



Z. Wang

塑性加工における摩擦法則の構築

王 志剛*

1. まえがき

塑性加工の数値シミュレーション技術は、実用レベルに達してから 20 年以上経過し、いまでは新しい加工法の開発、生産現場の技術改善等あらゆる場面において不可欠な道具となっている。

この数値シミュレーションの解析精度を上げるために、解析に必要な被加工材の構成式に関しては、精力的な研究が積み重ね、精緻な域に達しつつある。一方、解析に必要なもう一つの関係式である、被加工材と金型間の摩擦法則に関しては、面圧の低い領域ではクーロンの法則($\tau = \mu p$)、面圧の高い領域では摩擦せん断応力一定則($\tau = mk$)が一般的に使われている¹⁾。しかし、それぞれの法則の適用可能な面圧範囲は不明確であり、 μ と m の関係も判然としない。このことは、圧延、鍛造加工のような接触界面の面圧が大きく変動し得る加工法の数値解析にとって大きな障害となっている。加えて、近年、塑性加工の守備範囲を拡大させるために、板鍛造に代表されるように各種複合加工法が使われるようになってきている。複合加工においては、面圧は加工の部位によって大きく異なり、分流点が存在するため、摩擦法則は数値解析の精度を左右する重大な課題となっている²⁾。

このように、塑性加工における摩擦現象の解明は、各種塑性加工法の高度化にとって不可欠であり、その根幹となる摩擦法則の確立は学術的な意義に留まらず、塑性加工業界全体に大きな影響をもたらすと考えられている。

本研究は、トライボロジーの原理・原則に基づいて、板成形、圧延、鍛造など全ての塑性加工法の数値シミュレーションに簡便に使える摩擦法則を提案する。

2. 実験方法

広範囲の面圧条件下での摩擦現象を調べるために、本研究では側方引張を加えた摩擦試験法と高面圧摩擦試験法を併用した。

図 1 に側方張力形摩擦試験法の原理図³⁾を示す。表面突起を有する試験片は、両サイドで引張られながら、圧縮工具により下方から圧縮され、摩擦工具により摺動摩擦を受ける。側方の引張荷重は摩擦試験中計測・制御され、摩擦係数は計測した圧縮荷重と摩擦力で算出される。試験片と摩擦工具間の焼付きの発生を無潤滑状態で抑制するた

め、摩擦工具の表面に DLC 膜を製膜した。この試験機の最大の特徴は以下の 2 点である。

- (1) 試験片のバルクが弾性状態から塑性状態に移るプロセスにおける摩擦挙動を捉えることができる。
- (2) 試験片のバルクの応力状態が摩擦挙動に及ぼす影響を検討できる。

図 2 に高面圧摩擦試験機の原理図⁴⁾を示す。試験片を密閉型内で圧縮し、高い面圧を付加した後すべりを与える。摩擦係数は計測した圧縮荷重と摩擦力で算出される。試験片とアンビル間の焼付きの発生を抑制するため、アンビル表面に DLC 膜を製膜した。

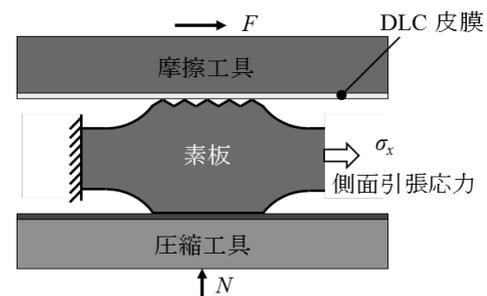


図 1 側方張力形摩擦試験法の原理³⁾

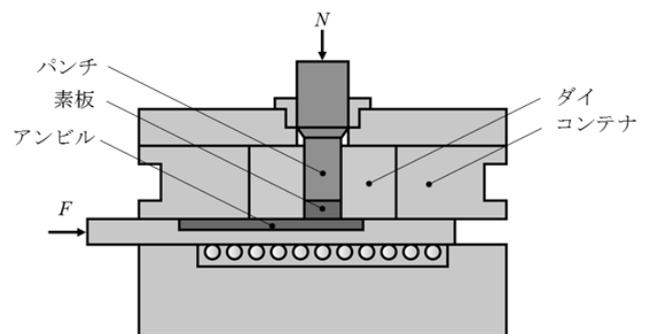


図 2 高面圧摩擦試験法の原理⁴⁾

3. ドライ加工における摩擦法則

ドライ加工は環境に優しい技術としてすでに量産に使われている⁵⁾。したがって、ドライ加工における摩擦法則は潤滑条件下の摩擦挙動を理解するための基礎であると共に、実用的にも重要である。

* 岐阜大学 工学部・機械工学科 教授

3.1 加工硬化性のない材料の摩擦法則

バルク材の塑性変形が表面層の変形に少なからずの影響を与えることは古くから知られており^{6,7)}、摩擦挙動にも何らかの影響を及ぼし、塑性加工における摩擦現象の特異性を引き起こすと考えられている。図3のようにバルク材が弾性状態であれば、平坦部の割合は平均面圧に比例するが、バルク全体が塑性状態になると平坦部の割合は急増している。

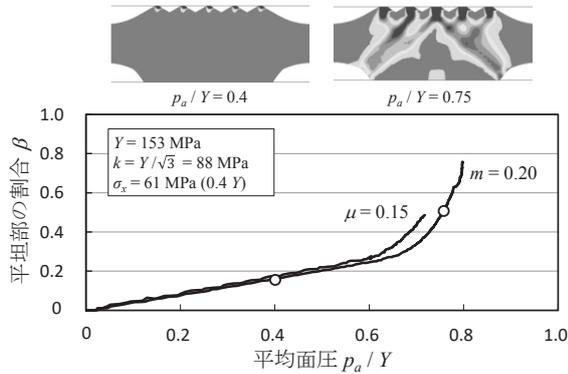


図3 FEM解析による平坦部の割合と平均面圧の関係³⁾

仮に平坦部の摩擦せん断応力がバルク材の塑性変形の有無に関わらず一定とすれば、バルク材の塑性変形によって平均摩擦応力の急増が容易に想像され、塑性加工における摩擦法則はバルク材の変形状態の影響を受けると想定されるが、実際の実験結果は図4の通りである³⁾。本試験片の変形抵抗 Y は 153 MPa 一定である。側方引張形摩擦試験後の表面を光学顕微鏡で観察すると試料表面の突起がきれいに平坦化されている。この平坦部の割合は有限要素法の解析結果と同じく、バルク材の塑性変形に伴い、急増している。しかし、平均摩擦せん断応力はバルク材の塑性変形の有無によらず平均面圧に比例する。すなわち、クーロンの法則は成立する。

それでは、平坦部の摩擦せん断応力は接触圧力に対してどのような変化を示すのか。その様子を図5に示す。バルク材の塑性変形の進行に伴い、平坦部において接触圧力と摩擦せん断応力の両方が低下するものの、クーロンの法則が成立する。

電子線表面粗さ計で平坦部を観察してみると、図6に示すように、バルク材が弾性状態にある場合、平坦部全体がほぼ完全に平滑化されているが、バルク材が塑性変形していると、平坦部には深さ 0.1-0.2 μm の谷部が存在し、いわゆる真実接触面積は平坦部の面積よりかなり小さいようである³⁾。この平坦部のしゅん動は、結晶粒の沈降によって引き起こされるものであろう。この現象は接触界面のダイナミックの一面を示唆するもので、均質材を前提とする一般的な有限要素解析では捉えることはできない。

図7は平均摩擦せん断応力と平均面圧の関係を整理したものである³⁾。低面圧領域では摩擦せん断応力は面圧に比例して増加しているが、高面圧領域では摩擦せん断応力

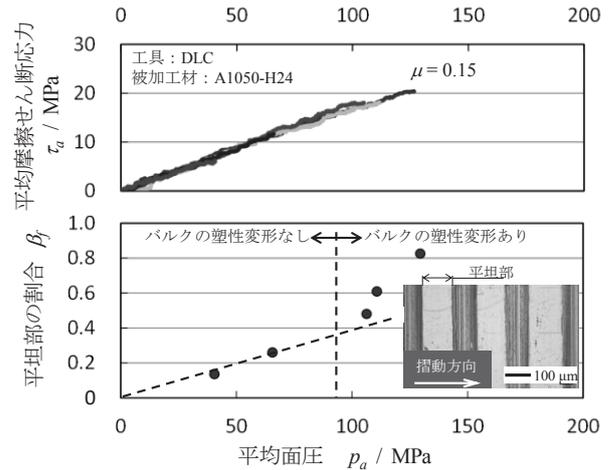


図4 側方引張形摩擦試験における平均摩擦せん断応力および平坦部の割合と平均面圧との関係³⁾

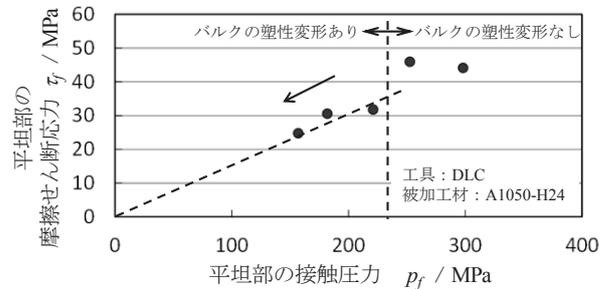


図5 平坦部の摩擦せん断応力と接触圧力との関係³⁾

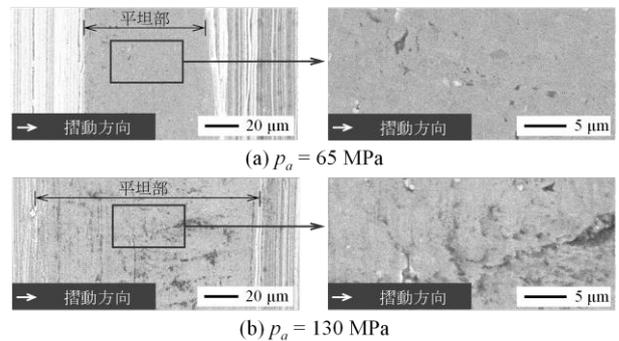


図6 電子線表面粗さ計によって観察した平坦部の様子³⁾

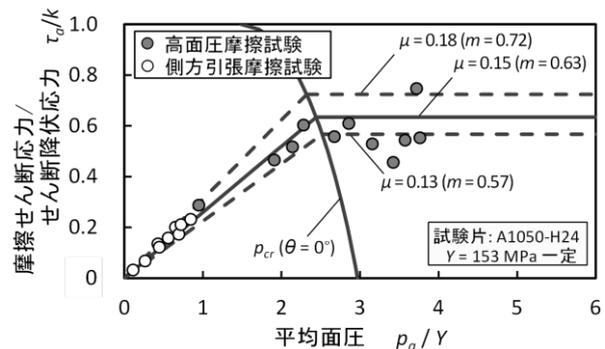


図7 純アルミニウム (A1050-H24) のドライ摩擦実験における平均面圧と摩擦せん断応力の関係³⁾

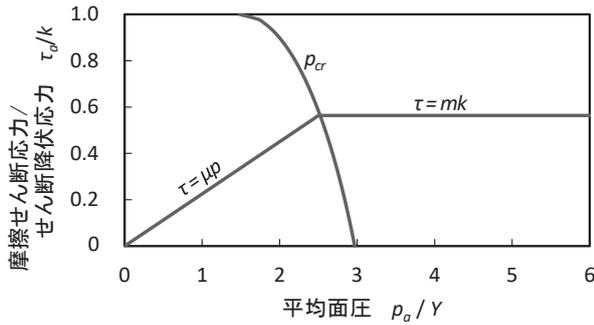


図8 ドライ加工における摩擦法則³⁾

はほぼ一定となっている。

この実験結果に基づいて、図8に示す摩擦法則を提案している。低面圧で $\tau = \mu p$ のクーロン則が成立し、臨界面圧 p_{cr} を超えると $\tau = mk$ の摩擦応力一定則に切り替わるモデルである。この摩擦法則において、クーロン則が成立する臨界面圧 p_{cr} はバルク材の変形がない場合の突起の押しつぶし圧力に等しく、以下のように算出される³⁾。

$$\frac{p_{cr}}{Y} = C = \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\frac{1 + \sin 2\varphi}{2} + \frac{\pi}{4} - \theta \right) \quad (1)$$

$$\varphi = \frac{1}{2} \cos^{-1} m$$

ここで、 θ (rad) は表面突起の傾斜角である。また、摩擦係数 μ から摩擦せん断係数 m は次のように算出される³⁾。

$$m = \frac{\tau}{k} = \frac{\sqrt{3}\mu p_{cr}}{Y} = \sqrt{3}\mu(a\mu + b) \quad (2)$$

$$a = -0.48\theta^2 + 2.48\theta - 3.82$$

$$b = -1.19\theta + 3.0$$

この摩擦法則を従来の摩擦法則¹⁾と比較すると、その違いが明らかである。平均面圧がバルク材の降伏応力の約3倍まで、すなわち、密閉鍛造のような一部の加工を除けば塑性加工のほぼ全域でクーロン則が成立する。この摩擦法則の特徴は、高面圧側の摩擦せん断係数は低面圧側の摩擦係数から算出でき、低面圧側の摩擦係数を与えるだけで、全ての面圧域での数値シミュレーションが可能となる。

3.2 加工硬化性のある材料への適用

図9は提案した摩擦法則を加工硬化性のある材料への適用結果である⁸⁾。試験片は加工硬化指数 $n = 0.21$ の冷間圧延鋼板 (SPCC) とした。平均面圧の無次元化に用いた降伏応力 Y は相当塑性ひずみ0.08に対応する変形抵抗である⁸⁾。SPCCを使った摩擦試験の結果は純アルミニウムの場合と同様に臨界面圧 ($p_{cr} = 2.5Y$) を境に低面圧領域で比例関係となり、高面圧領域で摩擦せん断応力がほぼ一定となっている。

なお、詳細を省くが、予ひずみ ϵ_0 をもつ材料の場合、平均面圧の無次元化に用いる降伏応力 Y は相当塑性ひずみ (ϵ_0

+ 0.08) に対応する変形抵抗にすれば、提案した摩擦法則が適用できることは確認されている⁸⁾。

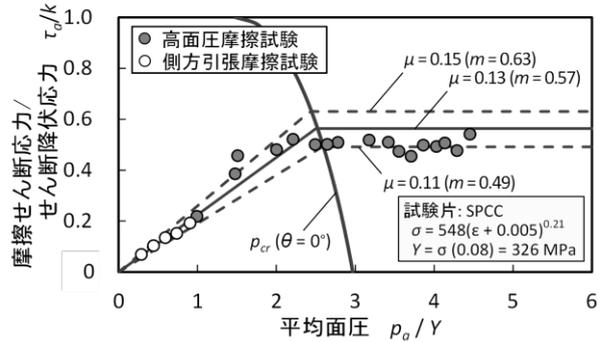


図9 冷間圧延鋼板 (SPCC) のドライ摩擦実験における平均面圧と摩擦せん断応力の関係⁸⁾

4. 潤滑皮膜の摩擦法則

冷間鍛造においてはリン酸亜鉛層と石けん層で構成されるボンデ皮膜が用いられており、その代替皮膜として一液潤滑皮膜等⁹⁾の開発・改良が進められていることがよく知られている。これらの皮膜の摩擦特性については、図10に示すように平均面圧が $4.5Y$ 程度までの範囲では平均面圧と摩擦せん断応力が比例関係にある¹⁰⁾。したがって、これらの固体潤滑皮膜が十分な膜厚で存在するような鍛造加工の解析においてはクーロン則を用いればよいと考えられる。

また、ボンデ皮膜の摩擦係数について詳細に調べたところ、摩擦係数 μ は被加工材温度 T ($^{\circ}\text{C}$) と金型表面の突出部山高さ R_{pk} (μm) に依存し、式 (3) で近似できる¹¹⁾。

$$\mu = 0.338(1.05R_{pk} + 0.975)T^{-0.373} \quad (3)$$

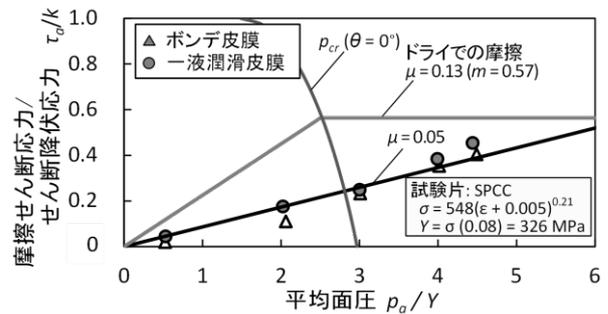


図10 潤滑皮膜の摩擦特性¹⁰⁾

5. 潤滑油を用いた加工における摩擦法則

5.1 潤滑モデル

液体潤滑剤を用いた加工の基本問題は図11に示すように、密閉プールにトラップされた潤滑油の圧力分担と、真実接触部の摩擦挙動の2点に集約される¹²⁾。真実接触部の摩擦せん断応力 τ_r と潤滑油のせん断応力 τ_l を用いて、平均摩擦せん断応力 τ_a は、

$$\tau_a = \alpha\tau_r + (1 - \alpha)\tau_l \quad (4)$$

と表される。 α は真実接触率である。同様に平均面圧 p_a は真実接触部の圧力 p_r と潤滑油の平均圧力 p_l を用いて、式 (5) のように算出される。

$$p_a = \alpha p_r + (1 - \alpha) p_l \quad (5)$$

したがって、平均摩擦係数 μ は、式 (6) のようになる。

$$\mu = \frac{\tau_a}{p_a} = \frac{\alpha \tau_r + (1 - \alpha) \tau_l}{\alpha p_r + (1 - \alpha) p_l} \quad (6)$$

潤滑油が被加工材表面と工具表面との隙間から流出でき、開放プールしか存在しなければ、潤滑油の平均圧力 $p_l = 0$ 、潤滑油のせん断応力 $\tau_l = 0$ 、この場合、式 (6) は式 (7) になる。

$$\mu = \frac{\tau_r}{p_r} = \mu_r \quad (7)$$

平均面圧の増加に伴い、密閉プールが出現し、 $p_l > 0$ 、 $\tau_l \geq 0$ となり、平均摩擦係数 μ は p_l の関数となり、 μ_r よりも小さい値をとる。

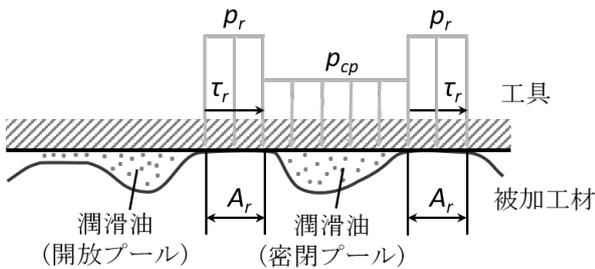


図 11 潤滑油を用いた場合の接触モデル¹²⁾

5.2 摩擦挙動

図 12 は、図 9 のドライ摩擦試験に用いたダル仕上げ冷延鋼板 (SPCC) にパラフィン系鉱油 P100 (40℃における動粘度 100mm²/s) を塗付した場合の側方引張形摩擦試験の結果である¹³⁾。図中の Y_0 は被加工材の降伏応力で 193 MPa である。平均面圧が $0.5Y_{\varepsilon=0.08}$ 以下と低い場合、潤滑油 P100 による潤滑効果はほとんど現れずに摩擦挙動はドライ状態のそれとほぼ同一である。平均面圧 ($0.5-1.0$) $Y_{\varepsilon=0.08}$ において平均面圧の増加に伴い、摩擦応力が減少していく。平均面圧が $Y_{\varepsilon=0.08}$ 以上では、摩擦応力は面圧の増加に伴い再び線形に増加している。なお、この摩擦挙動は複数の研究グループによって確認されている¹⁴⁾。

図 13 に側方引張形摩擦試験における平均面圧と平均摩擦せん断応力との関係に及ぼす側方引張応力 σ_x の影響を示す¹³⁾。側方引張応力を変更することによって、被加工材バルクが弾性状態から塑性状態に移り変わる平均面圧が変化すが、側方引張応力は平均面圧と平均摩擦せん断応力の関係に影響を与えないようである。

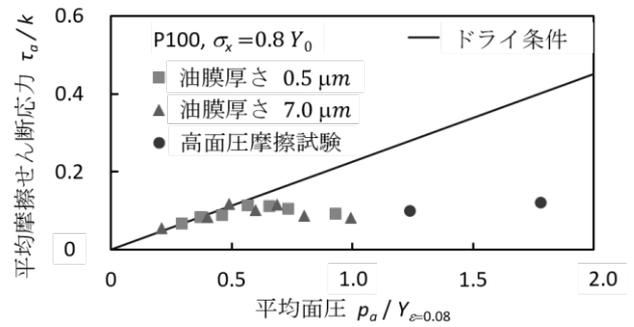


図 12 冷間圧延鋼板 (SPCC) に潤滑油 P100 を塗付した場合の摩擦挙動¹³⁾

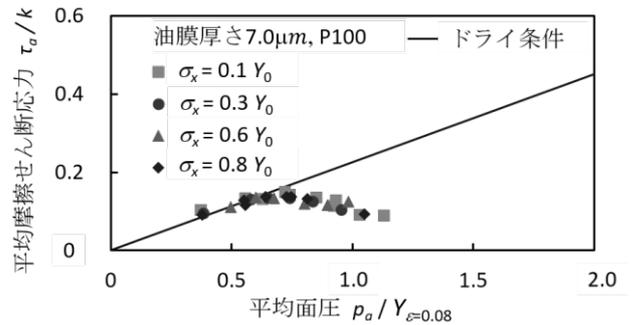


図 13 摩擦挙動に及ぼす側方引張応力の影響¹³⁾

5.3 潤滑油の圧力の算出法

図 12 にみられるように、潤滑油 P100 を用いても $p_a / Y_{\varepsilon=0.08} < 0.5$ では平均摩擦せん断応力はドライ条件下と同一の値を示す。図 8 に示すようにドライ条件下では、クーロン則は臨界面圧 p_{cr} まで成立し、臨界面圧 p_{cr} において真実接触率はほぼ 100% となる。本実験条件において臨界面圧における摩擦せん断応力 τ_{cr} は $0.56k$ であり、潤滑油のせん断応力 τ_l を無視すれば、平均摩擦せん断応力 τ_a を用いて、真実接触率 α は式 (8) で算出される。

$$\alpha = \frac{\tau_a}{\tau_{cr}} = \frac{\tau_a}{0.56k} \quad (8)$$

図 14 に示すように、真実接触率 α は $p_a / Y_{\varepsilon=0.08} = 0.7$ で最大値を示したのち減少に転じている。真実接触率 α の最大値は 0.23 程度で、光学顕微鏡を用いて計測された摩擦試験後の表面の平坦化率よりはかなり小さな値となっている¹³⁾。

真実接触部の圧力 p_r は臨界面圧 p_{cr} に等しく、真実接触率 α の算出値を式 (5) に代入すれば、潤滑油の平均圧力 p_l を算出することができる。

図 15 に平均面圧の増加に伴う潤滑油の平均圧力 p_l の変化を示す。潤滑油の平均圧力 p_l は $p_a / Y_{\varepsilon=0.08} = 0.5$ から増加し始め、それ以降では平均面圧の増加に伴い、ほぼ線形に増加している。

潤滑油の平均圧力 p_l の増加は真実接触率の減少を引き起こし、図 12 に見られる平均摩擦せん断応力の減少をも

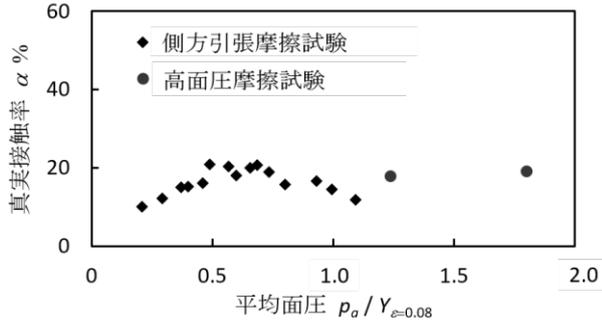


図 14 真実接触率と平均面圧の関係¹³⁾

たらずと考えられる。しかし、平均面圧 $p_a/Y_{\epsilon=0.08} \geq 1.0$ において、平均摩擦せん断応力は増加に転じるが、潤滑油の平均圧力は増加し続けている。この現象を解明するため、電子線表面粗さ計を用いて摩擦試験後の表面を観測し、密閉プールの比率を求めた。

図 16 に摩擦試験後の表面の等高線から求めた密閉凹部の面積率を示す。密閉凹部は、境界線と繋がっていない黒色部であり、図 11 の密閉プールに対応すると考えられる。

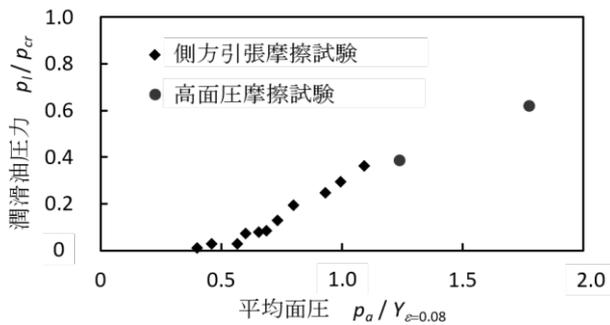


図 15 潤滑油の平均圧力に及ぼす平均面圧の影響¹³⁾

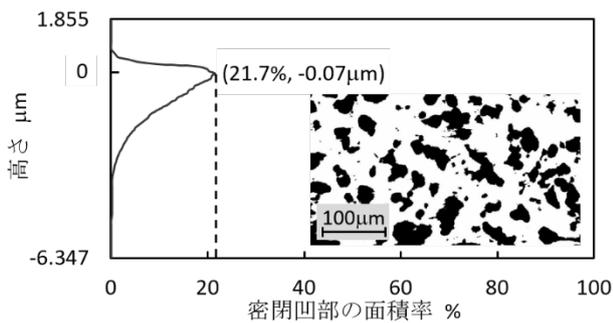


図 16 密閉凹部の面積率($p_a/Y_{\epsilon=0.08} = 1.0$)¹³⁾

図に示すように、密閉凹部の面積率の最大値は高さ $-0.07 \mu\text{m}$ に出現し、約 21% である。また、密閉凹部の面積率の最大値は平均面圧の大きさに依存しないようである¹³⁾。

摩擦試験中、試験片表面は摩擦工具からの圧縮を受け、不均一の弾塑性変形状態下において、摩擦試験後の表面性状とは異なる。しかし、密閉プールの面積率は図 16 の密閉

凹部の面積率の最大値を超えることはないと思われる。したがって、図 16 の密閉凹部の面積率の最大値を摩擦試験中の密閉プールの面積率の最大値として用いる。

密閉プールの面積率の最大値を用いて、密閉プール内の潤滑油の圧力 p_{cp} を見積もった。図 17 に示すように、開放プールおよび潤滑油の流出経路において小さな油圧 p_{op} が存在するとしても、密閉プール内の潤滑油の圧力 p_{cp} は $p_a/Y_{\epsilon=0.08} = 1.0$ で臨界面圧 p_{cr} に達している。密閉プール内の潤滑油の圧力 p_{cp} が臨界面圧 p_{cr} に等しくなれば、密閉プール内の潤滑油は流出し、周囲の領域の潤滑油の圧力を高めることになる。

潤滑油の接触圧力分担への寄与度を簡潔に記述するために、パラメータ β を導入し、式 (5) を式 (9) ように表記する。

$$p_a = \alpha p_{cr} + \beta p_{cp} \quad (9)$$

$\alpha/(\alpha+\beta)$ は接触圧力分担における真実接触部の寄与度で、 $\beta/(\alpha+\beta)$ は潤滑油の寄与度となる。

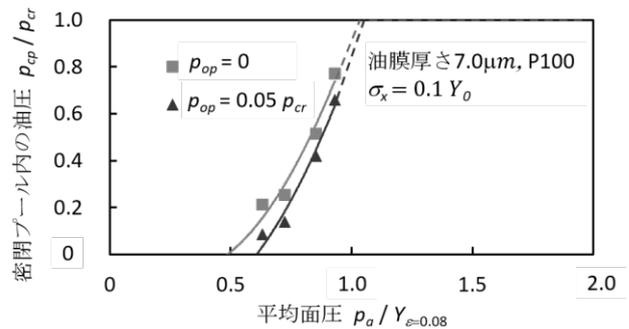


図 17 密閉プール内の潤滑油の圧力に及ぼす平均面圧の影響¹³⁾

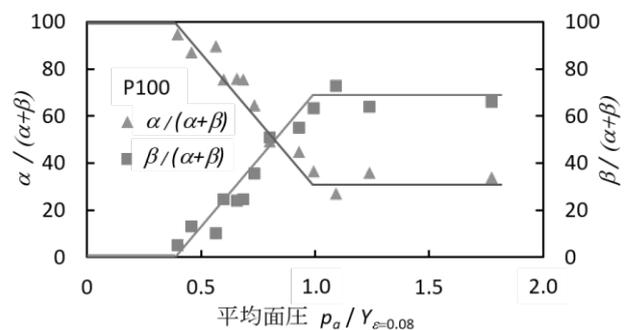


図 18 接触圧力分担における潤滑油の寄与度¹³⁾

図 18 に示すように、 $\beta/(\alpha+\beta)$ は $p_a/Y_{\epsilon=0.08} < 0.4$ ではゼロであるが、 $0.4 \leq p_a/Y_{\epsilon=0.08} \leq 1.0$ において急上昇し、 $p_a/Y_{\epsilon=0.08} > 1.0$ では一定となっている。

5.4 摩擦法則の記述法

$\alpha/(\alpha+\beta)$ を用いて、摩擦係数 μ は、式 (10) で表される。

$$\mu = \frac{\tau_a}{p_a} = \frac{\alpha \tau_r}{(\alpha + \beta) p_{cr}} = \frac{\alpha}{\alpha + \beta} \mu_r \quad (10)$$

ここで、 μ_r は平均面圧 $p_a/Y_{\varepsilon=0.08} < 0.5$ で測定される摩擦係数の値である。図 19 に示すように、摩擦係数 μ は、密閉プール内の油圧の生成により、 $p_a/Y_{\varepsilon=0.08} = 0.5$ から減少し始め、密閉プール内の油圧が限界に達したことにより、 $p_a/Y_{\varepsilon=0.08} = 1.0$ から再び一定となる。

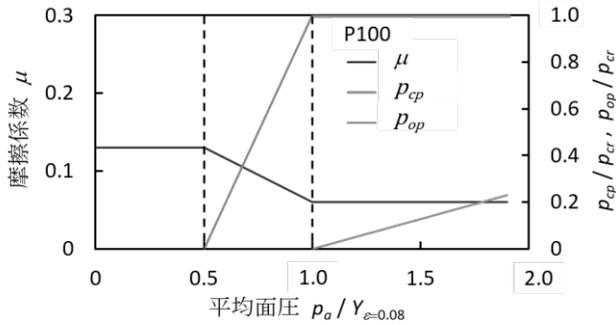


図 19 摩擦係数および潤滑油の圧力に及ぼす平均面圧の影響¹³⁾

しかし、式 (10) は数値シミュレーションコードのユーザーにとって分かりにくく、以下の記述法を提案する。

p_1 以下の低面圧域における摩擦係数を μ_1 とし、 p_2 以上の摩擦係数一定の高面圧域における摩擦係数を μ_2 とし、摩擦法則を式 (11) のように記述する。

$$\begin{aligned} \mu &= \mu_1 & p \leq p_1 \\ \mu &= \frac{\mu_1 p_1 (p_2 - p) + \mu_2 p_2 (p - p_1)}{p(p_2 - p_1)} & p_1 \leq p \leq p_2 \\ \mu &= \mu_2 & p \geq p_2 \end{aligned} \quad (11)$$

6. おわりに

塑性加工における摩擦法則は複雑で数式表現が難しく、それぞれの加工様式をシミュレートした実験に頼らざる

を得ないと思われがちであるが、本稿のように、かなりシンプルに整理できる状況になりつつある。これらの摩擦法則をベースに、摩擦係数に及ぼす温度などの摩擦条件の影響を加味してデータベースを構築できれば塑性加工の数値シミュレーションの精度が大幅に向上すると思われる。摩擦法則の更なる解明と摩擦データベース構築の進展に期待したい。

謝 辞

本研究の一部は、公益財団法人天田財団からの重点研究開発助成により実施した研究に基づいていることを付記し、同財団に深甚なる謝意を表します。

参考文献

- 1) Bay, N., Wanheim, T.: *Wear*, **38** (1976), 201-209.
- 2) Wang, Z.G., Yoshikawa, Y., Osakada, K.: *Annals of the CIRP*, **62-1** (2013), 291-294.
- 3) Wang, Z.G., Yoshikawa, Y., Suzuki, T., Osakada, K.: *Annals of the CIRP*, **63-1** (2014), 277-280.
- 4) Nakamura, T.: *Trans. ASME, Journal of Tribology*, **122-4** (2000), 803-808.
- 5) 玉置賢次：塑性と加工，**49-575** (2008), 1166-1167.
- 6) Fogg, B: *Sheet Metal Industries*, **44-2**(1967), 95-112.
- 7) Ike, H., Makinouchi, A.: *Wear*, **140**(1990), 17-38.
- 8) Wang, Z.G., Suzuki, T.: *Procedia Manufacturing*, **15** (2018), 475-480.
- 9) Wang, Z.G., Komiyama, S.: *60 Excellent Inventions in Metal Forming* (2015), 343-348.
- 10) Wang, Z.G., Komiyama, S., Yoshikawa, Y., Suzuki, T., Osakada, K.: *Annals of the CIRP*, **64-1** (2015), 285-288.
- 11) Kada, O., Wang, Z.G.: *Key Engineering Materials* **767** (2018), 124-130.
- 12) 春日保男：潤滑，**16-12** (1971), 748-758.
- 13) Wang, Z.G., Dong, W.Z., Osakada, K.: *Annals of the CIRP*, **67-1** (2018), 257-260.
- 14) Azushima, A.: *Annals of the CIRP*, **44-1** (1995), 209-212.