

Research Reports of the Research Institute
of Industrial Safety, RIIS-RR-93, 1994
UDC 614.8:621.97:681.523:

ポジティブ・クラッチ式プレスを対象とした 安全システムの開発

清水尚憲*, 桑川壯一*, 梅崎重夫*

Development of Safety System for Positive Clutch Type Press

by Syoken SHIMIZU*, Soichi KUMEKAWA* and Shigeo UMEZAKI*

Abstract; Accidents caused by power press operation reach about 3,500 cases per year in Japan. Half the number of these accidents is caused by positive clutch type presses, because this type press has a structural inappropriateness as follows.

- (1) A slide cannot be stopped at any position other than the top dead point in case of an emergency.
- (2) A foot pedal switch is often used as a starting device of the press, which may allow hands of an operator to move into hazardous area.
- (3) A slide often overruns beyond the top dead point when the function of a friction brake decreases or the clutch pin is in failure.

In order to solve these problems, a sudden stop mechanism which can stop the slide at setting position other than the top dead point, a safety confirmation mechanism for starting operation and a mechanism to prevent the slide overrun are required.

The new mechanisms developed in this study are described as follows.

(A) Sudden stop mechanism

This mechanism is composed of wedges, a ring with ditches, a light ray sensor and a mechanical stopper. The ring is located between the flywheel and the boss. When an operator interrupt a light ray sensor, wedges fall down and the ring is fixed by wedges. The clutch pin, which moves with the boss, is slid out along the ring's guide. Then, the movement of slide is locked by the mechanical stopper, and the slide stops at crank angle of 90° .

(B) Safety confirmation mechanism for starting operation

This mechanism is composed of a connecting solenoid, connecting rods and a light ray sensor. When an operator interrupt a light ray sensor, a foot pedal connecting solenoid cannot be activated. Then, the linkage between the foot pedal connecting rod and the clutch activating cam connecting rod is disconnected. The slide cannot move even if the operator steps on the pedal.

(C) One-stroke one-stop mechanism with the preventing function for the slide overrun

This mechanism has a function of preventing the slide overrun when the ability of the friction brake decreases or the clutch pin is in failure. This function is based on the action of wedges and the mechanical stopper. The wedge falls down after the slide arrives at the crank angle 326° and

the slide can be stopped at crank angle 90° by the mechanical stopper.

To examine the performance of the new mechanism, the test was carried out by using the positive clutch type press with a capacity of 25 tons, 100 strokes per minutes and stroke length of 75 mm. It was found that the sudden stop mechanism had a sufficient ability to stop the slide at the crank angle 90° . The safety distance on this press could be shortened from 1000 mm to 219 mm by the new system.

Keywords; Safety, Safety system, Safety control, Power press, Brake

1. 緒 言

動力プレス機械による労働災害は、いまなお年間で3,500件（製造業、休業4日以上）近く発生しており、しかも、その約半数はポジティブ・クラッチ式プレスによるものである¹⁾。このプレスによる災害の多くは、クラッチ機構の不都合（上死点以外の位置でスライドを急停止できない）に起因していると考えられるが、もしこのプレスで、上死点以外の位置でもスライドの急停止が可能となる機構（急停止機構）が開発できれば、光線式や両手操作式等の安全装置の使用が可能となるので、災害の大幅な減少が期待できる。

また、足踏操作式のポジティブ・クラッチ式プレスでは、作業者が金型内に材料を供給している際に、誤ってフットペダルを操作したため、スライドが下降して被災するケースが非常に多いが、これは、作業による材料の供給中は、スライドの下降を許可しない機構（起動時の安全確認機構）を設ければ、その大部分は防止できるものである。さらに、既存のポジティブ・クラッチ式プレスでは、クラッチピンが破損したり、摩擦式ブレーキの能力が低下すると、スライドの二度落ちを生じる場合があるが、これもプレス災害の原因となる場合がある。

そこで、本研究では、上記のような問題点を持つポジティブ・クラッチ式プレスの安全性を向上させることを目的として、既存のプレスへの適用が可能な、①急停止機構、②起動時の安全確認機構、③二度落ち防止機構付き一行程一停止機構を持つ安全システムの開発を行った。このシステムを実際のポジティブ・クラッチ式プレスに適用し、実験的に検討を行ったところ、所要の安全上の効果を有することが判明したので、その結果について報告する。

2. 本研究で提案する安全機構

Fig. 1に、開発した安全システムの基本構成を示す。図の長円で囲った部分は、本研究で新たに開発した部分であり、他は既設部分である。

このシステムは、次の各機構から構成される。

2.1 起動時の安全確認機構

本機構では、起動装置(1)（フットペダル）に直結した連結棒(2)と、クラッチ作動カム(3)に直結した連続棒(4)の間に、両者の棒を連結したり切り離したりするための起動連結用ソレノイド(L)を設けている。

いま、作業者の人体の一部がプレス機械の危険限界（スライドが作動する範囲）内に侵入していないときは、光線式安全装置(J)が人体によって遮光されないで、安全装置からの出力信号はONとなり、このON信号によって起動連結用ソレノイドが励磁されて、連結棒(2)と(4)は連結する。その結果、作業者が起動装置を操作すると、連結棒(2)と共に(4)も下方に向けて移動し、これに従ってクラッチ作動カムも下方に向けて移動するため、カムが外れてクラッチピン(5)が移動し、フライホイール(6)とクランク(7)がクラッチピンにより連結されて、スライド(8)は下降を始める。

これに対し、作業者の人体の一部がプレス機械の危険限界内に侵入しようとしたときは、光線式安全装置が人体によって遮光されるので、安全装置からの出力信号はOFFとなり、起動連結用ソレノイドは励磁されず、その結果、起動装置とクラッチ作動カムの連結は解除され、仮に起動装置を操作してもスライドは下降を開始しない。また、仮に起動連結用ソレノイドが断線した場合も、(2)と(4)は連結されないで、スライドは下降を開始しない。

なお、本節では、作業者の人体が光線式安全装置

を遮光してないことを安全確認の条件としたが、厳密には、後述する 3.1 節①～④の全ての条件を確認している。

2.2 急停止機構

本機構では、フライホイールとボス(9)の間に、Fig. 2に示すような形状のリング(10)を組み込んでいる。

作業者の人体が光線式安全装置を遮光していないときは、安全装置からの出力信号はONとなり、このON信号によって、ツメ解除用ソレノイド(B)、(D)とブロック作動用ソレノイド(E)が励磁されて、リングの動きを固定するためのツメ(11)と、スライドを急停止させるためのメカニカルストップ(Fig. 3参照)のブロック(12)を引き上げる。この結果、クラッチピンは連結状態を維持するため、Fig. 2(a)の塗色部分■は一体となって回転し、スライドは下降を続ける。

一方、作業者の人体が光線式安全装置を遮光したときや、安全装置が故障したときは、安全装置からの出力信号はOFFとなるため、リング固定用のツメ

は、ツメ解除用ソレノイドによって吸引されなくなり、その結果、ツメはリングの溝(13)から引き上げられず、リングの回転を固定する。

このとき、リングが固定されてもボスは回転を続けるから、リングとボスの間には相対運動が生じ、ボスと一緒に回転するクラッチピンは、リングに設けられた弧状のガイド(14)に沿って強制的に外側(フライホイールと反対側)へ押し出され、フライホイール(Fig. 2(b)の塗色部分■)とその他の部分(塗色していない部分)との連結は解除される。

次に、プレスに具備されている摩擦式ブレーキ(15)(シューブレーキ)によってスライドを急停止させるのであるが、この摩擦式ブレーキは、経時変化や環境条件の変化により摩擦力が低下する場合がある。そこで、クランク回転角度 90° の位置に、Fig. 3に示すような摩擦によらないメカニカルストップ(16)を設けて、如何なる場合にもこの角度を超えない範囲でスライドを急停止させる構造とした。なお、ストップの設定角度を 90° とした根拠については、5.1.1節で述べる。

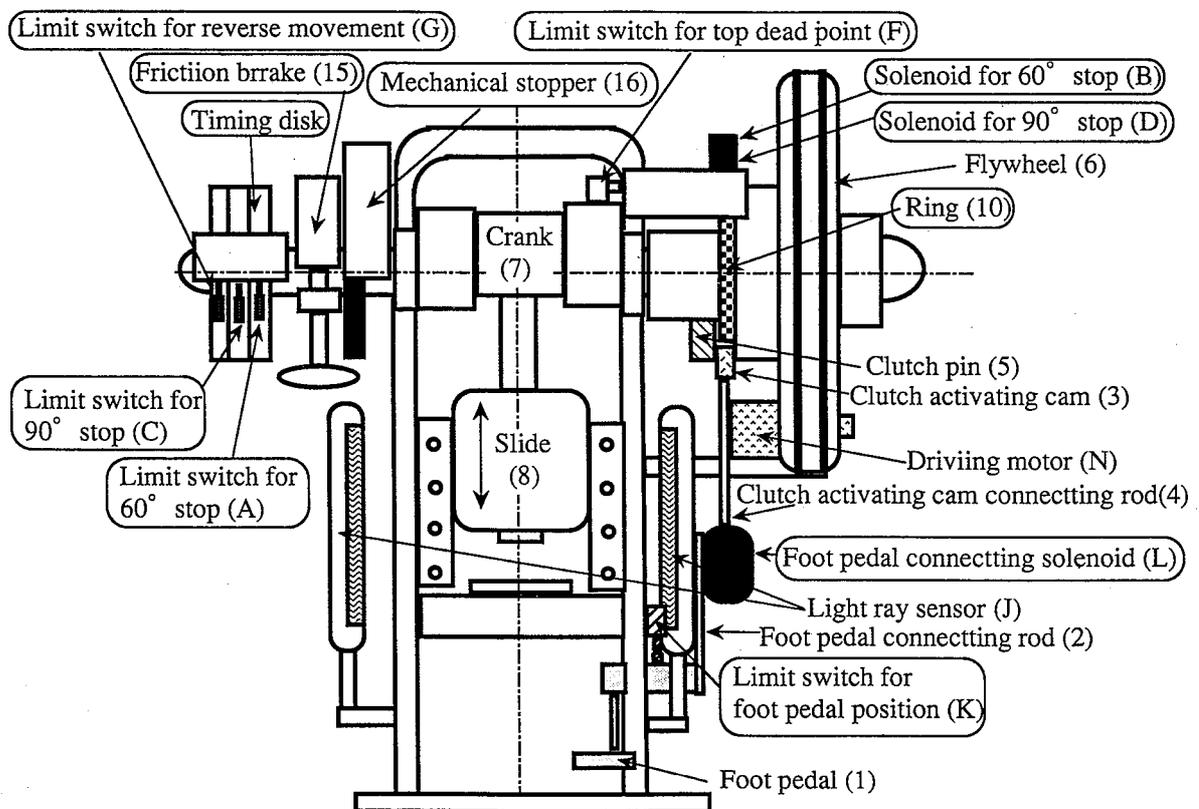


Fig. 1 Constitution of safety mechanism.
安全機構の構成

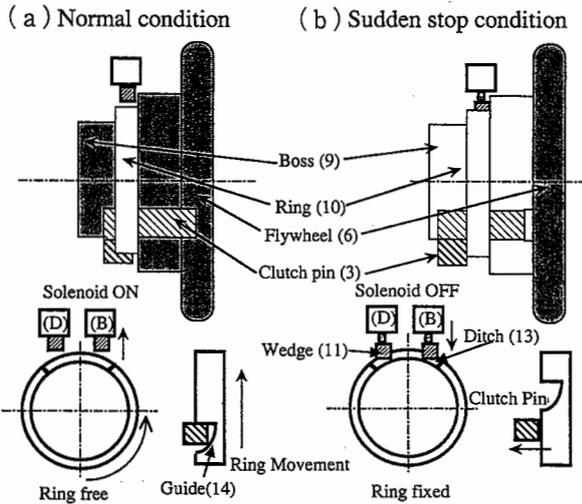


Fig. 2 Sliding out mechanism for clutch pin.
ピンぬき機構

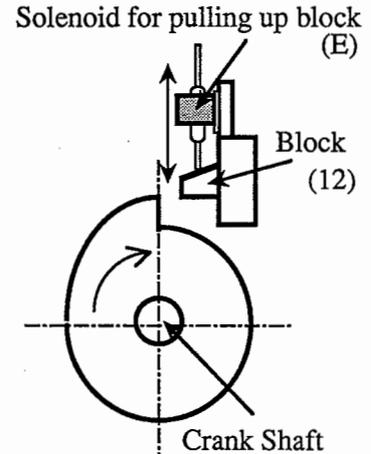


Fig. 3 Sudden stop mechanism by mechanical stopper.
急停止機構のメカニカルストップ

2.3 二度落ち防止機能付き一行程一停止機構

本システムでは、一行程一停止機構を付与するために、クランクがフライホイールと連結して回転を始めた後は、クランクの回転角度 33° の位置で、2.1 節で述べた起動連結用ソレノイドを強制的に OFF とし、クラッチ作動用カムをクラッチピンを抜くことができる位置に復帰させる機構を設けた。これにより、クランクが上死点に戻ると、クラッチ作動用カムによりクラッチピンは引き抜かれ、フライホイールとクランクの連結は強制的に解除される。

また、本システムでは、二度落ち防止機能として、クランクがフライホイールと連結して回転を始めた後は、クランクの回転角度 326° の位置で、ツメ解除用ソレノイドへの通電が停止して、ツメがリングの溝の中へ自重落下するようにした。これにより、仮に摩擦式ブレーキの調整の不備や、クラッチピンの破損により、クランクが上死点を超えて二度落ちした場合でも、 90° でメカニカルストップが働くから、スライドは急停止する。

3. 安全システムの構成

3.1 システム構成

Fig. 4 に、開発した安全機構を実際のポジティブ・クラッチ式プレスに適用したときの処理フローを示す。図中で、長方形は機械側の動作を、台形は人間側の作業を意味する。

このシステムでは、まず、作業者が始動ボタンを押すとモータが回転を始め、フライホイールにエネルギーが蓄積される。次に、作業者がフットペダルを操作すると、スライドは下降するが、起動時の安全確認機構が設けられているため、以下の①～④の条件が確認できたときに初めてスライドが下降を始める。

- ① 作業者の人体の一部が、光線式安全装置を遮光していないこと。
- ② クランクの上死点停止角度が正常な範囲内にあること。これは、摩擦式ブレーキが所要の制動能力を有していることを確認するためのもので、上死点より回転方向に 30° 以内でスライドが停止しているときを正常とする。
- ③ 60° 及び 90° 停止用のツメが、正常な位置にあること。ここでは、ツメがリングの溝の中にあるときを正常とする。
- ④ 起動装置が正常な状態であること。ここでは、起動装置であるフットペダルが、バネによる復帰力によって、踏まれる前の状態に戻っているときを正常とする。

次に、下降行程において、作業者が金型内に手を入れようとして光線式安全装置を遮光したとき、それが Fig. 5 に示すクランク角度 $0 < \theta \leq \theta_1$ の範囲内であれば、急停止機構の作動によって、クランク回転角度が 90° に達するまでにスライドは急停止する。この急停止の過程は、クラッチピンの連結の切り離し → 摩擦式ブレーキの作動 → メカニカルス

トップによる急停止という一連の過程を経るのであるが、このうちクラッチピンの連結の切り離しは、角度 $\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2$ の範囲で行われ、摩擦式ブレーキの作動は角度 $\theta_2 \leq \theta \leq \theta_4$ の範囲で行われ、また、メカニカルストップによる急停止は、角度 $\theta_3 \leq \theta \leq \theta_4$ のきわめて狭い範囲で行われる。ただし、 $\theta_1 = 65^\circ$ 、 $\theta_2 = 77^\circ$ 、 $\theta_3 = 90^\circ$ 、 $\theta_4 = 90^\circ$ である。

実際の作業では、クランク角度が θ_2 を越えたときに、作業者が光線式安全装置を遮光しないとも限らない。そこで、この光線式安全装置の設定位置と危険限界の間に一定の距離（安全距離）を設けて、仮に作業者の手が遮光した場合には、この手の金型内に到達する前に金型間の隙間が 6 mm 以下となるように、安全距離を設定した。この場合、隙間に指が入らないため、挟圧災害とならない。なお、安全距離については、5.1.4 節で詳述する。

3.2 制御信号の発生

本システムでは、制御信号を発生させるために、次の制御機器を設置した。Fig. 6 に、各制御信号のタイムチャートを示す。ここで、Fig. 1 と Fig. 6 の (A) ~ (N) は、下記の (A) ~ (N) に対応する。また、各制御機器の設置状況は、Fig. 1 に示した通りである。

《(A). 60°ツメ解除用リミットスイッチ》

スライドの下降中に、人体の一部が光線式安全装置を遮光していないときに限り、60°停止用ツメをリングの溝より引き上げるためのタイミング信号を出力するリミットスイッチであり、ツメを上げるべきクランク角度に到達したとき、リミットスイッチは ON 信号を出力する。

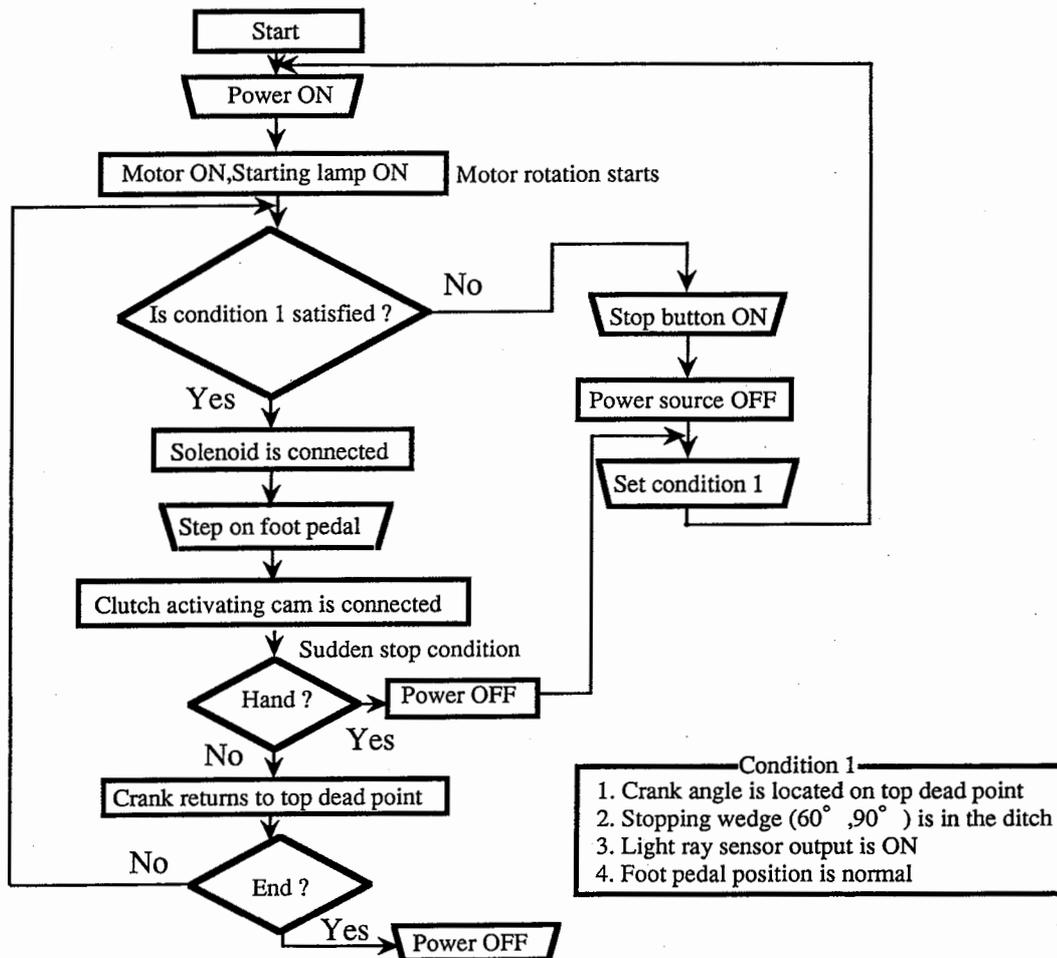


Fig. 4 Flow-chart of new type safety system for positive clutch type press.
 ポジティブ・クラッチ式プレス用安全システムのフローチャート

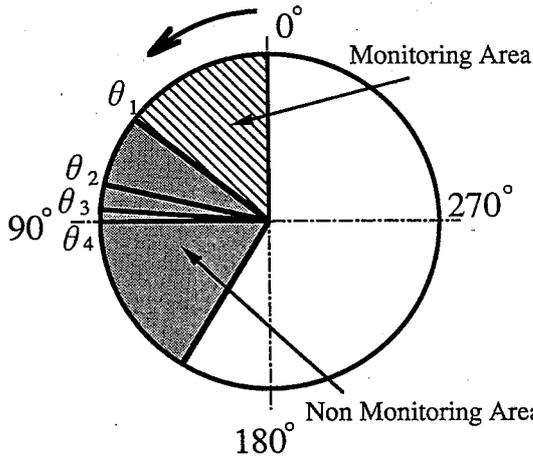


Fig. 5 Function of sudden stop mechanism corresponding to crank angle.
クランク角度に応じた急停止機構の機能

《(B). 60°ツメ解除用ソレノイド》

60°ツメ解除用リミットスイッチの ON 信号により、ツメをリングの溝より引き上げるためのソレノイドである。

《(C). 90°ツメ解除用リミットスイッチ》

スライドの下降中に、人体の一部が光線式安全装置を遮光していないときに限り、90°停止用ツメをリングの溝より引き上げるためのタイミング信号を出力するリミットスイッチであり、ツメを上げるべきクランク角度に到達したとき、リミットスイッチは ON 信号を出力する。

《(D). 90°ツメ解除用ソレノイド》

90°ツメ解除用リミットスイッチの ON 信号により、ツメをリングの溝より引き上げるためのソレノイドである。

《(E). ブロック作動用ソレノイド》

90°ツメ解除用リミットスイッチの ON 信号により、急停止機構のブロックを引き上げるソレノイドである。

《(F). 上死点確認用リミットスイッチ》

スライドが上死点にあることを確認するためのリミットスイッチで、上死点にあるとき ON 信号を出力する。

《(G). 60°, 90°反転確認用リミットスイッチ》

モータ電源出力を自己保持するためのリミットスイッチである。

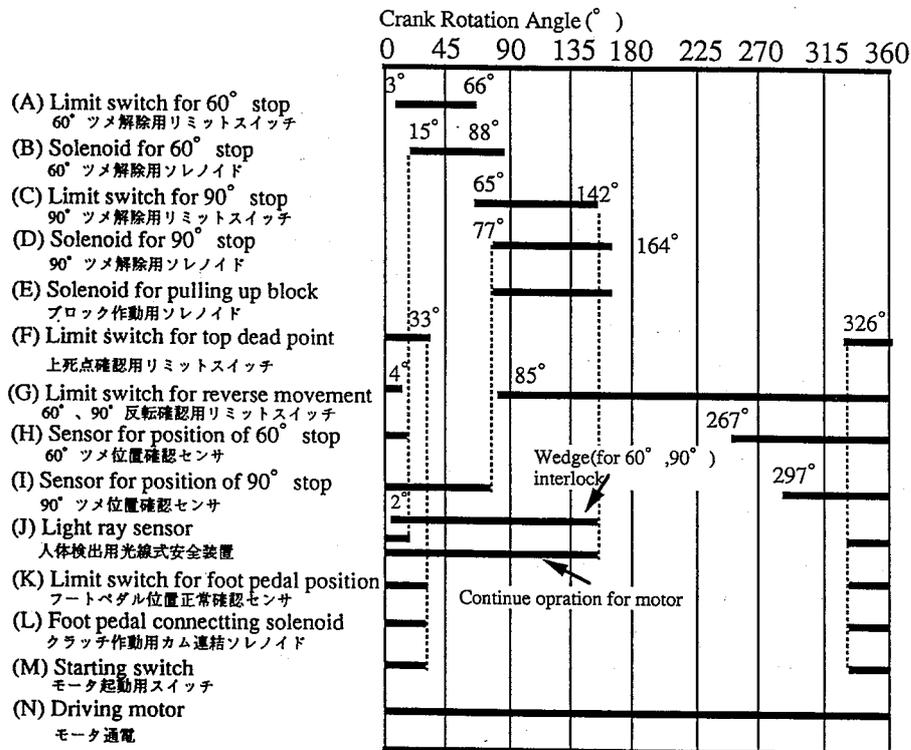


Fig. 6 Timing chart of new type safety system for positive clutch type press.
ポジティブ・クラッチ式プレスの安全システムのタイムチャート

《(H). 60° ツメ位置確認センサ》

60°停止用のツメがリングの溝に下りていることを確認するためのセンサで、溝にあるとき ON 信号を出力する。

《(I). 90° ツメ位置確認センサ》

90°停止用のツメがリングの溝に下りていることを確認するためのセンサで、溝にあるとき ON 信号を出力する。

《(J). 人体検出用光線式安全装置》

作業者の危険限界への侵入を検出する装置であり、侵入なしのとき ON 信号を出力する。

《(K). フートペダル位置正常確認センサ》

フートペダルが、バネリターンによって正常位置に戻っていることを確認するためのセンサで、戻っているとき ON 信号を出力する。

《(L). クラッチ作動用カム連結ソレノイド》

フートペダルとクラッチ作動用カムの間に設置したソレノイドで、上記①～④の条件が満足されるとき励磁され、両者が連結される。

《(M). モータ起動用スイッチ》

モータを起動させるためのスイッチである。

《(N). モータ通電》

一行程のモータ出力である。

4. 実験装置及び実験結果

4.1 実験装置

Photo. 1 は、本研究で実験装置として使用した足踏式ポジティブ・クラッチ式プレスの外観である。この装置は、大網プレス製造（株）製の 25 ton プレスであり、毎分ストローク数が 100 回、ストローク長さが 75 mm、フライホイールの GD^2 が 15.5 kgfm^2 、スライド重量が 35 kg、クランク重量が 14 kg、クランクの GD^2 が $1.7 \times 10^3 \text{ kgfm}^2$ である。なお、本装置では、スライドの現在位置を計測するために、緑測器（株）製のポテンショメータ (LP-250F) を設置した。

4.2 実験結果

4.2.1 起動時の安全確認機構

Fig. 7 に、起動時の安全確認機構に関する制御機器の出力を測定した結果を示す。図からも明かなように、2.4 節①～④の条件をすべて満足していないと、仮にフートペダルを踏んでも起動連結用ソレノイド

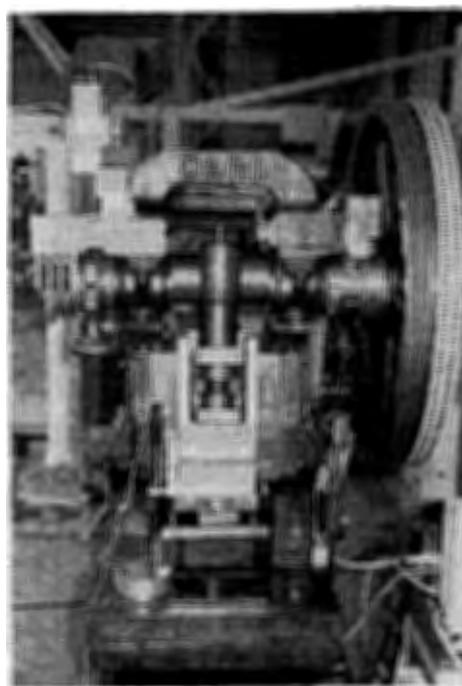


Photo. 1 Positive clutch type press with a new safety system.

ポジティブクラッチ式プレスの安全システム

は励磁されないで、クラッチ作動用カムは引けず、結果的にスライドは下降を開始しない。なお、本機構では、起動連結用ソレノイドに断線が生じた場合も、スライドが下降を開始しないことを実験的に確認した。

4.2.2 急停止機構

Fig. 8(a) は、クランク角度が上死点に近い角度で、作業者の手が光線式安全装置を遮光したときの急停止特性である。この角度では、60°停止用のツメによってリングが固定され、急停止が行われる。

図からも明らかなように、この場合には、摩擦式ブレーキにより、クランク角度約 60°でスライドが急停止した。ただし、これは、摩擦式ブレーキの調整が適切な場合であり、仮に摩擦式ブレーキを無効状態にしたときは、Fig. 8(b) に示すように、クランクはクランク角度 90°でメカニカルストッパに衝突して急停止した。

これに対し、クランク角度が θ_1 に近い角度で作業者の手が光線式安全装置を遮光したときは、90°停止用のツメによってリング固定されるため、摩擦式ブレーキとメカニカルストッパの両方の作用によって、クランク角度 90°付近でスライドは急停止した。Fig.

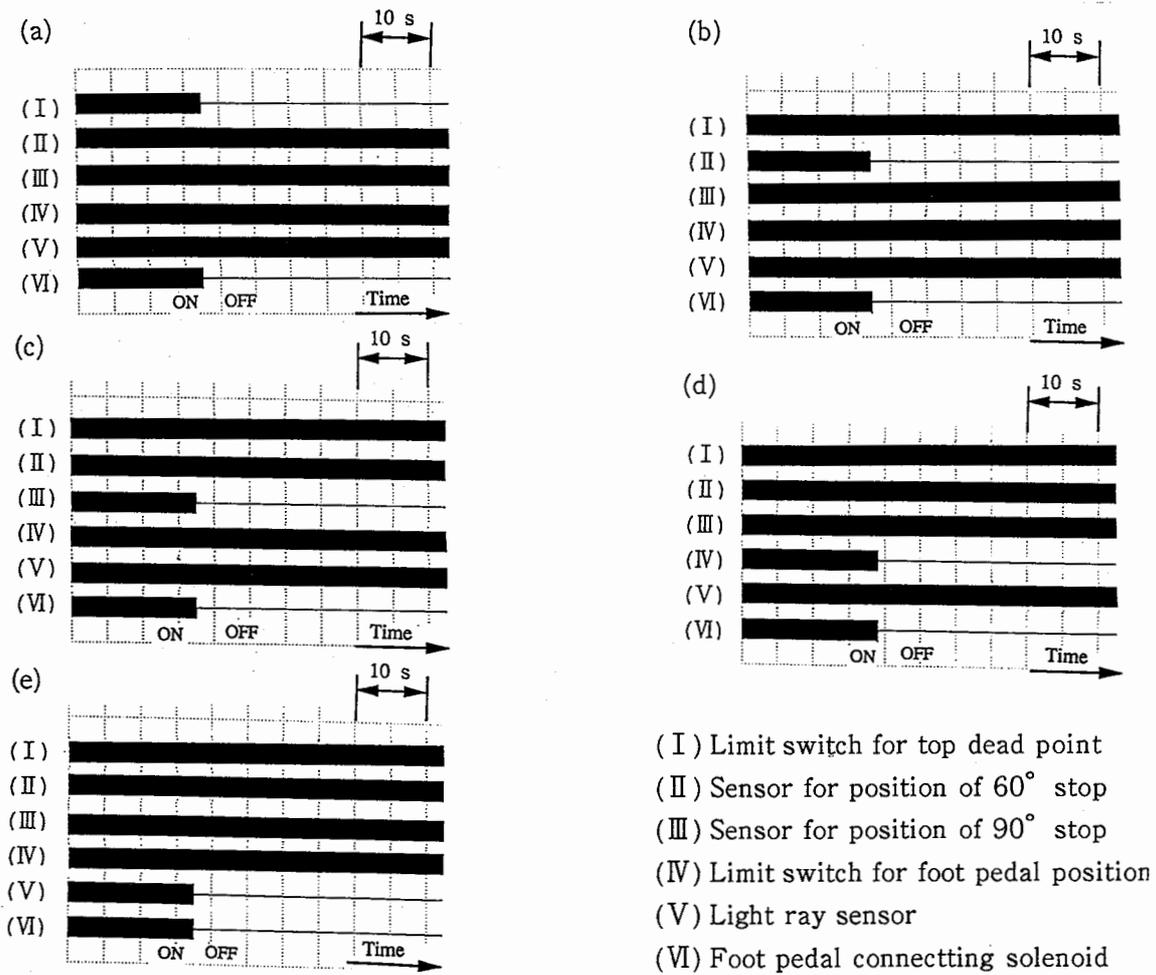


Fig. 7 Experimental result of safety confirmation mechanism for start operation.
 起動時安全確認機構の実験結果

8(b) はそのときの実験結果である。

4.2.3 二度落ち防止機能付き一行程一停止機構

Fig. 9 に、摩擦式ブレーキの能力が低下したときの二度落ちを想定して、上死点からスライドを暴走させた時の急停止特性を示す。図からもわかるように、摩擦式ブレーキを無効とした場合は、クランク角度が 326° を越えると、 60° 停止用ツメを解除するためのソレノイドが強制的に無励磁となるため、 60° でクラッチピンが切り離され、 90° でメカニカルストップが作用してスライドは急停止した。

5. 考 察

5.1 急停止機構に関する考察

ポジティブ・クラッチ式プレスの急停止機構に関し

ては、これまでも、いくつかの重要な提案が行われている。

たとえば東盛²⁾らは、ポジティブ・クラッチ式プレスのクラッチピンを抜く作動用カムがピンと共に移動するようにして、任意の角度でピンを抜くことができる機構を開発した。この機構は、ピンぬき機構としては画期的なものであったが、任意の角度でピンを抜くために機構が複雑となり、改造費が高くなるという問題点を有していた。

また、東盛らの機構では、ピンを抜いた後は、既存の摩擦式ブレーキでスライドを急停止させる方式のため、摩擦式ブレーキの制動能力が低下したり、上金型の重量が大きくなったりすると、ピンを抜いただけではスライドを停止できない場合もあり、その適用に限界があった。

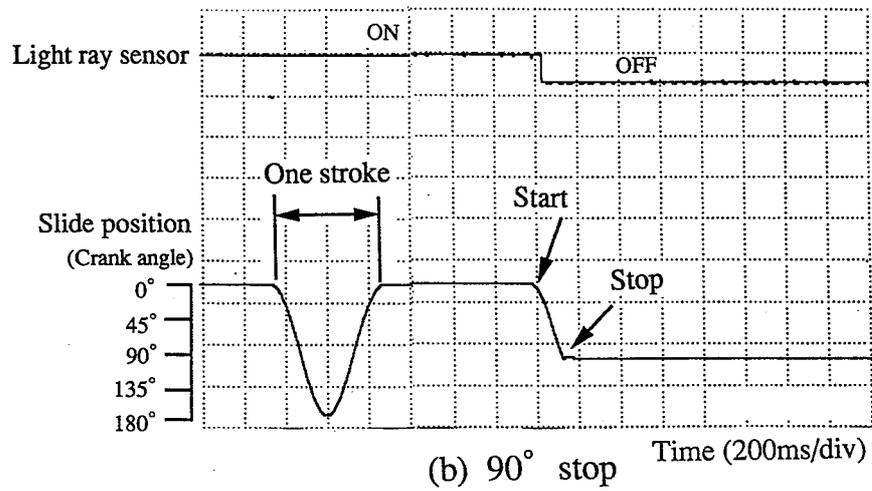
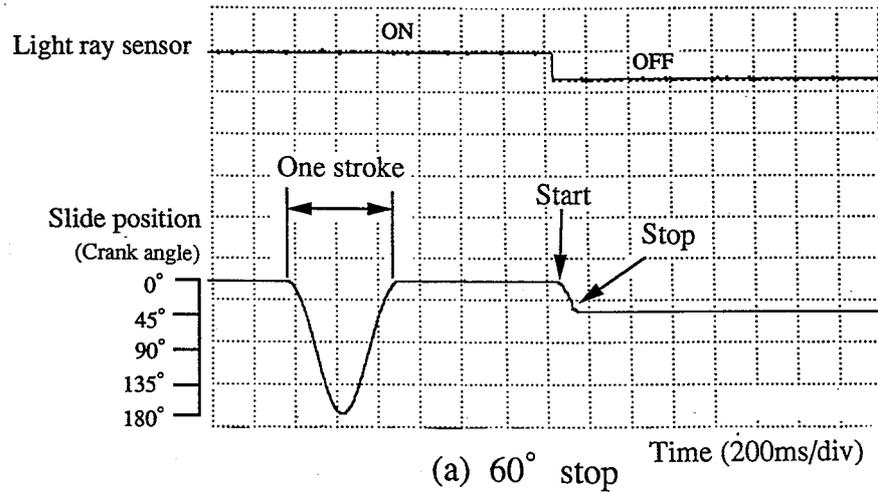


Fig. 8 Experimental result for sudden stop mechanism.
急停止機構の実験結果

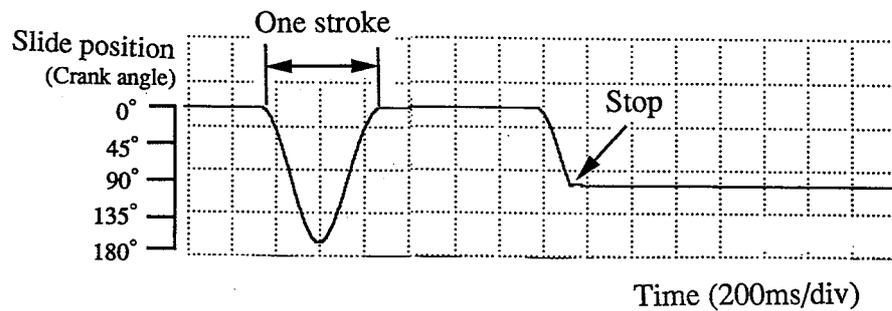


Fig. 9 Experimental result for one-stroke one-stop mechanism.
一行程一停止機構の試験結果

これに対し、筆者らは、ピンを抜いた後にスライ드를急停止させるための機構として、クランク角度 90° の位置に、「曲りはり」に類似した形状を持つメカニカルストッパを設けた。これは、急停止角度を 90° に固定することによって、ピンぬき機構を相対的に簡素化すると共に、仮に既存の摩擦式ブレーキの能力が低下した場合にも、クランク角度 90° の位置で、確実にスライ드를停止させることを目指したものである。また、この機構では、「曲りはり」自身に固有の弾性を持たせて、急停止時に機械側に過大な負荷を与えないように配慮した。

なお、上記の機構では、①スライ드의急停止角度を 90° とした根拠、②メカニカルストッパの形状の選択、③メカニカルストッパの変形が弾性限界内にあるための条件、④安全距離の設定等について検討が必要となる。そこで、これらの点について考察を行った。

5.1.1 スライ드의急停止角度の設定

東盛²⁾らが提案した急停止機構は、任意のクランク角度でスライ드를急停止できるという利点を持つ反面、ピンを抜くための機構が複雑になるという欠点を持つ。そこで本研究では、スライ드의急停止角度を固定することにより、ピンぬき機構を相対的に簡素化することを試みたが、この急停止角度が適切でないと、手指等が挟圧された後にスライ드가停止するという事態にもなりかねない。そこで、このような事態を生じないように、スライ드의急停止角度を設定することを試みた。

いま、プレス加工の対象となる加工材料の板の厚さを t_H 、上金型とした金型の噛み合わせ距離を d 、作業者の手の厚さを w 、プレス機械のストローク長さを s とすれば、スライ드의急停止位置は H は、次式を満足する必要がある。

$$H \leq s - (t_H + d + w) \quad (1)$$

ただし、 H は、議論を簡素化する都合上、「角度」でなく、スライ드의上死点位置を原点としたときの「距離」として定めている。

(1) 式より、各プレス機械毎の急停止位置が個別に定まるが、本研究で対象としたポジティブ・クラッチ式プレスは、主に板金などの打ち抜き加工に用いられる小型プレスであるため、対象作業は比較的薄物の金属材料の打ちぬき加工等に限定されると考えられる。そこで、材料の厚さ t_H を 3 mm 、金型の上型

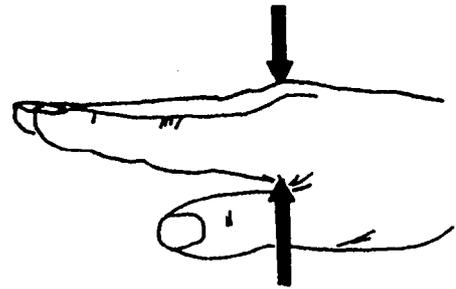


Fig. 10 Thickness at metacarpale.
人間の手の握厚

と下型の噛み合わせ距離の最大値 d を 1 mm と仮定した。

次に、作業者がプレス作業を行う場合、危険限界に侵入する作業者の手は、プレスのホルスタと平行に挿入されるとすると、この手の最大厚は Fig. 10 に示す握厚となる。この握厚の 90% タイル値は、文献 3) によれば 33 mm となる。

以上より、今回対象としたポジティブ・クラッチ式プレスの急停止位置 H は、 $s = 75 \text{ mm}$ であるから、次式となる。

$$H \leq 75 \text{ mm} - (3 \text{ mm} + 1 \text{ mm} + 33 \text{ mm}) = 38 \text{ mm} \quad (2)$$

(2) 式より、急停止位置は少なくともスライ드의上死点位置から 38 mm までの距離に設定する必要がある。これは、クランク角度で約 90° の角度に相当するので (なぜなら、 $s = 75 \text{ mm}$ でクランク角度 180° であるから、その約 $1/2$ である 38 mm は約 90° の角度に相当する)、本機構では、ストローク長の半分である 37.5 mm を急停止位置として設定した。

なお、実際の作業では、手はホルスタと平行に挿入されるとは限らず、また、加工材の板厚は 3 mm を越える場合もあるので、このような場合には、それらの条件を考慮して、急停止位置を設定する必要がある。

5.1.2 メカニカルストッパの形状の選択

本研究では、ピンを抜いた後にスライ드를急停止させるための機構として、メカニカルストッパを使用している。このストッパは、金属間の物理的接触によって大きな制動力を得るものであることから、本研究では、ストッパの形状を、Fig. 11 に示すような半円状の「曲りはり」の形状として弾性を持たせて、

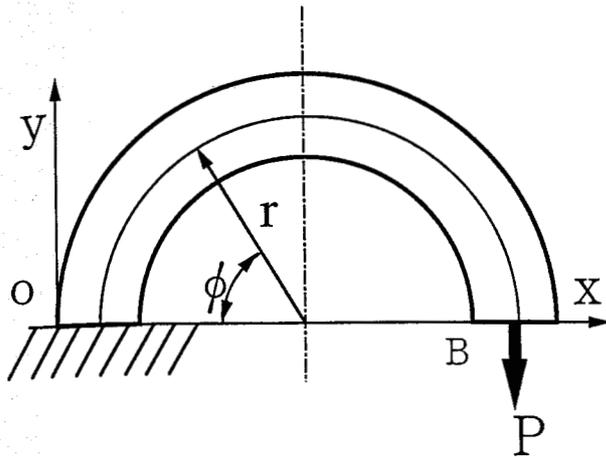


Fig. 11 Configuration of mechanical stopper.
メカニカル・ストップの形状

機械側の過大な負荷を避けられるようにした。この外観を Photo. 2 に示す。いま、この形状で、はりの縦弾性係数を E 、断面二次モーメントを I 、はりの端点 B に作用する荷重を P 、中心半径を r 、はりの断面積を A 、幅を h とすれば、ストップの荷重方向の伸び δ は、次式で与えられる (付録 1 参照)。

$$\begin{aligned}\delta &= 3\pi Pr^3/2EI \\ &= 18\pi Pr^3/AEh^2\end{aligned}\quad (3)$$

なお、曲りはりの形状として、半円でなく 1/4 円を選択する方法もあるが、半円は 1/4 円と比較して明らかに大きな伸びを生じ緩衝性が大きいので、ストップの形状として半円を選択した。

5.1.3 メカニカルストップの変形が弾性限界内にあるための条件

いま、ポジティブクラッチ式プレスのクランク機構を、Fig. 12 のように往復運動部分 (スライド、連接棒等) と回転運動部分 (クランク軸、クランク腕等) に分割し、往復運動部分の重心を P_X 、その質量を M_P 、回転運動部分の重心を C 、その質量を M_C 、金型の質量を M_T とする。

また、点 Y_A, Y_B をクランクの上死点と下死点、点 Q_A, Q_B をスライドの上死点と下死点と定め、回転運動部分の等価慣性モーメントを J 、クランク機構の回転角度を θ (上死点を原点) または ψ ($\theta = 90^\circ$ を原点とする、即ち、 $\psi = \theta - 90^\circ$) とすると、 $\theta = 90^\circ$ (即ち、 $\psi = 0^\circ$) 付近における急停止機構の運動方程

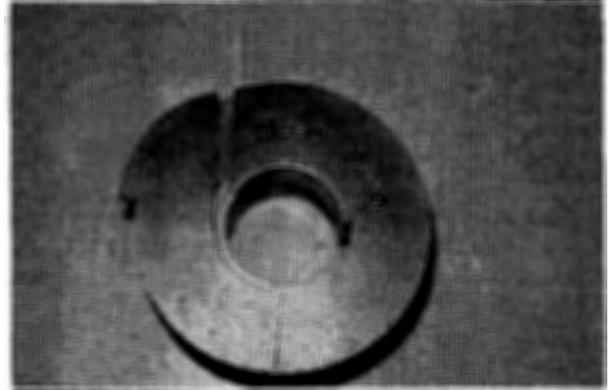


Photo. 2 Appearance of mechanical stopper.
メカニカル・ストップの外観

式は、次式で与えることができる。

$$\frac{J}{g} \cdot \frac{d^2\psi}{dt^2} + K\psi = T_G - T_F \quad (4)$$

ここで、 K は、メカニカルストップの等価弾性係数であり、 $K = 2EI/3\pi r$ である (付録 2 参照)。また、 T_G は、往復運動部分に作用する重力と慣性力に起因して発生する加速トルクであり、クランク機構の角速度を ω 、重力加速度を g 、クランクの半径を R 、連接棒の長さを L 、この両者の比を $\lambda = R/L$ で表し、Fig. 12 のように角度 θ, ϕ を定めれば、 T_G は次式となる (付録 3 参照)。

$$\begin{aligned}T_G &= [M_P + M_T]R \cdot \sin(\theta - \phi) / \cos \phi \\ &\times [1 - R\omega^2(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta)/g]\end{aligned}\quad (5)$$

ただし、 $\theta = 90^\circ$ であり、 $R = 37.5 \text{ mm}$ 、 $L = 300 \text{ mm}$ より、 $\lambda = R/L = 0.13 \ll 1$ であるから、(5) 式は簡略化されて $T_G = (M_P + M_T)R$ となる。さらに、 T_F は摩擦式ブレーキによる制動トルクであるが、これは時間の経過や環境条件の変化により能力の低下を起こす場合があるから、最悪値として $T_F = 0$ とすれば、(4) 式は次のように書き換えることができる。

$$\frac{J}{g} \cdot \frac{d^2\psi}{dt^2} + K\psi = (M_P + M_T)R \quad (6)$$

ここで、 $\omega = (d\psi/dt)$ とすれば、(6) 式で初期条件を $t = 0$ のとき、 $\psi = 0$ 、 $\omega = \omega_0$ として解くと、次式となる。

$$\psi = \frac{\omega_0}{q} \sin(qt) - \frac{F}{K} [\cos(qt) - 1] \quad (7)$$

$$\omega = \omega_0 \cos(qt) + \frac{qF}{K} \sin(qt) \quad (8)$$

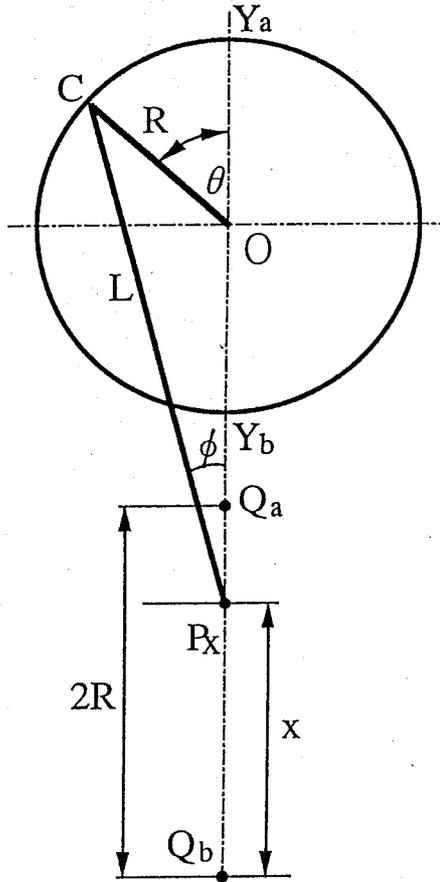


Fig. 12 Model of crank mechanism.
クランク機構のモデル

ただし、 $q = \sqrt{K \cdot g / J}$, $F = (M_P + M_T)R$ である。

(7), (8) 式は、メカニカルストップの作用によって、クランクが周期 q の一自由振動系として振動することを意味している。このような系では、クランクは最初に停止した角度を越えて回転することはない。従って、この機構では、停止性能の一般的な評価指標である停止時間と停止角度は、次に定義する実制動時間 t' (メカニカルストップによる制動力が作用し始めてから、 ω が最初に 0 となるまでの時間) と実制動角度 ψ' (メカニカルストップによる制動力が作用し始めてから、 ω が最初に 0 となるまでの角度) によって評価できる。これより、 t' , ψ' は次式となる。

$$t' = \frac{1}{q} \tan^{-1} \frac{-K\omega_0}{qF} \quad (9)$$

$$\psi' = \frac{\omega_0}{q} \sin(qt') - \frac{F}{K} [\cos(qt') - 1] \quad (10)$$

ここで、メカニカルストップに作用する荷重 P の最大値 P_{\max} と、この力によってストップに生じる曲げ応力 σ の最大値 σ_{\max} は、(3) 式と、 $\delta = r\psi'$ であること、及び $(\omega_0/q) \gg (F/K)$ であることを考慮すれば、(10) 式の第 2 項は無視できて、次式となる。

$$P_{\max} = \frac{AEh^2}{18\pi r^2} \psi' = \sqrt{\frac{bEJh^3}{18\pi gr^3}} \omega_0 \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{M}{Z} = \frac{12P_{\max}r}{Ah} \\ &= \sqrt{\frac{8EJ}{Ar\pi g}} \omega_0 \quad (12) \end{aligned}$$

ただし、 M は Fig. 11 の点 O における曲げモーメント、 Z はメカニカルストップの断面係数、 b はストップの厚さである。

実際の機構では、 $J = 4.2 \times 10^2 [\text{kgf} \cdot \text{cm}^2]$ (付録 4 参照)、 $E = 2.1 \times 10^6 [\text{kgf}/\text{cm}^2]$, $h = 3.5 [\text{cm}]$, $r = 5.0 [\text{cm}]$, $\omega_0 = 100 [\text{rpm}] = 10\pi/3 [\text{rad}/\text{s}]$ だから、 $b = 1.0 [\text{cm}]$ のとき、 $P_{\max} = 7.7 \times 10^2 [\text{kgf}]$, $\sigma_{\max} = 3.8 \times 10^3 [\text{kgf}/\text{cm}^2]$ となる。これに対し、メカニカルストップ (材質 S45C) の降伏点は $5.0 \times 10^3 [\text{kgf}/\text{cm}^2]$ ⁴⁾ 以上の領域にあるから、ストップの厚さ b が少なくとも 1 cm 以上であれば、その伸びを弾性限度内とすることができる。従って、今回の試作では、ストップの厚さを $b = 1.0 \text{ cm}$ として計算した。

5.1.4 安全距離の検討

(a) 両手操作式安全装置を採用したときの安全距離

現在、ポジティブ・クラッチ式プレスに適用できる安全装置として、両手起動式 (押しボタンを操作するとスライドが起動し、押しボタンから手を離しても、押し続けても、スライドが下降する方式) の安全装置⁵⁾がある。この装置は、急停止機構を有しないポジティブ・クラッチ式プレスに限って使用が認められているものであり、この安全装置を使用したときの安全距離 D は、「プレス機械の安全装置使用指針」⁶⁾の 3.2 節 (iii) 式によれば、次の式で与えることができる。

$$D = 1.6 \times (T_N + T_{1/2}) \quad (13)$$

$$= 1.6 \times (1/N) \times (60.000/\text{毎分ストローク数})$$

$$+ 1.6 \times (1/2)(60.000)/\text{毎分ストローク数}$$

ただし、 N はポジティブ・クラッチの掛け合い箇所の数であり、 T_N は、押しボタン等を押してからプレス機械のクラッチが連結するまでの所要最大時間 (単位 ms) を、 $T_{1/2}$ は、クラッチが連結してからスライドが下死点に達するまでの所要最大時間 (単位 ms) を意味する。

ここで、(13) 式を基に、本研究で対象としたプレス機械が急停止機構を有していない場合の安全距離を計算すると、毎分ストローク数が 100 回、 $N = 2$ であるから、 D は 960 mm となる。これは、1m 近い安全距離を要求するものであるから、実際の作業にこのような安全装置を適用すると、作業性は相当低下すると考えられる。

これに対し、本研究で開発した急停止機構を持つポジティブ・クラッチ式プレスでは、起動装置として両手操作式の安全装置 (クランク角度が θ_1 までの間は、押しボタンから手を離すと、光線式安全装置を遮光したときと同じ OFF 出力となってスライドは急停止するが、クランク角度が θ_1 を越えると、押しボタンから手を離しても、押し続けても、スライドが下降する方式) の適用が可能であり、このときの安全距離は、次のようになる。

まず、この方式では、押しボタンを押してからプレス機械のクラッチが連結するまでの時間は、両手操作を継続する必要があるから、この間は両手を操作式安全装置による監視が行われていると考えてよく、このとき、 $T_N = 300$ ms (スライドが上死点から下死点までを移動するのに要する時間) であると考えれば、安全距離は、 $D_N = 1.6 \times T_N = 1.6 \times 300$ ms = 480 mm だけ短くなる。

また、本装置では、スライドが下降を始めてから、クランク角度が $\theta_1 = 65^\circ$ になるまでの間は、両手操作式安全装置を押し続ける必要があるが、これは安全距離にして、

$$1.6 \times 300\text{ms} \times (65^\circ/180^\circ) = 173\text{mm} \quad (14)$$

の短縮に相当する。ただし、300 ms は、スライド上死点 (0°) から不死点 (180°) までを移動するのに要する時間である。

さらに、上型と下型間の距離が 6 mm 以下となれば、挟圧災害は生じないが、この状態となるのは、上死点から 147° の角度である。これは安全距離にして

$$1.6 \times 300\text{ms} \times (180^\circ - 147^\circ)/180^\circ = 88\text{mm} \quad (15)$$

の短縮に相当する。

以上より、安全距離は、 $960 - 480 - 173 - 88 = 219$ mm となるが、この程度の安全距離であれば、実際の作業はきわめて容易となり、適切な作業性が確保できると考えられる。

(b) 足踏み操作に光線式安全装置を適用したときの安全距離

次に、足踏み操作でプレス作業を行い、安全装置としては光線式安全装置を選択した場合の安全距離を考える。

この方式の採用は、東盛らの開発した急停止機構では、若干の問題を生じると考えられる。なぜなら、東盛らの機構では、仮に光線式安全装置を適用すると、万一摩擦式ブレーキの能力が低下したり、クラッチピンが破損したりすると、二度落ち生じる場合があるためである。

これに対し、本研究で開発した機構では、仮に摩擦式ブレーキの能力が低下したり、クラッチピンが破損したりしても、メカニカルストップの作用により、クランク角度 90° の位置でスライドは急停止する。従って、この機構を使用すれば、足踏み操作でプレス作業を行い、安全装置としては光線式安全装置を選択することも可能である。

この条件の下での安全距離 D は、上記指針の 3.2 節 (i) 式によれば、次式で与えられる⁶⁾。

$$D = 2.4 \times (T_L + T_S) \quad (16)$$

ここで、 T_L は、作業者が光線式安全装置を遮光してから急停止機構が作動を開始するまでの時間 (単位 ms) であり、 T_S は、急停止機構が作動を開始したときからスライドが停止するまでの時間 (単位 ms) である。

ただし、本研究で開発した急停止機構では、クランク角度が 65° を越えたときは、作業者が光線を遮光してもスライドを停止できない。また、クランク角度が $147^\circ \sim 180^\circ$ の範囲内 (これは、上型と下型間の距離が 6 mm 以下のため、挟圧災害が生じない範囲である) であれば、作業者が危険限界内に手をいれようとしても手が入らないため、災害が生じることはない。従って、作業者がクランク角度 65° で光線を遮光してから、クランク角度 146° で金型内に手を入れるときに、最も安全距離を確保しなければな

らない場合であり、この範囲を移動する時間が、(16)式の $(T_L + T_S)$ に相当すると考えられる。これより、 $(T_L + T_S)$ は次式となる。

$$\begin{aligned}(T_L + T_S) &= 300\text{ms} \times (147^\circ - 65^\circ) / 180^\circ \\ &= 137\text{ms}\end{aligned}\quad (17)$$

ただし、300 ms は、スライドが上死点 (0°) から下死点 (180°) までを移動するのに要する時間である。

以上より、 $D = 2.4 \times (T_L + T_S) = 2.4 \times 137 = 329\text{mm}$ となるが、この程度の安全距離であれば、実際の作業は比較的容易に遂行でき、適切な作業性が確保できると考えられる。

なお、以上の議論では、下死点から6 mm 上方までの範囲は挟圧災害が生じない範囲としているが、一般には、安全距離の算出には、下死点に達するまでの範囲が含まれる。また、筆者らは、ポジティブ・クラッチ式プレスの足踏み操作は廃止すべきものと考えるが、ここでは構造規格制定以前のポジティブ・クラッチ式プレスも研究対象とする関係上、仮に足踏み操作であっても安全に作業を行うことが可能なシステムの構成を検討したものである。

5.2 一行程一停止機構に関する考察

現在、ポジティブ・クラッチ式プレスを対象とした一行程一停止機構として、我国で広く使われているのが、電磁バネ式⁵⁾やエアシリンダ式⁵⁾の機構である。これらの機構は、スライドを上死点で停止させるための画期的な機構を備えているが、摩擦式ブレーキの能力が低下したり、クラッチピンが破損したりすると、スライドが上死点で停止せず、二度落ちを生じるという問題点を有している。

これに対し、本研究で開発した一行程一停止機構では、摩擦式ブレーキの能力が低下して二度落ちが生じた場合は、ピン抜き機構の作用によって、クランク角度 60° の位置でクラッチピンは引き抜かれ、メカニカルストップの作用によって、クランク角度 90° の位置でスライドは急停止するから、手指等が挟圧されることはない。

また、クラッチピンの破損によって二度落ちが生じた場合も、メカニカルストップの作用によって、クランク角度 90° の位置でスライドは急停止する(ただし、この場合は、クラッチピンが引き抜かれない場合がある)。

このように、摩擦式ブレーキの能力が低下した場合だけでなく、クラッチピンが破損した場合にも有効な二度落ち防止機能を持っていることが、本研究で開発した一行程一停止機構の最大の特徴であり、この機能を備えているものは、既存の一行程一停止機構の中にはない。従って、この機構の適用により、従来の一行程一停止機構と比較して、高い安全性を実現することが可能と考えられる。

5.3 起動時の安全確認機構に関する考察

本研究で提案した起動時の安全確認機構に類似した方式として、クラッチ作動用カムを直接ソレノイドで吸引する方式⁷⁾がある。この方式は、構造は簡単であるが、万一ソレノイドが異常動作を生じたときは、作業者がフットペダルを踏んでいなくても機械が起動してしまう場合があるため、通常は採用されていない。

これに対し、本研究で開発した機構では、起動連結用ソレノイドが断線した場合には、フットペダルに直結した連結棒と、クラッチ作動用カムに直結した連結棒の連結は切り離されるから、スライドは下降行程を開始することはない。また、ツメ解除用ソレノイドが断線した場合は、ツメがリングの溝に向けて自重落下するから、仮にスライドが下降を開始しても、クランク角度 60° の位置でクラッチピンは切り離され、摩擦式ブレーキとメカニカルストップの作用によってスライドは急停止する。

さらに、起こり難い故障ではあるが、起動連結用ソレノイドの異常な励磁動作や、フットペダルとクラッチ作動用カムを連結する機構の調整不良により誤った連結が起きた場合でも、フットペダルを踏まない限りスライドは下降を開始しない。

以上の理由から、本研究で開発した起動時の安全確認機構は、クラッチ作動用カムを直接ソレノイドで吸引する方式と比較して、高い安全性を有している。

6. 結 言

本研究では、安全距離を実用上問題とならない程度にまで短縮でき、かつ、足踏みによる起動操作であっても作業を安全に行うことが可能な機構として、次のような機構を持つ安全システムを開発した。

1) 急停止機構

スライドの下降中に作業者が光線式安全装置を遮光したときに、フライホイールとクランクを連結し

ているクラッチピンを引き抜くと共に、クランク角度 90° を越えない範囲でスライドを急停止させる機構を開発した。

この機構では、作業者が光線式安全装置を遮光すると、フライホイールとボスの間に設けられているリングを固定するためのツメが自重落下して、リングの動きを固定するため、リングとボスの間には相対運動が生じ、ボスと一緒に回転するクラッチピンは、リングに設けられたガイドに沿って強制的に引き抜かれる。

次に、摩擦式ブレーキの作用によってスライドは急停止するが、このブレーキは時として能力低下をきたす場合がある。そこで、クランク角度 90° の位置に、「曲りはり」に類似した形状を持つメカニカルストップを設けて、如何なる場合にも、この角度を越えない範囲でスライドを急停止させる構造とした。なお、この機構では、「曲りはり」自身に固有の弾性を持たせて、急停止時に機械側に過大な負荷を与えないように配慮した。また、安全装置や励磁用ソレノイドの故障時にも、メカニカルストップが作動して、スライドが停止する構成としている。

2) 起動時の安全確認機構

プレス機械の起動時に作業者が光線式安全装置を遮光したときに、起動を許可しない機構を開発した。

この機構では、起動装置（フットペダル）に直結した連結棒と、クラッチ作動用カムに連結した連結棒の間に、両者の棒を連結したり、切り離したりするための起動連結用ソレノイドを設けている。このような構造により、光線式安全装置が遮光されると、ソレノイドが無励磁となり、両者の連結は切り離されるため、仮に起動装置を操作しても、スライドは下降行程を開始しない。

3) 二度落ち防止機能付き一行程一停止機構

作業者が起動装置を押し続けても、スライドが上死点に到達したときはこれを停止させる機構を開発した。

この機構では、クランク回転角 33° の位置で、起動連結用ソレノイドを強制的に OFF とするため、クランクが上死点に戻ると、クラッチ作動用カムにより、クラッチピンの連結は強制的に切り離される。また、仮に摩擦式ブレーキの調整の不備から、クランクが上死点を越えて二度落ちした場合でも、クランク回転角 326° の位置で、ツメ解除用ソレノイドへの通電が停止するから、 60° でクラッチピンは外れ、 90° で

メカニカルストップの作用により、スライドは急停止する。

以上の機構を圧力能力が 25 トン、毎分ストローク数が 100 回、ストローク長さが 75 mm のポジティブ・クラッチ式プレスに適用したところ、両手操作式の安全装置を適用した場合は、安全距離を 219 mm まで短縮できた。また、足踏み操作でプレス作業を行い、安全装置として光線式的安全装置を使用した場合は、安全距離を 329 mm まで短縮できた。これに対し、急停止機構を具備しない上記プレスの安全距離は 1m 近くとなるから、本機構の適用により、安全距離を実用的な距離にまで短縮できることが分かった。

また、既存の急停止機構や一行程一停止機構は、摩擦式ブレーキの能力が低下したり、クラッチピンが破損したりすると、スライドが急停止できなくなったり、二度落ちを生じる場合があるが、本研究で開発した機構は、仮に摩擦式ブレーキが無効になったり、クラッチピンが破損したりしても、人体の一部が危険限界内に侵入したときは、メカニカルストップの作用によって、クランク角度 90° の位置でスライドは急停止する。この機構に光線式安全装置を適用することにより、仮に足踏み操作であっても安全に作業を行うシステムの構成が可能となった。

謝 辞

本研究に御協力いただいた当研究所の杉本旭主任研究官、深谷潔主任研究官、池田研究員に感謝致します。また、装置の制作に御協力いただいた村田寛氏に深く感謝致します。

[付録 1]

いま、Fig. 10 のような形状の「曲りはり」の一端 O を固定し、他端 B に垂直荷重 P を加えるとき、 (R, ϕ) 座標を図のようにとるものとすれば、カステリアノの定理⁸⁾より、「曲りはり」の持つ全ひずみエネルギー U は、次式で与えられる。

$$U = \int_0^\pi (M^2 r / 2EI) d\phi \quad (A.1)$$

ただし、 M は点 (r, ϕ) の位置における曲げモーメントであり、 I は同上の点における断面二次モーメント、 r は曲りはりの半径、 E は「曲りはり」を構成する材料の縦弾性係数、 U は曲りはりの全ひずみエネルギーである。

ここで、 $M = Pr(1 + \cos \phi)$ であることを考慮すれば、(A.1)式は次のように書き換えることができる。

$$U = \int_0^\pi [P^2 r^3 \cdot (1 + \cos \phi)^2 / 2EI] d\phi$$

$$= 3\pi P^2 r^3 / 4EI \quad (A.2)$$

以上より、点 B における荷重方向のたわみ δ は、次式で与えられる。

$$\delta = dU/dP$$

$$= 3\pi P r^3 / 2EI \quad (A.3)$$

なお、以上の過程では、はりの断面寸法は半径 r に対して小さいものとし、かつ、せん断力及び軸力の影響は無視できるものと仮定しており、(A.3)式は近似解である。

[付録 2]

いま、クランク機構の回転角度を ϕ 、クランク機構に作用するトルクを T 、急停止機構から作用する制動力を P 、ストップの半径を r 、ストップのたわみを δ とすると、次の関係が成り立つ。

$$T = K\psi \quad (A.4)$$

$$T = Pr \quad (A.5)$$

$$\delta = r\psi \quad (A.6)$$

$$\delta = 3\pi P r^3 / 2EI \quad (A.7)$$

以上の関係式を解いて、次式を得る。

$$K = 2EI / 3\pi r \quad (A.8)$$

[付録 3]

いま、Fig. 12 のように、点 A, B をクランクの上死点と下死点、点 P, Q をスライドの上死点と下死点と定め、クランクの半径を R 、接続棒の長さを L 、この両者の比を $\lambda = R/L$ で表し、クランク角度を θ 、接続棒とスライド軸心 (図の OQ) のなす角を ϕ とすれば、往復運動部分の位置 x は、次式となる⁹⁾。

$$x = PQ - (OQ - OP_x)$$

$$= 2R - [(R + L) - OP_x]$$

$$= (R - L) + (L \cos \phi - R \cos \theta)$$

$$= R[(1 - \cos \theta) - (1/\lambda)(1 - \cos \phi)] \quad (A.9)$$

$$= R[(1 - \cos \theta) - (1/\lambda)(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \theta})]$$

(A.9)式では、 $\lambda \ll 1$ のとき、 $\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \theta}$ は近似的に $1 - (\lambda^2/2) \cdot \sin^2 \theta$ と置き換えることができる。また、 $\sin^2 \theta = (1 - \cos^2 \theta)/2$ であるから、(A.9)式は次式となる。

$$x = R[(1 - \cos \theta) - (\lambda/4)(1 - \cos^2 \theta)] \quad (10)$$

ここで、 ω をクランク機構の角速度とすれば、スライドの速度 v と加速度 α は、次式となる¹⁰⁾。

$$v = (dx/dt)$$

$$= (d\theta/dt) \cdot (dx/d\theta)$$

$$= \omega \cdot (dx/d\theta)$$

$$= R\omega[\sin \theta + (\lambda/2) \cdot \sin^2 \theta] \quad (A.11)$$

$$\alpha = (d^2x/dt^2)$$

$$= (dv/dt)$$

$$= (d\theta/dt) \cdot (dv/d\theta)$$

$$= \omega \cdot (dv/d\theta)$$

$$= R\omega^2[\cos \theta + \lambda \cos 2\theta] \quad (A.12)$$

次に、接続棒を解して作用する力の大きさを F 、重力加速度を g 、往復運動部分の質量を M_P 、金型の質量を M_T とすれば、往復運動部分の運動方程式は、次式となる。

$$\frac{(M_P + M_T)}{g} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = (M_P + M_T) - F \cos \phi \quad (A.13)$$

さらに、(A.13)式の F と、(5)式の T_G の間には、 $\angle OCP_x = \theta - \phi$ だから、次の関係がある。

$$T_G = R \times F \cdot \sin(\angle OCP_x)$$

$$= FR \cdot \sin(\theta - \phi) \quad (A.14)$$

以上の関係から、 T_G を導出できる。

[付録 4]

いま、クランクの GD^2 を求めるために、クランク軸の直径を d 、クランク軸の長さを z 、クランク重量を M 、クランク軸の偏心を d' とすれば、 $d = 110[\text{mm}]$ 、 $z = 190[\text{mm}]$ 、 $M = 13[\text{kg}]$ 、 $d' = 37.5[\text{mm}]$ だから、 GD^2 は次式となる。

$$\begin{aligned} GD^2 &= 3100 \times d^4 \times z + 4M(d')^2 \\ &= 0.167[\text{kgf} \cdot \text{m}^2] \end{aligned} \quad (\text{A.15})$$

これより、慣性モーメント J は、

$$\begin{aligned} J &= GD^2/4 \\ &= 4.2 \times 10^2[\text{kgf} \cdot \text{cm}^2] \end{aligned} \quad (\text{A.16})$$

(平成 6 年 4 月 28 日受理)

参考文献

- 1) 中央労働災害防止協会, 安全衛生年鑑 (平成 2 年版) (1990), 295.
- 2) 東盛, 安全クラッチについて, 金属プレス, 1984-7, 54~57.
- 3) 航空医学実験隊, 航空自衛隊員の身体計測値, 防衛庁 (1990), 139.
- 4) 米山, 機械設計の基礎知識, 日刊工業新聞社 (1993), 208.
- 5) 労働省安全衛生部安全課編, プレス作業と安全, 中央労働災害防止協会 (1991), 105~107.
- 6) 産業安全研究所技術指針, RIIS-TR-83-1, (1984), 52~53.
- 7) 日本鍛圧機械工業会, 鍛圧機械の海外技術動向調査報告書 (1994).
- 8) 日本機械学会編, 機械工学便覧 (第 4 版) (1963), 4~50.
- 9) 中田, プレスの理論と実際, コロナ社 (1982), 12~14.
- 10) 伊藤, 機械の駆動システム設計, 日刊工業新聞社 (1982), 94~116.
- 11) 不二越研究グループ, 知りたい油圧, ジャパンマシニスト社 (1979) 40.