

琉球大学学術リポジトリ

工作機械構造および要素の減衰能とその測定方法について

メタデータ	言語: 出版者: 琉球大学理工学部 公開日: 2013-09-24 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 久米, 靖文, Kume, Yasufumi / 久米, 靖文 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/20.500.12000/26315

工作機械構造および要素の減衰能とその測定方法 について

久 米 靖 文*

Damping of Machine Tool Structures and Elements and Damping Measurements

Yasufumi KUME

Summary

It is the purpose of this paper to discuss about the analytical methods to evaluate, measure and measurement method for damping and reveal the relationship between these measures. It is concluded that the simplest form of measurement is decay-rate and it should give reliable results if the data is carefully reduced and the most useful form of presentation for the designer is specific damping energy.

1. ま え が き

切削性能を向上するためには、安定な切削を行うことが必要であるということが周知のこととなっている。そのためには動剛性の高い工作機械を使用しなければならない。このような工作機械を設計したり、また設計され、製作された工作機械の動剛性を測定し、動剛性の低いものは設計変更する方法が研究されてきている¹⁾。がしかし各モードとその固有振動数は計算されるが、その振動の振幅を計算するまでに到っていないようである。その原因は減衰能、特に結合部接合面の減衰能を評価することができないからである。振動系において、減衰は静剛性におけるばねのように動剛性においては重要な受動要素となる。それゆえに以前から研究はされてきているが、まだ図面の段階で減衰を評価するまでになっていない。この報告では減衰能評価のための解析方法と尺度およびその測定方法について述べ、各尺度間の関連を明らかにする。

2. 減衰能について

構造物の減衰機構は複雑であり、その大きさ、性質

を知ることは非常に困難なことである。材料の内部における損失エネルギーと接合部における損失エネルギーをあわせて構造減衰という²⁾。

(1) 材料減衰 (Material Damping)

材料減衰能を測定することは1837年以来、ずっと実験物理学者の間でなされてきた。彼らはその結果から分子共振、転位、熱拡散、磁場での運動についての多くの結論を導びいた。一方では、技術者は材料減衰が振動振幅を抑制することができるというような能動性に興味をもった。したがって、減衰能の測定は多くの技術的分野（構造工学、応用力学、金属学、物理化学、ゴム工学、音響学、流体力学など）においてなされているが、それぞれの尺度がばらばらで統一されていない³⁾。また色々の報告においても必要な情報が発表されていないので、別の研究者によって求められた結果と比較することはしばしば不可能である。

(2) 接合面減衰 (Interface Damping)

接合面は普通、平面あるいは円筒面である。各々の場合、二つの部品は互に締結力によって保持されている。この締結力は、はめあいによるものとか、予荷重のようなものである。また接合面の相対運動には、1対の面を分離する方向の運動の場合と1対の面をせん断する方向の運動とがある。大きい消散エネルギーを

受付：1974年10月31日

* 琉球大学理工学部機械工学科

もつ運動は後者の場合である。それは変動する外荷重が加えられたとき、接合面ではせん断応力が発生し、それが増加するにつれて、すべりが発生する。この現象は接合面の相対する点が相対的な変位を行っていることを意味する。このすべり領域はその変動外荷重がその最大値に到達するまで成長する。そしてその後すべりは励振力が減少するにつれて減少する。したがって、すべり領域は励振力と同じように成長、減少のサイクルを行う。またこの運動による挙動にはスライドとスリップがある⁵⁾。励振している荷重では弾性変形のため、全体的な運動を生じさせることができないような小さい変形のすべりをスリップといい、スリップ領域が全接合面に進行すると、この二つの部分は全体的な運動を行う。これをスライドと呼ぶ。

またスリップ変形にもつぎの二つの場合がある。スリップを始めるのに最小の励振荷重を必要する場合と荷重が加えられるとすぐにスリップがはじまる場合である。前者の場合は減衰エネルギーを最大にする最適締結力が存在するといわれ、極端に高い締結力あるいは極端に低い締結力はエネルギーの消散を少なくするような弾性結合が存在する。後者の場合においては、エネルギーの消散は最小荷重と最大荷重の差の3乗に比例し、スリップを生じさせるに必要なせん断応力（限界せん断応力）の大きさに逆比例するという報告がある⁷⁾。

3. 減衰能の評価の解析

材料減衰能について、Lazan と Goodman はつぎの経験的な公式

$$D = 0.0703 \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_f} \right)^{2.3} + 0.422 \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_f} \right)^3 \quad (1)$$

を提案した。ここでD(比減衰と呼ぶ)は1サイクル中の単位体積あたりのエネルギー損失(kg/cm²/cycle), σ_a はそのサイクルにおける応力振幅(kg/cm²), σ_f は材料の2×10⁷サイクルにおける疲労強度(kg/cm²)である。この式は多くの構造材料の実験値をもとにして作られた平均的な実験式である。もしも材料減衰能が線形ならば、比減衰Dは $(\sigma_a/\sigma_f)^2$ に比例している。(1)式の第1項が顕著である低い応力のときは材料減衰能は近似的に線形である。

振動している部材の材料減衰による損失係数(loss-factor) η_s を求めるためにはつぎの手順で解析すればよい。

- 1) 部材に座標を定める。
- 2) 部材の固有振動を解析し、固有関数と固有値を

求める。

- 3) 部材の強制振動を解析し、変形の式を求める。
- 4) 強制振動による変形を各モードに分解する。
- 5) 各モードの変形について等応力線を求める。
(σ_a 一定)
- 6) σ_a 以下の応力をうけている部分の体積を求める。
- 7) 応力の最大値 σ_{am} を求め、 σ_{am} 以下の体積すなわち全体積を求める。
- 8) 体積応力関数すなわち体積比 V/V_s を応力比 σ_a/σ_{am} の関数として表す。
- 9) 応力分布関数 $d(V/V_s)/d(\sigma_a/\sigma_{am})$ を求める。
- 10) 減衰応力関数を決定する。
- 11) 減衰エネルギー比 D/D_{am} を求める。
- 12) 減衰比積分

$$\alpha = \int_0^1 \left(\frac{D}{D_{am}} \right) \frac{d(V/V_s)}{d(\sigma_a/\sigma_{am})} d(\sigma_a/\sigma_{am})$$

を求める。

- 13) ひずみエネルギー比積分

$$\beta = \int_0^1 \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{am}} \right) \frac{d(V/V_s)}{d(\sigma_a/\sigma_{am})} d(\sigma_a/\sigma_{am})$$

を求める。

- 14) $\eta_s = (\alpha/\beta) \eta_m$ によって、 η_s を決定する。
- 15) η_m はLazanの資料から決定する。

局部すべりによる減衰能はつぎのようにして求めることができる。接合面上のある点での相対すべり量を Δd 、摩擦係数を μ 、法線方向の応力成分を σ_n とすると、消散されるエネルギーはすべり領域での相対すべり量と単位長さあたりの摩擦力との積をその領域で積分したものである。荷重が増加するときと減少するときの両方でエネルギーが消散される。負荷サイクルが完全に正弦波状で相対すべり量 Δd も対称であるとすれば、1サイクル中に消散されるエネルギーはすべり量 Δd で消散されるエネルギーの4倍である。微小接合平面 Δs で消散されるエネルギーはつぎのようになる。

$$\Delta D_s = \Delta d \cdot \mu \cdot \sigma_n \cdot \Delta s$$

したがって、1サイクル中に消散されるエネルギーは

$$D_s = \iint_s \mu \cdot \Delta d \cdot \sigma_n \cdot ds$$

となる。ここで、 μ は材質、潤滑の状態で定まる接合面上の摩擦係数であり、 Δd 、 σ_n は境界条件と外力より求めることができる。Goodmanらは2枚合せ片持

はりをxy面上の平面問題として解析している。y=0を接合面とし、x=0を固定点とするときの一般式は

$$D. = 4 \mu t E^{-1} \int_0^1 [\sigma_y(x, 0) \int_0^x \Delta \sigma_x(\xi) d\xi] dx$$

となり、一様圧力分布をもつ二枚合せ片持りについては

$$D. = \frac{4}{3} \mu t p \ell^2 / E [(6F \ell / th^2) - (8 \mu p \ell / h)]$$

を導いている。ここでμはクーロン摩擦での摩擦係数、tは片持ちり幅(Z方向の厚さ)、pは締結圧力、ℓはすべり領域の長さ、Eは縦弾性係数、Fは励振力、hは2枚合せ片持りの1枚の厚さである。以上のことより、接合面減衰能は接合面に分布する圧力に大きく依存する。理論的には0あるいはきわめて大きい締結圧力に対して、この型の減衰ではエネルギー損失が0である。その間のある圧力のときに減衰能は最大値をとる。このような局部的なすべりは解析によると、エネルギー損失は加えた力の3乗に比例している。したがって、接合面減衰能は非線形である。ほとんどの構造の結合部は低い応力ではすべりは生じない。したがって低い応力範囲で発生する構造減衰能のほとんどは材料減衰能であり近似的には線形減衰と考えてもよい。応力が高いときは材料減衰能も非線形になるばかりでなく接合面減衰もエネルギー損失に寄与して非線形減衰となる。

4. 減衰能の測定方法とその尺度⁹⁾

減衰能の測定の最初の論文は decay rate法 (transient) と band width法 (steady state) の両方について述べられている Helmholtz (1862) のものである。その後の研究者が位相角法とインピーダンス法に拡張したが、両方とも定常状態での測定方法であった。減衰能のほとんどすべての表し方は、ばねと並列にいろいろのダンパをもつ線形1自由度系から導びかれている。ここで、よく見かける表し方はつぎのものである。

- 1) 対数減衰率 (Logarithmic Decrement) δ
- 2) 増幅係数 (Amplification Factor) A
- 3) 等価粘性定数 (Eguivalent Dashpot Constant) Cc
- 4) 拡大率 (Quality Factor) Q
- 5) 複素弾性率 (E' + jE'')あるいは複素ばね定数 K (1 + ig)

6) バンド幅 (Bandwidth)

このほかに最近では、モード解析法で等価1自由度系に分解してモード減衰比 (modal damping ratio) として実験的に求めることが望ましいといわれている。それにはインピーダンス測定とか、共振曲線から、モード形ごとに求めた減衰から減衰行列を逆算するいわゆる“Curve Fit”法も提案されている⁹⁾。また不規則振動のもとでの材料や構造の減衰の性質を知る方法の研究もなされている¹⁰⁾。

1) 対数減衰率 減衰の decayrate の定義は振動1サイクルあたりのエネルギー消散を基礎にしている。decay rateは Fig. 1 のような振動波形の減衰を測定するのに広く用いられてきた方法である。この

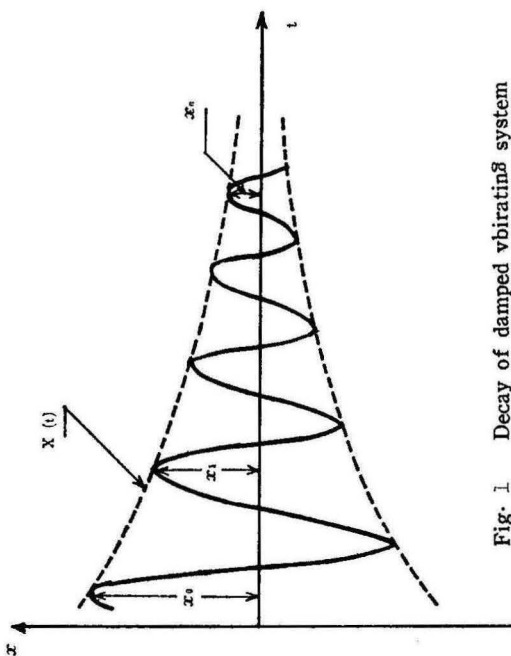


Fig. 1 Decay of damped vibrating system

方法は工学的な測定よりも、原子共振や拡散定数を求めるために低い応力レベルに関係している物理学者に対しては良い方法である。

1サイクルあたりのエネルギー損失が貯えられるエネルギーに比べて小さいならば、振動は自由振動の1サイクルにおいてはあまり減少しない。そして運動はきわめて正弦波に近い。また自由振動中の物体のすべての部分は同調して振動しているので、あるモード形で振動している。すなわち、自由振動は等時性で、振動系の構造、振動の振幅の大小には無関係である。したがって1自由度系に対してあるいは一つのモード形で振動しているものは、振動数はあらかじめ決定された量であり、1サイクルあたりのエネルギーの損失は

振幅のみあるいは力のレベルのみの関数となる。粘性によって減衰される系、あるいは1サイクルあたりのエネルギー損失が振幅あるいは応力の2乗に比例する系が線形減衰能をもっていることになる。この場合の振幅の相対的な減少量は一定で次式のようになる。

$$1 - \frac{\Delta x}{x} = e^{-2\pi\zeta} \quad (8)$$

ここで、 Δx は1サイクルあたりの振幅減少量である。 ζ は等価粘性減衰定数 C_{eff} と臨界減衰定数 C_c との比である。

$$\delta = -\ln\left(1 - \frac{\Delta x}{x}\right) = 2\pi\zeta \quad (9)$$

となり、もしも δ が振幅に無関係であるとするならば、

$$\delta = -\frac{1}{n} \ln \frac{x_n}{x_0} \quad (10)$$

となる。ここで n は x_n と x_0 の間のサイクル数である。またもしも振幅が x_0/e になるまでのサイクル数が n_e であるならば、

$$\delta = -\frac{1}{n_e} \ln \frac{1}{e} = \frac{1}{n_e} = \frac{1}{f_n t_e} \quad (11)$$

であり、 t_e は振幅が x_0/e に減少するまでの時間である。

つぎに x 曲線の包絡線 $X(t)$ を考えるならば、それは近似的には減衰された正弦波である。

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{1}{f_n X} \frac{dX}{dt} = -\frac{1}{f_n} \frac{d \ln X}{dt} \\ &= -\frac{2.302}{f_n} \frac{\log X}{dt} \quad (12) \end{aligned}$$

$y_{db} = 20 \log X$ としてデシベル・スケールで振幅を表わすと、

$$\delta = -\frac{0.115}{f_n} \frac{dy}{dt} \quad (13)$$

となる。このデシベル・カーブより減衰の型を導びくことができる。粘性減衰は直線となり、クーロンあるいは摩擦減衰は上に凸である。減衰が振幅とともに増加するものは上に凹となる。

2) 増幅係数 線形1自由度系において、もしも一定の正弦波状の励振力が付加され、周波数が漸増増加されるならば、振動の振幅はしだいに最大値まで増加し、振動数がさらに増加するにつれて減少する。ある一つの振動数の値のときに振幅が最大になる。その振動数では加えられる力は振動速度と同相である。これは加えられる力が完全にこの振幅での減衰によって消散されている。したがって、この振幅が減衰能の尺度である。線形系の定義は振幅が励振力に比例しているということである。ゆえに共振点での振動振幅と

振動数0での振幅との比は無次元の減衰能の尺度である。これはつぎのように表すことができる。

$$A = \frac{x_{res}}{x_{st}} \quad (14)$$

また共振振動数には色々の定義がある。それらは最大振動変位、最大速度、decay frequency、無減衰固有振動数、90°位相差なのであるが、しかし $A > 1.0$ のような大きな増幅係数に対してはそれらの間の実際上の違いはない。この方法は減衰能を簡単に求めることができる。

3) 等価粘性減衰定数 共振点において、粘性減衰のある1自由度系の振幅はつぎのようになる。

$$x_{res} = \frac{F}{\omega C} \quad (15)$$

この式より、等価粘性減衰定数をつぎのように定義することができる。

$$C_{eff} = \frac{F}{\omega x_{res}} \quad (16)$$

これはどのような減衰をもつ系に対しても適用することができる。減衰比 ζ は臨界減衰を用いて表すことができる。ここで、 $C_c = 2\sqrt{k m}$ あるいは $C_c = 2\omega_n m_{eff}$ とするとつぎのようになる。

$$\zeta = \frac{C_{eff}}{C_c} \quad (17)$$

4) 拡大率 系の拡大率 Q は消散されるエネルギーと貯えられるエネルギーの比を用いて定義される。運動エネルギーとポテンシャルエネルギーの和はほとんど一定であるので、貯えられるエネルギーはどれか一方の最大値によって測定することができる。したがって Q は

$$Q = \frac{2W}{\Delta W} \quad (18)$$

のように書くことができる。ここで W は貯えられるエネルギーであり、 ΔW は1サイクルあたりに消散されるエネルギーである。

共振点においては力と速度の測定からエネルギーインプットを求めることができる。この場合、1サイクルあたりのエネルギーインプットは

$$\Delta W = \frac{\pi F v}{\omega_n} \quad (19)$$

のようになる。ここで、 F と v は同相である、また貯えられるエネルギーは次式で求めることができる、

$$W = \frac{1}{2} m_{eff} v^2 \quad (20)$$

したがって Q は

$$Q = \frac{2\pi W}{\Delta W} = \frac{2\pi \frac{1}{2} m_{eff} v^2}{\frac{\pi F v}{\omega n}} = \frac{\omega n m_{eff} v^2}{F v} = \frac{\omega n m_{eff} v F}{F v} = \frac{Z_0}{Z} = \frac{\pi}{\delta} \quad (21)$$

となる、ここで Z は共振点（0位相角）での最少のインピーダンスであり、 Z_0 は $\omega n m_{eff}$ なるインピーダンスである、以上のことから

$$\delta = \frac{\Delta W}{2W} \quad (22)$$

である。

5) 複素ばね定数 複素ばね定数は強制振動の定常状態応答を用いて定義される。Fig. 2 のように実

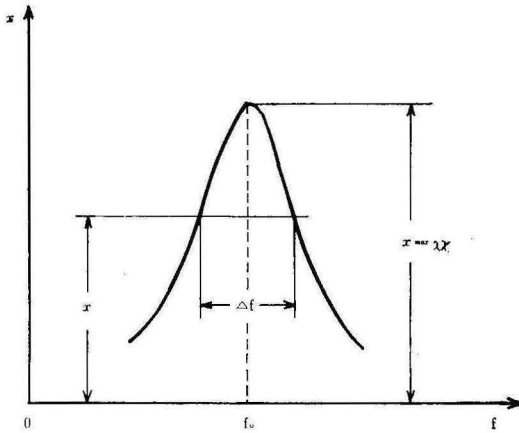


Fig. 2 Phasor diagram of damped forced vibration

部 k は変位と同相であり、ばね力の変位と同相である成分を変位で除したものである。そして虚部の ηk は変位と位相が 90° ずれている成分を変位で割ったものである。実部と虚部はベクトルの成分であるから、この方法は正弦波状の運動に対してのみ意味をもっている。弾性率 (elastic modulus) の実部 E' と虚部 E'' も同様な方法で求めることができる。また E' は単位体積あたりに貯えられるエネルギーを用いて定義することができる。

$$W = \frac{1}{2} \frac{\sigma^2}{E'} = \frac{1}{2} \varepsilon^2 E' \quad (23)$$

虚部 E'' は

$$D = \pi \varepsilon^2 E'' = 2\pi \frac{E''}{E'} \cdot \frac{1}{2} \frac{\sigma^2}{E'} = 2\pi \frac{E''}{E'} \cdot W \quad (24)$$

となる。

6) バンド幅 従来からよく用いられた方法は励振力が同じ大きさならば、振幅が同じである振動数が存在するという考えによって、Fig. 3 のようにその二つの振動数の差によって減衰能を表そうとしたもの

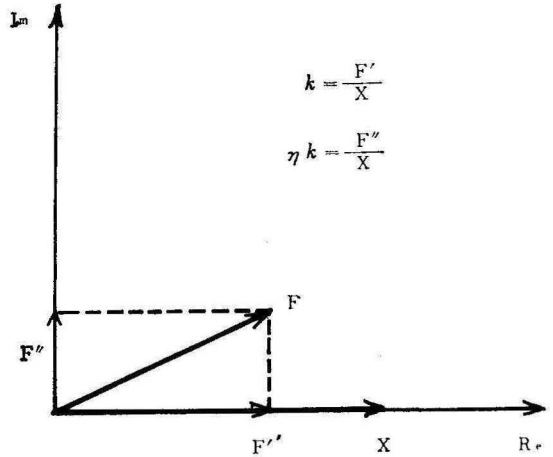


Fig. 3 Bandwidth of response curve

である。線形の粘性減衰をもつ系に対して、Forster はつぎのような式を提示した。

$$2\zeta = \frac{\Delta f}{f_0} \sqrt{\frac{x^2}{x_{max}^2 - x^2}} = \frac{1}{Q} \quad (25)$$

ここで、 Δf は振動振幅が x である二つの振動数の差である。 f_0 は無減衰固有振動数であり、 x_{max} は f_0 における振幅、 ζ は減衰比 C/C_c である。一般にはつぎのような関係でよく用いられる。

$$x_{max} = \sqrt{2} x, \quad 2\zeta = \frac{\Delta f}{f_0} \sqrt{\frac{x^2}{2x^2 - x^2}} = \left(\frac{\Delta f}{f_0}\right)_{3db} \quad (26)$$

電子工学や音響学の分野では、これを“band width of the 3db down”（3デシベル落ちのバンド幅）あるいは“half power point”と呼んでいる。それゆえにこの方法はバンド幅法として研られているが、“sharpness of resonance”とも呼ばれる。またこの方法はモード形や固有振動数を決定するために使用される強制振動装置で実験することができるので、広く用いられている。この測定方法で注意しなければならないことは一定の励振力を維持することである。これは容易に行うことができる、eccentric weight driver はこれを自動的に行ない、electromagnetic driver は一定電流を保っておれば一定の励振力を保持することができる。 Δf は試料とは別のものによる共振ある

いは支持構造物の影響を最小にするためにできるだけ小さくする必要がある、そうすると読み取り誤差が大きくなるので、この方法で測定できる系は Q 値で10~100の間である。以上のことより各尺度間の関係は線形1自由度系に対してはつぎようになる。

$$\zeta = \frac{1}{2Q} = \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta f}{f_0} \right)_{3db} = \frac{\delta}{2\pi} = \frac{E'}{2E''} = \frac{1}{2A} = \frac{\eta}{2} = \frac{\varphi}{4\pi} = \frac{\Delta W}{4\pi W} \quad (27)$$

これらの関係は非線形減衰に対しても近似的には成立するけれども、厳密には線形1自由度系に対してのみ妥当である。または損失係数 (loss factor), φ は減衰容量 (damping capacity) である。

5. 減衰能の尺度の比較

同じ材料であってもいろいろの実験室の減衰能の測定によって全く異った結果を与えることは普通のことである。このような違いが発生しても、その結果は正しい。測定を同じ試料, 同じ応力レベルで行ない, 比較できる方法で, 測定したならば, この疑問は解決できる。このような場合は減衰能が最も低く報告されている値が正確な値に最も近いと考えるのが安全である。すなわち何か減衰能に影響しているものがあるならば, 真の減衰能は測定される値のどれよりも低くなる。したがって, 測定とか装置のまずさは減衰能を増加させる。色々の減衰能の測定方法が用いられると, 異なった値を得ることになる。それらに関係づけるためには厳密に言うと, 測定された系が線形減衰をもつ線形1自由度系でなければならぬ。また一つの正規モード以上のものが測定値の中に含まれているならば, 等価減衰能は増加する傾向がある。減衰の多くの型は振幅に依存しているから, バンド幅法のような異った二つの振幅による方法とエネルギー法のような単一の振幅で評価される方法とは異った結果を得るに

ちがない。したがって, 減衰能の測定の場合は, 線形か非線形かねじり応力か曲げ応力か, 中実か中空かといったような試料の性質をはっきりさせておかなければならない。

複雑な構造のエネルギー損失を求めるための最も簡単な方法はdecay rate法である。この値は設計のためにも, 色々の種類のエネルギー損失の効果を予知するためにも用いることができる。そのようにして得られたデータ (対数減衰率のようなもの) は比較する場合に便利であるけれども, 共振振幅を求めるためには解析が必要である。とくに多自由度系に対しては注意しなければならない。

クーロン減衰のような非線形減衰の場合はエネルギー法による減衰能の測定すなわちヒステリシスループの面積に比例する1サイクルあたりの消散エネルギーと貯えられるエネルギーとの比によって表わされる尺度でもって評価するのが便利である。

6. 測定例

全高さ600mmの2種類のL形状実験モデルを自由振動させ, その減衰振動曲線から対数減衰率を求めた。さらにそのモデルを強制振動させて損失係数を求めた比較のための尺度としては A 値を用いた。この報告ではとくに結合部接合面の種類, 接合面積, 接合面締結力, 面間介在物, 加振力を変化させた。

溶接接合部をもつモデルはアームとコラムの結合部をすみ肉溶接したものである。ボルト締結による摩擦接合部をもつモデルはアームとコラムの結合部を6本のボルトM(10)により結合し, 摩擦接合面積は600mm²と300mm²の2種類である。このモデルの寸法をFig. 4に示す。このモデルを重量4トンの定盤の上に6本のボルト(M25)で固定した。振動モード形はモデルに加速度計をはりつけ, その振幅を測定することにより求めた。コラムとアームの結合点(高さ

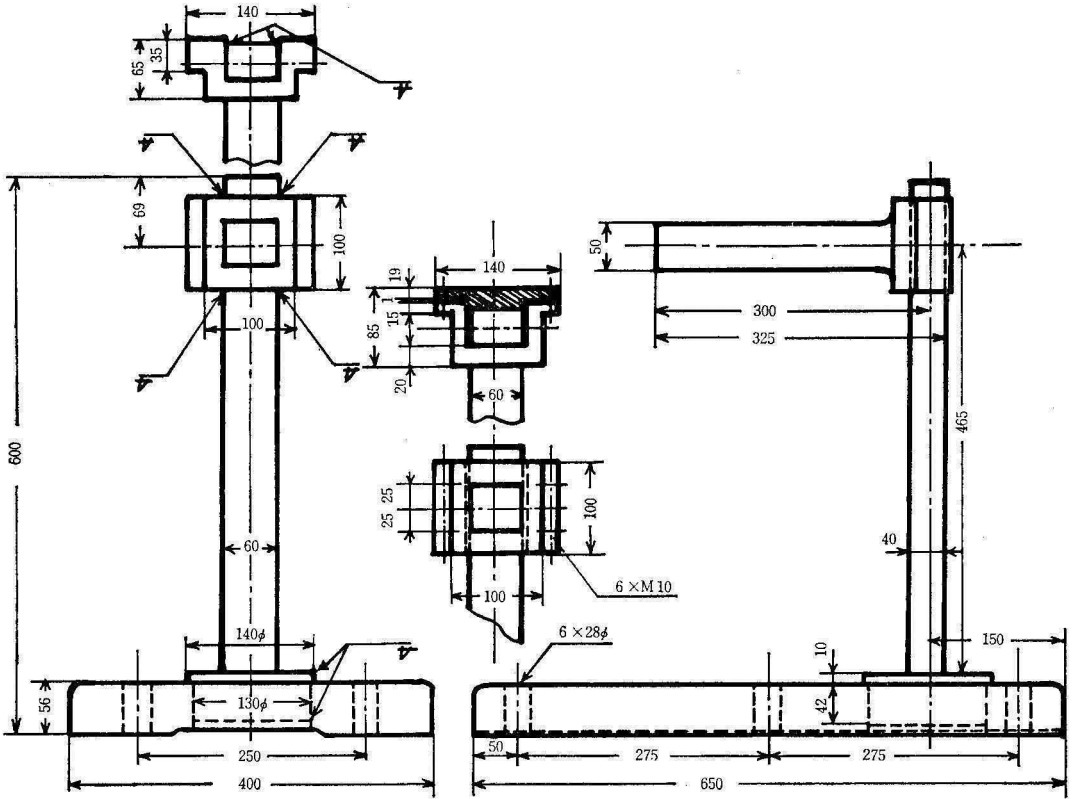


Fig. 4 L type model with welding joint and bolted joint

456mm) の振幅で正規化した結果を Fig. 5 に示す。
伝達特性測定装置を用いて、種々の条件で各実験モデ

ルの同波数応答曲線を求めた。加振機とピックアップ
とりつけ位置はすべてアーム先端である。

1次 (54.5Hz)

2次 (220.9Hz)

3次 (845.8Hz)

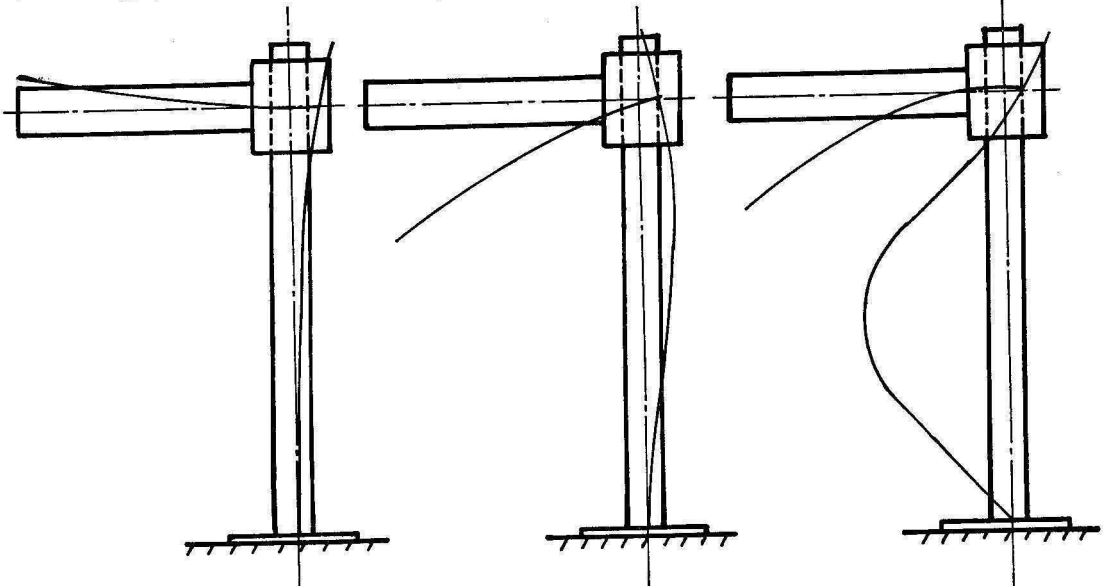


Fig. 5 Mode shape of L type model

Fig. 6 にその1例を示す。全ボルト締結力は 9000 kgである。乾式接触の場合、接合面はアセトンでふいている。湿式の場合は接合面間の介在物として白色ワセリン (20g/cm²) をぬり実験を行なった。以上の結

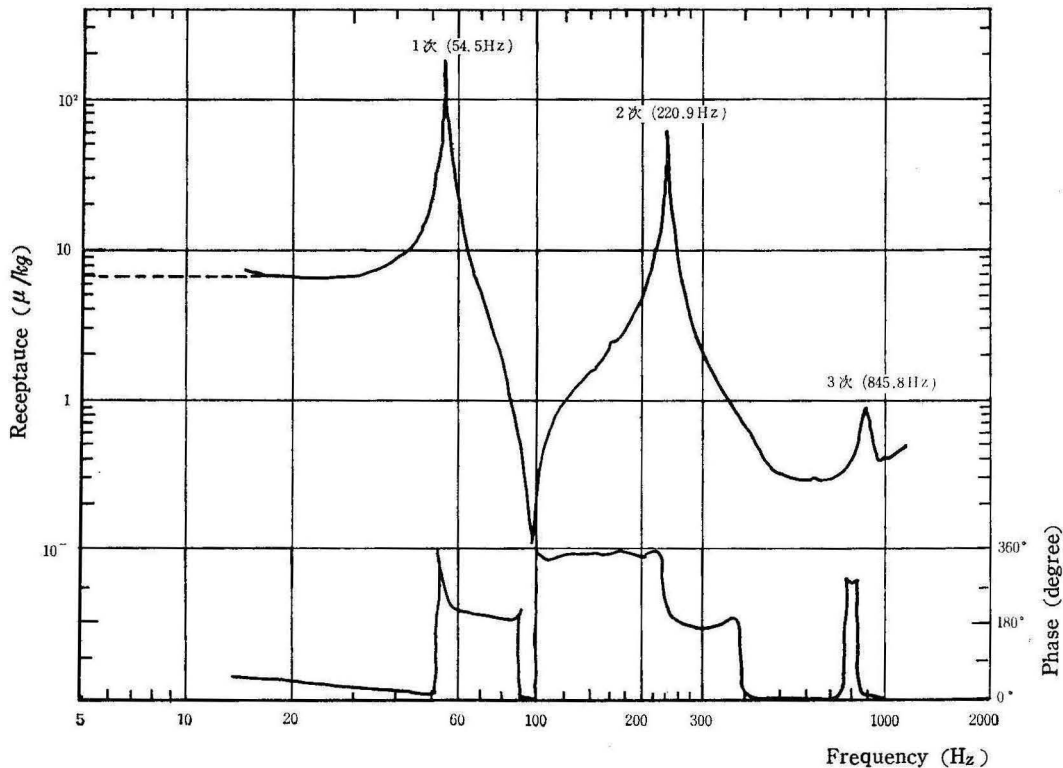


Fig. 6 Frequency response diagram of model With bolted joint

果を **Table 1**・**2**・**3**・**4** のようにまとめた。面積の影響について考察すると、1次共振点においては面積が小

Table 1 Conversion of logarithmic decrement into A value

ボルト 1本あたり の締付け トルク cm-kg	溶接結合部を もつ模型	ボルト結合部をもつ模型 接触面積 6000mm ²		ボルト結合部をもつ模型 接触面積 3000mm ²	
		接 触 面 を アセトンで ふいた場合	接 触 面 に ワセリンを 塗布した場合	接 触 面 を アセトンで ふいた場合	接 触 面 に ワセリンを 塗布した場合
		50	147	234	216
100	240	212		242	202
150	237	203		235	194
200	234	205		244	193
250	234	201		228	195
300	252	204		229	196
350	250	208		228	193
400	253	206		246	204

Table 2 A value at first resonance

ボルト 1本あたりの 締付けトルク <i>cm-tg</i>	溶接結合 部をもつ 模型	ボルト結合部をもつ模型 接触面積 6000mm ²			ボルト結合部をもつ模型 接触面積 3000mm ²		
		乾式	マシン油	ワセリン	乾式	マシン油	ワセリン
		50	31~40				72
75					96		
150	115~146	80		25	104~119	76	31
300	111~131	104		21.8~ 27.3	638~ 115.5	81	30

Table 3 A value at second and third resonance

ボルト 1本あたりの 締付けトルク <i>cm-tg</i>	溶接結合 部をもつ 模型	ボルト結合部をもつ模型 接触面積 6000mm ²			ボルト結合部をもつ模型 接触面積 3000mm ²		
		乾式	マシン油	ワセリン	乾式	マシン油	ワセリン
		50	24~29				
75							
150	0.51~0.62	29~33	6.0	9.7	38~40	16.5	7.0
		0.25~ 0.33	0.17	0.137	0.28~ 0.34	0.15	0.13
300		29~33	8.4	11.8~ 12.7	33~48	11.3	12
		0.24~ 0.27	0.18	0.145	0.21~ 0.24	0.13	0.17

Table 4 Comparison between mesuerments

	カーブ・フィット によって求め た値	バンド幅法によ って求めた値	増幅率	対数減衰率
1次 モード	62.8	51.4~56.6	31~40	147
2次 モード	288	141~150		

さい方が大となる。このことは対数減衰率 δ からもまた A 値からもいえる。2次, 3次では面積の大小による減衰能の差はない。しかし振動モードの重なりがあると, 各モードごとの減衰能を評価することはむづかしい。

乾式, 湿式の影響については, 湿式結合の方が減衰能が大である。締結圧力についてはこの実験範囲では違いを観察することはできなかった。溶接結合の場合では, 1次の方が減衰能が大きく, つぎに3次, 2次の順である。ボルトによる摩擦結合部では1次, 2次3次の順に減衰能が大きくなっているが, 3次での A 値はあまり意味のないものである。したがって接合面の減衰能は振動モード形のどの位置に接合面が存在しているかによる。またこのL形状モデルについては溶接結合部をもつモデルの方が乾式接合している摩擦接合部をもつモデルよりも大きい減衰能を有することが明らかになった。

つぎにカーブ・フィットと呼ばれている手法によって求めた値とさきに求めた値を比較してみるとTable 4のようになる。ただしモデルは溶接結合部をもつ模型である。数値はすべて換算式を用いて, Q 値に相当する値に換算したものである。1次モードについて, 減衰能が大きく測定された順に並べてみると, 増幅係数, 3デシベル落ちのバンド幅, カーブフィットによるもの, 対数減衰率となる。さきに述べた減衰能が最も小さく測定されるものが, 真の値に近いということより, 自由振動から求めた対数減衰率が真の値に近い。強制振動による他の三つの値は測定系の影響が加味されている。しかし高次のモードの減衰能を知るためにはこれらの値を参考にしなければならない。

7. 結 論

減衰能の測定は注意深く行なわなければならない。各測定方法におかれている仮定に注意して, それと大きく離れることがないようにしなければならない。測定結果を報告する場合は, 試料の大きさ, 形状, 振動数と応力レベルを明記する必要がある。またエネルギー消散の大部分が測定試料で発生し, 使用している装置で発生していないことの資料をつけ加えるとより信頼性のあるデータとなる。測定が最も簡単で信頼性のある方法は decay rate 法である。また設計者にとって最も便利な尺度は1サイクルあたり消散される単位体積あたりの消散エネルギーすなわち specific damping である。

おわりに, この報告は日本機械学会の“切削性能向上に関する研究協力部会”での講演資料に加筆したものである。大阪府立大学工学部橋本文雄教授のご助言と橋本研究室の方々の実験資料を利用させていただいたことに感謝する。

参 考 文 献

- 1) T. Hoshi: "Computer approach to dynamically optimum design of machine tool structures" 3, M., T. D. R. 1972.
- 2) 桐岡健: 有限要素法による構造物の振動解析, 日本機械学会誌, vol. 74, No. 629, P 721.
- 3) Zener, C. "Elasticity and Anelasticity of Metals" Univ. of Chicago Press, 1948 PP 63—65.
- 4) B. J. Lazan: "Damping of Materials and Members in Structural Mechanics" Pergamon Press, London 1968 23.
C.M. Harris and C. E. Crede: "Shock and Vibration Handbook" McGRAW-HILL BOOK COMPANY, New York,, 2 36—36.
- 5) L. E. Goodman: "A Review of Progress in Analysis of Interfacial Slip Damping" Structural Damping, Pergamon, Press, London, 1960 37—38.
- 6) L. E. Goodman and J. H. Klumpp: "Analysis of slip Damping with Reference to Turbine Blade Vibration" Jnl. Applied Mech., 23 1956 421—429
- 7) A. F. Metherell and S. V. Diller: "Instantaneous Energy Dissipation Rate in a Lap Joint-Uniform Clamping Pressure." Jnl. Applied Mech., March 1968 123—127.
- 8) R. Plunkett: "Measurement of Damping, Structural Damping" Pergamon Press, London, 1960 117—130
- 9) 松原十三生: 周波数応答実験から伝達関数を決定する方法, 精密機械, Vol. 37, No. 4, pp 282—287.
- 10) 佐藤寿芳: 統計的手法による動的応答解析, 日本機械学会誌, Vol. 74, No. 629, pp 716—717.

記 号

D	比減衰能 (σ_a 振幅のとき)
σ_a	応力振幅
σ_f	疲労強さ (2×10^7 サイクル)
η_s	部材の損失係数 (loss factor)
σ_{am}	応力振幅の最大値
V	σ_a 以下の応力をうけている部分の体積
V_s	σ_{am} 以下の応力をうけている部分の体積
D_{am}	比減衰能 (振幅が σ_{am} のとき)
α	減衰比積分
β	ひずみエネルギー比積分
η_m	材料の損失係数
Δd	相対すべり量
Δs	微小面積
ΔD_s	微小面積 Δs での消散エネルギー
D_s	1 サイクル中に消散されるエネルギー
μ	接合面での摩擦係数
σ_n	接合面上の垂直応力
t	片持はりの幅
p	締結圧力
l	すべり領域の長さ
E	縦弾性係数
F	励振力
h	2 枚合せ片持はりの 1 枚の厚さ
Q	拡大率 (quality factor)
E'	弾性率の実部
E''	弾性率の虚部
j	虚数単位
k	複素ばね定数の実部
g	複素ばね定数の虚部係数

Δx	振動振幅の減少量
x	振動振幅
ζ	減衰比
C_{eff}	等価粘性減衰定数
C_c	臨界減衰定数
δ	対数減衰率
n	サイクル数
x_n	n サイクルでの振動振幅
x_0	初期振幅
n_e	振幅が x_0/e になるまでのサイクル数
f_n	無減衰固有振動数
x_{res}	共振振幅
x_{st}	静的な変位
A	増幅係数 (Amplification Factor)
ω	角振動数
C	減衰定数
k	ばね定数
m	質量
m_{eff}	等価質量
W	貯えられるエネルギー
ΔW	1 サイクルあたりに消散されるエネルギー
v	速度振幅
ω_n	無減衰固有角振動数
Z_0	等価インピーダンス ($\omega_n \times m_{eff}$)
Z	インピーダンス (F/v)
σ	応力
ϵ	ひずみ
x_{max}	最大振動振幅
Δf	振動振幅が x である二つの振動数の差
f_0	無減衰固有振動数
φ	減衰容量 (damping capacity)