摩擦振動に関する実験的解析*

岡村健二郎** 松原十三生** 野呂 周平***

Study on Frictional Vibration
(Experimental Analysis)

Kenjiro OKAMURA, Tomio MATSUBARA, Shuhei NORO

In this paper, frictional vibrations are experimentally investigated. The experiments are compared with the theoretical analysis in the previous report. The obtained results are as follows : 1. Amplitude characteristic from experiments is agree well with the theoretical analysis which includes a time effect. 2. The time effect of frictional characteristic is important factor to determine the limit of vibration. 3. The critical driving velocity V_c is given by a following equation; $V_c = c/\omega_n^2$ c ; constant, ω_n ; natural frequency.

1. 緒 言

一般に工作機械しゅう動面における摩擦振動現象には多くの因子が関係するが、従来の摩擦振動に関する実験解析では、それぞれの因子に対する系統の実験がなされていなかったため、摩擦振動現象に対して不明確な情報しか得られず、普遍的データの不足から理論解析との対応もつけにくかった。

摩擦振動現象の本質的原因は摩擦特性にあると考えられる。また、工作機械しゅう動面のように潤滑状態にある場合の摩擦特性は潤滑油膜の挙動により決定される。従来の摩擦振動の論理解析に用いられた摩擦特性は一定速度でしゅう動させた時の速度と摩擦係数の関係から求めた定常摩擦特性であり、この場合の潤滑油膜は定常状態にあると考えている。

摩擦振動は、1 振動周期中急激なすべりと静止により構成されており、振動時の油膜挙動は過渡的と考えなければならない。

すでに前報において、種々の摩擦特性と摩擦振動の関係を理論的に解析し、定常摩擦特性と過渡的摩擦特性を導入した場合では、摩擦振動状態に著しい相違があることを明らかにした。

本報においては摩擦振動時の過渡的油膜、過渡的摩擦特性を測定し、系の固有振動数を変化させた場合の振動状態を測定することにより前報における論理解析結果に対して実験的検討を加える。

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置

実験装置は図 1 の写真に示す油圧駆動送りユニットで最大ストローク 650mm、速度は流量調整弁により 0.02 ~ 25mm/s で任意に設定できる。

しゅう動テーブル重量は 155kg であり、さらに 127 kg まで死荷重を取付可能となっている。

しゅう動面潤滑は #150 タービン油を用い滴下潤滑である。

油圧駆動系のもつ駆動剛性は約 3000kg/mm であるが、この値は駆動ピストン位置により変化し直接油圧駆動を行なうと摩擦振動解析結果の精度を悪くするばかりでなく、駆動剛性を任意に変化させることができない。

本実験では摩擦振動に対する固有振動数の影響を解析することを目的としており、駆動剛性を任意に設定する必要がある。そのため油圧駆動ロッドに油圧駆動剛性に

図 1 実験装置

*原稿受付 昭和43年5月9日、昭和43年度春季大会学術講演会(昭和43年4月5日)にて発表

**正 会 員 京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)

***トヨタ自動車工業

比し、小さいばね定数をもつ板ばねを取付け、これを介してしゅう動テーブルを駆動させることにする。この方法を用いて駆動剛性は、約 170~700kg/mm となり上記の影響は無視しうる。ばね定数としゅう動物重量により決まる固有振動数の変化範囲は 76~216rad/s である。

2.2 測定方法

駆動用板ばねにひず

みゲージを貼付し、これにより駆動力を測定し、各板ばねは取付けごとに駆動力の検定を行ない正確を期した。

しゅう動テーブルの変位は静止座標からみた変位と、等速しゅう動系からみた相対変位が考えられるが相対変位の方が実験上精度が高く測定できるため本実験では相対変位をとる。相対変位は板ばねのたわみそのものであり駆動力を測定すれば相対変位を測定したことになる。

しゅう動面間の油膜挙動を測定するためにしゅう動テーブル上にしゅう動面に平行にサインバーを設定し、サインバー上面を基準面として、容量型微小変位計によりしゅう動テーブルの上下方向変位を記録する。

油膜厚さは十分長時間停止させた時の油膜厚さを 0 とし、これからの差を h とする。

瞬間摩擦力は次の方法で求める。駆動力の記録から振動時の任意の時刻の駆動 P 、変位 x が求まり、さらにこれから速度 $\dot{x}$ 、加速度 $\ddot{x}$ が求まる。

各瞬間での瞬間摩擦力は次式で与えられる。

$$F(t) = P - (w/g)\ddot{x} \quad (1)$$

したがって瞬間速度 $\dot{x}$ と瞬間摩擦係数の関係 $f(x)$ が求まる。

3. しゅう動面の定常特性

3.1 油膜の速度特性

しゅう動テーブルを一定速度でしゅう動させた場合、その速度荷重に応じて一定の油膜が形成される。これを測定するため一定距離 500mm しゅう動させ、停止させた時のテーブル上下方向変位を検出し、これをブラウン管オシロを用いて写真撮影する。

しゅう動物重量、駆動速度の異なる場合の油膜厚さ記録例を図 2 に示す。図 2 の各写真はたて軸 1 目盛が 1.4 μ

図 2 油膜変化の記録写真

図 3 速度と油膜厚さ

に相当し、横軸は時間軸で 1 目盛 2s を示す。各写真において左側の油膜のピークはしゅう動テーブルを停止させた時点を示し、それ以後油膜は時間とともに減少し、一定値に近づくことがわかる。十分時間経過した時の油膜をみかけ上 0 とすることにより定常しゅう動状態での油膜厚さが求められる。

このようにして求めたしゅう動速度 U と油膜厚さ h の関係を荷重をパラメータとして図 3 に示す。図 3 よりしゅう動速度が早く、荷重が小さいほど油膜厚さが厚いことがわかる。

3.2 定常摩擦特性と油膜厚さ

3.1 に示した油膜厚さと同時に測定した定常摩擦特性を図 4 に示す。

実験に用いたしゅう動条件においては 5~10mm/s 以下で境界潤滑状態となり、摩擦係数は急激に増大している。なお図 4 に示されなかったが最大静止摩擦係数は約 0.32 であった。図 3、図 4 から定常状態における油膜厚さ h と摩擦係数 f の関係が求められ、これを図 5 に示

図4 定常摩擦特性

図5 油膜厚さと摩擦係数

図6 限界駆動速度の決定法

図7 限界駆動速度

す。図4では荷重により摩擦係数が異なったが、図5の油膜と摩擦係数の関係では荷重の影響がみられず、油膜厚さが決まると摩擦係数が一義的に定まることがわかる。

図5より油膜厚さが 0.5μ 以下になると摩擦係数は急激に増しており、この付近から金属接触が始まっていることを示している。しかしこの混合潤滑と考えられる領域においてもごくわずかであるが油膜が存在し、しかも油膜の少しの変化は摩擦係数に大きく影響することが明らかとなった。

4. 摩擦振動特性

4.1 限界駆動速度

摩擦振動発生限界を示す駆動速度を限界駆動速度と称し、これを次の方法から実験的に定める。

種々の駆動速度でしゅう動させた場合振動が発生する駆動速度と発生しない駆動速度に分けられる。振動発生

駆動速度、不発生駆動速度の差を小さくしてゆけばある速度に収束し、振動が発生する最高速度が実験的に定まる。これを限界駆動速度とみなす。図6に駆動ばね定数 k を変化させた時の振動発生速度、不発生速度の測定結果を示す。図6で○が限界駆動速度 V_c である。このようにして求めた固有円振動数 ω_n と限界駆動速度 V_c の関係を図7に示す。図中に示す実線は計算値である。この図より固有振動数を高くするほど限界駆動速度は低くなり、摩擦振動に対して安定になることがわかる。図7の右下の4点は板ばねを介さず、直接油圧駆動を行ない荷重を変化させた時の測定値である。

すでに前報において定常摩擦特性を用いた解析結果を示したが、定常理論と図7の測定値を比較する。

定常摩擦特性は図4の測定結果を用いる。

記号は前報と同一である。最大静止摩擦係数 f_0 は0.32であり、流体潤滑領域の摩擦係数の速度こう配は $W = 155\text{kg}$ に対して $\lambda f_0 \beta = 0.00075\text{s/mm}$ 、摩擦係数の最小値はしゅう動速度 $v_1 = 5\text{mm/s}$ における0.02、また $(1 - \lambda_2) f_0 = 0.30$ である。今 $\omega_n = 300\text{rad/s}$ となると折線近似した場合の無次元量は $V_1 = 0.5$ 、 $\xi_1 = 1$ 、 $\xi_2 = 0.025$ となる。

したがって、前報の図9を用いて V_c を求めることができる。上の条件に対して $V_c = 6$ 、有次元量で 60mm/s となる。すなわち $V_c/V_1 = 12$ であり、定常摩擦特性上境界流体遷移点 v_1 よりはるかに流体潤滑領域に入ったところに限界駆動速度があることを意味し、実測値 $v_c = 0.5\text{mm/s}$ と比較すると約2桁大きな値である。

また直線近似した場合は $V_c = 1.6$ ($v_c = 16\text{mm/s}$) となり折線近似の場合より低いが、実測値に対してやはり約30倍ほど大きな値である。

このように定常摩擦特性を用いる者と前報でも指摘したように常に限界駆動速度を大きく計算することがわかる。

しかも、定常摩擦特性を用いた理論解析で不合理な点は、摩擦特性をより厳密に考慮するために定常摩擦特性を折線近似した場合の値が、直線近似した値より実測値からの誤差が大きいことである。このようなことから定常摩擦特性を用いた摩擦振動の解析は、現実の振動発生限界を十分説明していないことがわかる。

4.2 振動振幅特性

振動発生領域において駆動速度 v と 1 回のスリップ距離 x_s (以下振幅と称す) の測定結果を図 8(a), (b) に示す。図 8(a)は、荷重 155kg 一定とし、4 種類のばね定数について求めたものである。図 8(b)は、駆動ばね定数を一定にし荷重の影響をみたものである。図中各曲線の右端より大きい速度では、振動が発生しないことを示す。

図 8(a) 振幅特性 (荷重一定)

図 8(b) 振幅特性 (ばね定数一定)

まず、ばね定数を変化させた場合の図 8(a)より駆動剛性を高くすると振幅は小さくなることがわかる。駆動速度と振幅の関係はかなり複雑であるが、駆動速度を大きくすると振幅が減少する領域があり、駆動剛性が低いほどこの領域が広い。図 8(b)より荷重が小さいほど振幅は小さくなり、荷重変化に対してもやはり振幅が駆動速度の増大に対して減少する領域がある。これを前報の定常摩擦特性を考慮した場合の振幅特性図 4 と比較すると明らかに本質的相違がある。すなわち図 4 では、駆動速度が増すにつれて振幅は必ず増加することを示しており、測定結果ではまったく逆の傾向を示す領域が存在する。一方前報で静止中の油膜変化を考慮した場合の振幅特性図 11 では駆動速度の増加とともに振幅の減少がみられ、測定結果と類似の関係となることがわかる。

このように振幅特性に対しても定常摩擦特性を用いた解析は測定結果と定性的に一致しない。

5. 摩擦振動と過渡的效果

5.1 過渡的摩擦特性

スリップ中の瞬間摩擦係数を(1)式を用いて求めるため 5ms 間隔で変位、駆動力を記録より読みとり、それらを図式的に微分することにより速度加速度を求めた。その測定結果の一例を図 9 に示す。横軸はスリップ中の瞬間速度 x 、たて軸はその時の瞬間摩擦係数 $f(x)$ を示す。

スリップ時間が短いため測定点があらく、多少ばらついているが、図 4 の定常摩擦特性と本質的に異なることが明らかである。

図 9 で明らかなことは、駆動速度が遅い場合最大静止摩擦係数が高く、駆動速度が早くなるにつれて小さくなること、スリップ中の瞬間摩擦係数は瞬間速度が増す場合と減少する場合で同一値とならず時間的遅れが存在す

図 9 瞬間摩擦特性

図10 スティック時間と最大静止摩擦係数

ること、駆動速度が早くなるにつれ瞬間摩擦係数の変化が少なく、限界駆動速度に近い場合は、スリップ中もスティック中も摩擦係数がほとんど変わらず、その時の駆動速度に等しい図4の定常摩擦係数にほぼ対応していることである。

このような現象は、しゅう動面間の油膜挙動を考慮しなければ説明できない。

最大静止摩擦係数は駆動速度によって異なるが、前報の理論解析でも示したように、これはスティック時間に関係すると考えられる。そこでスティック時間 t_k と最大静止摩擦係数 f_s の関係を図10に示す。

図10より最大静止摩擦係数はスティック時間が長いほど大となり、スティック時間が十分長くなると一定値に収束することがわかる。

5.2 摩擦振動時の油膜挙動

すでに示した実験結果より摩擦振動時の摩擦特性は、時間的効果が作用していることが明らかとなった。この時間的効果は油膜挙動と密接に関係することを証明するために振動発生時の油膜厚さ変化を図11(a), (b)に示す。図中上側が駆動力の変化、下側が油膜変化を示す。図11(a)は振動不発生速度から振動発生速度までステイップ状に駆動速度を変化させた場合の例である。この図より駆動速度は、ステイップ状に変化しても油膜厚さは急激な

変化ができないため徐々に薄くなり、一方駆動力は速度変換直後は油膜が厚いため速度低下分だけ小さくなり、油膜減少にともない徐々に増大することが読みとれる。油膜厚さがある程度薄くなると駆動力は振動的となり、摩擦振動が発生するが、なお油膜はさらに減少するため摩擦振動振幅は一定とならず徐々に増大し、平均油膜厚さの変化がなくなり一定となると振動状態も定常に達することがわかる。

図11(b)は定常振動状態での駆動力と油膜厚さの変化を示す。図11(b)に示されている油膜変化はきわめてわずかであるが、スリップ中に油膜が形成され、停止中に減少していることが読みとれる。振動時の油膜変化は非常に少ないが、図5の油膜厚さと、摩擦係数の関係から混合潤滑領域でのわずかの油膜変化が摩擦係数の変化に大きく影響することを考慮すると振動時における油膜の過渡的变化が振動時の過渡的摩擦性におよぼす影響を論ずることができる。すなわち駆動速度が遅い場合あるいは駆動剛性が低く荷重が大きい場合は、スティック時間が長くなりこの間に油膜は十分消滅し次にすべり出す時の最大静止摩擦係数は大きくなる。一方、駆動速度が早い場合あるいは駆動剛性が高く、荷重が小さい場合は、スティックしても駆動力の増加が早いためスティック時間が短かく、次にすべり出す時の最大静止摩擦係数は大きくならない。駆動速度が高速になるにつれ静止時の油膜減少が少なくなると振動周期全体にわたり油膜変化が減少し、摩擦係数変化も全体に小さくなることがわかる。

したがって、油膜変化の時間的遅れを考慮すると定常摩擦特性における境界潤滑領域のいわゆる負こう配の急な領域においても、振動中油膜は一定であることから減衰作用が存在し、定常摩擦特性とまったくことなる効果を摩擦振動にもたらすことがわかる。

5.3 振動発生限界の考察

摩擦振動現象には、油膜挙動が密接に関係し、油膜の時間的遅れのため摩擦振動は定常摩擦特性を用いて解析することができず過渡的摩擦特性を考慮する必要がある

図11 振動時の油膜、駆動力変化

ことが明らかとなった。前報ですでに過渡的摩擦特性を考慮して摩擦振動発生限界を示す新しい考え方につき述べたが、ここでは実験的にこの考え方の妥当性を検討する。

すなわち、新しい振動発生限界の十分条件は自励振動系におけるエネルギーの出入を考慮し、スティック時に振動系に加えられるエネルギーが0となることであると定義した。したがって、この十分条件が必要条件にどの程度一致するかを検討する必要がある。

図10に、スティック時間と最大静止摩擦係数の関係を示した。この図から $t_k \rightarrow 0$ の場合の $t_k - f_0$ のこう配 b を決定することができる。図10からわかるように、 t_k が小さいほどこう配が大であり b はその最大値となることは明らかである。したがって、スティック時間の増加にともなう最大静止摩擦係数の増加が一番大きいのは $t_k \rightarrow 0$ である。

図10の実験結果から $b = 4.8$ が得られ前報(24)式を書き改めると

$$v_c = 47000 / \omega_n^2 \quad (2)$$

(2)式で求まる限界駆動速度と固有振動数の関係を図7の計算値として示した。(2)式から求めた計算値は実験値と非常によく一致している。実験では駆動剛性を変化させるため板ばねを介して駆動したが直接油圧駆動を行なっ

た固有振動数の高い場合の測定結果に対しても(2)式の関係が十分成立する。

このように過渡的摩擦特性を考慮した摩擦振動発生限界に対する新しい考え方は十分条件だけでなく、必要十分条件としても成立することが実験的に証明できた。

前報(24)式の表現は非常に簡単であるが、 b の持つ意味は非常に重要かつ複雑である。

潤滑精度、しゅう動面表面あらさ、寸法形状など種々の因子により b は決定されと考えられ、油膜挙動の解析が進めば、それらの影響因子と摩擦振動発生限界との対応がただちに明らかとなる。

6. 結 論

摩擦振動を実験的に解析することにより次の点が明らかとなった。

1. 摩擦振動中の過渡的摩擦特性は定常摩擦特性と本質的にことなる。
2. 振動時の過渡的摩擦特性は油膜挙動と密接に関係し、油膜の時間的遅れを考慮する必要がある。
3. 定常摩擦特性を仮定した限界駆動速度は常に実際の値より大きく計算するが、前報で述べた過渡的摩擦特性を考慮した摩擦振動発生限界は、実験値とよく一致することが確認された。