

油圧式プレスブレーキの曲げ角度精度向上に関する研究

国立大学法人東京農工大学大学院共生科学技術研究部

助手 堀 三計

(平成15年度研究開発助成AF-2003001)

キーワード：プレスブレーキ、曲げ角度、油圧サーボバルブ

1. まえがき

鋼板等の曲げ加工には、安価でかつ簡単な機構であるとの理由から小型機には油圧式プレスブレーキが広く用いられている。これらの油圧式プレスブレーキではパンチ・ダイの位置決めに油圧サーボバルブが用いられているため、(1)加工にともなう作動油の温度上昇により作動油の粘度が低下すると、曲げ精度が低下する、(2)同一厚さの板を曲げたとき、板幅が変わると曲げ精度が低下する、などの問題点がある。

他方、曲げ加工にともなう作動油の温度上昇によりプレスブレーキ本体構造が加熱され、(3)プレスブレーキ本体構造に熱変形が生じて加工精度が低下する、という問題点もある。

そこで本研究では、(1)粘度変化の影響、(2)板幅の影響、(3)熱変形の影響、について明らかにし、油圧式プレスブレーキの曲げ加工精度を向上する方法について検討した。

2. 実験装置および方法

本研究では、ニコテック社製の油圧式プレスブレーキRFB-3512型（加工能力35ton, 最大折り曲げ長さ1250m）を使用した。油圧回路の概略を図1に示す。使用したプレスブレーキは、パンチが固定

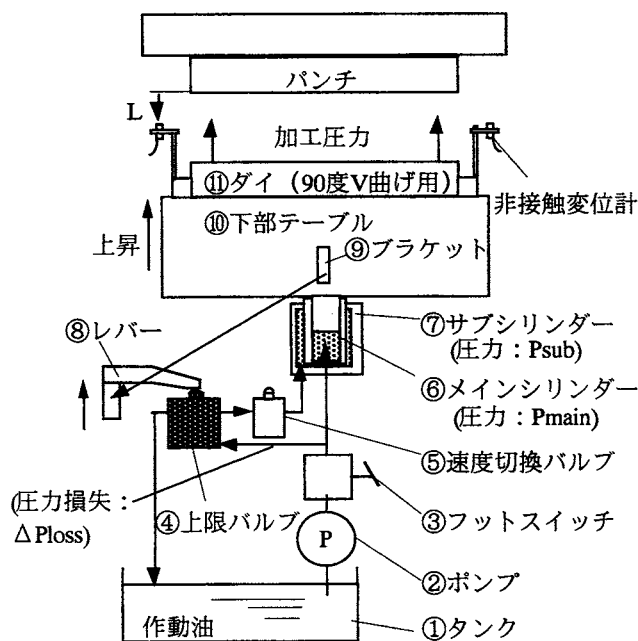


図1 使用したプレスブレーキ概略

されており、ダイ⑩が上昇して曲げ加工を行う。フットスイッチ③を踏むと、作動油はタンク①からポンプ②でメインシリンダ⑥へ送られ、ダイ⑩が上昇し始める。ダイ⑩がある設定位置まで達すると、速度切換バルブ⑤のピンが押されて、メインシリンダ⑥に供給されている作動油の一部がサブシリンダ⑦へ送られ、ダイ⑩が低速で上昇するようになる。さらにダイ⑩が上昇すると、ブラケット⑨、レバー⑧を介して上限バルブ（位置決め用サーボバルブ）④のピン（スプール）が押し込まれてタンク①へ戻る流路が開き、メインシリンダ⑥やサブシリンダ⑦に供給されている作動油の一部がタンクへ戻る。このため、メインシリンダやサブシリンダへの作動油の流入が止まり、ダイの上昇は停止する。以上のように、ダイの停止位置は上限バルブ④内のピンの押し込み量によって制御されている。

上限バルブの概略を図2に示す。ダイが上昇して上限バルブのピンが押されると、上限バルブ内の油圧回路からタンクへ戻る流路が開き、メインシリンダとサブシリンダに供給されている作動油の一部がタンクへ戻る。このとき、油圧回路内の圧力（上限バルブ入口圧力） P_1 が上限バルブ内のできた流路隙間（オリフィス開口隙間）での圧力損失 ΔP と上限バルブ出口圧力 P_2 の和と等しくなる（ $P_1 = \Delta P + P_2$ ）とダイは停止する。

同一厚さの板の曲げ加工時に板の幅が増えて油圧回路内の圧力 P_1 が増すと、オリフィス開口隙間の圧力損失 ΔP が大きくならなければ釣り合わなくなる。このため、オリフィスの開口隙間量が小さくなり、上限ピンの押し込み量も小さくなる。同様に、同一厚さ、同一幅の板を曲げ加工中に作動油の温度が高くなり粘度が低下すると、油圧回路内の圧力 P_1 を維持するためにオリフィスの開口隙間量が小さくなり、上限ピンの押し込み量も小さくなる。このため、ダイは設定位置まで上昇せず、曲げ精度が低下する。

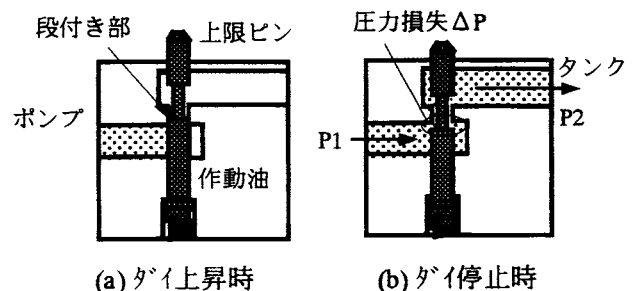


図2 上限バルブ概略

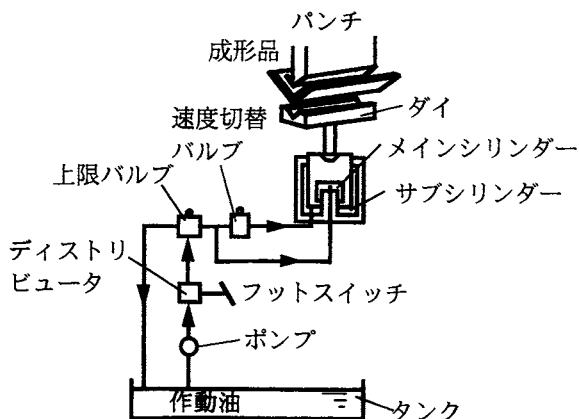


図3 新流路概略

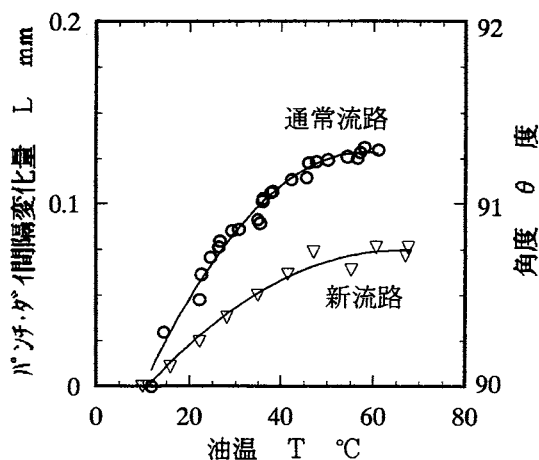


図4 パンチ・ダイ間隔変化量と油温の関係 (流路の影響)

3. 粘度変化の影響

図1に示すように、ダイ停止時に作動油はフットスイッチー上限バルブ間を流れているため、メインシリンダ内の圧力 P_{main} からフットスイッチー上限バルブ間での圧力損失 ΔP_{loss} を差し引いた圧力が、上限バルブ入口圧力 P_1 や上限バルブ内にできた流路隙間（オリフィス開口隙間）での圧力損失 ΔP と上限バルブ出口圧力 P_2 の和と等しくなる ($P_{main} - \Delta P_{loss} = P_1 = \Delta P + P_2$) とダイは停止する。

ΔP_{loss} は粘度の影響を受けるため、作動油の温度変化により作動油の粘度が変わると、 ΔP_{loss} が変化し、その結果上限バルブ内オリフィス開口部における圧力損失 ΔP が変化して、オリフィス開口隙間量に変化する、つまり、上限ピンの押し込み量に変化してダイ停止位置が変化する。

そこで、フットスイッチー上限バルブ間での圧力損失 ΔP_{loss} が発生しないように新たな流路に配管して、軽負荷の場合についてパンチ・ダイ間隔変化量 L を測定した。新流路概略を図3に示す。新流路は、上限バルブ入り口部でメインシリンダやサブシリンダに分岐する流路である。測定結果を図4に示す。なお、パンチ・ダイ間隔変化量 L

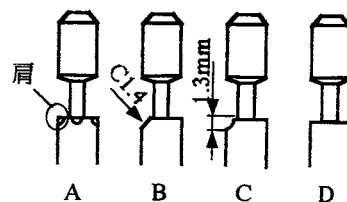


図5 ピン形状

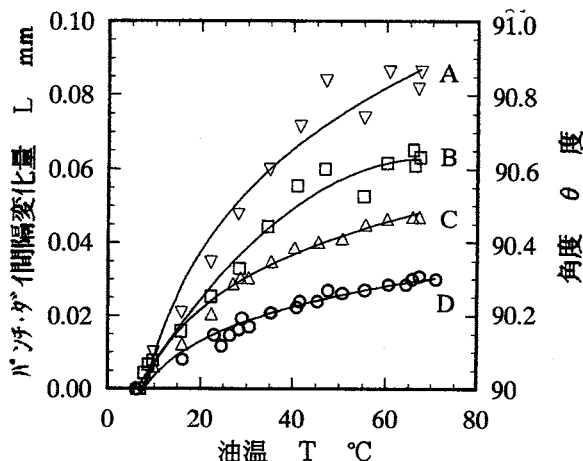


図6 パンチ・ダイ間隔変化量と油温の関係 (ピン形状の影響)

はパンチとダイが開く方向を正とし、曲げ角度 θ はパンチ・ダイ間隔から幾何学的に算出した値である。同図に示されるように、新流路では作動油の温度変化がパンチ・ダイ間隔変化量 L や曲げ角度に及ぼす影響が少なくなることが分かった。

他方、図5のピンAに示すように通常の上限ピンの肩には、4カ所にキリ揉みが施されており、上限バルブ内オリフィス開口部は完全なオリフィス形状とはなっていない。そこで、同図のピンB～ピンDに示すようにピンの肩形状を変え、上限バルブ内オリフィス開口部がよりオリフィス的になるようにした。ピンBは肩に1.4mmの面取りを施した場合、ピンCは肩の一部を円弧状に切り落とした場合、ピンDは肩に面取りなどの加工を施していない場合である。軽負荷の場合について実験した結果、図6に示すように、いずれの場合にも作動油の温度が上昇しても、パンチ・ダイ間隔変化量 L は通常の上限ピンAの場合よりも少なくなった。本研究では、ピンDのように肩に加工を施さない場合には位置決め時にダイがオーバーシュートしたが、ピンCのようにダイ位置決め時にオリフィス開口部が徐々に開くようにした場合には、オーバーシュートせずにパンチ・ダイ間隔変化量 L を通常の上限ピンAの場合よりも少なくできることが分かった。

以上のように、ダイ位置決め時のシリンダ内圧力が配管内を流れる作動油の圧力損失の影響を受けないように流路を変更し、上限バルブ内のオリフィス開口部形状をよりオリフィス的にしたところ、ダイの位置決め精度や曲げ角度精度を改善することができた。

4. 板幅の影響

曲げ加工をする板の幅が変化した場合については、上限ピンに非線形ばねを組み込んで補正する方法について研究を行ってきた¹⁾。具体的には、図7(b)に示すように、上限ピンに可動肩と非線形ばねを組み込み、肩が作動油の圧力 P_1 の増加に応じて非線形的に上昇し、加工圧力が増すとピンをより多く押し込み、ダイがさらに上昇するようにした。しかし、上限ピンに非線形ばねを組み込んだ場合には、非線形ばねの強度が弱く、破損するおそれがあることが分かった。そこで、本研究では、図7(c)に示すように、上限バルブ内に可動スリーブを入れ、そのB部の受圧面積をA部の受圧面積より大きくすることで、作動油の圧力が高くなると可動スリーブが下方に押し込まれ、その結果、同じオリフィス開口隙間量を得るためにはピンがより多く押し込まれる、つまり、ダイがより上昇する方法について検討した。この方法では、可動スリーブの下に非線形ばねを組み込むため、非線形ばねのストロークを大きくすることができ、非線形ばねの耐強度を改善できると思われる。軽負荷の場合の推定結果を図8に示す。縦軸のパンチ・ダイ間隔変化量 L はパンチとダイが開く方向を正とし、曲げ角度 θ はパンチ・ダイ間隔から求めた。なお、A部を内径9mm(ピン直径)×外径15mm、B部を内径9mm×外径21mmとし、A部よりB部の面積を約42.4mm²大きくし、低压側用ば

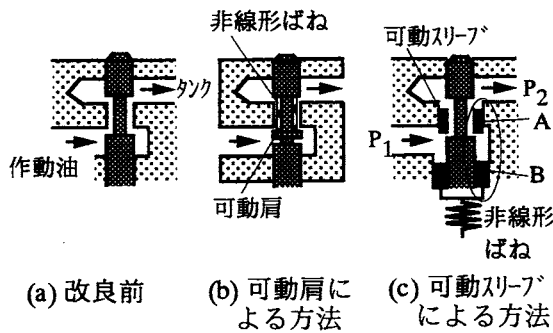


図7 補正方法概略

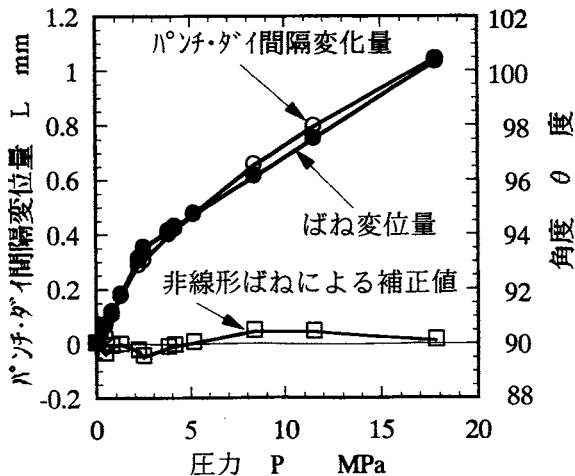


図8 パンチ・ダイ間隔変化量と油温の関係
(可動スリーブによる板幅変化時の補正)

ねのばね定数を約300N/mm、高压側ばねのばね定数を約950N/mmとした場合である。同図に示されるように、曲げ加工をする板の幅が異なっても、パンチ・ダイ間隔変化量 L や曲げ角度 θ を一定にできることが可能であることが分かった。

以上のように、ピン周囲を可動スリーブにして補正することが可能であることが分かった。

5. 熱変形

図9に使用した油圧式プレスブレーキの油圧機器の配置概略を示す。作動油は、曲げ加工中(ダイ上昇および位置決め中)には、タンク→ディストリビュータ→上限バルブ→タンクと循環し、一部はメインシリンダやサブシリンダ、速度切り替えバルブに流入する。また、曲げ加工を行っていない場合(ダイを上昇させていないとき)には、タンク→ディストリビュータ→タンクと循環する。

図10にダイを上昇したときのパンチ・ダイ間隔変化量 L と曲げ角度 θ の時間変化を示す。なお、パンチ・ダイ間隔変化量 L は開く方向を正とし、曲げ角度 θ はパンチ・ダイ間隔から求めた。作動油およびプレスブレーキ本体構造が室温(17°C)の状態からダイを上昇させて保ったところ、4時間後にはタンク内の作動油は約67°C、ディストリ

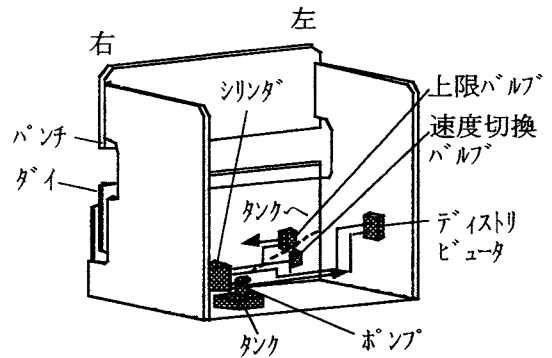


図9 油圧機器の配置概略

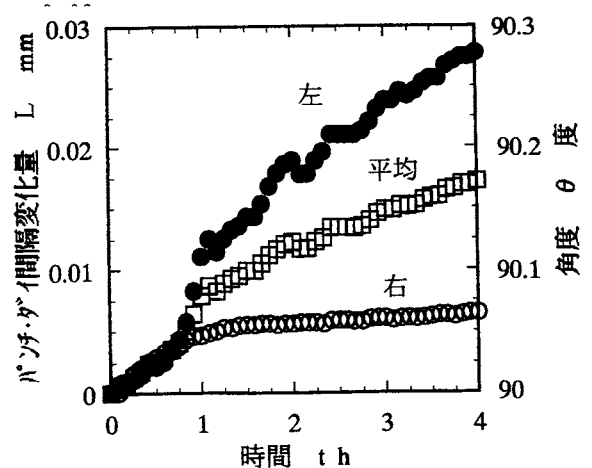


図10 パンチ・ダイ間隔変化量
(曲げ加工中:ダイ上昇・位置決め中)

ピュータは約47℃、上限バルブは約60℃となり、放熱の違いによって油圧機器の温度が異なる結果となった。その結果、同図に示すように、プレスブレーキ本体構造の熱変形によりパンチとダイの間隔が開くことが分かった。また、油圧機器が主に取り付けられている左側が大きく開き、非対称な熱変形が生じることが分かった。図11に曲げ加工を行っていない場合の結果を示す。作動油およびプレスブレーキ本体構造が室温(12℃)の状態から作動油を循環(タンク→ディストリビュータ→タンク)させたところ、4時間後には、タンク

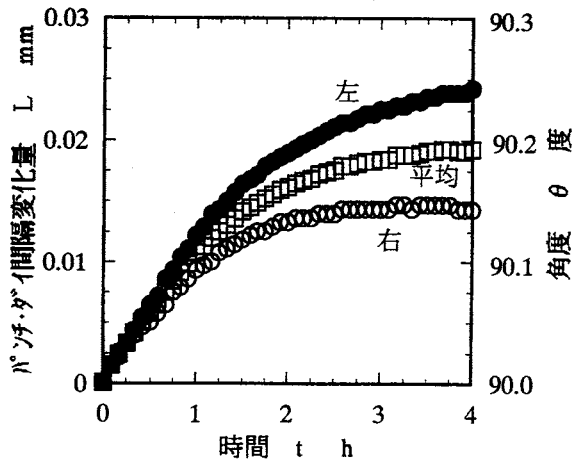


図11 パンチ・ダイ間隔変化量 (曲げ加工を行っていない場合)

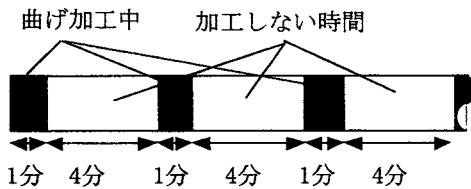


図12 加工サイクル

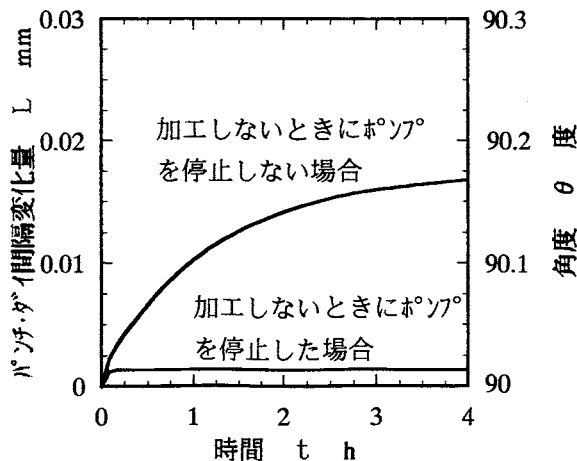


図13 曲げ加工を行わないときにポンプを停止した場合のパンチ・ダイ間隔変化量

内の作動油は約29℃、ディストリビュータは約24℃となり、加工中と同様に、ディストリビュータが取り付けられている左側のパンチとダイの間隔が開き、非対称な熱変形となることが分かった。

以上の結果より、加工を行わなくてもポンプが作動して作動油が循環(タンク→ディストリビュータ→タンク)している場合には、非対称な熱変形が生じて曲げ精度を低下させることが分かった。

また、熱変形を防止するためには、作動油を冷却したり、作動油が循環する油圧機器をプレスブレーキ本体から離す必要があると考えられる。

次に、パンチ・ダイ間隔変化量Lの時間変化挙動が一時応答的であると仮定し、加工を行わないときにポンプを停止した場合についてパンチ・ダイ間隔変化量Lを推定した²⁾。本研究では、左右のパンチ・ダイ間隔変化量Lの平均値について検討した。なお、図12に示すように、曲げ加工(ダイの上昇と位置決め)を1分間行い、その後4分間はポンプを停止する(加工しない時間)加工サイクルを繰り返した場合について推定を行った。その結果、図13に示すように、加工しないときにポンプを停止するとパンチ・ダイ間隔変化量Lや曲げ角度θはほとんど変化しないことが分かった。この結果より、加工しないときにポンプを停止すると熱変形を押し返ることができる可能性があり、また、省エネルギー化できると思われる。

6. あとがき

本研究では、(1)粘度変化の影響、(2)板幅の影響、(3)熱変形の影響、について明らかにし、油圧式プレスブレーキの曲げ加工精度を向上する方法について検討した。

その結果、(1)流路を変更し、上限バルブ内の開口部をよりオリフィス的にすると粘度変化の影響が少なくなった、(2)上限ピンに非線形ばねを組み込む方法とは別に、上限ピン周囲に非線形ばねと可動スリーブを設ける方法について検討し、その可能性を確認した、(3)加工を行わないときに油圧ポンプを停止することにより、プレスブレーキ本体構造の熱変形を抑制でき、省エネルギー化できる可能性があることがわかった。

終わりに、本研究は財団法人天田金属加工機械技術振興財団から研究助成を受けてなされた研究であることを付記し、心から深甚なる謝意を表します。また、プレスブレーキを御提供下さいました株式会社ニコテックに深謝いたします。

参考文献

- 1) 堀三計：天田財団Form Tech Review, 13-1 (2003), 17.
- 2) 堀三計, 西脇信彦：基本特性データによる工作機械構造の熱変形量推定, 機論C, 64-621 (1998), 1836.