U.D.C. 621.9-82

油圧駆動工作機械のスティックスリップ

Stick-Slip of Hydraulically Driven Machine Tools

松 淳* 崎 Atsushi Matsuzaki

内 梗 谷 概

工作機械の数値制御,ならい制御,位置決めなどにおいて,スティックスリップの発生は被加工物の精度劣 化をまねくばかりでなく、サーボ系の安定性を乱すこともある。本論文では、ピストン・シリンダを用いた油 圧駆動テーブルの送りを四方弁またはサーボ弁で制御する場合のスティックスリップについて論じている。ま ず,スティックスリップの発生機構につき説明し,次に油圧駆動機構の各構成要素の特性をもとに理論解析を 行ない、解析結果が実験結果と一致することについて述べている。さらにこれらの結果を利用してスティック スリップの発生限界を求め、構成要素の各パラメータがスティックスリップの発生にどう影響するかを検討し ている。

1. 緒 言

油圧駆動は大重量のものの駆動に適しており,工作機械のテーブ ル駆動などにも数多く採用されている。工作機械では、幾何学的に 正確な運動を伝達する必要から、相対運動を行なう部分にすべり案 内面を採用することが多く,低速送りでときたまスティックスリッ プが発生することがある。しかしながら、スティックスリップに関 する研究は比較的少なく, F. Morgan 氏⁽¹⁾, F. P. Bowden 氏⁽²⁾, H. Coon 氏⁽³⁾, 牧野氏⁽⁴⁾らの小試験片による実験, あるいは G. Beck 氏⁽⁵⁾, B.R. Singh 氏⁽⁶⁾, 亘理氏⁽⁷⁾らの簡単な機械的モデルについ ての解析がある程度で,油圧駆動テーブルについでは、わずかに牧 野氏(8),花房氏(9)の研究があるのみである。

スティックスリップ発生中の駆動点の変位 r, バネの伸び, 物体 の変位 y および速度 v の時間的変化は第3 図に示すとおりである。 すなわち,バネの一端を引張り始めてから,バネカが静摩擦力とひと しくなるまで、物体は静止したままで、バネは次第に伸びる。同時 にバネの力が増加して静摩擦力に打勝つと物体はすべり始める。こ の瞬間,摩擦力は静摩擦から動摩擦に変わり,その差に相当する力が 物体を加速する方向に働き,速度は急激に増大する。そのため,バネ は縮み、バネの力も減り、物体の加速度は減少して終わりには負とな る。すなわち、すべり速度は極大値に達したのち減少する。ここで すべり速度が再び零となる場合には、その瞬間、物体は停止し、バネ 力が静摩擦力に打ち勝つまで静止状態を保つ。この間バネカは次第 に増加し、その後は上述の過程をくり返す。かくして、駆動速度は一 定であるにもかかわらず物体は第3図に示すように階段状の運動, すなわちスティックスリップを発生する。一方、物体がすべり始め てから速度が再び零とならない場合には、すべり速度は徐々に駆動 速度に近づきスティックスリップは発生しない。

そこで、本論文においてはピストン・シリンダを用いた油圧駆動 テーブルに関してスティックスリップの発生機構を明らかにすると ともに, スティックスリップ発生中のテーブルの運動, スティック スリップの発生限界などについて述べる。

2. スティックスリップの発生機構

スティックスリップの発生は負荷および駆動系の特性に左右され るところが多く、ここでは、最も簡単な例として、第1図に示すよ うに平面上の物体をバネを介して一定速度 Ui で引張る場合を考え る。一般に、すべり速度と摩擦力との関係は第2図のように示され、 静摩擦力は動摩擦力より大きく、すべり速度の変 化に対する摩擦力の変動は完全潤滑領域では正で あるが,境界潤滑領域では負である。このように, 静摩擦力が動摩擦力より大きい場合, あるいは, すべり速度の増大に伴って摩擦力が減少する場合 には, 駆動速度の小さいところでスティックスリ ップが発生する。

0000000000000

uı

上の例では物体をバネを介して駆動する場合を考えたが、油圧駆 動の場合でも,作動油の圧縮性,シリンダの膨張などがバネの役割を 果たし、スティックスリップが起こる。その発生機構は第1図の場 合と同様に説明される。しかし、油圧駆動では、負荷の摩擦特性, 駆 動系の剛性のほかに,流量制御弁など油圧回路の特性も考慮しなく てはならない。





第1図 スティックスリップ発生の最も 単純の例

日立製作所中央研究所

W

摩擦速度特性

1540 昭和 39 年 9 月

第46卷第9号



第4図 油 圧 駆 動 回 路

3. 油圧駆動機構と運動方程式

3.1 油圧駆動系の構成とその特性

工作機械の油圧駆動回路としては,一般に第4図に示すものが用 いられており,本報でもこの直動形油圧駆動機構を対象として解析 する。すなわち,油圧シリンダに供給される油量は流量制御弁によ り制御され,これによってテーブルの送り速度が調節される場合を 考える。ここで,流量制御弁と油圧源との間の圧力降下は供給油圧 に比べて十分小さいとして省略し,流量制御弁に供給される油の圧 力は常に一定で,流量制御弁から油タンクへの戻りは大気中に放出 されていると考える。またテーブルとピストンとの間は剛的に結合 されているものとし,その間の弾性変形などは無視する。このよう な仮定のもとでは,各部の特性は次のように表わされる。 対するシリンダの容積膨張を k_e,シリンダの容積を V_i,作動油の体積弾性係数を β とすれば、次式で与えられる。

$$c = \frac{1}{2} \left(k_e + \frac{V_i}{\beta} \right) \dots (3)$$

(c) テーブルの運動方程式

論

配管中の油の質量および粘性抵抗をテーブル質量あるいはすべ り面の粘性抵抗に換算した等価質量および等価粘性抵抗の実際の テーブル質量あるいは摩擦抵抗に加算したものを *m*, *f*(*v*) で表わ せば、テーブルの運動方程式は次式で与えられる。

$$m \frac{dv}{dt} + f(v) = A_p p_m \quad \dots \quad (4)$$

(d) テーブルすべり面の摩擦速度特性

テーブルすべり面に働く摩擦力は、一般にすべり速度の複雑な 関数であるが、本報では、近似的に、静摩擦、クーロン摩擦、お よび粘性摩擦とからなるものと考え、次式で表わされるものとす る。

f(v) = bv + f(5) ここに

$$f = \begin{cases} F_d: v > 0 \ \mathcal{O} \ge \mathfrak{E} \\ -F_s \sim F_s: v = 0 \ \mathcal{O} \ge \mathfrak{E} \\ -F_d: v < 0 \ \mathcal{O} \ge \mathfrak{E} \end{cases}$$
 (6)

3.2 テーブルの運動方程式

(a) 流量制御弁の圧力流量特性

流量制御弁としては,一般に,サーボ弁あるいは四方弁が用い られ,その圧力流量特性は近似的に次式で表わされる。

 $q_m = k_x x - k_p p_m$ (1) ここに, k_x , k_p は流量制御弁の圧力流量特性を実測することにより実験的に求められる。

(b) シリンダに流入する油の連続の式

油圧駆動部の構造が左右対称で、ピストンがシリンダの中央付 近にある場合、作動油の圧縮性、および内圧によるシリンダの膨 張を考えれば、シリンダに流入する油に関する連続の式は

となる。ここに、 c は駆動系の剛性を表わす定数で、内圧変化に

記 A_p : ビストン断面積 (cm²) b: すべり面の粘性抵抗係数 (kg・s/cm) $c=\frac{1}{2}\left(k_e+\frac{V_i}{\beta}\right)$: 駆動系の剛性を表わす定数 (cm⁵/kg) F_s : すべり面の静摩擦力 (kg) F_b : すべり面の動摩擦力 (kg) f(v): すべり面の摩擦特性 (kg) k_x : 流量制御弁の流量利得* k_p : 流量制御弁の負荷圧力変化に対する流量の減少量 (cm⁵/s・kg) k_e : 内圧変化に対するシリンダの容積膨張 (cm⁵/kg) い。とうアルシーを到力性主人

油圧駆動テーブルの運動は,前節で述べたように流量制御弁の圧 力流量特性,シリンダに流入する油の連続の式,テーブルの運動方 程式,およびすべり面の摩擦速度特性により与えられ,それらをま とめた駆動系としてのブロック線図は第5図で与えられる。

いま, 変数 pm の代わりにテーブルに作用する力

 $F=A_{p}p_{m}$(7) を用いて、(1)~(6)式を整理すれば、次のようになる。 (i) v>0 なるとき

$$c \frac{dF}{dt} + k_p F = k_x x A_p - A_p^2 v \dots (8)$$

$$m \frac{dv}{dt} + bv + F_d = F \dots (9)$$

(iii)
$$v < 0$$
 たるとき
 $c \frac{dF}{dt} + k_{p}F = k_{x}xA_{p} - A_{p}^{2}v.....(11)$

各領域において,運動方程式は線形であるから,解析解が容易に 求まり,一つの領域から他の領域へ移る境界においても, vおよび Fが連続的に変わるものとすれば,テーブルの運動は完全に求めら れる。

4. スティックスリップ発生中のテーブル運動の解析

4.1 位相面上での考察

| m: | アーフル質量 (kg・S ² /Cm) | |
|-----------|-----------------------------------|------------|
| m: | 負荷に供給される油圧 (kg/cm ²) | |
| m: | 負荷に供給される流量(cm ³ /s) | |
| t: | 時間(s) | |
| T: | 1 ステップの周期(s) | |
| /i: | シリンダ容積 (cm ³) | |
| x: | 流量制御弁の入力* | |
| Y: | 1 ステップのテーブル変位(cm) | |
| β : | 油の体積弾性係数(kg/cm ²) | |
| v: | テーブル速度 | |
| | * kx, x おのおのの次元は流量制御弁の種類によって異なるが, | $k_x x の次$ |
| | 元は cm ³ /s である。 | |

スティックスリップ発生中のテーブルの運動は,(8)~(12)式よ り求められる。ここで,各領域ともテーブルの挙動は連立一階の微 分方程式で表わされているため,位相面を用いるのが便利である*。 本報では,横軸にテーブル速度 v,継軸にテーブルに作用する力F を採った位相面を用い,以下この位相面を v-F 面と呼ぶ。また, * 流量制御弁の圧力流量特性,すべり面の摩擦速度特性などの非 線形の影響を考察するさいには特に有効である。 油 圧 駆 動 工 作 機 械 の ス ティ ッ ク ス リ ッ プ 1541



第5図 油圧駆動系のブロック線図



この面上で前述連立方程式の解を表わす位相面軌跡を v-F 曲線と

$$\omega = \frac{1}{2 cm} \sqrt{4 (A_{p}^{2} + bk_{p}) cm - (bc + mk_{p})^{2}} \dots \dots (19)$$

$$A = -\frac{k_{x} x A_{p} - k_{p} F_{d}}{A_{p}^{2} + bk_{p}} \dots \dots \dots \dots \dots (20)$$

$$B = \frac{1}{m\omega} \left\{ F_{s} - F_{d} - \frac{k_{x} x A_{p} - k_{p} F_{d}}{A_{p}^{2} + bk_{p}} \cdot \frac{bc + mk_{p}}{2 c} \right\} \dots \dots (21)$$

となり,テーブルがすべっている時間 t₁ は(16)式より

 $-A + e^{\alpha t_1} \{A \cos \omega t_1 + B \sin \omega t_1\} = 0$ (22) の根として求められる。ここに、 ωt_1 は $\pi \sim 2\pi$ の間の角である。こ のとき、ピストンに働いている力は(17)式より

 $F_0 = \frac{bk_x x A_p + A_p^2 F_d}{A_p^2 + bk_p} + e^{\alpha t_1} \{ (\alpha mA + bA + \omega mB) \cos \omega t_1 \}$



と表わされる。これより、スティックスリップ発生中の周期、すなわち1ステップに要する時間T(第3図参照)は

 $T=t_1+t_2$ (25) で与えられ、1 ステップのテーブル変位 Y (第3図参照)は、(16)式

名づける。

いま第5図の系にステップ状の入力が加えられたとすれば、v-F 曲線は第6図で示される。入力が印加されてから、テーブルに作用 する力が静摩擦力を越えるまでテーブルは静止したままで、v-F 曲線は原点よりF軸上を上方へ進む。ピストンに働く油圧はこの間 上昇し、テーブルに作用する力が静摩擦力に打ち勝つとテーブルは すべり始め、v-F曲線は(8)式および(9)式に支配されv-F面 上を時計方向へ回転する。ここで、v-F曲線は曲線AのようにF軸 と交わることなく平衡点に収束する場合と、曲線BのようにF軸と 交さする場合とに分けられる。前者では、テーブル速度は一定値に 収束し振動は減衰する。しかし、後者では、F軸と交わった点でテ ーブルがいったん停止するため、v-F曲線は(10)式にしたがって F軸上を再び上方へ進み上記の過程をくり返えして、スティックス リップを発生する。当然両者の間には、曲線Cで示される限界の v-F曲線が存在し、これがスティックスリップの発生限界を示す。 この条件は、

*v*_{min}=0(13) で与えられ、このとき、*v*-F曲線は F軸と接する。

4.2 解析的解法

スティックスリップが発生する可能性があるのは,平衡点が渦状 点なる場合,すなわち

 $(bc+mk_p)^2-4(A_p^2+bk_p)cm<0$ (14)の関係が存在する場合であり、本節でもこの範囲で解析を進める。

テーブルに作用する力が静摩擦力に打ち勝つ瞬間を時間の基準に とれば、初期条件は

t=0 で $v=0, F=F_s$ (15) で与えられ、この条件のもとに、(8)式および(9)式を解けば、 を積分して,

$$Y = \int_0^T v dt = \int_0^{t_1} v dt$$

= $-At_1 + \frac{1}{\alpha^2 + \omega^2} \left[A \left\{ (\alpha \cos \omega t_1 + \omega \sin \omega t_1) e^{\alpha t_1} - \alpha \right\} + B \left\{ (\alpha \sin \omega t_1 - \omega \cos \omega t_1) e^{\alpha t_1} + \omega \right\} \right] \dots (26)$

より求められる。

--127 ----

5. 実験による検討

5.1 実験装置および各部の特性

スティックスリップ発生中のテーブルの挙動は,前述のようにす べり面の摩擦速度特性に大きく影響される。摩擦に関してはいまだ 確立した理論もなく,他の実験から摩擦速度特性を算出することも 困難である。そこで,日立製2番半フライス盤のテーブルと同大の モデルテーブルを製作して実験に用いた。その概要を第7図に示 す。油圧駆動回路は第4図と同じであり,各油圧要素の特性が油温 によって変わるのを防ぐため油温は設定温度の上下3℃の範囲に制 御した。次に数値計算に必要な各部の特性,設計上の寸法について 述べる。



第7図 モデルテーブルの概要





テーブル質量を, 0.56, 0.78, 1.08 kg-s²/cm と変え, すべり面潤 滑油にはスティックスリップが発生しやすいように作動油 D.T. E Oil Light およびタービン油を用いた。 このときの摩擦速度特 性の実測結果を **第 10** 図 に示す。測定は送り速度が一定になって から行ない, 摩擦力は左右シリンダ内の圧力差より算出し, 速度 は 2 点間を通過する時間より求めた。



第9図 サーボ弁の圧力流量特性

(a) 流量制御弁の圧力流量特性

今回の実験では流量制御弁としてサーボ弁を用いた。サーボ弁の出力端を短絡して測定した無負荷時の流量特性を第8図に,数種の固定オリフィスを負荷として求めた圧力流量特性を第9図に示す。これらより, k_x, k_pの値は

 $k_x = 7.5 \text{ cm}^3/\text{s. mA}, \quad k_p = 0.20 \text{ cm}^5/\text{kg}$ となる。この場合, (1)式で表わされる直線は両図に併記したよ うにサーボ弁の特性と十分よく近似している。

(b) 油の圧縮性とシリンダの膨張

作動油の体積弾性係数βは丈夫な容器に小さなプランジャを押 込み、その押込み量と押込みに要した力とを測定して求めた。ま た、シリンダの体積膨張係数 k_e 、およびシリンダの容積 V_i は設 計寸法より算出した。その結果は $1/\beta=0.6\times10^{-4} \text{ cm}^2/\text{kg}, k_e=5.0\times10^{-3} \text{ cm}^5/\text{kg}, V_i=867 \text{ cm}^3$ であり、これより、駆動系の剛性を表わす定数cは、(3)式より $c=0.03 \text{ cm}^5/\text{kg}$ となる。 (c) テーブル質量と摩擦速度特性 以上,各部の特性について述べたが,これらをまとめたのが第 1表である。表中, A_p はピストンの設計寸法より, F_s , F_d , bは第10図より求めた。

5.2 実験結果および検討

第1表に示した各場合について、サーボ弁の入力電流 x を変えて スティックスリップ発生中のテーブルの挙動を測定した。ここで, テーブル変位の測定には、2枚の長方形極間の電気容量変化を利用 した。すなわち1枚の極板をテーブルに、ほかの1枚を固定ベッド にテーブルのすべり方向と平行に取り付け,極板間の電気容量が両 極板の重なり部分に比例することから,この容量変化を検出して,ブ ラウン管オシロ上に記録した。その結果の一例を第11図に示す。 テーブルは明らかに第3図に示した階段状の運動を行なっている。 次に,各測定結果を第3図に示す1ステップの変位Yおよび周期 Tで代表させて,理論解析値と比較した結果を第12図に示す。各 図とも実測値を○印および●印で、解析値を実線で記入した。これ らの図は理論解析値が定量的にも実測値と一致することを示してい る。また第11図の x=1.1 mA, 1.4 mA の場合について、テーブル の変位を直接理論計算値と比較した結果を第13図に示す。図で、 実際のテーブルの動きは、解析結果より多少なめらかになっている が、この種の実験としてはよく一致しているといえる。

| | | 第1表 | き 実 | 験 乡 | 条 件 | | |
|-------|-----------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| 実 | 験 | Ι | П | Ш | IV | V | VI |
| すべテー | り 面 潤 滑 油 ブ ル 荷 重 | D.T.E oil light 440 kg | D.T.E oil light 650 kg | D.T,E oil light 945 kg | Turbin oil #180 440 kg | Turbin oil #180 650 kg | Turbin oil #180 945 kg |
| Ap: | cm^2 | 15.2 | 15.2 | 15.2 | 15.2 | 15.2 | 15.2 |
| C: | cm ⁵ /kg | 0.03 | 0.03 | 0.03 | 0.03 | 0.03 | 0.03 |
| kx: 0 | cm ³ /S-mA | 7.5 | 7.5 | 7.5 | 7.5 | 7.5 | 7.5 |
| kp: | cm ⁵ /kg-S | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 |
| m: | kg-S ² /cm | 0.56 | 0.78 | 1.08 | 0.56 | 0.78 | 1.08 |
| b: | kg-S/cm | - 34 | -35 | -36 | -33 | 34 | -35 |
| Fd: | kg | 215 | 252 | 313 | 206 | 238 | 296 |
| Fs: | kg | 240 | 330 | 430 | 230 | 300 | 380 |
| x: | mA | 0.7~2.4 | $1.0 \sim 2.3$ | 0.9~3.1 | 0.7~2.2 | 0.7~3.0 | 0.8~2.9 |

油圧駆動工作機械のスティックスリップ



1543



理論解析値(実線)と実測値(○印●印)との比較 第12図



なる条件が成立することである。ここで、特に µ2>42 なるとき、 すなわち,平衡点が安定結節点なるとき:v-F曲線は平衡点のま わりをまわることなく平衡点に収束するため, スティックスリップ は発生せず、テーブルは常に安定に動作する。しかし、µ2<4λで 平衡点が安定渦状点なるとき、テーブルは安定に動作する場合と、 スティックスリップを生ずる場合とがあり、その限界が問題となる。 6.2 スティックスリップの発生限界

4.1より、スティックスリップが発生しないための条件は

6. 油圧駆動テーブルが安定に動作するための条件 で表わされ、ここに、たはテーブル速度が極小となる時間で、 6.1 平衡点の安定性 $t_c = \frac{1}{\omega} \tan^{-1} \left(\frac{\alpha A + \omega B}{\omega A - \alpha B} \right) \quad t \ge t \ge 1 \quad \pi < \omega t_c < 2 \pi \quad \dots \quad (29)$ 前章では、平衡点が渦状点なる場合について、テーブルの運動を と与えられる。ここで, 解析し,実験結果ともよく一致することを確かめた。そこで,本章で は、さきに行なった解析結果をもとに、油圧駆動テーブルが安定に 動作するための条件について検討する。 とおけば、(28)、(29)式は、A<0なることを考慮しで まず, テーブルが安定に動作するための必要条件は平衡点が安定 $e\tau_{c} \{\cos \tau_{c} + R \sin \tau_{c}\} < 1.....(31)$ なること, すなわち $\mu = bc + mk_p > 0, \quad \lambda = (A_p^2 + bk_p)cm > 0.....(27)$ 129



発生限界

2719221971 11

不発生領域

第16図 cの大小とスティックスリップ発生限界(矢印の方向に c は大となる)

となる。一方, (18)~(21) 式および (30) 式で, F_s>F_d に着日す れば,

r+R<0......(33) であり、しかも、 τ_e は $\pi \sim 2\pi$ の間の角であるから、次の関係が存 在する。

さらに,各パラメータの影響をみやすくするために,変数Rの代わりに新しい変数

 $S=\gamma+R$(35) を用いれば、テーブルがスティックスリップを発生せず安定に動作 するための条件は次式で表わされる。

$$\sqrt{\frac{1+(S-\gamma)^{2}}{1+\gamma^{2}}} \exp\left(\gamma \tan^{-1}\frac{S}{1-\gamma S+\gamma^{2}}\right) < 1 \dots (36)$$

$$\frac{1+\gamma^{2}}{1+\gamma^{2}} \pi < \tan^{-1}\frac{S}{1-\gamma S+\gamma^{2}} < 2\pi$$

ここに、S, γは、(18)~(21) 式および(35) 式より

$$S = \frac{\frac{2c(A_{p}^{2} + bk_{p})(F_{s} - F_{d})}{k_{x}xA_{p} - k_{p}F_{d}}}{\sqrt{4cm(A_{p}^{2} + bk_{p}) - (bc + mk_{p})^{2}}} \dots \dots \dots \dots \dots (37)$$

で定義される。(36)式を満足する S, γ の範囲を $S-\gamma$ 面上に図示し たのが第14 図である。これより、(37)式および(38)式に含まれて いる各パラメータの値が与えられれば、簡単に S, γ が算出できる から、スティックスリップが発生するか否かも容易に判別し得る。 6.3 各パラメータの大小変化による影響 前節で述べたように、スティックスリップが発生するか否かは、 9 個のパラメータ A_p , b, c, F_s , F_d , k_x , k_p , m および x の値によっ て定まる。そこで、1 個のパラメータの値を変えたとき、それに応 じて $S-\gamma$ 面上で S, γ の値がどのように変化するかを調べ、各パラ



第17図 $(f_s - f_d)$ の大小とスティックスリップの発生限界 (矢印の方向に $(f_s - f_d)$ は大となる)

メータの大小変化とスティックスリップ発生との関係について検討 する。

ただ、多くの場合、静摩擦力 F_s 、クーロン摩擦力 F_d 、および粘 性抵抗係数 b はほぼテープル質量 m に比例すると考えられるから

 $F_s = f_s mg, \quad F_d = f_d mg, \quad b = b' mg$ (39) と表わせるものとして考察する。

一例として、m, cおよび ($f_s - f_a$)の大小変化に対する S, γ の変化の様子を第15~17 図に示す。第15 図は、mを零から次第に大きくしたときの S, γ の変化を示し、m以外のパラメータの大きさによりいくつかの場合がある。すなわち、I ではmの大小に関係なくスティックスリップは発生しないが、II ではmがある範囲内にあると

きスティックスリップが発生する。また、Ⅲはmがある値より大きいところでスティックスリックが生じることを示している。Ⅰ、Ⅱ、Ⅲに共通な点はmが小さければ、スティックスリップは発生しないことである。
第16図は、 cの大小と S、 γの変化との関係を示し、この場合もc以外のパラメータの値によって、いくつかの場合に分けられる。
すなわち、Ⅰではスティックスリップはまったく起こらず、Ⅱではある範囲内のcに対してスティックスリップが生じ、Ⅲではある値

油圧駆動工作機械のスティックスリップ



第18図 パラメータ変化に対する s, r の変化

以上の c についてスティックスリップが起こることを示している。 いずれの場合も c の値は小さいほど,すなわち,駆動系の剛性が大 きいほどスティックスリップは発生しにくい。 によって大きく変わり、これらを改善することでスティックスリッ プを防止し得る例は多い。

以上,一般例について説明したが,具体例として, $A_p=15 \text{ cm}^2$, $b'=0.01 \text{ s/cm}, c=0.03 \text{ cm}^5/\text{kg}, f_s=0.3, f_d=0.24, k_p=0.2 \text{ cm}^5/\text{kg},$ $m=0.9 \text{ kg}-\text{s}^2/\text{cm}, k_x x=15 \text{ cm}^3/\text{s}$ の場合の S, γ の値を**第18**図に示 す。図には,上記パラメータの一つを変えたときの S, γ の変化をも 記入した。これより,各パラメータの影響を数量的に知ることがで きる。

7. 結 言

以上、ピストンリンダ形油圧駆動テーブルについて、スティック スリップの発生機構を説明するとともに、スティックスリップ発生 中のテーブルの運動を理論的に解析し、その解析結果が実物大のモ デルテーブルにおける実験結果とよく一致することを確かめた。ま たスティックスリップの発生限界を理論的に求め、その発生限界を 二つの無次元量を用いて図示した。これによって、テーブル質量、す べり面の摩擦特性、流量制御弁の圧力流量特性、油の圧縮性、およ び油圧回路の各部寸法が与えられたときは、簡単な計算によってス ティックスリップが発生するか否かを判別できることを示した。さ らに、テーブル質量、静摩擦力と動摩擦力との差および油の圧縮性 は小さいほど、粘性抵抗係数およびシリンダに供給される油量は大 きいほど、スティックスリップは発生しがたいことを明らかにした。

1545

次に**第17**図は ($f_s - f_d$)の大小による影響を示し,常に ($f_s - f_d$) は小さいほど,スティックスリップは生じにくいことがわかる。す なわち,スティックスリップの発生防止に関しては,静摩擦力と動 摩擦力との差が小さいことが望ましい。

以上,一例として m, c および $(f_s - f_d)$ の大小変化について述べ たが,他のパラメータについても、同様に S, γ の変化を $S - \gamma$ 面上 に描くことで、そのパラメータの大小変化による影響を知ることが できる。その結果、 k_s 、x および b が大きいほど、 k_b は b が正なら ば大きく、負ならば小さいほど、スティックスリップは発生しにく い。しかし、 A_b については、一概に述べることがむずかしく、そ のつど検討する必要がある。ただ、多くのパラメータは機械の仕様 によりだいたいきまるため、摩擦速度特性を改良することが最も得 策だと思う。摩擦速度特性はすべり面の構造、潤滑油、潤滑法など それに、ベイリンバリンバルモビレルにいことを明らかにした。 終わりに、本研究に終始ご指導、ご助言をいただいた東京工業大 学精密工学研究所、中田教授、石川教授、および日立製作所川崎工 場ならびに中央研究所の関係各位に深謝の意を表する。

参考文献

- (1) M. Muskat, F. Morgan & D. W. Reed : J. App. Phys. 12, 743 (1943)
- (2) F. P. Bowden & D. Tabor: Friction and Lubrication of Solid 105 (1950)
- (3) H. Coon: Tool Engr. 45, 61 (1960)
- (4) 牧野: 機械の研究 10, 487 (昭 33)
- (5) G. Beck: Werksttatts-Technik 50, 181 (1960)
- (6) B. R. Singh: A. S. M. E. 82–B, 393 (1960)
- (7) 亘理, 杉本: 機械学会論文集 29, 769 (昭 38)
- (8) 牧野,野口: 機械試験所々報 10, 36 (昭 31)
- (9) 沢村,花房: 機械学会前刷集 64, 41 (昭 37)
- (10) 松崎,橋本: 機械学会論文集 28, 1394 (昭 37)

回か回が回都許の紹介回が回る

特許 第424012号

高野憲三

不飽和ケトン化合物によるフルフリルアルコール中間縮合物の変性方法

— 131 —

フルフリルアルコール系樹脂は,非常に優秀な耐薬品性をもつが, 内部硬化性が悪いため接着性が劣り,耐食塗料,接着剤,樹脂セメント,電気絶縁材料として十分満足できるものではなかった。

この発明は、以上のフルフリルアルコール系樹脂の性質を改良す るためになされたもので、フルフリルアルコール中間縮合物1重量 部に対し、不飽和ケトン化合物を0.01~0.6 重量部混合し、これを 酸性触媒の存在下で反応させることを特徴とするフルフリルアルコ ール中間縮合物の変性方法である。 ルフリルデンメチルエチルケトンなどがあげられる。

酸性触媒としては塩酸,硫酸,リン酸などの無機酸あるいはベン ゼンスルホン酸,トルエンスルホン酸,キシレンスルホン酸,フェ ノールスルホン酸,ナフタレンスルホン酸などが用いられる。 この発明によって,フルフリルアルコール中間縮合物と不飽和ケ トン化合物との三次元構造が速かに形成され,内部硬化性が著しく すぐれた変性フルフリルアルコール樹脂が得られる。たとえばジオ キサン不溶触解量を検討してみると,本発明の樹脂は従来のものよ りも20倍近く大きい値を示す。 (佐藤)

この発明で用いられる不飽和化合物としては、メシチルオキサイド、モノフルフリルデンセセトン、ジフルフリルデンアセトン、フ