第 9 図

で掲げないが第 5 図ないし第 8 図と同様の傾向である。この際にも従来のハンドラップ仕上と比較して寸法精度は容易に良結果を得ることができる。

6. 結 論

以上の実験はラップ仕上の際に多々ある問題を一応一定条件のもとにし、ラップと工作物との相対運動に実験の重点をおいて湿式ラップ仕上を行ったのであるがその結果を要約すると次のごとくなる。ラップ仕上の際にラップと工作物との相対運動に激しい方向変化を与えると作業能率は上り、ハンドラップ仕上と比較して 2 倍ないしそれ以上のラップ量となる。しかも

仕上面の状態はハンドラップ仕上の場合よりも良好である。そしてこの超仕上式ラップ仕上の工作条件は特に交叉しまの角度 θ が重要な条件要素となり、 θ が 60° ないし 120° でラップ能率がよく、 θ が 90° ないし 120° で仕上面は最良であった。また特に振幅および振動数は工作条件として大きな影響を及ぼした。

ラップ仕上の際には考えねばならぬ工作条件の変数が多く、特にこの実験では超仕上のごとくラップと工作物との相対運動に激しい方向変化を機械的に与えたりするのであらゆる方面から検討してその作業条件を決定せねばならぬがこれに対しても一応の結論を得たものと思う。

注:-

- (1) 昭和 26 年 6 月 30 日 関西支部第 175 回講演会において講演; 原稿受付 昭和 28 年 5 月 1 日。
- (2) (3) 正員, 浪速大学工学部。
- (4) 大越詩, 精密機械, III, 8。
- (5) 佐藤健児, 精密機械, XIV, 9, 10, XV, 5, 6, 7。
- (6) 佐々木外喜雄, 北秀夫, 外, 機械学会誌, 52 巻 363 号。
- (7) 重松光夫, ラッピング工作法, 昭和 18 年。

621.941.01

バイトのたわみに関するびびりについて⁽¹⁾

土井 静雄⁽²⁾ 加藤 仁⁽³⁾

On Chatter Vibration due to flexible Lathe Tool

by Shizuo Dori and Shinobu Kato

It was experimented on the cause of chatter due to flexible tool. This chatter was compared to the self-excited vibration which was caused by the variation of frictional force due to frictional speed.

It ascertained that the property of this chatter resembles to that of frictional vibration, but this chatter is not caused by the effect of cutting speed on cutting force, and it is considered that this chatter is set up by the same cause by which the chatter due to deflection of workpiece or of main spindle occurs.

1. 緒 言

旋盤作業中発生するびびりには、主軸のたわみに関するもの、バイト、被削材、歯車などに関するものがあり種類が多い。

本文はバイトのたわみに関係して発生するびびりについて研究したものである。このびびりについては Arnold, Chisholm⁽⁴⁾ の研究がある。それによると、このびびりはバイトの固有振動数にほぼ等しい振動数で振動し、刃先の上下振幅は削り速度に比例して増大し、ある削り速度で最大値となり、さらに速

度が増すと振幅は急に減少している。Arnold および Chisholm は、このびびりを削り速度が増すにしたがって切削力が減少するために発生する自励振動であると考え、乾性摩擦に基づく自励振動と同じ原因によって発生するものであると説明している。

本文はまず切削状態にもっとも近い状態での乾性摩擦に基づく自励振動についてその性質を明らかにし、次にバイトのたわみに関係するびびりの性質を確かめてこれを比較し、なお切削力と削り速度との関係を求めてこのびびりの発生原因を検討したものである。

第1図 実験装置および刃先の剛性

2. 実験装置および実験方法

実験に使用した旋盤は前実験⁽⁵⁾のときと同じものでスイング 400 mm の大きさのものである。

まず切削状態にもっとも近い状態での乾性摩擦に基づく自励振動の性質を明らかにするため、第1図に示すように軟鋼製の つば を旋盤チャックに締め付け、刃物台に取り付けた高速度鋼棒の先端側面を一定圧力で つば に押し付け、この つば を回転させたとき発生する振動について実験を行った。つばの外径は 120 mm、幅は 1 mm のものであり、高速度鋼棒は 12.5 mm 角で刃物台からの長さ 250 mm に取り付けた。第1図左下は棒の先端すなわち つば と接触する部分に水平および垂直下向き荷重を加え、その点の たわみ を測定したものである。図の直線1は垂直下向き、直線2は水平荷重を加えた場合である。棒と つば 間に一定の接触圧力を与えるには、所定の圧力に相当する棒の水平たわみを第1図左下の直線2から求め、棒がこの水平たわみを生ずるまで刃物台を前方に移動させた。

振動の測定は第1図に示すように、棒の先端の弾性たわみ角の変化を光学的に拡大して求めた。次に上の実験に用いた同一つばを、12.5 mm および 18 mm 角の高速度鋼の片刃バイトで横送りによって削り、このとき発生する びびり を前と同様の方法で測定した。使用したバイトはいずれも切くず角 10°、背角 7°、刃物台からの長さ 120 mm のもので、その削り箇所荷重を加え、その点の たわみ を測定したものを第1図右下に示す。直線 1, 3 はそれぞれ 12.5, 18 mm 角バイトに垂直下向き荷重を加えたもの、直線 2, 4 はそれぞれ 12.5, 18 mm 角バイトに水平荷重を加え

た場合のものである。

3. 実験結果

まず乾性摩擦に基づく自励振動の性質を明らかにするため、棒とつば間の接触圧力を 5.4, 12.4, 19.2 kg の3種について、つばの回転速度すなわち摩擦速度を変えて実験を行った。このとき発生する棒の先端における上下振動を測定した一例を第2図(1)~(4)に示す。図は接触圧力 19.2 kg のもので、(1), (2), (3), (4)は摩擦速度がそれぞれ 10.1, 23.9, 42.4,

第2図 摩擦振動および自由振動

56.5 m/mn のものである。図において下の水平直線は棒が つば と接触していないときの棒の位置を示す。棒と つば の間に接触圧力が作用するとき、つばを回転すると棒は下方に たわみ振動 を発生するが、図においては上方になっている。縦線のタイムマークは 0.01 s を示す。

図に見るように摩擦速度が 10.1 m/mn から 23.9, 42.4 m/mn と増すにしたがって振幅は大きくなっている。しかし摩擦速度が 56.5 m/mn のときは振動は不安定となり振幅も減少している。接触圧力が 5.4, 12.4 kg の場合もこれとほぼ同様の傾向がみられた。

第2図の測定結果から棒の上下振幅と摩擦速度との関係を求めたものを第3図に示す。図の曲線 A, B, C は接触圧力がそれぞれ 5.4, 12.4, 19.2 kg のものである。棒の先端がある振幅で上下にたわみ振動が発生すると、それによって棒とつば間の相対速度が変動する。図の点線は棒とつば間の相対速度が 0 となるときがある振幅、すなわち $x_0 = V/2\pi f$ (x_0 = 振幅, f = 振動数, V = 摩擦速度) で表わされる直線である。図に見るように振幅は摩擦速度が増すにしたがってほぼ

第3図 摩擦振動の振幅

この点線に沿って大きくなり、さらに摩擦速度が増すと振幅は急に減少し、Chisholm がびびりの振幅について実験した結果とよく一致している。ただ圧力 5.4 kg の場合、振幅が減少する傾向が見られないのは、実験の摩擦速度は振幅が減少する速度にまだ達していないためと推察される。

第4図はこの場合の振動数を示したもので、曲線 A,

第4図 摩擦振動の振動数

B, C は接触圧力がそれぞれ 5.4, 12.4, 19.2 kg のものである。棒の固有振動数は第2図(5)に示した自由振動から求めると 149/s である。第4図を見れば

第5図 摩擦力の測定例

棒はほぼその固有振動数に近い振動数で振動している。ただ接触圧力が大きく摩擦速度が小さいほど振動数が多少減少する傾向を示している。この振動の原因すなわち摩擦力を測定するため、棒の長さを 60 mm に短かくして振動がほとんど発生しないようにし、棒の先端のたわみ角を大きくするためこう配を有する棒にし、接触部の表面状態が前とまったく同一の条件で摩擦力を測定した。その一例を第5図に示す。図は振動測定のとくと同様に棒の先端のたわみ角の変化を光学的に拡大して測定したもので接触圧力 19.2 kg, 摩擦速度は図の(1)(2)(3)(4)(5)がそれぞれ 6.7, 28.3, 56.6, 84.9, 113.0 m/mn のときの摩擦力を示す。図の下直線は棒が つば と接触していないときの棒の位置を示す。図に見るように多少の振動は発生しているが摩擦力に対するその影響はないものと考え、第5図から摩擦力と摩擦速度の関係を求めたものを第6図に示す。図の曲線 A, B, C はそれぞれ接触圧力

第6図 摩擦力およびエネルギー量の図上計算例

が 5.4, 12.4, 19.2 kg の場合である。図のように摩擦力は摩擦速度が増すにしたがって減少し、ある速度ではほぼ一定となり、さらに速度が増すと摩擦力は逆に多少増加する傾向にある。接触圧力が大きいほど摩擦速度の低いところで摩擦力が急に減少し、また摩擦速度が大きいところで摩擦力が増加する傾向が大きくなっている。第6図から、摩擦力がほぼ一定となる摩擦速度における摩擦係数の値を求めると、接触圧力 5.4, 12.4, 19.2 kg に対しそれぞれ 0.38, 0.33, 0.31 であり、接触圧力が大きいほど摩擦係数が大きく、竹中氏⁽⁶⁾らの結果と一致した傾向を示している。

棒が上下にある振幅でたわみ振動をすれば、棒の先端とつば間の相対摩擦速度が変動し、それにしたがって摩擦力が変化する。この摩擦力の変化によって振動の1サイクル間に振動系に入るエネルギー量と振幅との関係は、第6図から各接触圧力、摩擦速度について図上計算することができる。その一計算例を第6図の上

部に示す。図は接触圧力 12.4 kg, 摩擦速度 20 m/mn の場合である。縦軸に摩擦力, 横軸に棒の変位をとり座標軸の正の向きを棒が下向きに動く方向にとる。棒の運動を

$$x = x_0 \sin 2\pi ft$$

ただし, x_0 = 振幅, f = 固有振動数, t = 時間とすれば, 棒の振動速度 $\dot{x}$ は

$$\dot{x} = 2\pi f x_0 \cos 2\pi ft$$

となる。摩擦速度を V とすれば, 時刻 t における棒とつば間の相対速度は $V - \dot{x}$ となり, 第 6 図から $V - \dot{x}$ に対する摩擦力 F が求められる。振動の 1 サイクルについて変位 x と摩擦力 F との関係を求めると, 第 6 図上に示す閉曲線が得られる。図の実線は $x_0 = 0.2$ mm の場合のもので, $a-b-c$ は棒が下向きに変位する区間, $c-d-a$ は上向きに変位する区間でこの $a-b-c-d-a$ 閉曲線の囲む面積 $E = \oint F dx$ が入ったエネルギー量を表す。図の点線は $x_0 = 0.36$ mm の場合で, $\dot{x}_{\max} = 20.2$ m/mn となり, 振動の最大速度が摩擦速度 $V = 20$ m/mn よりごくわずかに大きい場合である。棒は a から b へ下向きに変位するにしたがって $\dot{x}$ が大きくなり, b に至って $\dot{x} = V$ となる。さらに下向きに変位すると $\dot{x} > V$ すなわち $V - \dot{x} < 0$ となる。したがって $F < 0$ となり $b-c-d$ の曲線を描く。 d では再び $\dot{x} = V$ となり $e-f$ の曲線を描き, ついで $f-g-a$ と上向きに変位して 1 サイクルを終る。この場合も $a-b-c-d-e-f-g-a$ で囲む面積が入ったエネルギー量を表す。図は $x_0 = 0.36$ mm の場合であり, 振動の最大速度が摩擦速度と等しい振幅すなわち $x_1 = V/2\pi f = 0.35$ mm よりもわずかに 0.01 mm 大きい場合であるが, 図にみるように入るエネルギー量は急に小さくなる。

第 7 図 エネルギー量の計算結果

第 7 図の実線はこのようにして求めたエネルギー量と振幅との関係を示す。接触圧力 5.4 kg においては摩擦速度が 20, 40, 60, 80 m/mn の場合についてまた接触圧力 12.4 および 19.2 kg においては摩擦速度

が 20, 40, 60 m/mn の場合について求めたものである。たとえば $V = 20$ m/mn, 接触圧力 5.4 kg の場合, 振幅が増すにしたがって入るエネルギーは増大し, 振幅が 0.35 mm で急に減少する。圧力 12.4, 19.2 kg の場合も B, C にみるようにこの振幅で急減する。 $V = 40, 60, 80$ m/mn においても同様にそれぞれ 0.71, 1.08, 1.44 mm の振幅で入るエネルギーが急減する。

一方第 2 図 (5) に示した棒の自由振動からその減衰力を求めれば, 振動の 1 サイクルの間に失う減衰エネルギー量と振幅との関係を見積ることができる。その結果を第 7 図の点線で示す。

図において入るエネルギーが急減して減衰エネルギーの曲線と交わる振幅が振動の安定振幅と認められる。このように入るエネルギーが急減する振幅は第 6 図の上図からわかるように, 振動の最大速度が摩擦速度に等しくなる振幅である。このことから摩擦振動の振幅が第 3 図の点線に沿って増大する傾向がよく説明される。摩擦速度が小さいほど, また接触圧力が大きいほど入るエネルギーが減衰エネルギーに比して著しく大きく, このような場合の棒の振動はいわゆる弛張振動であり, その振動数は固有振動数より小さくなることが考えられ, 第 4 図の圧力が高く, 摩擦速度の低いところで振動数が減少する傾向がよく説明される。

また第 7 図において入るエネルギーが減衰エネルギーと等しくなる速度は圧力の大きさに関係し, 圧力が 19.2 の場合約 58 m/mn であり, 圧力 12.4, 5.4 kg の場

第 8 図 びびり振動および自由振動

合はほぼ 63, 74 m/mn 程度である。したがって圧力が高いほど比較的遅い速度で振幅が急に減少することがわかり第3図の傾向がよく説明される。

次に切削中に発生するびびりについて実験を行った。送りを 0.01, 0.05, 0.1 mm の3種とし, 上の実験と同一つばを削り速度を変えて切削した。このとき発生するバイト刃先の上下振動を測定したものを第8図(1)~(4)に示す。図は 18 mm 角のバイトを用い送り 0.01 mm で削った場合で, (1), (2), (3), (4)は削り速度がそれぞれ 9.9, 19.7, 33.8, 47.9 m/mn のものである。いずれも図の下の方の水平直線は切削していないときのバイトの位置を示し, 切削を始めるとバイトは下方にたわみ, 図においては上方で振動している。縦線のタイムマークは 0.01 s を示す。

第8図の測定結果から, 刃先の上下振動の振幅と削り速度との関係を求めたものを第9図Bの実線に示す。

第9図 びびりの振幅

す。Aの実線はバイトが 12.5 mm 角の場合である。●, ○, ×印は送りがそれぞれ 0.01, 0.05, 0.1 mm のものである。また図の点線は第3図のそれと同じく $x_0 = V / 2\pi f$ を表わすものである。図にみるように振幅は削り速度が増すにしたがって送りの大きさにはほとんど無関係にほぼ点線に沿って増大している。これは Chisholm のびびりの実験結果とよく一致し, 前述の乾性摩擦に基づく自励振動とよく類似した傾向を示している。しかし削り速度が大きくなるとびびりの振幅が急に減少する傾向は, 実験の削り速度範囲では表われていない。このびびりの振動数を示したのが第10図である。第8図(6), (7)に示した自由振動から, 12.5 および 18 mm 角バイトの固有振動数を求めると, それぞれ 558/s および 806/s である。図においてびびりの振動数は送り, 削り速度にはほとんど関係なくほぼバイトの固有振動数に近い値である。

第10図 びびりの振動数

このようにびびりの振動数が削り条件に無関係でほぼバイトの固有振動数に近い値であること, また削り条件は同じでも使用するバイトの固有振動数が変わればそれにしたがってびびりの振動数が変わることなどから, このびびりは自励振動であると考えられる。Chisholm はこのびびりを乾性摩擦に基づく自励振動と同様に, 削り速度が増すにしたがって切削力が減少することによってエネルギーが入り振動を持続するものと説明している。

そこで切削主分力と削り速度との関係を求めたのが

第11図 切削力の測定例

第11図(1)~(5)である。削り条件は前とまったく同一にし, ただびびりがほとんど発生しないようにバイトの長さを短かくして求めたもので, 図は送りが 0.05 mm のものである。(1), (2), (3), (4), (5)は削り速度がそれぞれ 8.0, 16.4, 28.2, 42.0, 55.6 m/mn のものである。

第11図の測定結果から切削主分力と削り速度との関係を求めたのが第12図で, ●, ○, ×印は送りがそれぞれ 0.01, 0.05, 0.1 mm の場合である。図にみるように切削力はいずれもこの削り速度範囲には無関係にほぼ一定である。

切削力に関する文献をみるに, 従前の実験結果は,

第12図 切削力

Klopstock, Schlesinger, 大越氏, 筆者の一人のもののよう、切削力は削り速度が増すとごくわずかに減少する傾向はあるがほとんど一定であると報告されている。しかし最近 Trigger⁽⁷⁾, Chisholm⁽⁴⁾, Kienzle⁽⁸⁾ 伊藤氏⁽⁹⁾らによつて、削り速度が増すと共に切削力がかかなり減少する切削例が報告されている。これらの実験は従前の実験よりも一般に大きな削り速度範囲で行われたものである。しかし Chisholm の実験結果も本実験のように送りの小さい範囲においては、切削力は削り速度にほとんど関係なくほぼ一定である。

送りの大きい範囲においては、削り速度が遅いところで切削主分力が大きくなることが考えられる。その傾向を確かめるため、送りを 0.2 および 0.4 mm に大きくし前と同一の被削材を削って切削主分力を求めたのが第 13 図である、曲線 A, A' がそれぞれ送り

第13図 切削力

0.2, 0.4 mm のものである。図にみるように送りが 0.2 mm の場合は切削主分力は削り速度にほとんど関係しない。送りが 0.4 mm の場合は削り速度の低いところで切削主分力が大きくなる傾向を示している。また図の曲線 B, B' は被削材の幅を 1.6 mm に大きくし、送り 0.2, 0.4 mm で切削したものである。摩擦振動は 12.5 mm 角、長さ 120 mm の棒では発生しないが、びびりは 12.5 mm 角はもちろん、18 mm 角、長さ 120 mm のバイトで第 8 図のように発生する。

もし Chisholm が述べているように、振動を持続するためのエネルギーが、削り速度が増すに従って切削力が減少することによって入るとすれば、切削力は第

6 図の摩擦力の変化よりも著しく大きくなるはずである。振動系の減衰エネルギー量は第 8 図 (6), (7) の自由振動から 12.5, 18 mm 角バイトについてそれぞれ推定できる。したがって切削力と削り速度との関係が逆に計算できる。いま簡単のために切削力と削り速度との関係が直線的であると仮定すると、削り速度が増すと切削力は第 12 図の点線のように減少しなければならない。直線 A, B はそれぞれ 12.5, 18 mm 角バイトの場合である。図のように 18 mm 角バイトの場合切削力は削り速度 50 m/min について約 6.5 kg 減少しなければならない、また 12.5 mm 角バイトの場合は減衰エネルギーが小さいため 18 mm 角バイトの場合より少いが約 1.5 kg 減少しなければならないことになる。図にみるように計算結果は測定値とは大きな差がある。特に送り 0.01 mm のときこのように切削力変ることは考えられない。

また Chisholm が述べている発生原因によれば、実際のびびりの性質と一致しない重要な点がある。それは Chisholm の実験結果においても削り速度が増すにしたがって切削力が減少するのは送りが大きい場合に著しく、送りが小さい場合はこの傾向はごくわずかであり、本実験結果と一致する。したがって Chisholm の説明によれば送りが大きいほどびびりを発生し易く、またその振幅も大きいはずである。ところが実際はこれと逆で、送りが小さいほどびびりが発生し易く、またその振幅も第 9 図にみるように比較的大きい点である。

以上のことから、バイトのたわみによるびびりの性質は乾性摩擦に基づく自励振動のそれとよく類似しているが、その発生原因は摩擦に基づく自励振動とは異なり、切削力と削り速度との関係によって説明することができない。そしてびびり発生の原因が他にあるとしても、その上下振幅は $x_0 = V/2\pi f$ 以上になることは考えられない。旋盤主軸のたわみに関して発生するびびりにおいては上の x_0 よりも著しく小さい振幅でびびりが常に発生している。

乾性摩擦に基づく自励振動においては棒は上下に振動するのみで、実験精度においては水平方向の振動は認められなかった。びびりにおいては第 8 図 (5) にみるように (図は (2) と同一削り条件) 刃先が水平方向にも上下振動と同じ振動数で振動し、削り面にその周期で規則的な高低を生ずるのが常である。外丸削りのように何回転にもわたって連続して切削する場合には、このびびりのあとすなわち高低が一定のずれをもって規則正しくならび、削り面に規則的な斜めのしまを生ずる。これらの性質は主軸のたわみに関係するびびりと一致している。

したがってバイトのたわみに関するびびりも、旋盤主軸のたわみに関するびびりと同じ原因で発生すると考えるのが妥当のようである。この主軸のびびりについては筆者の一人がある程度その発生原

因を確かめて報告⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾し、なお引き続き研究中である。したがってその研究と関連してこのバイトのびびりの発生原因をも一層考究したいと思う。

4. 結 論

バイトのたわみに関係して発生するびびりの性質は乾性摩擦に基づく自励振動のそれとよく類似しているが、その発生原因は摩擦に基づく自励振動とは異なり、削り速度と切削力との関係によるものではない。これは旋盤主軸のたわみに関係して発生する

びびりと同様の原因によるものと考えられる。

注:—

- (1) 昭和 27 年 4 月 第 29 期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和 28 年 5 月 25 日。
- (2) (3) 正員, 名古屋大学。
- (4) Machinery, July 14, 1949, p. 51.
- (5) 機械学会論文集, 18 巻 74 号, 1 ページ (昭 27)。
- (6) 機械学会論文集, 2 巻 2 号, 148 ページ。
- (7) A.S.M.E., Trans., 1951, p. 57.
- (8) Z. VDI, Bd. 94, Nr 11/12, April, 1952, 299.
- (9) 機械学会誌, 55 巻 405 号, 626 ページ (昭 27-10)。
- (10) 機械学会誌, 54 巻 385 号, 39 ページ (昭 26-2)。
- (11) 機械学会論文集, 19 巻 86 号, 34 ページ (昭 28)。

621.941.01

旋盤主軸に原因するびびりの発生 (第 2 報)⁽¹⁾

土井 静雄⁽²⁾ 黒田 二郎⁽³⁾

On Chatter Vibration due to Main Spindle of a Lathe (2nd Report)

by Shizuo DOI and Jirō KURODA

During the chatter due to main spindle, the vibration of work and the fluctuation of cutting force were measured on a rotating film in each period of 0.001 s. According to the experiment, the horizontal cutting force fluctuates with the time lag about 0.0005-0.001 s in comparison with the horizontal vibratory motion of work and net energy is given to the vibrating system. The quantity of energy per cycle which is available for maintaining the vibration is obtained from the experimental results. It is ascertained that this energy nearly coincides with the quantity of energy lost for damping in vibration.

1. 緒 言

第 1 報⁽⁴⁾はびびり発生中の被削材の水平振動と切削水平分力を同時に測定し、びびりの発生原因を確かめたものである。本研究は更に進んで被削材の水平および上下振動と、そのときの全切削力を同時に測定し、びびりの発生原因およびその振動の性質を一層明らかにせんとしたものである。

2. 使用旋盤およびバイト

実験用旋盤は第 1 報のものと同一で、振り 400 mm, ベッドの長さ 6 尺, 主軸受に砲金製受金が用いられているものである。16" チャックで直径 126 mm, 長さ 290 mm, の軟鋼棒を締付け、あらかじめ作ってある直径 200 mm のリングを、第 1 図に示す形のバイトを用い横送りで切削した。したがって送り切くず厚さに等しい削り方である。バイトは 16 mm 角の高速鋼を用い、切くず角 5°, 背角 7° で刃物台から 60 mm の長さに締付けた。

なお旋盤の構造により振動状態がどう変わるかを推察するため、チャックおよび被削材の大きさを変えたも

第 1 図 測定装置

のについても実験を行った。

3. 測定装置

第 1 図に示すように平行光線をレンズ 1 で絞りを、小さい円孔 2 を通じて適当な角度に発散させて旋盤にあて、円孔のすぐ次にタイムマーカ 3 をおいた。その光の一部はレンズ 4 を通り、被削材の端面中心にはり付