主軸回転速度振動を伴う再生型旋削びり (第2報)*

—連成状態における再生びり系のエネルギー状態と位相特性—

前 田 良 昭** 山 本 明** 木 下 幸 夫***

Regenerative Chatter Coupled with Spindle-
Workpiece Speed Vibration during Turning
(2nd Report)—Energy State and Phase Characteristics
of Regenerative Chatter System
under Coupling Mode—Yoshiaki MAEDA, Akira YAMAMOTO
and Yukio KINOSHITA

In the previous paper, the variation of the regenerative chatter stability accompanied with the rotational speed vibration coupling was discussed by paying an attention to the vibration amplitude. In this paper, a model analysis is carried out from the viewpoint of the energy state of the regenerative chatter system to investigate the mechanism of this stability variation. And then, experimental results are re-examined about the phase characteristics of modulations and speed vibration whose important roles in the stability variation have been proved from this analysis. Main results are as follows:

(1) It has been analytically shown that under some phase conditions the vibratory energy of the regenerative chatter system coupled with speed vibration becomes larger than that of uncoupled cases. This assures the unstabilization effect experimentally observed. (2) Phase-conditions of modulations and speed vibration are closely related to the aspect of the regenerative chatter, and peculiar phasic diagrams are observed respectively for the primary, transient and steady-state stage of the chatter. (3) On the case where the remarkable unstabilization caused by the speed vibration coupling is observed, such phase conditions as make the vibratory energy state of the regenerative chatter system a local maximum are generally chosen, and this encourages the development of the chatter.

Key words: regenerative chatter, rotational speed vibration, coupling mode, two dimensional turning, unstabilization mechanism, phase characteristics.

1. 緒 言

従来、検討例の少なかった工作機械主軸系のねじり振動特性とびり安定性の関係に注目し、本研究では旋削加工における再生びりに及ぼす主軸-加工物系ねじり振動の影響を調べた。前報¹⁾では、主軸-加工物ねじり振動系と工具-機械構造たわみ振動系をそれぞれ1自由度に単純化した実験装置を用いて、両者が連成条件あるいはその近傍にある場合の再生びり振動の様相を検討し、振幅特性の面から連成時の再生びり安定性が主軸-加工物系のねじり固有振動数と再生びり系のたわみ固有振動数の相互関係によって変化し、両者が一致する付近では通常の場合より不安定化すること、この不安定化効果は元々再生びり系が不安定、あるいは安定・不安定境界域にあるとき顕著で、不安定化の度合はびり振幅が小さい場合ほど大きいことなどを明らかにした。

このような再生びりに及ぼす回転速度振動(速度外乱)の影響は、再生びりの発生と定常化の機構を考えるうえでも興味深いことが指摘されている²⁾が、連成型再生びりに関する従来の研究では、主として変位外乱の連成が扱われてきた³⁾ため、速度外乱型の機構については、まだ不明な点が多いようである。

そこで、本論文では簡単な再生びりモデルを用いてびり系に流入するエネルギー量と連成条件の関係を理論的に調べ、回転速度振動の連成による不安定化の機構を考察すると共に、この解析結果から、連成効果に重要な影響をもつことが示唆される両モジュレーション間およびモジュレーションと回転速度振動間の位相差特性に注目して、実験結果を検討したので報告する。

2. モデル解析による連成効果の検討

連成型再生びりの機構を機械構造動特性の面から出来るだけ簡単に論議するため、単純化した切削動特性の下で、図1に示す1自由度再生びりモデル系のエネルギー状態を解析した。

すなわち、i) 振動 ΔX_y が遅れなく、1:1で被削面に

* 原稿受付 昭和56年8月10日. 精機学会昭和55年度関西地方定期学術講演会(昭和55年7月11日)にて発表.

** 正 会 員 大阪大学基礎工学部(豊中市待兼山町1-1)

*** (株)小松製作所(小松市八日市地方)

Fig. 1 Analytical model of regenerative chatters during turning

転写され, ii) 瞬時切削り断面積 (= 切削り厚み S × 切削幅 B) に比例する切削力 $F(t)$ が, 振動にかかわらず一定方向 ($\angle \alpha$) に作用する場合について, 図の再生びり系 (工具系) が, びり振動に伴って得る振動エネルギー E を考えると, E は次のように書ける.

$$\begin{aligned} E &= \sin \alpha \int_{\Delta X_y} F(t) \cdot d(\Delta X_y) \\ &= k_c \cdot B \cdot \sin \alpha \int_{\Delta X_y} \{S_0 + \Delta X_y(t-\tau) - \Delta X_y(t)\} \cdot d(\Delta X_y) \end{aligned}$$

ただし, k_c は動的比切削抵抗, S_0 は平均切込み送り速度 (平均切削り厚み) を表す. また, $\tau(t)$ は被削材の回転角速度 $\Omega(t)$ に関する積分方程式

$$\int_{t-\tau}^t \Omega(t) dt = 2\pi \quad (1)$$

で定義される被削材の瞬時回転周期である.

いま, $\Delta X_y = \overline{\Delta X_y} \cdot \sin \omega t$ として, 正弦状振動の発生時を取り扱えば, $E = k_c \cdot B \cdot \sin \alpha \int_t \{S_0 + \overline{\Delta X_y} \sin \omega(t-\tau) - \overline{\Delta X_y} \sin \omega t\} \cdot \overline{\Delta X_y} \cdot \omega \cdot \cos \omega t \cdot dt$

したがって, その 1 振動周期について考えれば,

$$\begin{aligned} e &= k_c \cdot B \cdot \overline{\Delta X_y} \cdot \omega \cdot \sin \alpha \int_0^{2\pi/\omega} \{S_0 + \overline{\Delta X_y} \sin \omega(t-\tau) - \overline{\Delta X_y} \sin \omega t\} \cdot \cos \omega t \cdot dt \\ &= k_c \cdot B \cdot \overline{\Delta X_y}^2 \cdot \omega \cdot \sin \alpha \int_0^{2\pi/\omega} \sin(\omega t - \varphi) \cdot \cos \omega t \cdot dt \end{aligned} \quad (2)$$

のエネルギーが工具系に流入することになる. ただし,

$$\varphi = \omega \cdot \tau \quad (3)$$

はいわゆるインナモジュレーションに対するアウトモジュレーションの位相遅れである.

1) 通常の再生びり状態, すなわち $\Omega(t)$ が一定の場合には, τ および φ はそれぞれ一定となる. すなわち, $\Omega(t) = \Omega_0$ とすれば, $\tau(t) = 2\pi/\Omega_0 \equiv \tau_0$ (・(1)), また $\varphi(t) = \omega \cdot \tau_0 = 2\pi \cdot \omega/\Omega_0 \equiv \varphi_0$ (・(3)) となるから, この場合には

Fig. 2 Variation of energy e with phase conditions φ and η

$$e = k_c \cdot B \cdot \overline{\Delta X_y}^2 \cdot \omega \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi_0 \equiv e_0(\varphi_0) \quad (4)$$

となる.

2) これに対して, 回転速度振動が連成する場合には $\Omega(t)$ は ΔX_y と同振動数の変動成分を伴う. いま, 変動の振幅を $\overline{\Delta \Omega}$, ΔX_y に対する位相差を η として,

$$\Omega(t) = \Omega_0 + \overline{\Delta \Omega} \sin(\omega t + \eta)$$

とすれば, 式(1)より

$$\left[\Omega_0 t - \frac{\overline{\Delta \Omega}}{\omega} \cdot \cos(\omega t + \eta) \right]_{t-\tau}^t = 2\pi$$

の関係を得る. すなわち, この場合の $\tau(t)$ の挙動は

$$\Omega_0 \tau - \frac{\overline{\Delta \Omega}}{\omega} \{ \cos(\omega t + \eta) - \cos(\omega t + \eta - \omega \tau) \} = 2\pi \quad (5)$$

によって, また, $\varphi(t)$ の挙動は

$$\Omega_0 \varphi - \overline{\Delta \Omega} \{ \cos(\omega t + \eta) - \cos(\omega t + \eta - \varphi) \} = 2\pi \cdot \omega \quad (5')$$

によって表される.

ここでは, 式(5)' および式(2)を用いて連成振動時の e を実験条件の下で数値計算してみた. 図2は代表的な φ_0 に対して位相差 η の変化に伴う e の変化を $\Delta e \equiv e - e_0$ の形で示している. 図にみるように, いずれの場合にも η のある範囲に対して Δe は正となり, 前報で報告した連成効果の存在が示唆された. すなわち, この位相条件では回転速度振動が連成する場合の方が, 通常の再生びり

Fig. 3 Variation of energy conditions on ϕ - η diagram

びり状態より、工具系すなわち再生びり系へ流入するエネルギー量が多くなり、一般にびりり不安定性が増すものと予想される。図3は計算結果に基づいて、 Δe を正とする位相条件および e を最大、最小とする位相条件を ϕ - η 面上に整理した結果である。

3. 回転速度振動連成時の位相特性の実験的検討

再生びりの発生あるいはその振動状態に関してインナモジュレーションとアウトモジュレーション間の位相差 ϕ が重要な意味をもつことは周知のところであるが、本研究で取り扱うような主軸-被削材系の回転速度振動が伴う場合には、先の解析結果にもみるようにこれに加えてモジュレーションと回転速度振動間の位相差 η の影響に配慮が必要で、 ϕ の影響についても、 η との相互関係を考慮した立場からの検討が必要と思われる。そこで、これらの点を明らかにするため、実験結果から種々の条件における ϕ と η の挙動を検討した。

なお、この際、本実験条件(前報¹⁾参照)では被削材直径 D_w が工具刃先の変位 $\Delta X_x, \Delta X_y$ に比べて十分大きく、切取り厚み変化 ΔS が背分力方向変位 ΔX_y にほぼ等しくなることから、ここでは ΔX_y をモジュレーションとして取り扱い、前報で述べたように被削材回転マーカーパルス S_m を基準として ΔX_y のオシログラム上から ϕ を、また位相差計により ΔX_y と回転速度振動 ΔV の位相差として η を、それぞれ主スペクトル周波数(f_m)成分に対して測定した(図4)。

3.1 位相差 ϕ, η の経時変化

まず、両モジュレーション間の位相差 ϕ の切削進行に伴う経時変化を調べるために、各切削時点 T_c における ϕ

Fig. 4 Experimental arrangement

Fig. 5 Typical histograms of observed ϕ (1)

をそれぞれ1 s間($t = T_c \sim T_c + 1$ s)にわたって測定した。図5、図6に測定結果の一例を各切削時点での ϕ の観測頻度ヒストグラムの形で示す。図5は再生びり系(工具系)のたわみ固有振動数 $f_{0b'}$ と被削材系のねじり固有振動数 f_{01} がほぼ等しく、著しい連成効果が観測された場合で、図に示す各切削時点は前報で述べたように、それぞれ振動状態の異なる三つの切削時間域、すなわち、(a) $T_c = 2$ s; びり発生初期、 $f_{0b'}$ よりやや高い周波数成分の振動が優勢、(b) $T_c = 6$ s; $f_{0b'}$ にほぼ等しい周波

Fig. 6 Typical histograms of observed φ (2)

数成分の振動が徐々に成長し, (a) の振動と共存する過渡期, (c) $T_c = 10$ s; f_{ob}' にほぼ等しい周波数成分の定常的な再生びびりが発達, 定化する定常期, を代表している。また, 図6は顕著な連成効果が観測されなかった場合の結果である。

図5の場合に, φ の分布がびびり状態に応じて, (a) びびり初期; $\varphi = 70 \sim 80^\circ$ 付近を中心とした分散の非常に大きな分布 $\rightarrow$ (b) 定常びびりへの過渡期; 特異な双山状分布 $\rightarrow$ (c) 定常びびり期; $\varphi = 60^\circ$ 付近を平均値とする分散の極めて小さい分布, のように順次変化すること,

Fig. 7 Typical variations of vibration amplitudes and phase shift η with cutting time

また図6の場合には, かなりの切削時間を経過した後も, φ が先鋭的に一定化する図5(c)の状態に至ることはないが, この場合でもよりびびり振幅の大きな条件(図(b))の方が, 一般に φ の分散が小さいことなど, びびり状態と φ およびその分布状況が互いに関係をもつことが分かる。

一方, 図7は回転速度振動 ΔV とインナモジュレーション ΔX_y 間の位相差 η の経時変化(位相差計の出力オシログラム)をびびり振幅の経時変化と対比した結果の一例である。図にみるように, η の経時変化も, φ の場合と同様に連成効果の顕著な場合(図(a))には, びびり状態の変化とよく対応している。すなわち, η は一般に i) 切削開始直後のしばらくの期間, 不規則な変動を続けるが, ii) びびり状態が上述の過渡期に入るのに対応して次第に周期的な変動状態に移り, この後, 連成効果の顕著な条件では iii) 定常びびりの成長に伴って一定値に収束する傾向をもつ。

3.2 位相差 φ, η の相互関係とびびり状態

以上のように, 主軸回転速度振動を伴う再生びびりの場合には, 位相差 φ に加えて η がびびり状態と関係をもつことが確認されたので, 次に φ と η の相互関係およびこれとびびり状態との関係に注目してみた。

図8は図5および図7(a)に示した例について, 過渡びびり期($T_c = 6 \sim 7$ s)における φ と η の時間的変化を比較した結果である。前述のようにこの時間域で φ の観測頻度ヒストグラムは特異な双山状分布(図5(a))を示すが, 時間的には図のように η と同様に振動的に変化し

Fig. 8 Relational vibration of ϕ and η in the transition stage of chatter

Fig. 10 Typical ϕ - η plot in the case of no or little coupling effect

Fig. 9 Variation of ϕ - η plots with cutting time

ていることが分かる。また、全体として兩位相差がほぼ同一周期かつ同相で変化していることから、両者の間には一定の関係があるものと予想される。

そこで、この点を確かめるために、横軸に ϕ 、縦軸に η をとった ϕ - η 図上で兩位相差間の関係を調べてみた。

図8に示す測定値を整理した結果を図9(b)に示す。また同図(a), (c)は同じ実験のびり初期 ($T_c = 2 \sim 3$ s)、定常びり期 ($T_c = 10 \sim 11$ s) に対する結果である。なお、図中に比較のため示した曲線 $e_{\max}$, $e_{\min}$ は、先のモデル解析から得た再生びり系に流入する振動エネルギー e を最大、最小にする位相条件である (図3)。

図にみるように、いずれの切削時点でも測定点は $e_{\max}$ 曲線まわりに多く存在し、この例のような連成効果の顕著な条件では e を極大とする、すなわちびりの成長を最も助長するように位相条件 (ϕ, η) が選択されていることが分かる。

ϕ - η 図上での測定点の分布状況は、びり初期には振動状態が不安定なためばらつきも大きい (図(a))、びりの成長・安定に伴って $e_{\max}$ 曲線まわりへの集中度が増すから、この例では時間と共にびりは加速的に成長してゆくものと推測される。また、過渡期の ϕ - η 図では

測定点が $e_{\max}$ 曲線に沿って帯状に一樣分布し (図(b))、定常びり期にはこれが $e_{\max}$ 曲線上の一点 (ϕ_0, η_0) まわりの集中形分布 (図(c)) に変化する経過がびりの定常化機構の面から注目される。 ϕ, η が過渡期には振動的に変化する (図8) ことと考え合わせて、この期間では $e_{\max}$ 曲線に沿って定常化のための最適位相差条件 (ϕ_0, η_0) が振動的に選択されているのであろう。

図10に連成効果が顕著に観測されなかった場合の ϕ - η 図の一例を示す。先の結果から予想されるように、これらの場合には位相差 ϕ, η が $e_{\max}$ 条件を満たしていないことが分かる。

4. 結 論

再生型旋削びりに及ぼす主軸-加工物系の回転速度振動の影響について、前報に引き続いて本論文では、主軸回転速度の連成による再生びり系の不安定化の機構を考えるため、まず再生びり系に流入するエネルギー量の変化をモデル解析によって調べ、次にこの解析結果に留意して連成効果に重要な影響をもつ両モジュール間およびモジュールと回転速度振動間の位相特性を実験的に調べた。

得られた結果を要約すると次のようになる。

- (1) 簡単な再生びりモデルに対する理論解析によれば、回転速度振動連成時には一定の位相条件範囲に対して、非連成時に比べて再生びり系に流入する振動エネルギー量が増加し、連成効果の存在が裏付けられた。
- (2) 両モジュレーション間およびモジュレーションと回転速度振動間の位相状態はびり状態と密接な関係をもち、びりの初期、過渡期、定常期に対応してそれぞれ特徴ある位相状態が観測された。特に過渡期にみられる振動的な位相状態は最適位相条件の振動的な選択過程として注目される。
- (3) モデル解析結果と実験結果の比較から、連成効果の顕著な条件では、再生びり系への流入エネルギー

ーを極大とする位相条件が選択され、びりの成長が助長、加速されることが位相特性の面から明らかになった。

終わりにあたり、本研究に協力された、手島晋作、樋口英樹、砂川博明、笠川泰郎の学生諸君に感謝する。

参 考 文 献

- 1) 前田良昭, 山本 明, 木下幸夫: 主軸回転速度振動を伴う再生型旋削びり(第1報)——回転速度振動の連成による再生びり安定性の変化, 精密機械, **48**, 5 (1982) 655.
- 2) 大野進一, 荒井紀博: 工作機械の自励振動における加工物回転速度と振動数の変動, 日本機械学会論文集, **45**, 390 (1979) 213.
- 3) 星 鉄太郎: びり現象, 工業調査会 (1977) 81.

情 報

日工会・工作機械の需給見通し、経営状況調査まとめる

日本工作機械工業会は、このほど標記の件について調査結果をまとめた。

▽工作機械需給見通し

この調査によると昭和57年度は生産が前年度比22%減と修正している。

同工業会は毎年春に需給見通しを策定しているが、今年は世界同時不況の長期化に伴い、その後の内外の環境が予想以上に厳しいことから急きょ異例の期中見直しを行ったものである。

それによると、わが国工作機械メーカーの今年度の受注高は31%減(前年度比)、生産は22%減(同)、輸出は39%減(同)と当初の小幅マイナスを大幅下方修正している。これにより今回の工作機械不況は相当深刻な事態が避けられなくなったわけで、各社とも減産の一層の強化など本格的な対応を迫られることになろう。

年初の政府経済見通しでは、今年度の日本経済は民間設備投資や個人消費など内需主導によるゆるやかな回復を見込んでいたが、日工会では、国際的な自動車戦略投資の一段落、欧米先進国の不況長期化など内外の環境は

相当厳しいとの基本認識をもって需給見通しの作成にあたった。

マイナス成長は避けられないと判断したわけだが、その一方で国内外のフレキシブル生産システム(FMS)の進展、無人化需要などプラス要因も期待できることから、それほど極端な落ち込みは避けられるとみて、受注、生産とも6,7%程度のダウンを予測した。

しかし、日本経済はその後の世界不況の長期化で輸出が急速に落ち込むなど停滞が続き、不況色がほぼ全業種に急拡大している。

このため、工作機械各社の国内外の受注も急激に落ち込んでおり、日工会では最近の経済情勢をもとに需給予測を再検討したわけで、当初に比べて大幅な下方修正になっている。

日工会加盟68社ベースの受注高は当初見通しでは暦年、年度ともに5800億円を見込んでいたが、今回は暦年で4800億円(前年比23%減)、年度で4300億円(前年度比31%減)と急減している。このため業界全体の生産高も当初は8000億円だったが、暦年で7480億円の前年比12%減、年度で6700億円の 前年度比22%減となった。

(p.1595へ続く)