼管矯正としては、十分満足できるものである。

図 10, 11 には制御則において δ を求めるために用いた E_o の測定値と E_o の理論値 ($48EI/\ell^3$) の比も示してある。支点の条件によって測定値は変化するが、制御系の中では E_o をオンライン測定するために、目標値と測定値との差 ($a - \delta_i$) は常に安定して小さな値

図 12 E_0 の理論値と測定値 (平均値) の関係

とすることができた。

各部材の測定値ごとに E_0 を平均して示すと、図 12 を得る。この結果はかなり理論値と良い一致を示しているといえる。 E_0 の値は、反力を推定したり、油圧系の出力を決定するときにも必要であるが、 E_0 の理論値により十分実用的な推定ができるといえる。図 10, 11 に戻り、各々の実験での E_0 の測定値を見ると、理論値に対して上下にばらついている。このばらつきは、

ランダムであることから、鋼管断面のだ円度、クランプ金型と鋼管との当たりの良し悪しなどの、二次的要因によるものと考えられる。 $F-\delta$ 曲線の負荷時 (E_0) と除荷時 (E'_0) のこの配は厳密には平行でないが、本制御方法を実験に適用した結果から、矯正変位の精度としては無視できることがわかった。

5. 結 言

本論文では、鋼管管端部の曲り矯正について、材料特性に依存せずスプリングバック量を補償した自動矯正制御方法を考案した。プレス用大形油圧シリンダを用いて、目標矯正変位を 0.1~2.0 mm として実験を行ったところ、0.18 mm 以内の精度ですべて矯正することができ、優れた制御方法であることを実証した。本制御方法は、微小曲げであれば、板の適応曲げ方法にも適用可能であると思われる。

文 献

- (1) 杉森・ほか 5 名, 鉄と鋼, **73-4** (1987), 304.
- (2) Stelson, K. A and Gossard, D. C., *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, **104** (1982), 389.
- (3) Hardt, D. E. and Chen, B., *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, **107** (1985), 141.
- (4) Hardt, D. E., Roberts, M. A. and Stelson, K. A., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **104** (1982), 317.