HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	刈払機の振動特性について
Author(s)	長嶺, 正紀; 入江, 敏博
Citation	北海道大學工學部研究報告, 56, 39-47
Issue Date	1970-03-30
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/40993
Type	departmental bulletin paper
File Information	56_39-48.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

刈払機の振動特性について

長嶺正紀* 入江敏博*

(昭和44年11月29日受理)

On the Vibration Characteristics of a Brush Cutter

Masaki NAGAMINE Toshihiro IRIE

(Received November 29, 1969)

Abstract

Detrimental effects of vibration arising in workers operating portable vibrating tools, namely the so-called Raynaud's phenomena, have been discussed medically in detail for a considerable length of time.

However, up till the present, mechanical problems related to effective methods for vibration isolation remain uninvestigated.

In this paper, a brush cutter was investigated and the natural frequencies and the modes of vibration were calculated to study the vibration characteristics of a mechanical system involving the machine, shoulder band, hands and arms.

The vibration acceleration of the cutter shaft and the force transmitted from the engine to the hands and arms were studied under actual working conditions. Two peaks of vibration acceleration corresponding to the 4th and the 5th modes of vibration obtained theoretically, were also found in the experiment.

目　　次

1. 緒　　言 …… 39
記　　号 …… 40
2. 振動方程式と条件 …… 40
2.1 振動方程式とその解 …… 41
2.2 境界条件と接続条件 …… 42
3. 自由振動 …… 42
3.1 振動数決定式 …… 42
3.2 固有振動形 …… 43
3.3 数値計算例 …… 43
4. 強制振動 …… 44
4.1 シャフトの横変位と手—腕系の力の伝達率 …… 44
4.2 数値計算例 …… 45
5. 実験結果と考察 …… 46
6. 結　　言 …… 47
参考文献 …… 47

1. 緒　　言

森林労働者のレイノー氏現象が報道機関にとり上げられていらい，チェンソー，刈払機の振動特性と防振対策について多数の研究報告が発表されているが，現場的な対策[1]が多く，機械工学

* 機械工学第二学科　機械力学講座

的な立場からの振動の解析はまだ数少ないようである[2),3)]。

本論文においては，造林作業用の主要機械である刈払機をとり上げ，刈払機本体と人間の手—腕，運搬用背負い具を含めた系について，振動数決定式を求め，自由振動の固有値，振動形について解析し，さらにエンジンによる強制振動が，人間の手—腕系にどのように伝達されるかを研究する。

刈払機，チェンソー等の使用によって発生するレイノー氏現象（いわゆる白ろう病）については，医学的立場から多数の報告が発表されている[4)]が，治療法はまだ確立していないようである。ハンドル部における実際の振動加速度はかなり大きく，許容限界を越えているので，刈払機の振動特性をとらえた上での効果的な防振対策の研究がいそがれている。

記　　号

x_i $(i=1, 2, 3)$：シャフトに沿った座標

$y_i(i=1, 2, 3)$：シャフトの横変位

l_i $(i=1, 2, 3)$：シャフトの各区間の長さ

L：刈払機のエンジン重心とノコ中心間の全長

$\delta_{st}=FL^3/nEI$：力Fが働くときのシャフトの静たわみ（nはたわみに関する指標）

$\xi_i=x_i/L$：シャフトに沿った無次元座標

$\eta_i=y_i/\delta_{st}$：シャフトの無次元横変位

$\alpha_i=l_i/L$：シャフトの各区間の無次元長さ

A：シャフトの有効断面積

γ：シャフトの単位体積あたりの重量

EI：シャフトの有効曲げこわさ

w_1：エンジン部重量

w_2：ハンドル部重量

w_3：ノコ部重量

$W=\gamma AL$：シャフトの全重量

$\mu_i=w_i/W$：シャフトに対する各部の重量比

k_1：背負い具の等価ばね定数

k_2：手—腕系の等価ばね定数

c_1：背負い具の等価減衰係数

c_2：手—腕系の等価減衰係数

$\omega_i^*=\sqrt{k_ig/W}$ $(i=1, 2)$：背負い具および手—腕系単独でシャフトをつったときの固有振動数

$r_i=\omega_i^*/\omega$ $(i=1, 2)$：外力振動数に対する固有振動数比

$\zeta_i=\dfrac{c_i}{2\sqrt{\dfrac{W}{g}k_i}}$ $(i=1, 2)$：背負い具および手—腕系の減衰比

$\lambda=4\sqrt{\gamma A\omega^2L^4/gEI}$：振動数に関する無次元パラメータ（固有値）

F：強制力の振幅

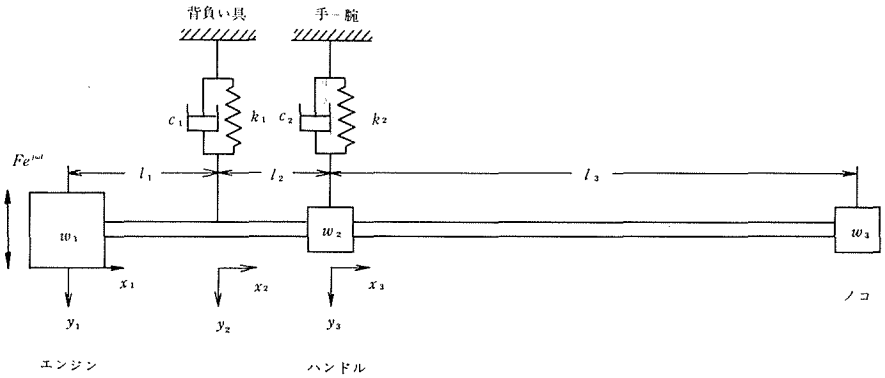
2. 振動方程式と条件

一般にこの種の構造物の振動を解析する手段としては，定常振動を仮定し，境界条件および接続条件をもちいて順次振動形の未定係数を決定していけば，振動形を求めることが出来る[5)]が，

計算式はかなり複雑なものとなる。このためマトリックスを用いてできるだけ簡単な形に整理する。

2.1 振動方程式とその解

刈払機のエンジン部，ハンドル部，ノコ部を集中重量とし，運搬用背負い具と人間の手—腕系を第1図のように等価ばね—ダンパにおきかえた力学モデルについて考える。



第1図　刈払機の力学モデル

シャフトの各区間における曲げ振動の方程式は

$$EI\frac{\partial^4 y_i}{\partial x_i^4}+\frac{\gamma}{g}A\frac{\partial^2 y_i}{\partial t^2}=0 \quad (i=1,\ 2,\ 3) \tag{1}$$

である。ただし座標 x_i, y_i は第1図のようにとってある。この系の定常振動は一般に

$$y_i=Y_i(x_i)\,e^{j\omega t} \tag{2}$$

の形に書けるが，無次元量 ξ_i, η_i をもちいれば方程式(1)の解は

$$\eta_i=(A_i\cos\lambda\xi_i+B_i\sin\lambda\xi_i+C_i\cosh\lambda\xi_i+D_i\sinh\lambda\xi_i)\,e^{j\omega t} \tag{3}$$

である。(3)式から ξ_i に関する微分 η'_i, η''_i, η'''_i を求めてマトリックスでまとめると

$$\begin{pmatrix}\eta_i\\ \eta'_i/\lambda\\ \eta''_i/\lambda^2\\ \eta'''_i/\lambda^3\end{pmatrix}_{(\xi_i)}=\begin{pmatrix}c & s & C & S\\ -s & c & S & C\\ -c & -s & C & S\\ s & -c & S & C\end{pmatrix}\begin{pmatrix}A_i\\ B_i\\ C_i\\ D_i\end{pmatrix}e^{j\omega t} \tag{4}$$

となる。ただし $c=\cos\lambda\xi_i$, $s=\sin\lambda\xi_i$; $C=\cosh\lambda\xi_i$, $S=\sinh\lambda\xi_i$ のように略記してある。シャフト各区間の左端 $(\xi_i=0)$ の関係をもちい，(4)式より係数について解けば

$$\begin{pmatrix}A_i\\ B_i\\ C_i\\ D_i\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1 & 0 & 1 & 0\\ 0 & 1 & 0 & 1\\ -1 & 0 & 1 & 0\\ 0 & -1 & 0 & 1\end{pmatrix}^{-1}\begin{pmatrix}\eta_i\\ \eta'_i/\lambda\\ \eta''_i/\lambda^2\\ \eta'''_i/\lambda^3\end{pmatrix}_{(0)}e^{-j\omega t} \tag{5}$$

(5)式の関係を用いて係数を消去すれば，つぎの関係式が得られる。

$$\begin{pmatrix}\eta_i\\ \eta'_i/\lambda\\ \eta''_i/\lambda^2\\ \eta'''_i/\lambda^3\end{pmatrix}_{(\xi_i)}=\begin{pmatrix}\beta_+ & \gamma_+ & \beta_- & \gamma_-\\ \gamma_- & \beta_+ & \gamma_+ & \beta_-\\ \beta_- & \gamma_- & \beta_+ & \gamma_+\\ \gamma_+ & \beta_- & \gamma_- & \beta_+\end{pmatrix}_{(\xi_i)}\begin{pmatrix}\eta_i\\ \eta'_i/\lambda\\ \eta''_i/\lambda^2\\ \eta'''_i/\lambda^3\end{pmatrix}_{(0)} \tag{6}$$

ただし

$\beta_{\pm}(\xi_i)=\frac{1}{2}(\cosh\lambda\xi_i\pm\cos\lambda\xi_i)$, $\gamma_{\pm}(\xi_i)=\frac{1}{2}(\sinh\lambda\xi_i\pm\sin\lambda\xi_i)$ (6)式は，各区間において左端($\xi_i=0$)の条件がきまれば，シャフトの任意点における振動形および力，モーメントを与えるものである。

2.2 境界条件と接続条件

刈払機の両端にあるエンジンとノコの慣性力の影響を考えれば，シャフトの曲げに対する境界条件は

$$\eta''_1(0)=0,\quad \eta'''_1(0)=\lambda^4\mu_1\eta_1(0)+ne^{j\omega t} \tag{7}$$

$$\eta''_3(\alpha_3)=0,\quad \eta'''_3(\alpha_3)=-\lambda^4\mu_3\eta_3(\alpha_3) \tag{8}$$

である[6]。支持点（背負い具とハンドル位置）における変位とこう配の連続および曲げモーメント，せん断力のつりあいから接続条件をまとめるとつぎのようになる。

$$\begin{pmatrix}\eta_2\\ \eta'_2/\lambda\\ \eta''_2/\lambda^2\\ \eta'''_2/\lambda^3\end{pmatrix}_{(0)}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&0\\K_1&0&0&1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\eta_1\\ \eta'_1/\lambda\\ \eta''_1/\lambda^2\\ \eta'''_1/\lambda^3\end{pmatrix}_{(\alpha_1)} \tag{9}$$

$$\begin{pmatrix}\eta_3\\ \eta'_3/\lambda\\ \eta''_3/\lambda^2\\ \eta'''_3/\lambda^3\end{pmatrix}_{(0)}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&0\\K_2&0&0&1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\eta_2\\ \eta'_2/\lambda\\ \eta''_2/\lambda^2\\ \eta'''_2/\lambda^3\end{pmatrix}_{(\alpha_2)} \tag{10}$$

ただし $K_1=-\lambda(r_1^2+jc_1g/\omega W)$, $K_2=\lambda(\mu_2-r_2^2-jc_2g/\omega W)$

3. 自 由 振 動

3.1 振動数決定式

自由振動の場合は，(7)式の第2項は単に $\eta'''_1(0)=\lambda^4\mu_1\eta_1(0)$ と書ける。背負い具と手—腕系の減衰係数は小さいと考えられるので，これを無視する。(3)式を境界条件(7)，(8)式，接続条件(9)，(10)式に入れることによってつぎの関係式が得られる。

$$-A_1+C_1=0 \tag{11}$$

$$\lambda\mu_1A_1+B_1+\lambda\mu_1C_1-D_1=0 \tag{12}$$

$$-A_3\cos\lambda\alpha_3-B_3\sin\lambda\alpha_3+C_3\cosh\lambda\alpha_3+D_3\sinh\lambda\alpha_3=0 \tag{13}$$

$$A_3(\sin\lambda\alpha_3+\lambda\mu_3\cos\lambda\alpha_3)+B_3(-\cos\lambda\alpha_3+\lambda\mu_3\sin\lambda\alpha_3)+C_3(\sinh\lambda\alpha_3+\lambda\mu_3\cosh\lambda\alpha_3)+D_3(\cosh\lambda\alpha_3+\lambda\mu_3\sinh\lambda\alpha_3)=0 \tag{14}$$

$$A_1\cos\lambda\alpha_1+B_1\sin\lambda\alpha_1+C_1\cosh\lambda\alpha_1+D_1\sinh\lambda\alpha_1-A_2-C_2=0 \tag{15}$$

$$-A_1\sin\lambda\alpha_1+B_1\cos\lambda\alpha_1+C_1\sinh\lambda\alpha_1+D_1\cosh\lambda\alpha_1-B_2-D_2=0 \tag{16}$$

$$-A_1\cos\lambda\alpha_1-B_1\sin\lambda\alpha_1+C_1\cosh\lambda\alpha_1+D_1\sinh\lambda\alpha_1+A_2-C_2=0 \tag{17}$$

$$A_1(\sin\lambda\alpha_1-\lambda r_1^2\cos\lambda\alpha_1)+B_1(-\cos\lambda\alpha_1-\lambda r_1^2\sin\lambda\alpha_1)+C_1(\sinh\lambda\alpha_1-\lambda r_1^2\cosh\lambda\alpha_1)+D_1(\cosh\lambda\alpha_1-\lambda r_1^2\sinh\lambda\alpha_1)+B_2-D_2=0 \tag{18}$$

$$A_2\cos\lambda\alpha_2+B_2\sin\lambda\alpha_2+C_2\cosh\lambda\alpha_2+D_2\sinh\lambda\alpha_2-A_3-C_3=0 \tag{19}$$

$$-A_2\sin\lambda\alpha_2+B_2\cos\lambda\alpha_2+C_2\sinh\lambda\alpha_2+D_2\cosh\lambda\alpha_2-B_3-D_3=0 \tag{20}$$

$$-A_2\cos\lambda\alpha_2-B_2\sin\lambda\alpha_2+C_2\cosh\lambda\alpha_2+D_2\sinh\lambda\alpha_2+A_3-C_3=0 \tag{21}$$

$$A_2\{\sin\lambda\alpha_2+\lambda(\mu_2-r_2^2)\cos\lambda\alpha_2\}+B_2\{-\cos\lambda\alpha_2+\lambda(\mu_2-r_2^2)\sin\lambda\alpha_2\}+C_2\{\sinh\lambda\alpha_2+\lambda(\mu_2-r_2^2)\cosh\lambda\alpha_2\}+D_2\{\cosh\lambda\alpha_2+\lambda(\mu_2-r_2^2)\sinh\lambda\alpha_2\}+B_3-D_3=0 \tag{22}$$

以上12本の式から未定係数 A_i, B_i, C_i, D_i $(i=1, 2, 3)$ を消去することによって振動数決定式が行列式の形で得られる。

3.2 固有振動形

一般に振動形は，(6)式から未定係数 $\eta_i(0)$, $\eta'_i(0)$, $\eta''_i(0)$, $\eta'''^i(0)$ を用いて，つぎのように書くことが出来る。

$$\eta_i=\eta_i(0)\,\beta_+(\xi_i)+(\eta'_i(0)/\lambda)\,\gamma_+(\xi_i)+(\eta''_i(0)/\lambda^2)\,\beta_-(\xi_i)+(\eta'''_i(0)/\lambda^3)\,\gamma_-(\xi_i) \tag{23}$$

境界条件(7)，(8)式と接続条件(9)，(10)式から得られる各係数の値（比）を上式に用い，これと振動数決定式から得られる固有値 λ_1, λ_2, λ_3, …… を代入することによって各次数の振動形が決定される。

3.3 数値計算例

最近国内で広く使用されているK社製刈払機（2サイクル空冷単気筒，2.5馬力，排気量50 cc, 燃料を含む全重量 13.9 kg）を例にとって計算してみよう。主要諸元はつぎのとおりである[7]。

$L=1.544$ m, $W=3.56$ kg ; $k_1=47.4$ kg/cm, $k_2=102$ kg/cm ; $EI=100$ kg·m^2 ;

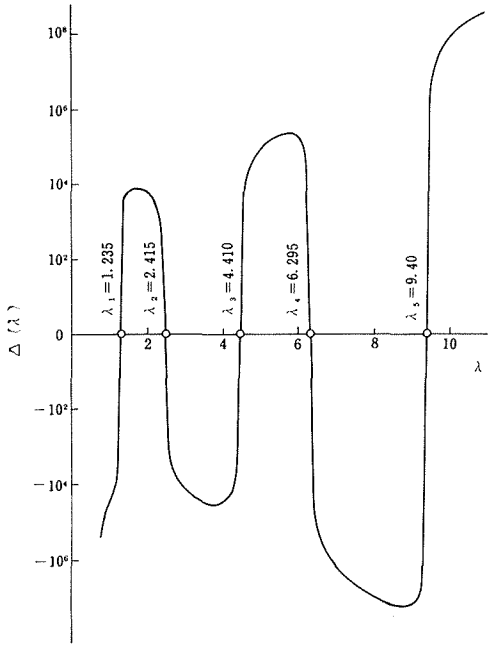
$\omega_1{}^*=114$ rad/sec, $\omega_2{}^*=168$ rad/sec ; $\alpha_1=0.166$, $\alpha_2=0.100$, $\alpha_3=0.734$; $\mu_1=2.20$,

$\mu_2=0.416$, $\mu_3=0.291$

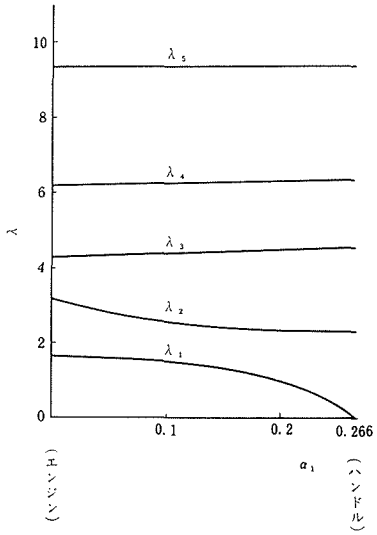
この場合の背負い具のばね定数 k_1 とシャフトの曲げこわさ EI は，荷重を加えたときの静たわみを測定して求めた。手—腕系のばね定数 k_2 の値は作業者の手を通しての振動の伝達に関する重量な量であるが，手持機械を握ったときの機械インピーダンスの測定の結果，手（有効重量約 1 kg）の共振点が 30～40 cps にあることから約 51 kg/cm と推定されている[8),9)]。

刈払機では両手でハンドルを握るので $k_1=2\times51$ kg/cm の値を用いた。

固有値 λ の値は振動数決定式を解いて求めることは一般的に不可能なので，上記行列式 $(\triangle(\lambda))$ の値を数値的に求め，これが0点を横切る点を求めて決定した[10]。（第2図参照） なお数値計算



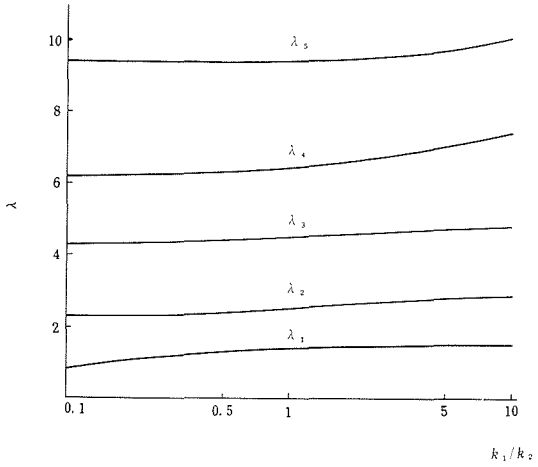
第2図 固有値 λ の計算図表
$(\alpha_1=0.166,\ k_1/k_2=0.465)$



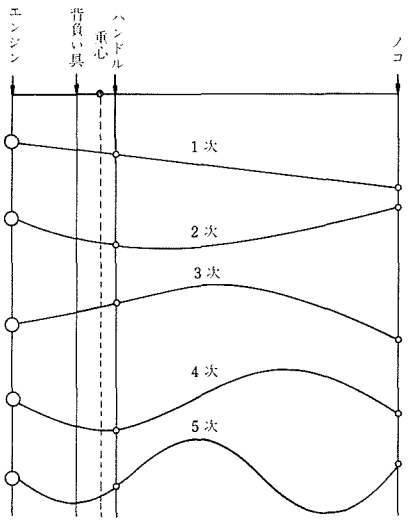
第3図 固有値 λ に対する背負い具位置の影響 $(k_1/k_2=0.465)$

に当って，行列式の値を求めるライブラリ・サブルーチンを用い有効数字3桁～4桁まで求めている。

第3図は，背負い具の位置 α_1 によって変化する各次数の固有値を示したものであるが，背負い具をエンジン ($\alpha_1=0$) からハンドル ($\alpha_1=0.266$) に近づけるにしたがって1次，2次の固有値は右下りの傾向を示しているに対し，3次以上の高次の固有値には変化が見られない。5次まで求めたのは，刈払機のエンジン振動数が5次の固有振動数まで上昇するからである。第4図は，背負い具の位置を固定し，背負い具と手—腕系のばね定数の比を変えて，固有値の値を計算したものであるが，各次数とも右上りの傾向を示している。



第4図 固有値 λ に対するばね定数比の影響
($\alpha_1=0.166$)



第5図 固有振動形
($\alpha_1=0.166$, $k_1/k_2=0.465$)

第5図は，実際に使用される状態 ($\alpha_1=0.166$, $k_1/k_2=0.465$) について計算した固有振動形を示したものである。

なお，i 次の固有値 λ_i を毎分振動数 N_i に換算するにはつぎの関係式を用いればよい。

$$N_i=\frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{EIg}{WL^3}}\,\lambda_i^2$$

4. 強制振動

エンジンによる強制振動 $F\exp(j\omega t)$ が左端に加えられたとき，手—腕系にどのように力が伝達されるかを知ることは防振対策上重要なことである。振動数決定式から定まる固有値 λ から求まる固有振動数と強制振動数 ω が一致すると共振をおこす。すなわち減衰がない場合は，固有振動数において力の伝達率は無限大になることがわかるが，他の振動数における伝達率を知ることはできない。一般的にはシャフトの横変位 $\eta_2(\alpha_2)$ を求めれば，手—腕系に伝達される力を，強制振動数 ω の関係として表すことができる。

4.1 シャフトの横変位と手—腕系の力の伝達率

(6)式に接続条件(9)，(10)式を代入すれば，

$$\begin{pmatrix}\eta_3\\ \eta'_3/\lambda\\ \eta''_3/\lambda^2\\ \eta'''_3/\lambda^3\end{pmatrix}_{(\alpha_3)}=\begin{pmatrix}\beta_+ & \gamma_+ & \beta_- & \gamma_-\\ \gamma_- & \beta_+ & \gamma_+ & \beta_-\\ \beta_- & \gamma_- & \beta_+ & \gamma_+\\ \gamma_+ & \beta_- & \gamma_- & \beta_+\end{pmatrix}_{(\alpha_3)}\begin{pmatrix}1 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 1 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 1 & 0\\ K_2 & 0 & 0 & 1\end{pmatrix}$$
$$\times\begin{pmatrix}\beta_+ & \gamma_+ & \beta_- & \gamma_-\\ \gamma_- & \beta_+ & \gamma_+ & \beta_-\\ \beta_- & \gamma_- & \beta_+ & \gamma_+\\ \gamma_+ & \beta_- & \gamma_- & \beta_+\end{pmatrix}_{(\alpha_2)}\begin{pmatrix}1 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 1 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 1 & 0\\ K_1 & 0 & 0 & 1\end{pmatrix}$$
$$\times\begin{pmatrix}\beta_+ & \gamma_+ & \beta_- & \gamma_-\\ \gamma_- & \beta_+ & \gamma_+ & \beta_-\\ \beta_- & \gamma_- & \beta_+ & \gamma_+\\ \gamma_+ & \beta_- & \gamma_- & \beta_+\end{pmatrix}_{(\alpha_1)}\begin{pmatrix}\eta_1\\ \eta'_1/\lambda\\ \eta''_1/\lambda^2\\ \eta'''_1/\lambda^3\end{pmatrix}_{(0)} \tag{24}$$

(24)式右辺の第5項までのマトリックスの積をつくると

$$\begin{pmatrix}\eta_3\\ \eta'_3/\lambda\\ \eta''_3/\lambda^2\\ \eta'''_3/\lambda^3\end{pmatrix}_{(\alpha_3)}=\begin{pmatrix}A_{1+} & B_{1+} & A_{1-} & B_{1-}\\ A_{2+} & B_{2+} & A_{2-} & B_{2-}\\ A_{3+} & B_{3+} & A_{3-} & B_{3-}\\ A_{4+} & B_{4+} & A_{4-} & B_{4-}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\eta_1\\ \eta'_1/\lambda\\ \eta''_1/\lambda^2\\ \eta'''_1/\lambda^3\end{pmatrix}_{(0)} \tag{25}$$

ただし

$A_{1\pm}=\beta_\pm(1)+K_1\gamma_-(\alpha_3+\alpha_2)\beta_\pm(\alpha_1)+K_2\gamma_-(\alpha_3)\beta_\pm(\alpha_2+\alpha_1)+K_2K_1\gamma_-(\alpha_3)\gamma_-(\alpha_2)\beta_\pm(\alpha_1)$

$B_{1\pm}=\gamma_\pm(1)+K_1\gamma_-(\alpha_3+\alpha_2)\gamma_\pm(\alpha_1)+K_2\gamma_-(\alpha_3)\gamma_\pm(\alpha_2+\alpha_1)+K_2K_1\gamma_-(\alpha_3)\gamma_-(\alpha_2)\gamma_\pm(\alpha_1)$

$A_{2\pm}=\gamma_\mp(1)+K_1\beta_-(\alpha_3+\alpha_2)\beta_\pm(\alpha_1)+K_2\beta_-(\alpha_3)\beta_\pm(\alpha_2+\alpha_1)+K_2K_1\beta_-(\alpha_3)\gamma_-(\alpha_2)\beta_\pm(\alpha_1)$

$B_{2\pm}=\beta_\pm(1)+K_1\beta_-(\alpha_3+\alpha_2)\gamma_\pm(\alpha_1)+K_2\beta_-(\alpha_3)\gamma_\pm(\alpha_2+\alpha_1)+K_2K_1\beta_-(\alpha_3)\gamma_-(\alpha_2)\gamma_\pm(\alpha_1)$

$A_{3\pm}=\beta_\mp(1)+K_1r_+(\alpha_3+\alpha_2)\beta_\pm(\alpha_1)+K_2\gamma_+(\alpha_3)\beta_\pm(\alpha_2+\alpha_1)+K_2K_1\gamma_+(\alpha_3)\gamma_-(\alpha_2)\beta_\pm(\alpha_1)$

$B_{3\pm}=r_\mp(1)+K_1\gamma_+(\alpha_3+\alpha_2)\gamma_\pm(\alpha_1)+K_2\gamma_+(\alpha_3)\gamma_\pm(\alpha_2+\alpha_1)+K_2K_1\gamma_+(\alpha_3)\gamma_-(\alpha_2)\gamma_\pm(\alpha_1)$

$A_{4\pm}=\gamma_\pm(1)+K_1\beta_+(\alpha_3+\alpha_2)\beta_\pm(\alpha_1)+K_2\beta_+(\alpha_3)\beta_\pm(\alpha_2+\alpha_1)+K_2K_1\beta_+(\alpha_3)\gamma_-(\alpha_2)\beta_\pm(\alpha_1)$

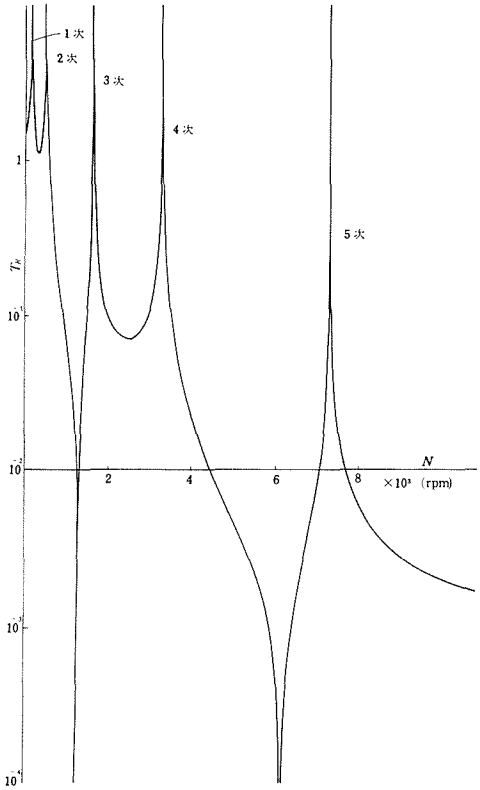
$B_{4\pm}=\beta_\mp(1)+K_1\beta_+(\alpha_3+\alpha_2)\gamma_\pm(\alpha_1)+K_2\beta_+(\alpha_3)\gamma_\pm(\alpha_2+\alpha_1)+K_2K_1\beta_+(\alpha_3)\gamma_-(\alpha_2)\gamma_\pm(\alpha_1)$

よって境界条件(7), (8)式を(25)式に代入すると $\eta_3(\alpha_3)$, $\eta'_3(\alpha_3)$, $\eta_1(0)$, $\eta'_1(0)$ についての式が得られ，$\eta_1(0)$, $\eta'_1(0)$ の値をもとに各区間の横変位 $\eta_i(\xi_i)$ を求めることができる。第2区間の横変位 $\eta_2(\xi_2)$ が求まったとすれば，手—腕の力の伝達率 T_R はつぎのように表わされる。

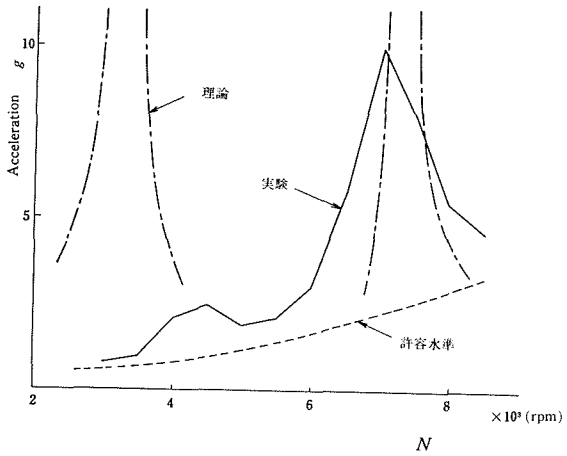
$$T_R=\frac{\lambda^4 r_2}{n}\left|(r_2+j\,2\,\zeta_2)\,\eta_2(\alpha_2)\right| \tag{26}$$

4.2 数値計算例

上記刈払機について力の伝達率を計算してみよう。この場合簡単のため手—腕系の減衰係数を無視している。第6図はエンジン回転数（すなわちエンジン振動数）Nに対する力の伝達率の関係を示したものである。共振点は振動数決定式から得られる固有振動数と一致し，$\alpha_1=0.166$, $k_1/k_2=0.465$ の場合 $N_1=126$ cpm, $N_2=480$ cpm, $N_3=1800$ cpm, $N_4=3300$ cpm, $N_5=7300$ cpm である。減衰を無視しているため，各次の固有振動数において力の伝達率は無限大になっている。また伝達率が0となる振動数は2次と3次，4次と5次共振点の中間にあることがわかる。



第6図　刈払機の力の伝達率
($\alpha_1=0.166$, $k_1/k_2=0.465$)



第7図　ハンドル部の振動加速度

5. 実験結果と考察

上記K社製刈払機を運搬用背負い具と両手で保持した実際の使用状態で，エンジン回転数Nを変化させながら振動測定をおこなった。エンジン駆動軸の回転はベベルギヤを通してノコに伝えられるが，この回転数はノコをはずした状態で，先端部にタコメータを当てて測定した。明石ユニバーサル振動計（手持式）を用いて変位を測定し，変位とエンジン回転数（振動数）から加速度を計算した。

変位の測定結果は，実験のたびにかなり変動し，完全な再現性をうることはむずかしかった。これはハンドルをにぎる手の強さによって，手—腕系のばね定数，減衰係数がそのつど異なることとエンジンの燃焼むらによる回転むらが大きい原因と考えられる。第7図はハンドル部におけるシャフトと直角な方向の振動加速度を測定した結果の一例であり，図の点線は三浦[11]による局所振動に関する許容水準を示している。チェンソーと異なって刈払機は通常肩掛具を用いて携帯するので，振動は手—腕ばかりでなく，身体の他の部位からも伝達される。そのために振動のエネルギーは各部に分散されて，手—腕に伝達される振動はかなり軽減されるわけであるが，同図からわかるように7000 rpmではなお許容水準の5倍近くの加速度になっている。4500 rpmで加速度の値に小さなピークが見られ，5000～5500 rpmでやや下がっているが，7000 rpmにいたって加速度の最大ピークが現れている。

これに対して理論的に得られた相対的加速度の傾向を見ると，ピークは約7300 rpmおよび

3300 rpm に現れている。また約 6000 rpm で加速度が小さくなっている。この力学モデルから得られた加速度の傾向としては，実験とかなり一致しているということができる。しかし4次共振点は理論と実験ではややずれている。これはエンジンの低速回転における回転むらによる実験値のばらつき，理論式におけるシャフトの内部減衰の無視，エンジンの回転慣性の無視等が原因と考えられる。

6. 結　　言

刈払機本体と人間の手—腕，背負い具を含めた系について振動特性，強制振動における力の伝達率を理論的に求め，実験値と比較してつぎの結果を得た。

(1) 刈払機と人間系の振動特性を簡単な力学モデルでかなりよく説明できる。

(2) 刈払機の振動は4次，5次振動が支配的であって，特に5次振動の加速度は著しく大である。

(3) 4次振動と5次振動の間に伝達率が小になるところがある。刈払機を運転する場合この付近の回転数を常用するようにすれば，人体に対する悪影響は最も小である。

(4) 4次，5次振動に着目すれば固有値は背負い具の位置をかえてもほとんど変化しないが，背負い具のばね定数を大きくすると，増大する傾向にある。すなわち背負い具のばね定数を大にすれば，固有振動数を高くすることができる。

なお，今後エンジンの回転慣性，シャフトの内部減衰などを考慮したより実物に近い刈払機モデルについて解析するとともに，手—腕系のより精密な力学モデルを確立し，刈払機の設計に資する基礎資料を得たい。

現在 ISO（国際標準化機構）においても手—腕系の振動についての基準が課題として取りあげられている[12]ので，数年以内に国際的な許容値が提唱されると思うが，刈払機，チェンソー，その他振動を発生する手持機械の使用者が不安なく作業できるよう，機械工学的立場と医学的立場からのより広範な防振対策が，今後さらにすすめられるべきであろう。

本研究を行なうにあたり，機械力学講座　山田元助教授より貴重な御助言，実験に際しては，田中克明助手，阿部康広技官（現在 HTB 勤務），紫雲常昭君をはじめ研究室の皆様に協力を頂き，計算を行なうに際しては北海道大学計算センターの協力を頂いた。さらに図面の作成に際しては大学院学生百々寛洋君の協力を頂いた。ここに厚く感謝の意を表する。

参 考 文 献

1) 帯広営林局造林課機械係：機械化林業，(昭42)，160，p. 32～38,
2) 山田・長嶺・阿部：日本機械学会北海道支部第12回講演論文集，(昭43—10)，p. 185～188.
3) 長嶺正紀：日本機械学会北海道支部創立10年記念第13回講演論文集，(昭44—10)，p. 79～82.
4) たとえば，渡部真也：産業公害，**4** (昭43)，10，p. 2～7.
5) 佐藤武：日本機械学会論文集，**22** (昭31)，115，p. 181～187.
6) たとえば，入江敏博：機械振動学通論 (昭44)，p. 117，朝倉書店.
7) 紫雲常昭：北海道大学工学部機械工学第二学科卒業論文 (昭44—3).
8) Dieckmann, D.: VDI-Z, **101** (1959), 1, p. 23～26.
9) Goldman, D. E., von Gierke, H. E. (中村・松野・長谷川訳)：衝撃・振動の人体への影響 (昭43)，p. 23，医歯薬出版.
10) 柴田・重田：日本機械学会論文集，**29** (昭38)，200，p. 783～793.
11) 三浦豊彦・ほか3名：労働科学，**35** (昭34)，11，p. 760～767.
12) 岡田晃：機械の研究，**19** (昭42)，1，p. 117～123.