

# びびり振動の切削加工中での検知に 関する研究

三好 由記博\*

## A Study on the Chatter Detection in a Cutting Operation

By Yukihiro Miyoshi\*

**Synopsis:** The occurrence of the chatter vibration in a cutting operation should be evaded because of disadvantageous or harmful influences upon a workpiece and also a machine-tool, but hardly be foreknown before cutting starts because of too many factors which affect the onset of chatter vibration and also which are hard to be handled as data.

A method to extract the indication of chatter onset from the vibrational signals in a cutting operation is considered theoretically and also experimentally on the basis of preinvestigation upon the signals. And consequently the trial system by which the chatter onset can be actually detected is built up to examine its effect.

**要旨:** 切削加工中に発生するびびり振動は、製品の品位を低下させ、工作機械にも悪影響を及ぼすため是非ともその発生を防止しなくてはならないが、関連する因子が非常に多く、しかも把握しにくいものが多いため、切削加工開始前にその発生条件を予知することはほとんど不可能である。

本研究では、旋削加工を例にとり、旋削加工中の種々振動信号を調べて、振動信号からびびり振動発生の徴候を検出する方法を理論的、あるいは実験的に調べた。その結果、加速度信号、騒音信号を前処理してびびり振動発生の徴候を簡単に表現できることが判った。さらにその検討結果に基づいて実際にびびり振動の加工中での検知システムを試作して、その有効性を実験的に確認した所、良好な結果を得た。

### 1. はじめに

工作機械を使って素材を旋削加工あるいは研削加工すると、びびり振動と呼ばれる強い振動が発生することがある。びびり振動は工具と被削材間の相対振動により製品の品位を低下させ、又軸受部等において工作機械自体にも悪影響を及ぼすものである。従って是非その発生を防止しなくてはならない。

工作機械内外の振動源に起因する強制振動をびびり振動に含めることもあるが、通常は工作機械の切削機構(例えば切削力と切削振動の相対関係)に起因する自励振動を指してびびり振動という<sup>1)2)3)4)5)</sup>。自励振動とし

てのびびり振動(以下単にびびり振動と呼ぶ)は、その原因(すなわち切削機構)を根本的には取り除くことができないため、加工条件を調整してびびり振動の発生を回避するしかない。

びびり振動の発生防止に関する従来の研究は、びびり振動が発生するであろう加工条件を、加工開始前に、理論又は実験により予見して、それに基づき加工条件を制限するか、あるいは特定の防振システムを付加するもの<sup>6)7)8)9)10)11)</sup>が大部分である。しかしびびり振動の発生を左右する因子総てについて予め因果関係を確認することは不可能であり、又その因子自体も旋盤チャックの締めつけ具合などのように再現性がなく把握しにくいものが多い。従って加工前にびびり振動の発生条件を正確に予知することは不可能である。その結果、信頼性を上げるためには、かなり安全サイドに加工条件を制限する

\*工学部機械工学科 助教授 工学博士  
Dept. of Mechanical Engineering, Associate Professor,  
Dr. of Engineering

か、あるいは汎用性を無視して特定の防振システムに合った加工条件に限定するしかない。しかし、それでもまだ偶発的にびびり振動は起こりえる。

結局、びびり振動の発生をできるだけ正確に知って対処するには、工具・被削材間の切削点近傍での振動を監視して、それに基づきびびり振動の発生を検知する方法が良いと考えられる。びびり振動の発生に主に関与する因子は工作機械および被削材・工具各部の質量、剛性、減衰と、切削速度、送り、切り込みといった加工条件であるが、それら総ての因子が影響しあった結果として、工具・被削材間の振動が起こるのであって、目的がびびり振動の発生検知のみならば、その振動を監視すれば十分である。本研究は切削加工中の振動信号からびびり振動の発生を切削加工中に検知する手法を開発、提案しようとするものである。以下で手法の開発は全て金属材料の旋削加工を例にして行う。

## 2. 旋削加工中の振動信号

びびり振動発生時の各種信号を比較するために、図1の装置で旋削加工を行い、びびり振動を発生させ、加工中の振動変位、加速度、切削力（背分力）、騒音の各信号を分析する。これらの信号は、工具・初削材間の相対振動を十分に良く反映しているものと期待される信号である。

図1の装置を用い、直径80 mmのS45C円板を切削速度140 m/min、送り0.25 mm/rev、切り込み0.3 mmの条件下で超硬スローウェイ工具により外周旋削加工した時の各信号の一部を図示すると、図2、図3、図4、

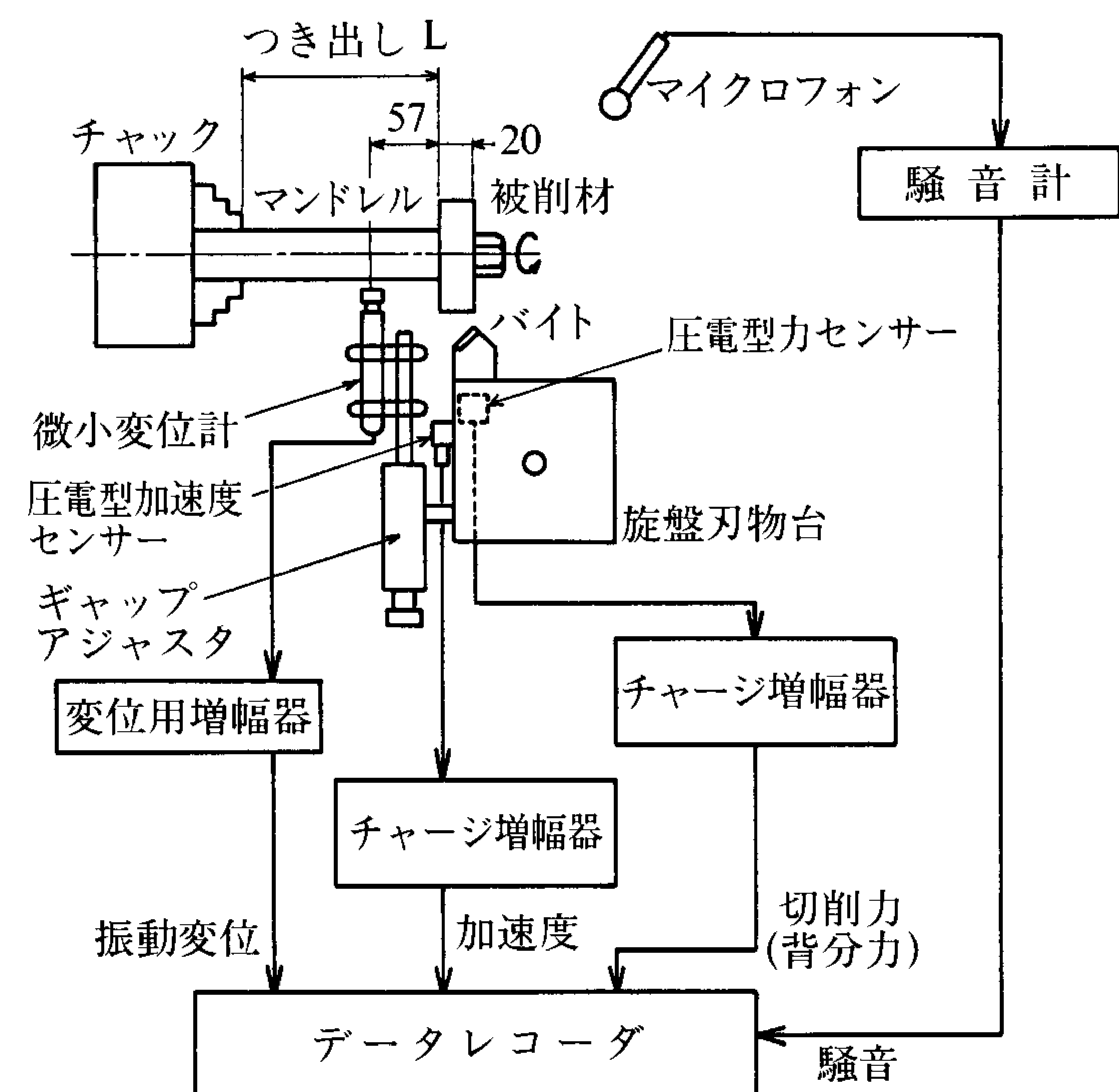


図1 切削実験装置

図5の様になる。図2はびびり振動が発生していない場合の生の信号であり、図3はそのパワースペクトル密度である。図4はびびり振動が発生している場合の生の信号で、図5はそのパワースペクトル密度である。びびり振動は自励振動であるから、びびり振動が発生すると特定の周波数の振動成分が特に強く表われるようになる。図2、図3、図4、図5を見て明らかなように、切削力、加速度、騒音では、被削材およびその支持系の固有振動数250~300 Hz付近の周波数成分が特に強く表われて、それによりびびり振動の発生を識別できる。このうち、切削力はびびり振動が発生している時としていない時の差異が最も明白であるが、現在の所、通常の加工に何ら支障を与えることなく切削力を測定できる使いやすいセンサーがないため、振動のインプロセス検出手段としては未だ実用的ではない。加速度信号は圧電型センサーが広く普及しており扱いやすいが、切削加工の場合は、加速度センサーの取り付け部分の振動特性の影響が強く表われるために、センサー取付けができない部分がびびり振動の中心であった場合には、本来のびびり振動を反映した信号が埋もれてしまう危険がある。図2、図3、図4、図5の加速度信号でも、加速度センサーを取り付けたバイトの固有振動（約1.8 kHz）が強く表われて、この例でびびり振動の主体となっている被削材の振動（250~300 Hz）はあまり強く表われていない。騒音信号は、工具、被削材それぞれの振動の強さに比例して騒音が表われるため、図2、図3、図4、図5の場合も特にバイトの固

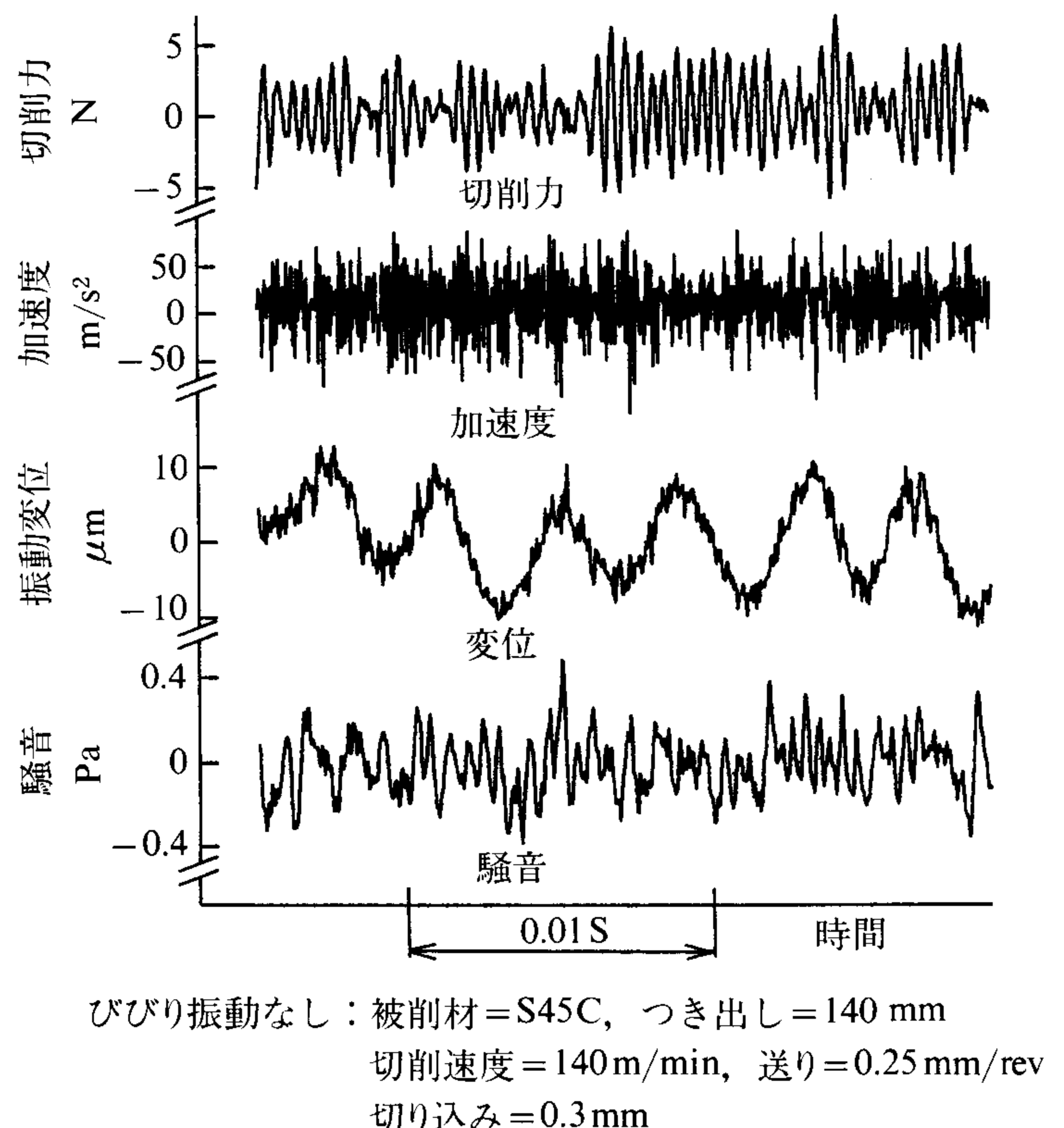
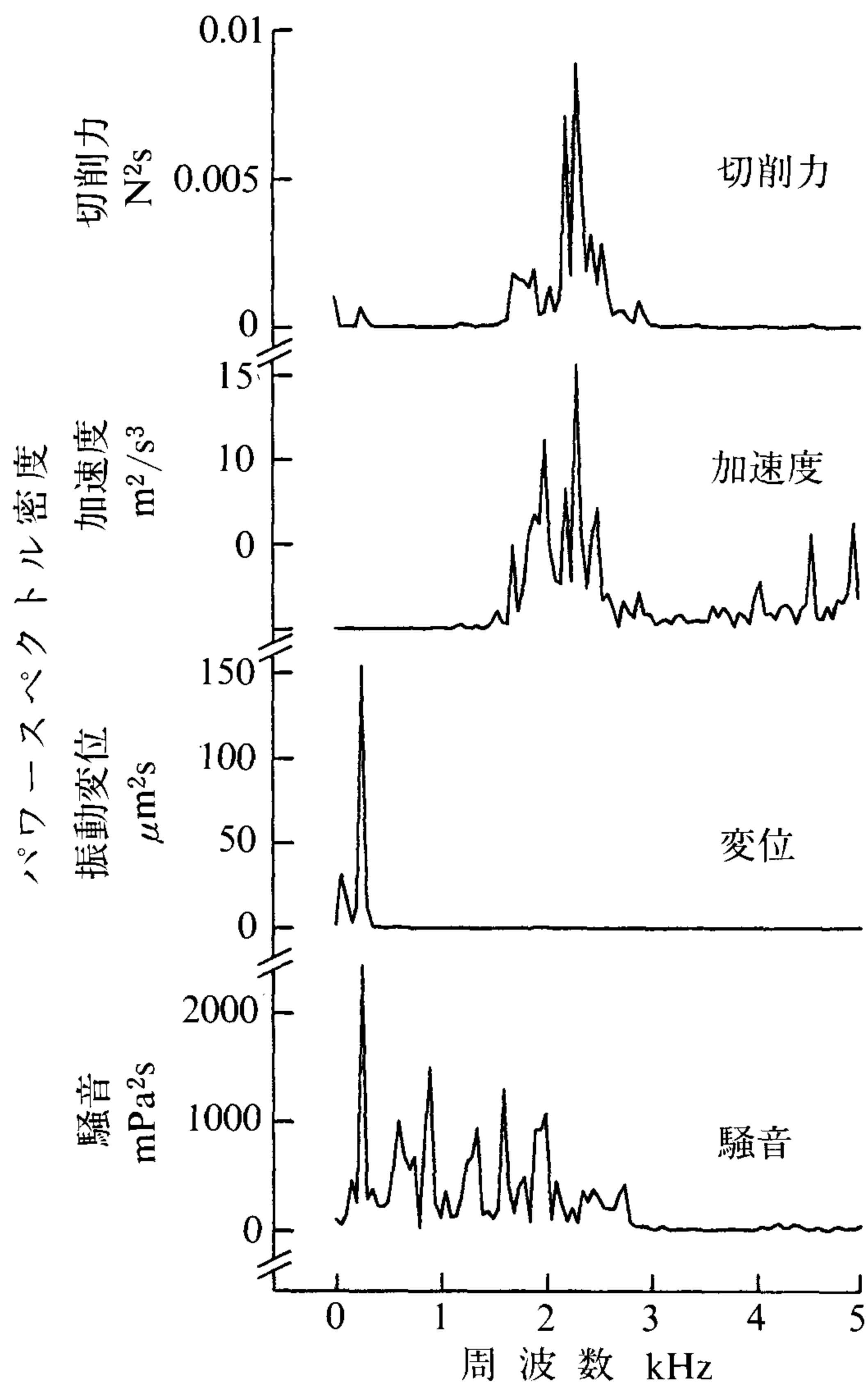


図2 切削加工中の信号（生）



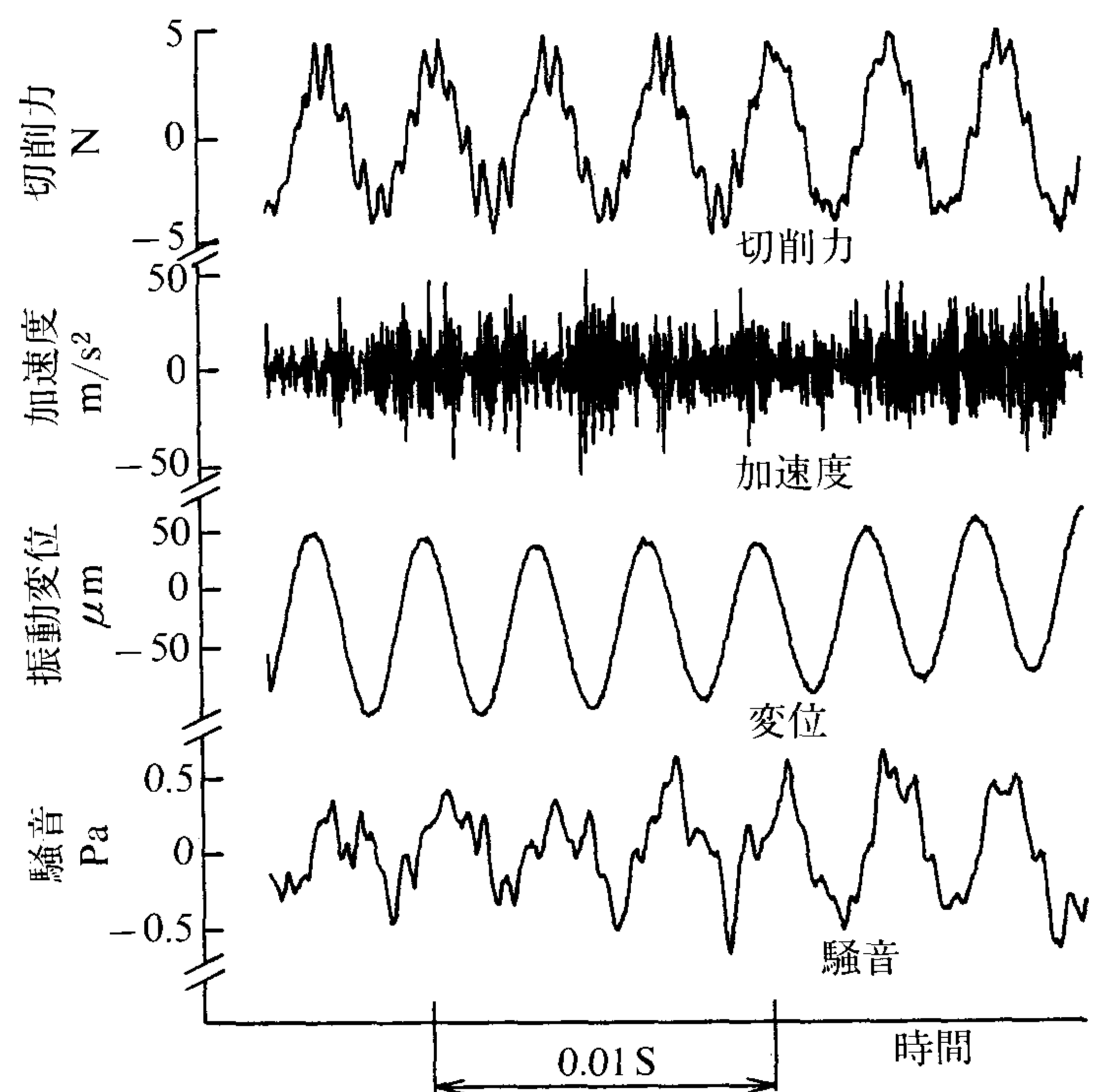
びびり振動なし：

被削材=S45C, つき出し=140mm,  
切削速度=140m/min, 送り=0.25mm/rev  
切り込み=0.3mm

図3 切削加工中の信号 (パワースペクトル密度)

有振動が強く表われることもなく、びびり振動の発生に伴って被削材の固有振動に対応した成分が強く表われてびびり振動の発生を識別できる。ただし、実際の加工現場で発生する他の騒音との識別が、騒音信号の実用上の大きな問題となる。変位信号について見ると、今回用いた静電容量型の微小変位計では切削点の相対振動を反映することができず、強さは別として常に存在するであろう被削材の固有振動のみが表われて、びびり振動の発生を十分には識別できない。又仮にびびり振動の発生を検出できるとしても、現在の変位センサでは切削加工に使える実用的なものがない。本研究では以下、騒音信号を中心に手法を展開するが、理論的な検討では変位、速度、加速度も用いる。

### 3. びびり振動発生の特徴の把握



びびり振動有り：被削材=S45C, つき出し=120mm  
切削速度=140m/min, 送り=0.25mm/rev,  
切り込み=0.3mm

図4 切削加工中の信号 (生)

#### 3.1 びびり振動系のモデル化

びびり振動の発生を自動的に検知するためには、図2, 図3, 図4, 図5に示した特定の周波数成分の増加という徴候を簡単に把握できなくてはならない。以下では、まずびびり振動系を単純にモデル化して、びびり振動発生の特徴把握の方法を検討する。

びびり振動は種々の原因により発生する工具・被削材間の自励振動であり、適当な近似により大部分は次の様な簡単な振動系でモデル化できる。

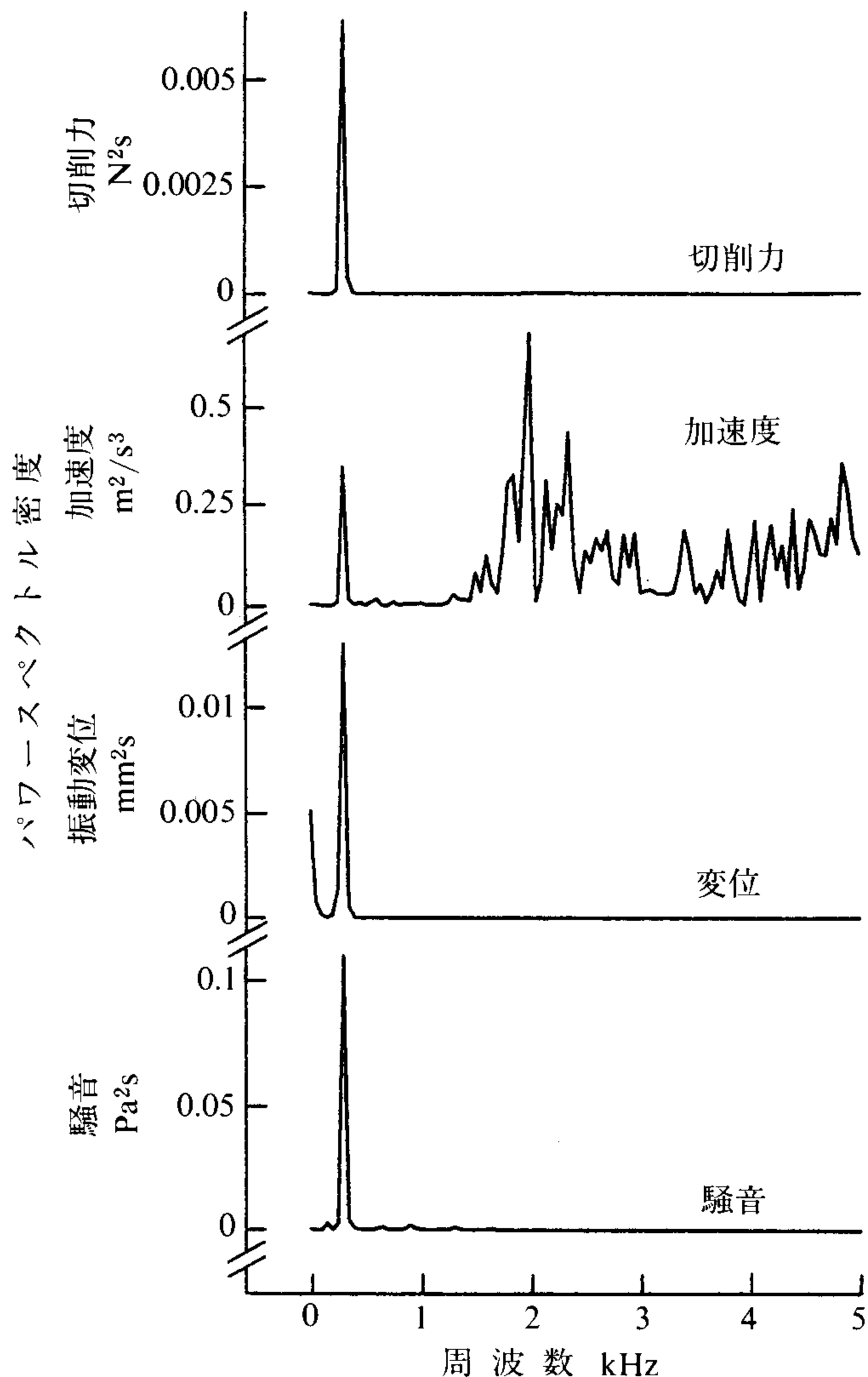
$$\ddot{y}_i + 2\zeta\omega_0\dot{y}_i + \omega_0^2 y_i = x_i \quad (1)$$

ただし、 $y_i$ ,  $\zeta$ ,  $\omega_0$ はその時点でびびり振動の主体となる振動系の振動変位、減衰比、固有円振動数であり、 $x_i$ は、被削材材質の不均一さ、工具と被削材の組み合わせ、工作機械機構のノイズ源等に起因するノイズ的な切削力 $z_i$ を系の等価質量 $m$ で除したものである。例えば、土井・加藤<sup>3)</sup>の研究による位相遅れびびりでは、工具・被削材間の相対振動 $y_i$ に対して切削力 $P_i$ の $y_i$ 方向成分の変化が時間 $h$ だけずれることがびびり振動の原因となる。対象とする振動系の等価質量、減衰係数、ばね定数をそれぞれ $m$ ,  $c$ ,  $k$ とすると、位相遅れびびり振動系は

$$P_i = -k_c y_{i+h} + z_i \quad (2)$$

$$m\ddot{y}_i + c\dot{y}_i + ky_i = P_i \quad (3)$$

となる。 $y_{i+h}$ をTaylor展開可能とすれば式(1)と同様な



びびり振動有り：被削材=S45C, つき出し=120mm  
 切削速度=140m/min, 送り=0.25mm/rev  
 切り込み=0.3mm

図5 切削加工中の信号 (パワースペクトル密度)

以下の表現が可能となる。

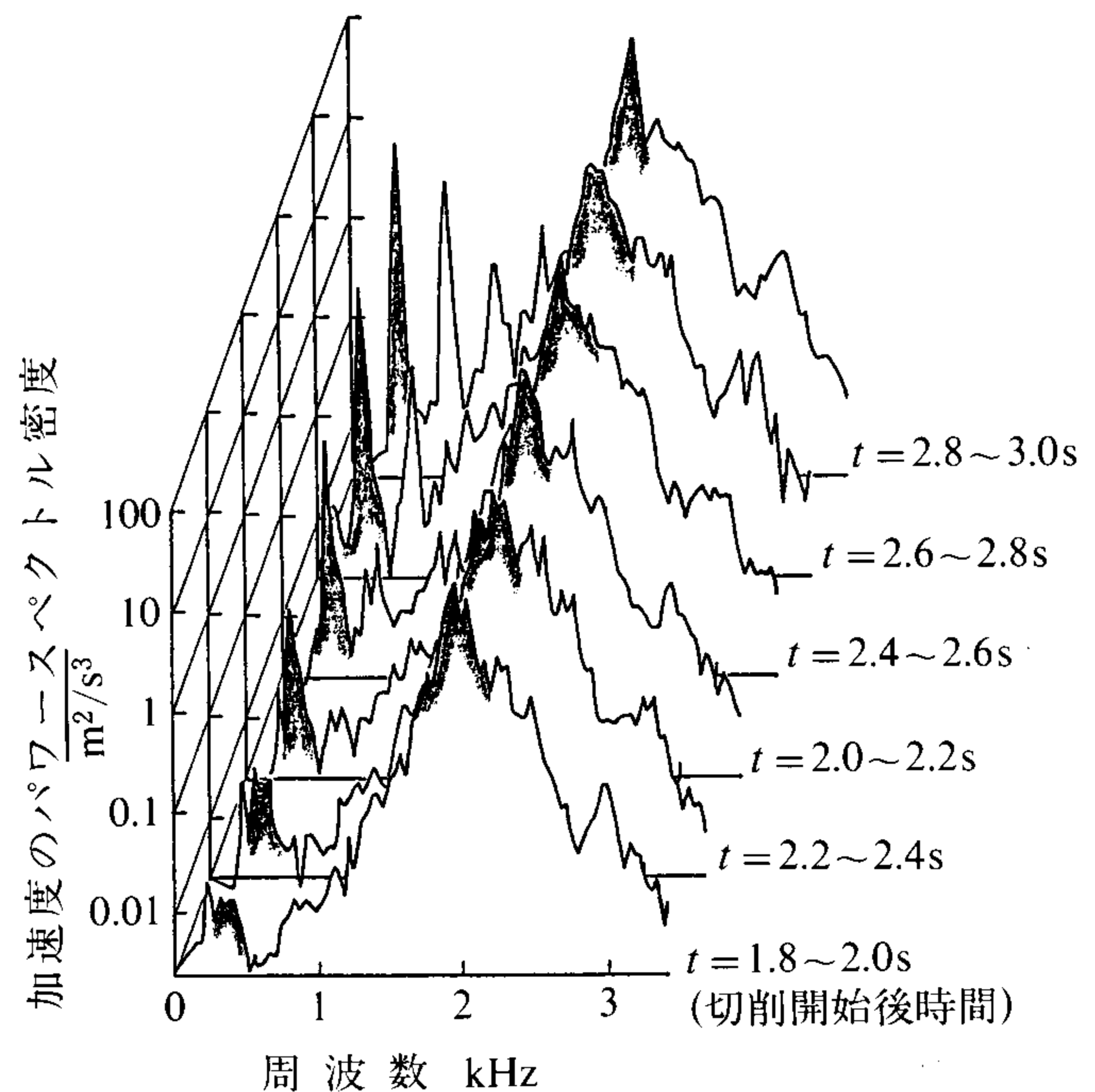
$$\ddot{y}_i + 2 \frac{C+k_c h}{2\sqrt{m(k+k_c)}} \sqrt{\frac{k+k_c}{m}} \dot{y}_i + \left(\sqrt{\frac{k+k_c}{m}}\right)^2 y_i = x_i \quad (4)$$

もちろん,  $h < -C/k_c$  において自励振動が成立する。

### 3.2 信号の振幅の大小による方法

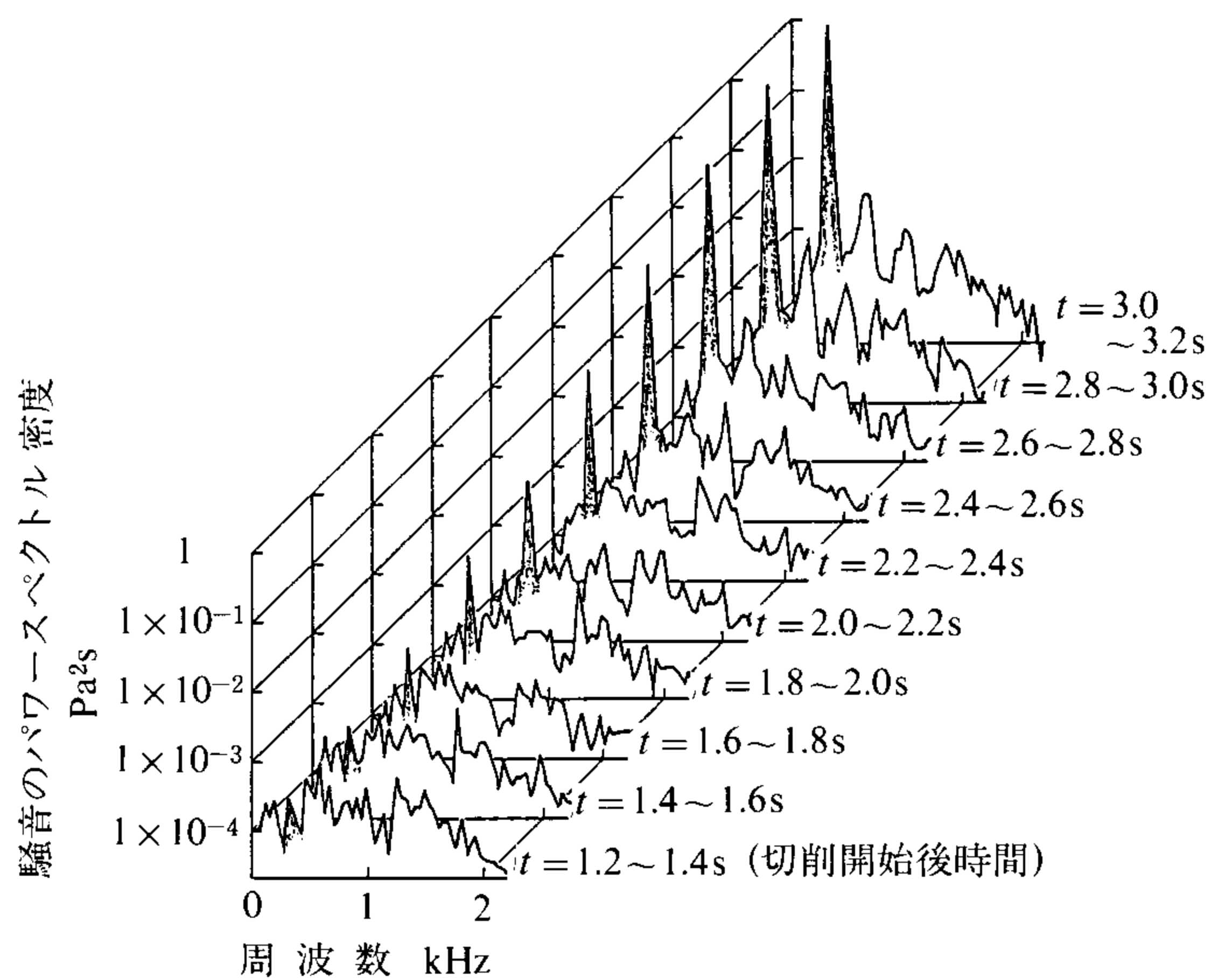
図1と同様な実験装置において, S45C テーパー付円板のテーパー部分を超硬スローアウェイ工具で外周切削する。切削中のバイト下部先端の加速度信号と切削点上方300mmの騒音信号のパワースペクトル密度の変化を図示すると図6, 図7のようになり, 特定周波数成分の成長という形でびびり振動発生の徴候が表われる。

ところで, 図6, 図7のようなびびり振動発生の徴候を把握する最も単純な方法は, 信号の振幅がある限界を越えたかどうかを調べることである。以下その意味について簡単に検討してみる。式(1)により対象とする振動系が近似できるとし,  $y_i, x_i$  を定常確率過程,  $\zeta, \omega_0$  を定数とする。なお実際には  $y_i, x_i$  は非定常で,  $\zeta, \omega_0$  も定数



切削速度=160m/min  
 サンプル周波数=10kHz, バンド幅=40Hz  
 びびり振動発生:  $t=2.2s$

図6 びびり振動発生前後の加速度信号のパワースペクトル密度



切削速度=160m/min  
 サンプル周波数=10kHz, バンド幅=40Hz  
 びびり振動発生:  $t=2.2s$

図7 びびり振動発生前後の騒音信号のパワースペクトル密度

ではないが, ここでは簡単のために, 定常状態のつなぎ合わせとして非定常状態を表現する。信号の振幅の大小を表わす手段としては分散を用いることにする。

式(1)において  $y_i$  が自乗平均の意味で  $n$  回微分可能と仮定し, ノイズ  $x_i$  のパワースペクトル密度を  $G_x(\omega)$  と

すると,  $y_i^{(n)} = d^n y_i / dt^n$  の分散  $v_{y_i}^{(n)}$  は式(1)より

$$v_{y_i}^{(n)} = \int_0^\infty \frac{\omega^{2n} G_x(\omega)}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_0\omega)^2} d\omega \quad (5)$$

となる。ただし単純に  $G_x(\omega)$  を一定値としたのでは  $y_i^{(1)}$  までしか定義できないため, ここでは遮断周波数  $\omega_c$  のバターワース低域通過フィルタを用いて,  $G_x(\omega)$  を次の様に表現する。

$$G_x(\omega) = \frac{K\omega_c^4}{(\omega_c^4 - \omega^2)^2 + 2(\omega_c\omega)^2} \quad (6)$$

この時, 式(6)を式(5)に代入して,  $y_i^{(n)}$  の分散は

$$v_{y_i}^{(n)} = \int_0^\infty \frac{K\omega_c^4 \omega^{2n} d\omega}{\{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_0\omega)^2\} \{ \omega_c^4 - \omega^2)^2 + 2(\omega_c\omega)^2 \}} \quad (7)$$

となり,  $y_i$  は3回微分可能な過程となる。式(7)の無限積分を計算すると,  $y_i, y_i^{(1)}, y_i^{(2)}, y_i^{(3)}$  の分散が以下の様に求まる。

$$v_{y_i} = \frac{\pi K}{4\zeta\omega_0^3\beta} (\sqrt{2} + 4\zeta r + 4\sqrt{2}\zeta^2 r^2 + 2\zeta r^3) \quad (8)$$

$$v_{y_i}^{(1)} = \frac{\pi K}{4\zeta\omega_0\beta} (\sqrt{2} + 2\zeta r) \quad (9)$$

$$v_{y_i}^{(2)} = \frac{\pi K}{4\zeta r\beta} \omega_0 (2\zeta + \sqrt{2} r) \quad (10)$$

$$v_{y_i}^{(3)} = \frac{\pi K}{4\zeta r^3\beta} \omega_0^3 (2\zeta + 4\sqrt{2}\zeta^2 r + 4\zeta r^2 + \sqrt{2} r^3) \quad (11)$$

ただし

$$r = \frac{\omega_0}{\omega_c} = \frac{f_0}{f_c} \quad (12)$$

$$\beta = \sqrt{2} + 4\zeta r + 4\sqrt{2}\zeta^2 r^2 + 4\zeta r^3 + \sqrt{2} r^4 \quad (13)$$

である。びびり振動すなわち自励振動の発生を検知するのが目的であるから, 本来知りたいのは  $\zeta$  の変化である。しかるに, 式(8), (9), (10), (11), で表わした分散は  $\zeta, \omega_0, \omega_c, K$  の関数である。従って, 信号の分散を使ってびびり振動の発生を正確に検知できるのは,  $\omega_0, \omega_c, K$  が既知の値であるか一定の値である時に限る。

ところで, 式(6)は一定スペクトル密度  $K$  を有するホワイトノイズを遮断周波数  $\omega_c$  の低域通過フィルタに通したものがノイズ  $x_i$  であることを示しているが, 式(7)からは, 積分領域を実用的な範囲に限定すれば, 一定スペクトル密度  $K$  を有する有限分散のノイズを式(1)の系に与えてその出力を遮断周波数  $\omega_c$  の低域通過フィルタに通した後の信号の分散が  $v_{y_i}^{(n)}$  であると解釈することもできる。後者の場合,  $\omega_c$  は既知の値であり, 例えば信号処理系の遮断周波数と考えることもできる。しかし,  $\omega_0$  と  $K$  は依然として未知であり, 仮に振動信号の分散の変化を監視したとしても, 減衰化  $\zeta$  が変化したのか,

系の固有円振動数  $\omega_0$  が変化したのか, あるいはノイズ的な切削力の強さ  $K$  が変化したのか判断できない。

### 3.3 2乗平均振動数による方法

図6, 図7のような, びびり振動発生の徴候としてのパワースペクトル密度の変化を時間領域で簡単に表現する方法として, ここではさらに以下の2乗平均振動数  $f_{m, y_i}^{(n)}$  を検討してみる<sup>12)</sup>。

$$f_{m, y_i}^{(n)} = \frac{\int_0^\infty f^2 G_{y_i^{(n)}}(f) df}{\int_0^\infty G_{y_i^{(n)}}(f) df} \quad (14)$$

式(14)で,  $G_{y_i^{(n)}}(f)$  は対象とする信号  $y_i^{(n)}$  のパワースペクトル密度関数であり,  $f_{m, y_i}^{(n)}$  はパワースペクトル密度を重みとした周波数  $f$  の重み付き2乗平均値を示している。従ってパワースペクトル密度の特定周波数成分への集中というびびり振動発生の徴候を時間領域で簡単に把握できると考えられる。式(14)より2乗平均振動数は

$$f_{m, y_i}^{(n)} = \frac{\int_0^\infty \omega^2 G_{y_i^{(n)}}(\omega) d\omega}{(2\pi)^2 \int_0^\infty G_{y_i^{(n)}}(\omega) d\omega} \quad (15)$$

$$= \frac{v_{y_i^{(n+1)}}}{4\pi^2 v_{y_i^{(n)}}} \quad (15)$$

とも表わされる。従って, 3.2節の場合と同様な振動系を仮定するならば, 式(8), (9), (10), (11)を式(15)に代入して, 振動変位  $y_i$ , 速度  $\dot{y}_i$ , 加速度  $\ddot{y}_i$  の2乗平均振動数がそれぞれ以下の様に表現される。

$$f_{m, y_i}^2 = \frac{\omega_0^2 (\sqrt{2} + 2\zeta r)}{(2\pi)^2 (\sqrt{2} + 4\zeta r + 4\sqrt{2}\zeta^2 r^2 + 2\zeta r^3)} \quad (16)$$

$$f_{m, \dot{y}_i}^2 = \frac{\omega_0^2 (2\zeta + \sqrt{2} r)}{(2\pi)^2 r (\sqrt{2} + 2\zeta r)} \quad (17)$$

$$f_{m, \ddot{y}_i}^2 = \frac{\omega_0^2 (2\zeta + 4\sqrt{2}\zeta^2 r + 4\zeta r^2 + \sqrt{2} r^3)}{(2\pi r)^2 (2\zeta + \sqrt{2} r)} \quad (18)$$

式(8), (9), (10)の分散と比較して, 式(16), (17), (18)の2乗平均振動数は, ノイズ的な切削力の強さ  $K$  を式の中に含まない。従って, 加工中に切削幅が変化して  $K$  が変化するような場合でも,  $\omega_0$  が変化しない限りは2乗平均振動数により減衰比  $\zeta$  の変化を監視することができ, すなわちびびり振動の発生を検知することができる。なお例えば, 式(18)より加速度信号の2乗平均振動数  $f_{m, \ddot{y}_i}^2 / \omega_0^2$  を計算して図示すると, 図8のようになり,  $\zeta$  が減少して系がびびり安定限界に近づいていくと2乗平均振動数が減少していくことがわか

る。図9, 図10は図6, 図7に対応した信号の2乗平均振動数を以下の式により数値計算したものである。

$$f_{m,y_i}^2 = \frac{E[y_i^2]}{4\pi^2 E[y_i^2]} = \frac{E[y_i^2 - y_i y_i]}{8\pi^2 E[y_i^2]} = \frac{S_0^2(11 - 12\rho_1 + \rho_2)}{16\pi^2} \quad (19)$$

ただし, 式(19)において,  $E[ ]$ は期待値を,  $S_0$ は信号のサンプリング周波数を,  $\rho_i$ は次数*i*の自己相関関数をそれぞれ示す。又, 加速度信号の2乗平均振動数は, 2. で述べた理由により, そのままではびびり振動発生の徴候を示さないため, 工具の固有振動をフィルタでカットした後に2乗平均振動数を計算したものが図9である。図9, 図10より2乗平均振動数のレベルの減少という形でびびり振動発生の徴候が表われ, 騒音信号, 加速度信号の2乗平均振動数からびびり振動の発生を検知できることがわかる。

なお, 結果として, ここで用いた2乗平均振動数の平方根を2倍したものは, いわゆる Rice の平均振動数の式<sup>13)</sup>に等しくなっており, Rice の式から出発して Cempel<sup>14)</sup>らが振動状態の評価を検討した例もある。

式(8), (9), (10), (11)から  $\omega_0, \omega_c, K$  を消去することもできるが, 式が複雑になるため, 本報では2乗平均振動数までで止めておく。

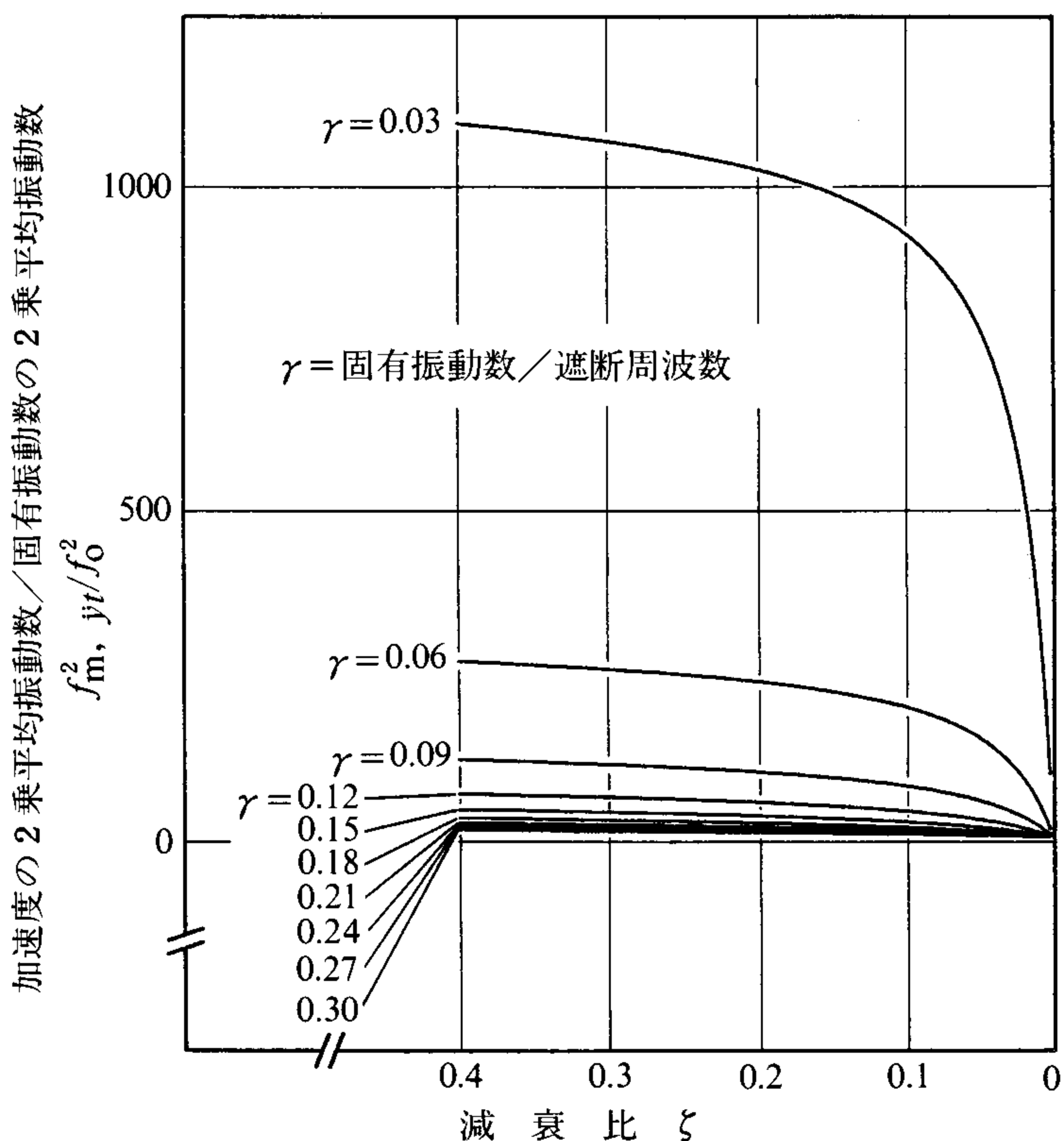


図8 加速度の2乗平均振動数 (理論値)

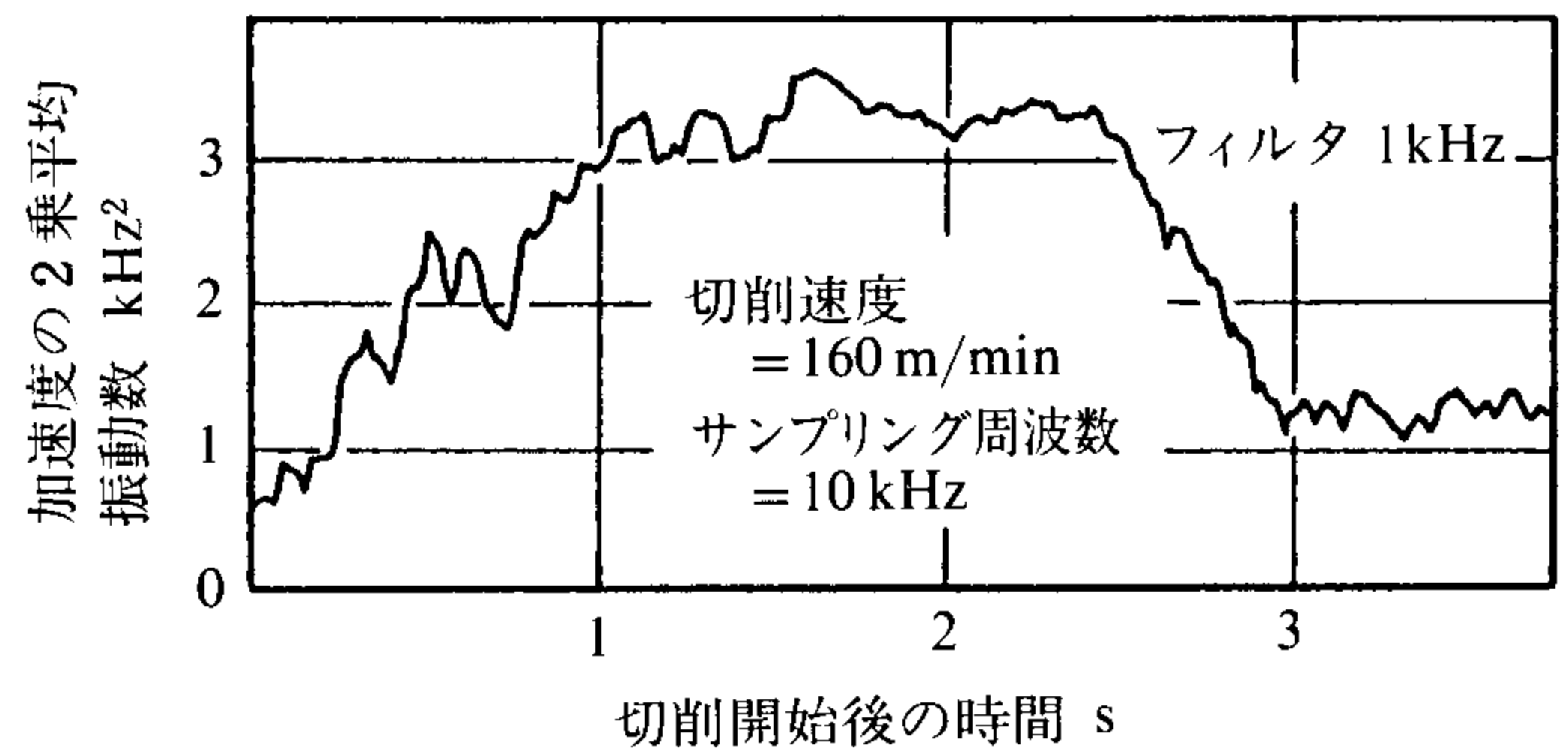


図9 加速度信号の2乗平均振動数 (実験値)

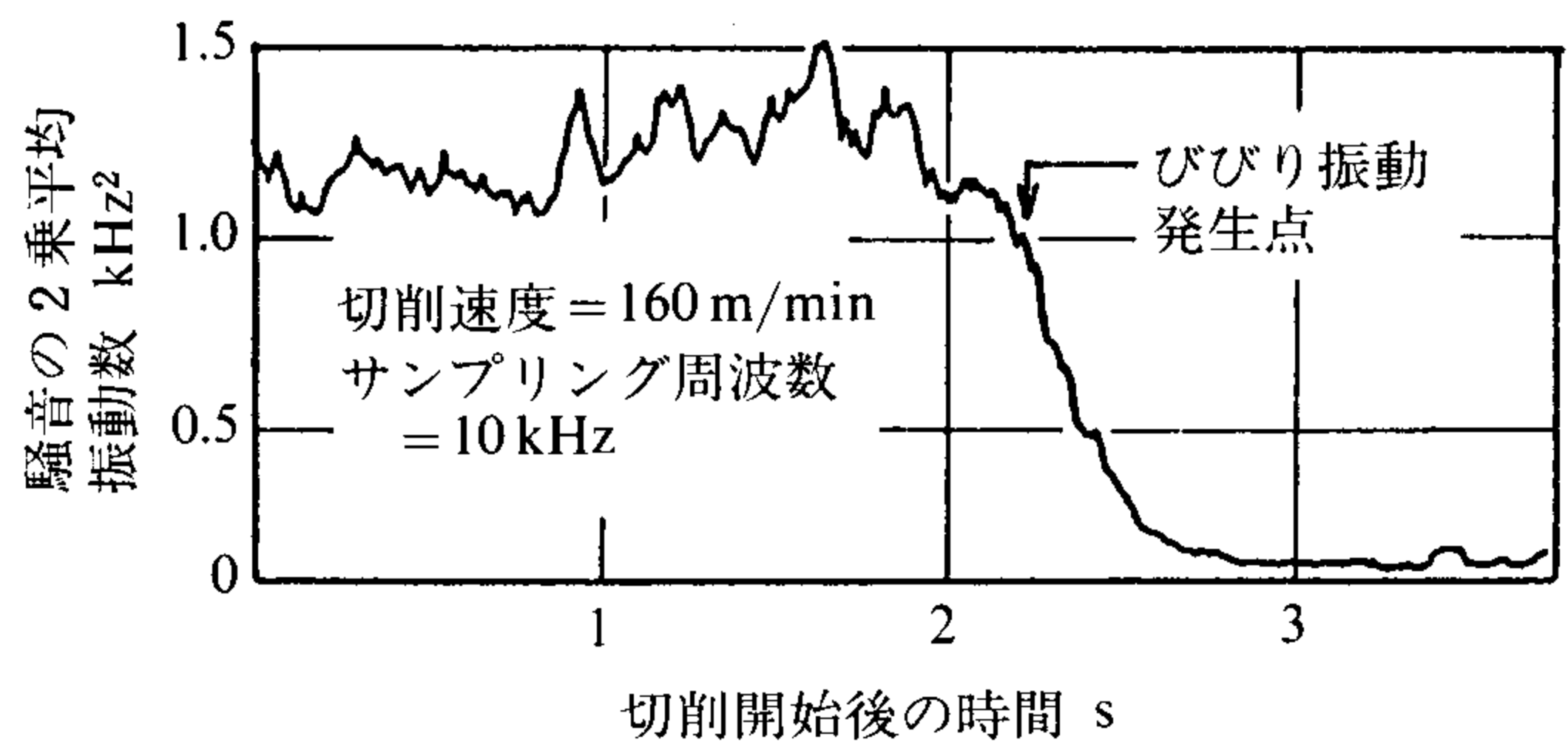


図10 騒音信号の2乗平均振動数 (実験値)

#### 4. びびり振動の検知システム例

騒音信号の2乗平均振動数を使って, 旋削加工中にびびり振動の発生を検知して, それにより工具を退避させるシステムの例を以下に示す。なお以下に示すシステムでは, 2乗平均振動数  $f_m^2$  を離散化して  $f_{m,i}^2$  とし,  $f_{m,i}^2$  を時系列とみなして, 自己回帰次数  $p$ , 差分次数  $d$  の積分自己回帰モデル<sup>15)</sup>

$$\left(1 - \sum_{j=1}^p \phi_j B^j\right) (1 - B)^d f_{m,i}^2 = a_i \quad (20)$$

でモデル化し, 2乗平均振動数の値を加工中に逐次予測する。式(20)において,  $\phi_j$ は自己回帰係数,  $a_i$ は白色雑音系列,  $B$ は  $B^j Z_i = Z_{i-j}$  で定義される後退作用素である。モデル次数  $p, d$  とパラメータ  $\phi_j$  の推定には赤池の FPE 法と Yule-Walker 方程式を組み合わせる<sup>16)</sup>。

##### 4.1 びびり振動発生点の定義

自励振動としてのびびり振動の理論的な安定限界はもちろん  $\zeta=0$  となった時点であり, 式(16), (17), (18)より明らかのように2乗平均振動数  $= (\omega_0/2\pi)^2$  となった時点に対応する。ところが, 実際に切削後の被削材のびびりマークからびびり振動の発生点を調べてみると, まだ2乗平均振動数が  $(\omega_0/2\pi)^2$  よりも十分に大きいうちにびびり振動が発生している。例えば, 図11は図1と

同様な装置でテーパ付き S45C 円板を旋削した時の騒音信号の 2 乗平均振動数の変化であるが、系の固有振動数が約 500 Hz 程度であるにもかかわらず、被削材から判定したびびり振動発生点（図中の点 C）は 2 乗平均振動数が約 3.1 kHz<sup>2</sup> の点に対応している。このようなことが起きる原因の一つは、系が安定限界に達するよりも前から被削材には、いわゆるびびりマークが表われるということと、式(14)の 2 乗平均振動数の定義そのものである。すなわち式(14)は周波数が高くなるほど、たとえ小さなノイズであっても結果の 2 乗平均振動数の値を高くしてしまうことを示している。図11の 2 乗平均振動数はアナログ演算回路で求められたものであり、周波数帯域は約 10 kHz までであるため、高周波でのノイズがかなり影響していると考えられる。一方、図10は数値計算で求めた 2 乗平均振動数のため、サンプリングというフィルタ作用で高周波でのノイズの影響は少なくなっている。びびり振動の発生点は、まだ 2 乗平均振動数が高い時点に対応してはいるが、少し時間がたつと、2 乗平均振動数は系の固有振動数 300 Hz の 2 乗値 0.09 kHz<sup>2</sup> にほぼ一致している。

以上のような点を考慮して、以下に示すシステムではびびり振動の発生点をまったく別の方法で以下の様に定義する。何度か切削実験を行って調べたところ、被削材

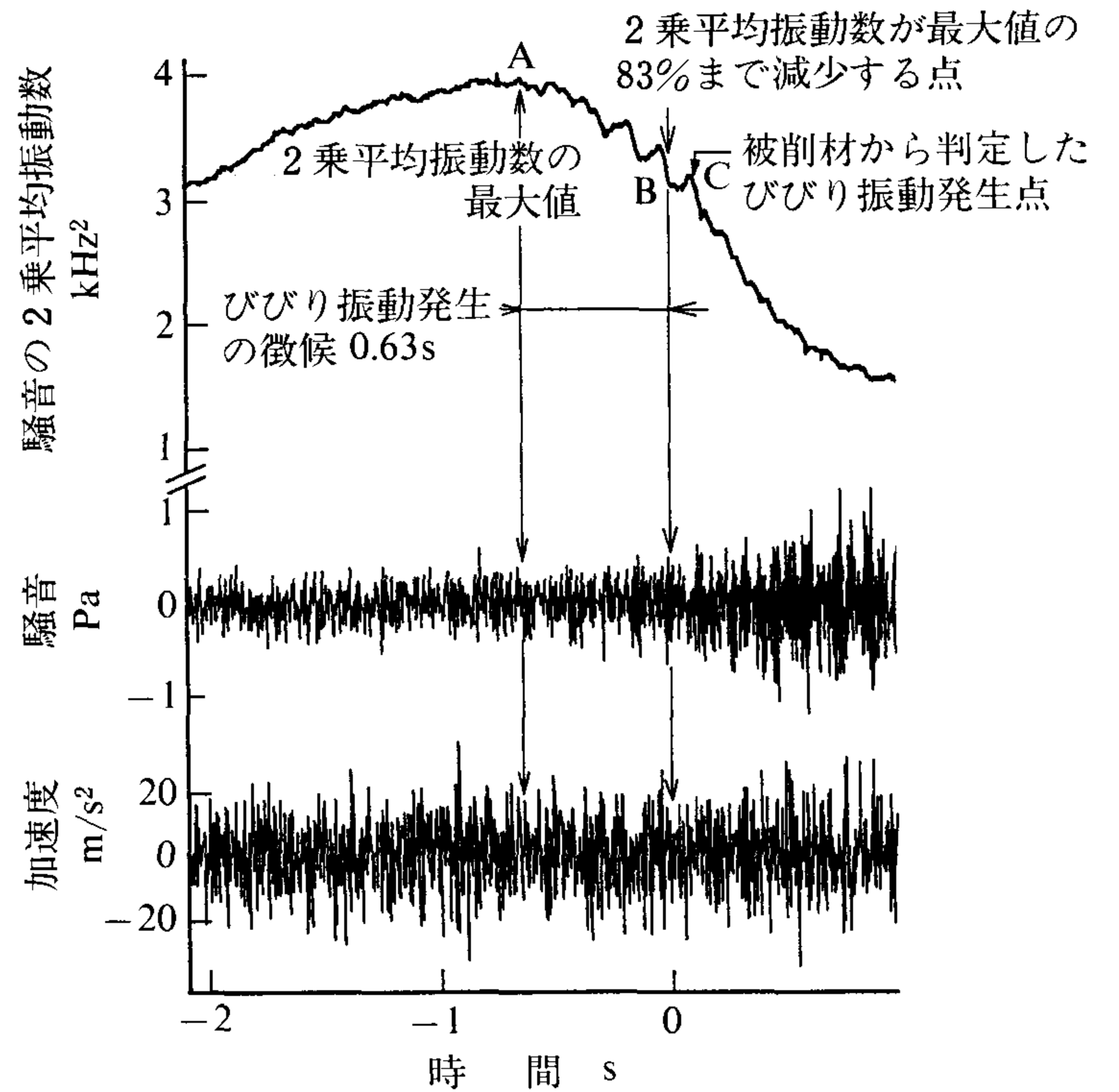


図11 びびり振動の発生点

から判定したびびり振動の発生点は、2 乗平均振動数とその最大値の80%ぐらいまで減少した点付近に対応しており、その平均値は0.83であった。そこで、この事例システムでは騒音信号の 2 乗平均振動数とその最大値（図11の点 A）の83%まで減少した点（図11の点 B）をもっ

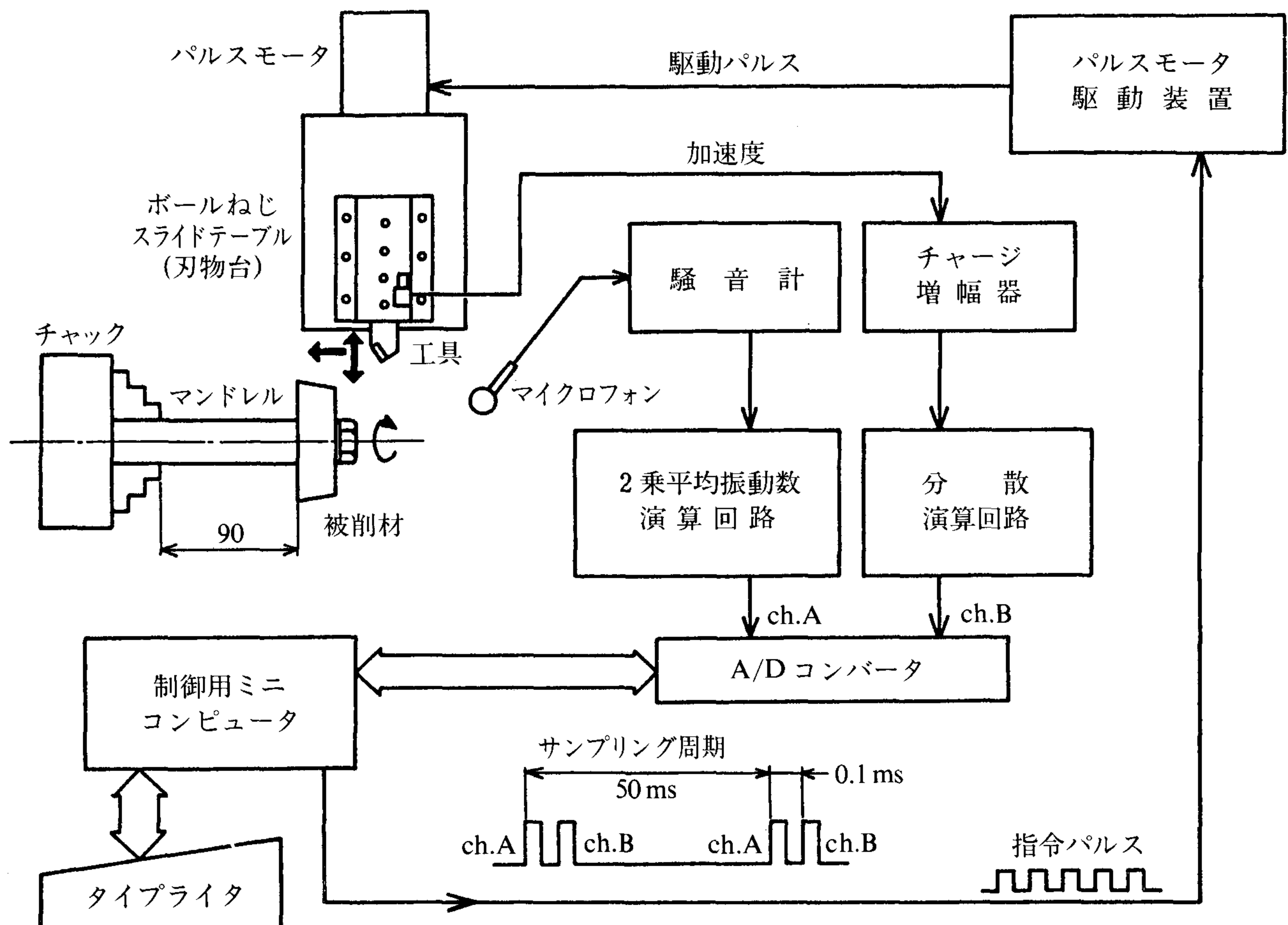


図12 びびり振動検知システム

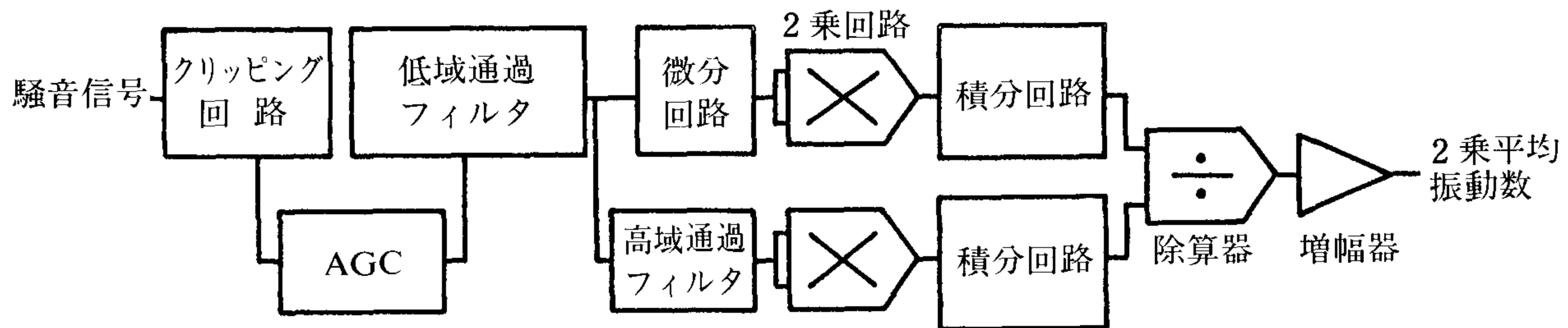


図13 2乗平均振動数演算回路

てびびり振動の発生点とみなす。

#### 4.2 ハードウェアシステム

図12にびびり振動検知システムの全体を示す。テーパ付き S45C 円板状被削材をつき出し長さ 90 mm のマンドレルの先端に固定して、テーパ部分を超硬スローアウェイ工具で旋削し、びびり振動を旋削中に発生させる。切削点上方のマイクロフォンで騒音信号を検出し 2 乗平均振動数を図13のアナログ演算回路で計算する。刃物台に固定した圧電型の加速度センサで加速度信号を検出し、アナログ演算回路によりその分散を計算する。騒音の 2 乗平均振動数と加速度の分散は制御用ミニコンピュータに取り込まれ、びびり振動の発生が検知(又は予測)された場合には、パルスモータにより工具を後退させる。

#### 4.3 検知方法及び実験結果

図12で制御用ミニコンピュータに取り込まれた加速度の分散から切削が開始されたかどうかをソフトウェアがチェックし、切削が開始している場合には騒音信号の 2 乗平均振動数から成る時系列を式(20)の積分自己回帰モデルでモデル化して、将来の値を予測する。予測値が最大値の83%まで減少した時は、工具を後退させてびびり振動を回避する。

図12の検知システムを用いて、旋削加工中にびびり振動を実際に検知した実験例を図14に示す。図14では予測されたびびり振動発生点と 2 乗平均振動数が実際に最大値の83%になる点との差が 0.11 S で、予測誤差 0.11 S となる。図14の実験では被削材のびびりマークから検知の精度を確認するために、びびり振動の検知された点からさらに 1 秒待つて工具を後退させている。実験終了後の被削材からびびりマークを測定したところ、工具後退の 1.14 S 前にびびり振動が発生していることがわかった。従って、この実験例では非常に精度よくびびり振動の発生を検知しており、本システムにより切削加工中にびびり振動の発生を検知できることが明らかとなった。

#### 5. まとめ

切削加工中にびびり振動の発生を検知する手法につい

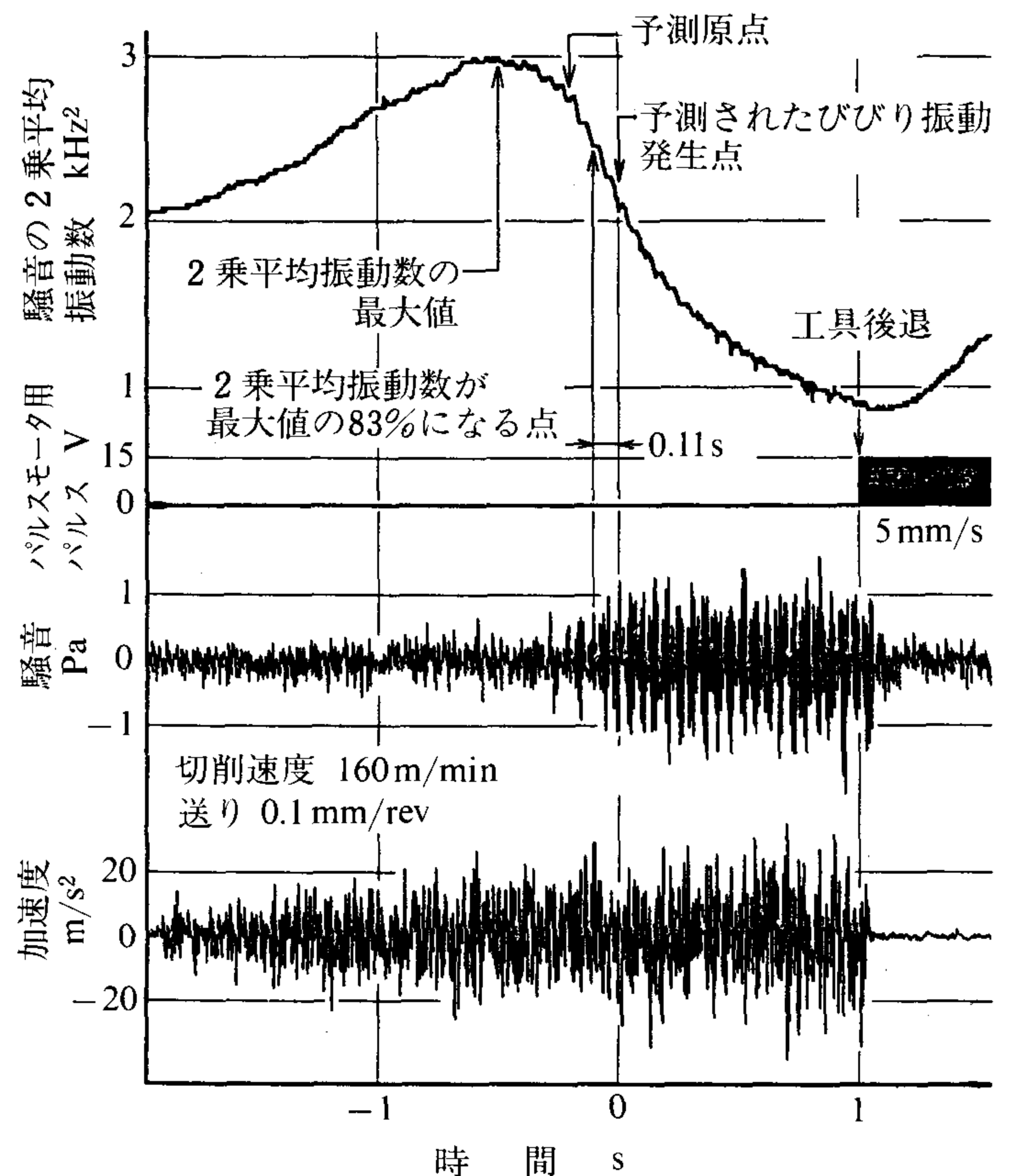


図14 びびり振動の検知システムの実験

て、旋削加工を例にとって検討した結果、以下の様な点が明らかとなった。

- (1) びびり振動の発生を検知する信号として、現状では加速度信号又は騒音信号が利用可能である。
- (2) 振動信号の分散は、未知のノイズ的切削力の強さ、系の固有円振動数、減衰比の関数であり、びびり振動の検知手段としては適用範囲が狭い。
- (3) 振動信号の 2 乗平均振動数は系の固有円振動数と減衰比の関数であり、系の固有円振動数が変化しなければびびり振動の検知手段として利用できる。
- (4) 加速度信号と騒音信号の 2 乗平均振動数には、そのレベルの減少という形でびびり振動発生の徴候が表われる。
- (5) 実際にハードウェアシステムを試作して実験したところ、騒音信号の 2 乗平均振動数からびびり振動の発



生を旋削加工中に検知できることが明らかとなった。

(原稿受付 昭和61年9月28日)

### 参 考 文 献

- 1) R. N. Arnold: Mechanism of Tool Vibration in Cutting of Steel, Proc. Inst. Mech. Eng. 154, 1946, 261
- 2) R. S. Hahn: On the Theory of Regenerative Chatter in Precision-Grinding Operations, Trans. ASME, vol. 76, 1954, 593
- 3) S. Doi and S. Kato: Chatter Vibration of Lathe Tools, Trans. ASME, 78, 1956, 1127
- 4) S. A. Tobias: Schwingungen an Werkzeugmaschinen, Carl Hanser Verlag, München, 1961
- 5) H. E. Merritt: Theory of Self-excited Machine-Tool Chatter, Trans. ASME, J. Engg. Ind., 87, 4, 1965, 447
- 6) T. R. Comstock, F. S. Tse and J. R. Lemon: Application of Controlled Mechanical Impedance for Reducing Machine Tool Vibrations, Trans. ASME, B, 1969, 1057
- 7) C. L. Nachtigal and N. H. Cook: Active Control of Machine-Tool Chatter, Trans, ASME, J. Basic Engg., June, 1970, 238
- 8) Specification & Test of Metal Cutting Machine Tools, The University of Manchester Institute of Science and Technology, Machine Tool Engineering Division, Proc. of the Conference, 1970
- 9) W. A. Knight: Chatter in Turning: Some Effects of Tool Geometry and Cutting Conditions, Int. J. MTDR, vol. 12, 1972, 201
- 10) 稲田重男, 中沢 弘他: 中ぐり作業のびびりに対する一対策 (防振効果の高い中ぐり軸の試作), 日本機械学会論文集, 39-326, 1973, 3217.
- 11) 森脇俊道他: 工作機械における自励びびり振動安定性の予知, 精密機械, 43, 2, 1977, 205
- 12) 三好由記博: 2乗平均振動数の計算とその応用, 精密機械, 45, 11, 1979
- 13) N. Wax ed.: Selected Papers on Noise and Stochastic Processes, Dover Publ., New York, 1954, 192
- 14) C. Cempel: Diagnostically Oriented Measures of Vibroacoustical Processes, J. of Sound and Vibration, 73-4, 1980, 547-561
- 15) G. E. P. Box & G. M. Jenkins: Time Series Analysis, Forecasting and Control, Holden Day, San Francisco, 1970
- 16) H. Akaike: Statistical Prediction Identification, Ann. Inste. Stats. Math., 22, 1970, 203