

ロールフォーミングに関する実験的研究 第13報

Experimental Study on Cold Roll Forming, 13th Report

—V形・台形断面タンデム成形の成形荷重の見積り(1)—

—Estimation of Forming Load of the Sheet Metal through the Tandem Mill using Calibre Rolls with V-type and Trapezoidal Grooves (1)—

鈴木 弘*・木内 学*・中島 聡*・市田山 正昭*

Hiromu SUZUKI, Manabu KIUCHI Satoshi NAKAJIMA and Masaaki ICHIDAYAMA

表2 実験条件

	記号	V形	台形
板幅	2b mm	60 80 94	80 100 120
板厚	t mm	1.2 2.2 3.8	1.2 2.2 3.8
曲げ角	θ °	15 30 45	15 30 45
ロール高さ	ΔRH mm	0 ±10 ±20	0 ±10 ±20
凸ロール先端半径	r mm	1 3 9 21	1
素材材質		SS41 相当ミルスケール付熱延板	
スタンド間隔	SD mm	400	
圧下係数	A_i	設定ロールクリアランス/板厚=1 ($RC/t=1$)	
成形速度		約 30 m/min	
スタンド組合せ		#1 #1+#2 #1+#2+#3	
駆動方式		上下軸をユニバーサルジョイントを介して駆動	
潤滑		なし	
圧下条件		定クリアランス方式で左右 100kg で締付けたときを基準とする	

1. はじめに

本報では、第9報⁹⁾(円弧形断面タンデム成形の成形荷重の評価)と基本的には同じ手法を用い、これまでの実験範囲内で、V形・台形断面のタンデム成形における成形荷重を見積り実験式について検討した結果を示す。一般にロールフォーミングの際の成形荷重を純理論的に求めることは極めて困難である。そのため、本研究で用いる手法はあくまで実験的な測定結果を前提とし、これを基盤として、成形荷重の評価を行なおうとするものである。

2. 実験方法および結果

成形方法は第9報に示した円弧形断面の場合と同様である。用いた成形ロールの形状・寸法を図1・表1に示す。凸ロールプロフィール先端が水平な一直線上にある場合を基準パスライン($\Delta R_i=0$)とする。圧下調整は定クリアランス方式を採用する。成形荷重は下(凸)ロールチョックとベッドとの間に設置したロードセルで検出する。成形断面は左右対称であるため、以下便宜上、下ロールの受ける全荷重の1/2を成形荷重と呼ぶ。

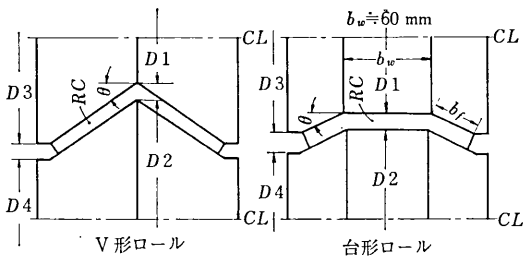


図1 成形ロール形状

表1 ロール寸法概略

	θ °	D_n	D_1	D_3	D_5	D_4
#1	15	191	179	202	203	177
#2	30	191	167	215	215	165
#3	45	191	156	225	225	154

* 東京大学生産技術研究所 第2部

第5報¹²⁾で報告した成形荷重に対する各条件因子の単独効果に関する結果と、今回新たに行なった複合効果に関する実験結果を総合分析するが、複合効果に関する実験条件は表2に示すごとくである。

実験結果から一般に次の事実が得られる。i) 一般に、成形荷重はスタンド相互間のロール高さの差 ΔRH_i が零の近傍で極小値をとる。ii) 凸ロール先端曲げ半径(r)が増加すると成形荷重は低下する。iii) 成形荷重は板厚tのほぼ1.4乗に比例して増加する。iv) 板幅の変化が成形荷重に与える影響は少ない。

3. 実験式の作成

ロールフォーミング加工においては、素材は三次元的な曲げ変形とロールから複雑な拘束を受けるために、スタンドの成形荷重 L_i を単一な力として評価することには問題がある。円弧形断面の場合と同様に成形荷重 L_i を、i) 幅方向曲げ力 P_i , ii) 長手方向曲げ力 Q_i , iii) かみ込み力 R_i , iv) 長手方向張力・圧縮力の垂直成分 S_i の和と考え、各成分の値を実験値から推定する。す

なわち、幅方向曲げ力 P_i は $\Delta RH_i=0$ の場合の成形荷重の実測値に等しく、長手方向曲げ力 Q_i は $A_i=RC/t=1.0$ の場合の成形荷重 L_i から $\Delta RH_i=0$ の場合の成形荷重 (P_i) を差し引いた値に等しいものとする。ただし本報では $A_i=1.0$ の基準状態のみを考察の対称としているので、かみ込み力 R_i は常に零と考える。 S_i は他の成分に比較して十分小さいと考えられるので、ここでも無視する。すなわち、成形荷重は $L_i=P_i+Q_i$ であるとして以下検討を進める。

(1) 断面成形のための幅方向曲げ力 P_i に関する検討

長手方向に単位長さを有する素材が、断面の曲げ部において凸ロール先端の曲げ半径 r に沿って幅方向に一般的な曲げを受けて変形するものとし、曲げ部の変形エネルギーを考える(図2参照)。長手方向・幅方向に単位長さを有する微小要素を考えると変形エネルギー E_u は次式で与えられる。

$$E_u = 2 \int_0^{t/2} \int_0^{c_1} \sigma d\varepsilon d\eta; \varepsilon_r = \frac{t}{2} / r, \varepsilon = \frac{\eta}{r} \quad (1)$$

ただし、この場合(ロール曲げ半径 r /板厚 t) が小さいので実質的な曲げ半径 R は r に比較して大きいと考えられ、製品形状等から判断して本実験の範囲内で、 R は次式で規定されるものとする。

$$R = r + t(21-r)/27 \quad (r \leq 21) \quad (2)$$

同時に幅方向にみた変形領域の大きさも理想的な曲げ状態に比較して拡がるものと考えられ、測定結果を考慮し、この幅方向の変形領域(ただし片側)を次式のごとく推定評価する。

$$\theta(r+t/2) \rightarrow W = 2\theta \cdot (R+t/2) \cdot 4/(4+t) \quad (3)$$

ただし、 $t \geq 4$ の場合 $W = \theta(R+t/2)$, $r \geq 21$ の場合 $R = r$ 。

次に長手方向の変形領域の長さ l に関しては、ロール径 D_n ・板厚 t ・板幅 b およびロール先端曲げ半径 r の増加と共に l は増加するものと考えられ、測定結果等を参照して次式で評価する。

$$l = C^* \cdot D_n^{0.5} \cdot b^{1.2} \cdot \{1 + \alpha(r+t)\} \cdot \theta^{0.5} \quad (4)$$

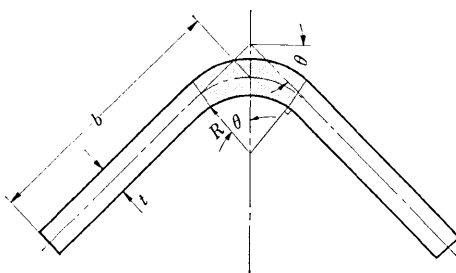


図2 V形断面変形形状

ただし、 α は小さい値と考えられ、ここでは $\alpha=1/7 \cdot (r+3)$ 程度と考える。 C^* は定数であり、幅方向曲げ歪の推移の測定結果から $C^*=0.017$ 程度である。

ここで、変形エネルギー $E = E_u \cdot W \cdot l$ が、直線関係にあると仮定した仮想的な変位 S と荷重 P_i とから定まる仕事量に等しいと考える。この仮想変位 S としては、V形ダイスによる一次元曲げ変形過程の第二段階⁴⁾の最終段階とロールフォーミングの際のロール直下近傍での素材の変形形態が類似していることから、V形ダイスによる曲げの第二段階の変位 S_0 を基準と考え、それに補正を施したものを S とする。V形ダイス曲げで先端の曲げ半径が 0, t/b が十分小さい場合の S_0 は概略次式となる⁴⁾。

$$S_0 = (Y_0/L - Y_c/L) \cdot L \quad (5)$$

ただし、
 $Y_0/L = \tan \theta, Y_c/L = \Phi_{III}(\theta)/\Phi_{II}(\theta), L = b \cos \theta$

この S_0 に板厚・先端曲げ半径・ロール径等に関する補正を施し、 S として次式を用いる。

$$S = S_0 \{ D_n^{0.4} / (2 + D_n^{0.4}) \} (1 + 2\theta) / (1 + 4\theta) \cdot \{ 1 + \alpha(r+t) \} \quad (6)$$

ただし、 $(r+t)$ の増加に伴う l と S との増加の程度はほぼ等しいとみて、 $\alpha=1/7(r+3)$ としてある。

最終的には幅方向曲げ力 P_i を次式で評価する。ここでは #i スタンドの P_i は素材を平板から曲げ角 $2\theta_i$ ま

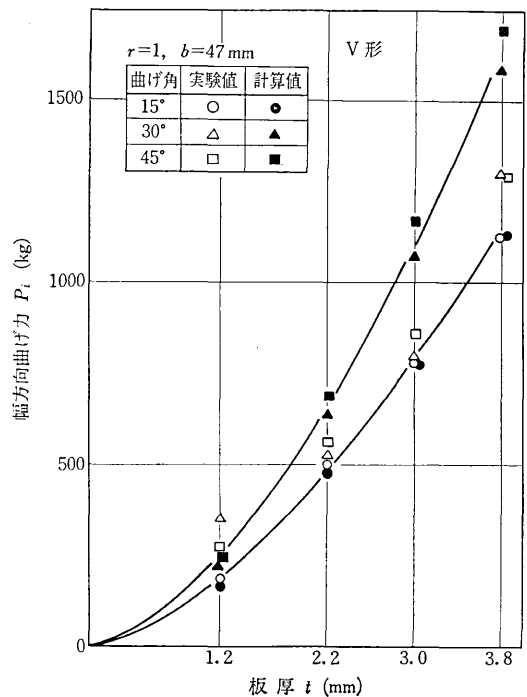


図4 板厚が幅方向曲げ力に与える影響

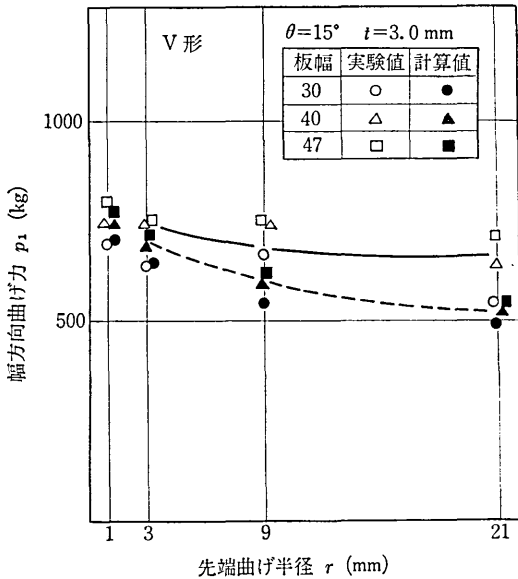


図4 先端曲げ半径が幅方向曲げ力に与える影響

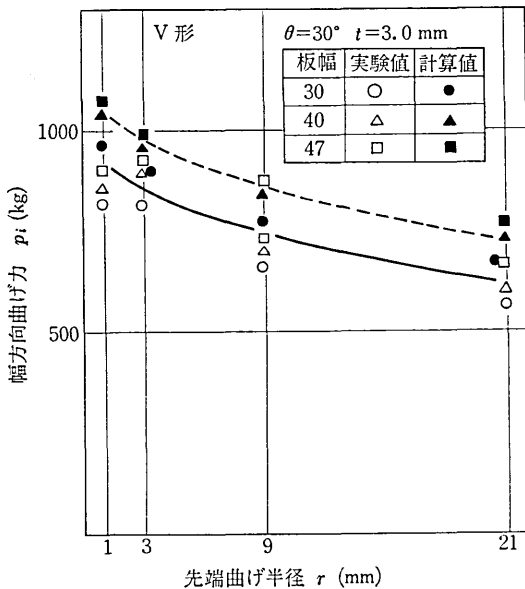


図5 曲げ半径が幅方向曲げ力に与える影響

で曲げるに要する変形エネルギーを基準として評価している。

$$P_i = 2E_u W l / S \quad (7)$$

計算値と実測値との比較を図3～5に示す。

一方、台形断面の場合にも全く同様の考えが適用できるものと考えられる。V形断面の場合との相違点は、i) 板幅としてフランジ幅 b_f を採用する、ii) 力の作用方向が異なる、の二点である。そこで台形断面の場合の幅方向曲げ力 P_i を次式で評価する(図6参照)。

$$P_i = \left(2E_u W l \cdot \cos \frac{\theta}{2} \right) / S \quad (b - b_f) \quad (8)$$

計算値と実測値の比較を図7～9に示す。

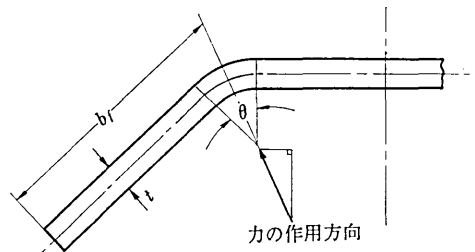


図6 台形断面変形形状

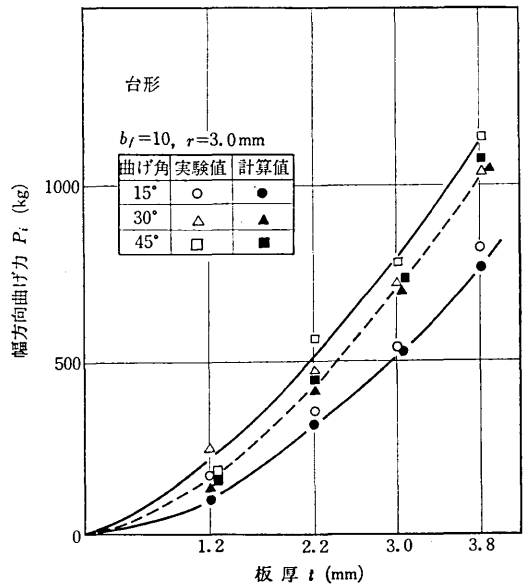


図7 板厚が幅方向曲げ力に与える影響

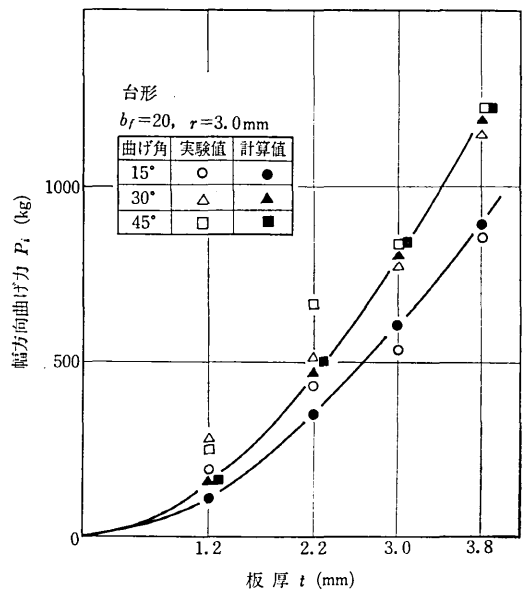


図8 板厚が幅方向曲げ力に与える影響

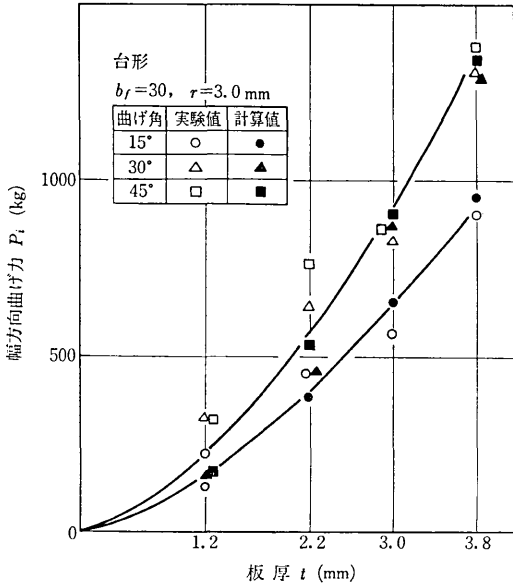
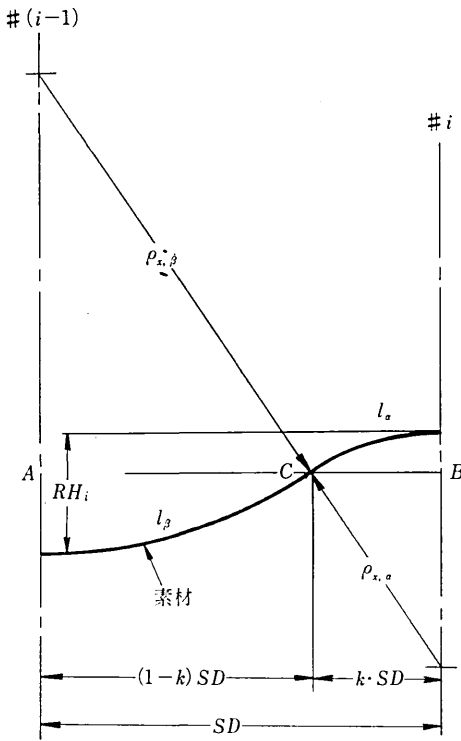


図 9 板厚が幅方向曲げ力に与える影響



$BC/AC=k/(1-k), BC=k \cdot SD$
 ここで k はロール径などにより規定される量 $k=0.25$ とする

図 10 長手方向変形状のモデル化

(2) 長手方向曲げ力に関する検討

成成形過程にある素材はパスラインに沿って長手方向に曲げおよび曲げ戻しを受けながら成形される。すなわち、長手方向各位置で異なる断面形状を有する連続梁が

パスラインに沿って曲げられていると同様な状態を呈している。円弧形断面の場合と同様に、長手方向にみたスタンド間の素材の変形状を図 10 に示すような円弧の連なったものであると考えることにより、 Q_i は (9) 式の如き式で評価される。

$$Q_i = \frac{A \cdot F}{2^n \cdot k^{n+1} (n+1) \cdot SD^{2n+1}} \cdot t \cdot (b \sin \theta \cdot \Delta RH_i)^{n+1} \quad (9)$$

定数 A は断面形状により規定され、実験結果との比較から V 形: $1/3$, 台形: $1/2$ となる。 SD = スタンド間隔, k = 長手方向の変形状態と領域の大きさを規定する係数, なお台形断面の場合には $b \rightarrow b_f$ とする。計算値と実験値の比較を図 11 に示す。

(3) i スタンドタンデム成形での $\#i$ スタンドでの成形荷重 L_i :

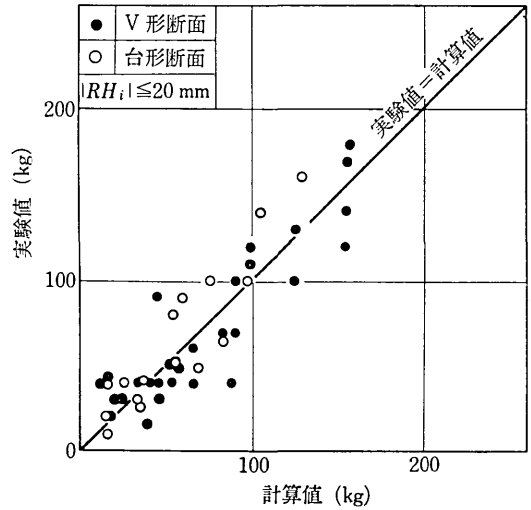


図 11 長手方向曲げ力 Q_i の比較

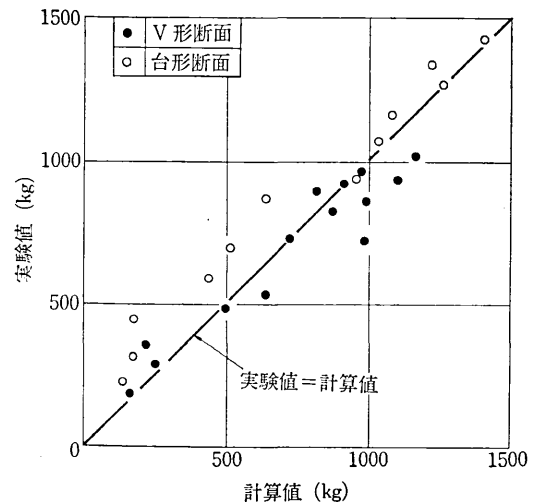


図 12 成形荷重の比較

先に述べた考察に基づき、ここでは $L_i = P_i + Q_i = (7)$ 式 + (9) 式と表わされる。任意の実験条件での V 形・台形断面について、実験値と計算値を比較した結果を図 12 に示す。

(4) 下流側スタンドの影響を考慮した場合の成形荷重 L_{ni}

n スタンドタンデム成形の場合の $\#i$ スタンドの成形荷重は、一般に $L_{ni} = L_i \pm \alpha Q_{i+1} \pm \beta Q_{i+2}$ と表わすことが可能である。 α, β および符号は円弧形断面の場合と同様に考え、実験結果と比較した結果、同じ係数値を用いて十分よい近似が得られることが判明した。

4. ま と め

i) V 形・台形断面のタンデム成形に関し、 $2b/t = 20 \sim 70$, $r/t = 0.3 \sim 17$, $\theta = 0 \sim \pi/4$, $\Delta RH_i/SD = -0.05 \sim 0.05$ の範囲内で成形荷重の十分良い近似値を与える評価式を得た。

ii) 計算値は板厚 t が大きい範囲で実験値より大きい傾向を示すが、これは t が大きくなるとスタンドの弾性変形による実質的なロークリアランスの増加の割合が大きくなり、その分だけ実験値が低下するためと考えられる。

iii) 凸ロール・凹ロールに加わる成形荷重の差異に関する問題は今後検討すべき問題である。

(1971年2月24日受理)

参 考 文 献

- 1) 鈴木・木内他：第19回塑性加工連合講演会前刷集(1968-11)
- 2) 鈴木・木内他：「塑性と加工」Vol. 10, No. 102(1969-7)
- 3) 鈴木・木内他：第21回塑性加工連合講演会前刷集(1970-11)
- 4) 益田森治：薄板の曲げ加工, p 139, 誠文堂新光社
- 5) 鈴木・木内他：昭和45年度塑性加工春期講演会講演論文集 (1970-5)
- 6) 鈴木・木内他：「生産研究」Vol. 22, No. 7 (1970-7)



東京大学生産技術研究所報告 刊行予告

第 21 卷 第 2 号

(英文)

原島文雄・沢井善三郎 著

On the Operating Characteristics of Two-phase Servomotors and Driving Circuits

(2 相サーボモータならびに駆動回路の動作特性に関する研究)

本論文は、2 相サーボモータおよびその駆動回路について詳細な検討をなしたものである。従来、2 相サーボモータと駆動回路は別々に論じられる場合が多かったが、本論文においては、2 相サーボモータの外部特性がその駆動回路の構成にどのように依存するかを中心に論じている。

まず、2 相サーボモータの特性の解析する手法として、制御理論において用いられている状態推移法による新しい方法を提案し、この方法が、インバータによって駆動される 2 相サーボモータの特性解析に特に有効であることを示している。さらに、シミュレーションにより各種の駆動回路によって駆動される場合の 2 相サーボモータの特性を解析し、実測結果と共に、駆動回路が 2 相サーボモータの特性に与える影響について論じている。

次に、2 相サーボモータの駆動回路において、最近急激に発達したスイッチ素子を用いた場合の得失を論じ、高性能のサーボ増幅器を構成するための条件を示し、新しいサーボ増幅器の構成を提案している。この増幅器は、リレー要素の線形化の手法により変調された信号によってサイリスタインバータを駆動するものであり、2 相サーボモータを負荷とした場合、高効率、高性能のものであることを理論および実験の両面から示している。

(1971年7月末発行予定)