論文

高能力フリクショナルガスクッション装置の
開発と応用伊藤 隆夫^{*,**} 下間 隆志^{**}石川 洋明^{**} 高井 治^{***}Development and Application of High-Performance
Frictional Gas Cushion DeviceTakao ITO^{*, **}, Takashi SHIMOMA^{**},Hiroaki ISHIKAWA^{**} and Osamu TAKAI^{***}

(Received on August 29, 2018)

Recent ultrahigh-tensile-strength steel sheets have become indispensable for improving fuel economy through their incorporation into skeletal parts of automobiles to reduce the weight. To enable the forming of ultrahigh-tensile-strength steel sheets, a high-performance upper cushion is indispensable. The developed high-performance frictional gas cushion device applies as cushion force by frictional force generated by sliding between metal parts of the shaft parts and the hole parts having interference. Frictional cushion force mechanism was added to the upper piston shaft portion of the gas cushion device. In this apparatus, in addition to the repulsive force (gas cushion force) generated by the gas when the piston is pushed into the cylinder, frictional force (frictional cushioning force) due to interference between the inner surface of the cylinder and the outer surface of the piston shaft can be obtained. Therefore, it is possible to obtain a higher cushioning force than that with the conventional gas cushioning apparatus, which generates cushioning force only by the repulsive force of the gas.

Key words: friction, surface treatment, interference fit sliding, gas cushion, die cushion device, high durability.

1. 緒言

産業機械の多くに使用されているばねの代用として、ガス封入式のガスクッションが知られている。ガスクッションは、コイルスプリング等と比較して高荷重（高クッション力）であり、省スペース化を図りやすいといった特徴がある。近年の高張力材料のプレス加工や板鍛造に使用されるダイクッションには、より高いクッション力が求められている。しかし、ガスクッションでは高張力鋼板の成形には能力が足りないことがある。所望のクッション力を得るために、ガスクッションを多数配置することも考えられるが、金型の剛性低下による精度不良を起こす場合もある。

そこで、コンパクトで高いクッション力が得られるダイクッション装置の開発が望まれている。

2. 技術の動向

自動車産業では燃費向上の施策として、車体骨格の軽量化が必須となっており、超高張力鋼板の成形課題の克服が急務となっている。今後の超高張力鋼板の市場への展開において、工法の転換が必要不可欠である。

従来の車体骨格成形工法の金型構造と一工程内の成形過程を Fig. 1 に示す。従来工法では Fig. 1 のように、上型のダイと下型のしわ押さえプレートで材料を挟み込み曲げや絞り加工を開始し、下死点にて上型のダイと下型の成形パンチの隙間に材料を挟み込み、製品の上面にあたる部分の形状の成形を完了する。絞り加工する場合、成形時に下部ダイクッション力にて、しわ押さえプレートに背圧を与え、ダイと共にワークの周縁を挟み込み、材料の流入を制御し、しわや割れの抑制を行っている^{1), 2)}。この時、上部ダイクッションは、使用されていない。

SPCC 材のような一般鋼材や引張強さが 270 MPa 程度の鋼板では成形可能であった形状でも、同一金型で 1470 MPa 級の超高張力鋼板の成形を行うと、曲げや絞り加工時に、

* 関東学院大学大学院総合工学専攻(材料・表面工学専修)
〒250-0042 小田原市荻窪 1162-2
Doctoral Course in Interdisciplinary Engineering,
Graduate School of Engineering, Kanto Gakuin University,
1162-2 Ogikubo, Odawara 250-0042, Japan.
E-mail: itotaka@aida.co.jp

** アイダエンジニアリング(株) 開発本部
〒252-5181 相模原市緑区大山町 2-10
Research & Development Headquarters, Aida Engineering, Ltd.,
2-10 Ohshima-cho, Midori-ku, Sagami-hara 252-5181, Japan.

*** 関東学院大学工学研究科, 材料・表面工学研究所
〒250-0042 小田原市荻窪 1162-2
Materials and Surface Engineering Research Institute, Kanto Gakuin University,
1162-2 Ogikubo, Odawara 250-0042, Japan.

材料強度によって上型と下型の空間内に、材料が張り出し形状に変形する。上型ダイの下降が進行し、上型と下型の空間が減少すると、張出した材料があまり、しわとして成形される。このしわのため、製品形状に成形することが出来ず、下死点まで上型を下げると金型を破損させてしまう場合もある。

Fig. 2 に従来工法の金型で超高張力鋼板を成形した時の材料の状況を示す。

Fig. 1 Die structure for conventional method

Fig. 2 Ultrahigh-tensile-strength steel sheet drawing by conventional die method

3. 開発の目的、手段

超高張力鋼板を成形するには、まず曲げや絞り加工時に発生する頂点部材料のあまり発生を抑制し、曲げや絞り加工が開始される前に、製品の上面にあたる頂点部の成形を上部ダイクッション力にて完了させる。そのまま上部ダイクッション力にて上面成形部を拘束し続けながらしわの発生を抑制し、曲げや絞り加工を行う工程に工法転換することで可能になる。Fig. 3 に上部成形を上部ダイクッションにて曲げや絞り成形加工前に開始する新工法の金型構造を示す。

新工法のように製品の上面にあたる部分の成形を先行成形する場合、プレス機械のスライドに新たに上部クッション装置を設備しなければならない。しかし、製品毎に成形に必要なダイクッション能力、ダイクッションピン位置が異なるため、汎用機としてプレス機械のスライド部にダイクッション装置を設備すると、ダイクッションピン位置が限定され、ピン位置の共用化が必要となり、製品毎の最適な金型設計が困難になる。この問題を解決するために、油圧ダイクッション装置を上型に内蔵する手段も考えられるが、金型毎に油圧シリンダ部の製作が必要であり、金型のコストアップと油圧ユニットとの配管作業等の段取り時間によるコストが発生する。また、ガス封入式のガスクッションをダイクッションとして使用することも考えられるが、ガスクッションの初期設定圧力は 15 MPa 程度である。超高張力鋼板の上面成形に必要な初期能力を金型に内蔵できるようにコンパクト化したガスクッションで得るためには、25 MPa 程度の初期圧が必要となる。このため、従来のガスクッションでは初期能力が足りず、所望のクッション力を得るために、ガスクッションを多数配置することが必要となる。しかし、能力を上げるためにシリンダ外径の大きなものの使用や多数配列すると、金型剛性の低下や最適箇所配置できない等の問題もある。さらにガスクッションは、ストロークにより封入されている窒素ガスの体積が減少するため、下死点でクッション能力が最大荷重となったとき、絞り成形時の製品割れの原因となる場合もある。

Fig. 3 Die structure for new construction method

以上の問題を解決するために、ストローク開始時点から高いクッション力が得られ、ストロークによる能力増加のないクッション装置の開発が必要である。

一般にガス封入式ガスクッションでは、パッキンシールの材質は合成ゴムや合成樹脂なので、初期充填圧力は 15 MPa 程度である。この圧力をさらに上げて高能力化を考えると、ストローク時の増圧力でのパッキンシール部の耐久性やシール性、増圧による能力増加の問題がある。

高負荷荷重用に開発した高能力フリクショナルガスクッション装置は、締め代のある軸部品と穴部品との金属同士の摺動により発生する摩擦力を応用し、上部ピストンシャフト部に摩擦カクッション機構を付加したものである。ピストンがシリンダへ押し込まれる際に、ガスによる反発力（ガスクッション力）に加えて、シリンダの内面とピストンシャフトの外面の締め込みによる摩擦力（摩擦カクッション力）が得られる。そのため、ガスの反発力のみでクッション力を得ようとする従来のガスクッション装置に比べて、高いクッション力を得ることができる。Fig. 4 に初期能力仕様 200 kN の一般のガスクッションと、同一能力のフリクショナルガスクッションの大きさ比較を示す。

Fig. 4 Comparison of sizes of devices with same capacity

4. フリクショナルガスクッション装置の課題

フリクショナルクッション機構部は、締め込みによる発生面圧と摩擦係数により生まれる摺動抵抗をクッション力として利用した技術であり、摺動熱によるかじりや焼付き、摩耗の進行等の克服しなければならない技術課題があった。

ガスクッションと摩擦力を併用したフリクショナルガスクッション装置で確保しなければならない必須条件は、

- (1) 焼付きの発生を抑えられること
- (2) 高寿命であること
- (3) 負荷能力が安定していること

である。

5. 課題解決の手段

嵌合部の摩擦係数を安定化させ、摩擦ダイクッション部の長寿命化を図るため、面粗度と摺動時の摩擦係数、及び面粗度とかじりの有無についての予備実験を行った。実験は、直径の 0.1 % の締め代とし、ピストンおよびシリンダの面粗度をそれぞれ Ra 0.03, Ra 0.08, Ra 0.10 Ra 0.12, Ra

0.18 などの組み合わせにして、能力 250 kN の油圧プレスにて摺動テストを行った。その結果、クッションピン及びピンホルダそれぞれの面粗度を Ra 0.03~0.1 μm に仕上げることで、摩擦係数を安定化させ、クッションピンやピンホルダの表面平滑性を損なうことなく、かじりの発生を抑制できることを見いだした。さらに、焼き付きを生じさせないためには、冷却と潤滑が必要不可欠であり、シリンダ側に油溝を設けて、潤滑油による冷却及び潤滑を行った。また、摩擦係数の低減を図るため、ピストンシャフト側にはラッピング後、低温 TiC（炭化チタン）コーティング処理を、シリンダ側にはラジカル窒化処理を施した。

摩擦カクッション力 F は、嵌合部に発生する面圧 p と、その面圧が作用する面積 $S (= \pi \times D_1 \times L)$ と、嵌合部の金属間の摩擦係数 μ との積 式 (1) によって算出される。

$$F = p \times \mu \times (\pi \times D_1 \times L) \quad (1)$$

また、嵌め合いにおける締め代 δ と、発生面圧 p の関係は式 (2) で示される³⁾。

$$p = \frac{\delta}{D_1 \left\{ \frac{D_0^2 + D_1^2}{E_1 (D_1^2 - D_0^2)} + \frac{D_1^2 + D_2^2}{E_2 (D_2^2 - D_1^2)} + \frac{\nu_2}{E_2} - \frac{\nu_1}{E_1} \right\}} \quad (2)$$

ここで

- δ : 締め代
 - ν_1 : ピストンのポアソン比
 - ν_2 : シリンダのポアソン比
 - E_1 : ピストンのヤング率
 - D_0 : ピストン内径
 - D_1 : ピストンの嵌め合い径
 - E_2 : シリンダのヤング率
 - D_2 : シリンダの外径
- である。

摩擦係数 μ はピストンが動いているときは動摩擦係数が採用され、静止している状態から動き出すまでは静止摩擦係数が採用される。また、 L は嵌め合い長さ（軸方向）である。

ガスクッションは、ピストンの押し込みに伴ってクッション力が増加する。特に小型化を図ったものについては、押し込み量に対するクッション力の増加率が大きい。クッション力が大きく変わると、例えばワークの押え力が不適切となってワークの割れや亀裂の原因となる。フリクショナルガスクッション装置では、フリクショナルクッション機構部のピストンシャフトがシリンダ内から外に向かって縮径していれば、ピストンシャフトの押し込みに伴い、締め込みによる摩擦カクッション力が減少する。そのため、ピストンシャフトの縮径具合によりガスクッション力とフリクショナルクッション力との和で、クッション力の増加率を小さくしたり、無くしたり、また反対にクッション力を減少させることもできる。Fig. 5 に締め込みによる摩擦カクッション力が減少する概念図を示す。

シリンダの内面とピストンの外面の締め込みによる摩擦力は、常にシリンダとピストンの相対運動を妨げる方向に作用する。すなわち、ガスクッション力が常にシリンダか

らピストンを引き出す方向に作用するのに対し、締り嵌めによる摩擦力はシリンダからピストンが引き出される際には、シリンダにピストンを押し込む方向に（引き出しに抵抗するように）作用する。締り嵌めによる摩擦力が、ガスによる反発力より小であれば、ピストンを押し込んだとしても、押し込みを止めれば、ガスクッション力は締り嵌めによる摩擦力より大きいので、ピストンはシリンダから引き出され、押し込み前の元の位置に自動的に戻る。そのため、別途、ピストンを戻すための装置等を設ける必要が無い。また、シリンダとピストンとの間に、ピストンの押し込みに伴って容積を大きくし、ピストンの引き出しによって容積を小さくする空間が形成される。この空間に潤滑油の吸排口を設け、それぞれの接続口にチェック弁を取り付けることでポンプとしての機能を持たせることができる。摩擦クッション部への自己給油機構が構成できるので、別途、嵌合部に潤滑油を供給するためのポンプを設ける必要が無い。Fig. 6 に自己給油機構の動作図を示す。

合成樹脂や軟質金属などの摩擦しやすい摩擦部材を介在させず、潤滑油を介在するだけで金属同士が摺動するので、強い加圧力に対応でき、耐久性が高い。そして軸部材と穴とは給油機構から供給される潤滑油を介して摺動し、摺動に伴う摩擦熱が潤滑油によって冷却されるので、焼き付きやかじりを生じにくく、長期にわたって均一な摩擦力を発揮する。

Fig. 5 Conceptual diagram of friction cushion force

Fig. 6 Operation diagram of self-lubrication mechanism

6. フリクショナルガスクッション装置を適用した高張力鋼板の成形実験

6.1 実験方法

新工法で 1470 MPa 級の超高張力鋼板の成形をテストするため、実際に自動車の骨格部品であるフロントピラーの金型仕様に合わせ、高能力フリクショナルガスクッション装置の開発を行った。

製品形状は、今後さらに機能性を持ち、より複雑化する骨格部品を考慮した形状とし、成形に必要な上部クッション力を得るために、解析シミュレーションソフト Simufact Forming を使用した。解析に使用した材料の機械的特性を、Table 1 に示す。

Table 1 Mechanical properties

Standard	Size	Yp [MPa]	Ts [MPa]	El [%]
1470	1.4×300×500	1256	1510	8

解析条件として、製品の上面にあたるボス部を上部クッション力で先行成形し、その後下死点で曲げ加工が完了するまで、フォーミングパンチとムービングダイが材料を挟んで常時密着する条件で必要クッション力を解析した。Fig. 7 に、製品形状と FEM 解析結果を示す。解析結果より、上面成形に必要なダイクッション力は 570 kN であった。ボス成形に均等に荷重伝達ができるように 3 本配置とし、開発する高能力フリクショナルガスクッション装置概要を Table 2 に示す。

(a) Front pillar forming (b) Condition for consistent sticking of the material between the forming punch and the moving die

Fig. 7 Product shape and FEM analysis result

Table 2 Frictional gas cushion device

Capacity	200 kN (All strokes)
Stroke length	45 mm
Nitrogen gas pressure	14.9 MPa
Cylinder length	200 mm

< Gas cushion part >

Outer diameter of piston seal part	φ 100 mm
Gas chamber volume at upper limit position	1126.15 cm ³
At initial pressure 14.9 MPa	117 kN
At 45 mm stroke	170 kN
Compression ratio	1.46 (21.7 MPa)

< Frictional cushion force part >

Cylinder outer diameter (Material: SKD 61)	φ 120 mm
Diameter of interference	φ 80 mm
Piston inner diameter (Material: SKD 11)	φ 56 mm
Fitting length of interference fitting part	25 mm
Interference at initial position	0.18 mm
Interference at 45 mm stroke position	0.07 mm

式 (1), (2) よりクッション能力を一定にするためのストローク上下限位置での締め代、発生面圧、摩擦クッション力を算出した。計算値を Table 3 に示す。

Table 3 Values used to calculate friction cushion force

Stroke length	Interference	Generated surface pressure	Frictional cushion force
0 mm (Upper-limit position)	0.18 mm	85.6 MPa	86 kN
45 mm (Lower-limit position)	0.07 mm	33.3 MPa	33.5 kN

下降時，上昇時のガスクッション力，摩擦クッション力より，トータルクッション力は，

- ① トータルクッション力（下降開始時）：203 kN
- ② トータルクッション力（下降終了時）：203.5 kN
- ③ トータルクッション力（上昇開始時）：136.5 kN
- ④ トータルクッション力（上昇終了時）：31 kN

となる。ガスクッション力，摩擦クッション力の関係を **Fig. 8** に示す。

ピストン摺動部表面の低温 TiC コーティング処理後の表面状態，面粗度，真円度を **Fig. 9** に示す。

シリンダ摺動部表面のラジカル窒化処理前後の表面状態，面粗度を **Fig. 10** に示す。

Fig. 8 Total cushioning force

After low-temperature TiC-coating treatment

Fig. 9 Surface condition of the piston sliding part: surface roughness and roundness **Fig. 10** Surface condition of cylinder sliding part: surface roughness

6.2 結果と考察

高能力フリクショナルガスクッション装置単体で負荷テストを行い，クッションストローク全域のクッション荷重を測定した。ストローク-トータルクッション力線図を **Fig. 11** に示す。計算値と実測値のズレは，プレスフレームの伸

びによるものと推定する。次に，ストローク中の最大荷重測定と冷却油作動時のピストンシャフト摺動部付近のシリンダ外周温度を温度がサチュレートするまで，連続して測定した。**Fig. 12** に連続負荷テスト結果を示す。

高能力フリクショナルガスクッション装置単体負荷テスト結果より，下降時ではクッションストローク全域にわたりクッション力が一定であった。また，20,000 回の負荷テストでも，荷重，温度共に変化はなかった。これは，理論計算通りにガスクッション力増分と摩擦クッション力減少分が相殺しているためである。**Fig. 13** に高能力フリクショナルガスクッション装置と実際の負荷テスト状況を示す。

20,000 回の負荷テスト後にクッション装置を解体し，絞り嵌め部の表面の観察および面粗度測定を行った結果，シリンダ並びにピストンの面粗度，径寸法ともに変化はなく，摩耗の跡は見られなかった。**Table 4** に，負荷テスト前後の測定結果を示す。

Fig. 11 Stroke-total cushion force diagram **Fig. 12** Cushion continuous load test **Fig. 13** Load test setup**Table 4** Measurement results before and after load test

		Before 20,000 stroke load test	After 20,000 stroke load test
Piston	Surface roughness [μm]	Ra 0.04	Ra 0.04
	Small-diameter part size [mm]	φ 80.074	φ 80.074
	Large-diameter part size [mm]	φ 80.182	φ 80.182
Cylinder	Surface roughness [μm]	Ra 0.06	Ra 0.06
	Diameter [mm]	φ 79.997	φ 79.997

このように、締め代のある軸部品と穴部品との金属同士の摺動により摩擦力を発生させる機構は、高い耐久性と負荷能力の安定性を有することが実証された。

7. 本装置を使用した製品成形事例

開発した高能力フリクショナルガスクッション装置を使用してフロントピラーの成形型を製作してトライを行った。Fig. 14 に高能力フリクショナルガスクッション装置を配置した 1470 MPa 級の超高張力鋼板成形型の構造を示す。

製品上面成形を先行して行うための可動ダイが、下死点ではスライドと直接荷重伝達ができる構造になっており、剛性が確保されている。

次に、一般に市販されている同一能力のガスクッションを高能力クッション使用時と同位置に上型に配置しようと考えると、ガスクッション装置の外径が大きく干渉するので配置できず、所望のクッション力を得ることができない。

またガスクッションの配置の間隔を広げると、下死点にて、可動ダイとスライドが直接荷重伝達されないで、下死点での決め押しができず、製品精度の高精度化が達成できない。Fig. 15 に一般に市販されている同一能力のガスクッションを上型配置した構造を示す。

Fig. 14 Ultrahigh-tensile-strength steel plate die structure

Fig. 15 Problems when using a general gas cushion for the upper die cushion

実際に製作した金型と 1470 MPa 級超高張力鋼板を上型先行成形まで加工した状態、成形完了した成形品を Fig. 16 に示す。

高能力フリクショナルガスクッション装置にて、製品の上面を先行成形することで、上面のしわの発生を抑制でき、下死点まで成形することが可能になった。

Fig. 16 1470-MPa-class ultrahigh-tensile-strength steel plate forming process

8. 結 言

開発した高能力フリクショナルガスクッション装置は、締め代のある軸部品と穴部品との金属同士の摺動により発生する摩擦力を応用し、ガスクッションの上部ピストンシヤフト部に摩擦力クッション機構を付加したものである。

開発した本装置単体で負荷テストを行ったところ、下降時ではクッションストローク全域にわたりクッション力が一定であった。これは、理論計算通りにガスクッション力増分と摩擦クッション力減少分が相殺しているためである。

また、20,000 回の負荷テストでは、荷重、温度共に変化がないことが確認された。これらの結果から

- (1) 金属同士の嵌め合いの締め代を管理することにより、軸部品と穴部品の摺動による安定した摩擦力を精度良く得ることができる。
- (2) 締め代をストローク中に変化させることで、摩擦力を精度良く変更することが可能である。
- (3) 穴部品の内側と軸部品の外側に摩耗がなく、高い耐久性が証明された。
- (4) ガスクッションに摩擦力クッション機構を付加することで、コンパクトで負荷能力に変化のない高能力ダイクッション装置が得られる。

この技術を今後も様々な分野に応用し、さらなる技術革新を推進する。

参 考 文 献

- 1) Aida Press Research Group: Want to know Press processing, (1992), 52-70, Japan Machinist Company.
- 2) JSTP: Sheet Metal Forming, (1994), 55-62, Corona.
- 3) JSME: Mechanical Engineers' Handbook, (1987), A4-73, Maruzen.