

## 刈払機の振動に関する研究

李文彬\*・伏見知道\*

A study on the vibration of the brush cutter

Wenbin Li\* and Tomomichi FUSHIMI\*

Summary : In Japan, the production of brush cutters is increasing year by year. But, the percentage in the national forests is very small and has even decreased in recent years. The reasons include the vibration, noise and weight of the brush cutters. In the present paper, the authors investigated the vibration in racing of three types of brush cutters: the Hand Type (21.1mℓ), the Shoulder Type (24.1mℓ) and the Knapsack Type (24.1mℓ). Moreover, the theoretical analysis of the anti-vibration grip (A.V.grip) of the brush cutter was made by using a vibrating model. The results of this study led to the following conclusions:

1. The overall levels of the vibration at the front grips of the Hand Type and the Knapsack Type were much higher than those at the rear grips. The overall levels of the vibration at the grips without isolators increased with an increase of the engine revolutions per minute, but those at the grips with isolators increased until 6000rpm then decreased. the overall levels of the vibration at the grip of the U-Handle and the attachment position of the shaft and U-Handle were lower than that of other two types. But, for an engine speed higher than 7000rpm, a high peak of vibration at the grip of U-Handle and the rear grip of the Knapsack Type appeared.
2. The anti-vibration effects of the A.V.grips were obtained only when the frequency was higher than 150 hertz. When the frequency was lower than 150 hertz, the vibratin levels were even higher than those without an A.V.grip. Basically, the anti-vibration effects were obtained only when the frequency was higher than  $\sqrt{2}f_n$  (here  $f_n$  is the natural frequency of the system).
3. According to the ISO criteria of vibration exposure, for all three types, the brush cutting time should be controlled. But, for all three types, there were optimal engine speeds under which the vibration levels were the lowest. They were 9000 rpm for the Hand Type, 7000 rpm for the Shoulder Type and 5000 rpm for the Knapsack Type.

---

\* 連合農学研究科, 生物環境保全学専攻, 土地管理学講座 Land Conservatin and Irrigation Engineering, Life Environment Conservation Science, United Graduate School, Ehime University (森林工学研究室 Labortory of Forest Engineering)

4. The results of the theoretical analysis of the anti-vibration effects of the grips by using model A indicate that, while gripping the A.V.grips of the brush cutter very hard by hand, the anti-vibration effects will be obtained only if the frequency is higher than 27 hertz for the front grip of the Hand Type, 24 hertz for the rear grip of the Hand Type and 37 hertz for the front grip of the Knapsack Type. The harder the gripping, the lower the vibration levels at the grips when the frequency is lower than  $f_n$  (the natural frequency of the system) and the higher the vibration levels at the grips when the frequency is higher than  $f_n$ .
5. According to the results of the theoretical analysis of the anti-vibration effects by model B, if connecting the U-Handle and the shaft of the brush cutter with isolator, the transmissive rate of vibration is

$$R = \sqrt{\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m_h \omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

Here,  $k$  is the spring constant of the isolator.  $c$  is the viscous damping coefficient of the isolator and  $m_h$  is the mass of the U-Handle of the brush cutter. Also, theoretically, under the condition that the mass of the whole brush cutter is constant, the optimal mass ratio of the U-Handle to the whole brush cutter is  $1/\sqrt{2}$ .

**要 旨** 日本では、手持式林業機械としての刈払機の普及台数は、年々増えているが、国有林での割合は非常に少なく、近年は減少する傾向にある。その原因は、刈払機の重量、振動と騒音などによると考えられる。本研究は、市販されている3機種——手持式(21.1ml)、肩掛式(24.1ml)と背負式(24.1ml)について、空転時における振動特性；防振グリップによる防振効果及びその特性；作業者に対する安全性を調べ、さらに、モデルによる振動低減の理論的な分析を行った。えられた結果は次のように要約される。

- (1) 手持式の後グリップの振動総合値が前グリップより小さい。防振グリップが付いている場合は、総合値が回転数の増加につれて減少するが、防振グリップが外された場合は逆である。背負式は全体的に振動特性が手持式と似ているが、後グリップの左右方向において、8000 rpm 以後に大きな共振ピークがでていいる。肩掛式の振動総合値が全体的に小さいが、U-ハンドル・グリップの上下方向には、8000 rpm より共振ピークがあった。従って、供試機の肩掛式と背負式では8000 rpm 以上での作業は避けるべきである。
- (2) 振動のスペクトル分析により、防振グリップによって、150Hz以上の振動が減衰されたが、低周波数(150Hz以下)の振動は逆に増大した。また、回転数対応の周波数と、より低い周波数の突出波(主に90Hz)の振動が全体を支配している。肩掛式のU-ハンドルによる共振波が認められた。
- (3) ISO振動暴露指針によると、手持式では、9000 rpm 時の作業が望ましく、肩掛式では7000 rpm 時の作業が望ましく、更に背負式では、5000 rpm 時の作業が望ましいことが分った。3機種に対して、全て作業時間規制が必要である。ただし、各機種にはそれぞれ最適回転数があり、その最適回転数のもとでの作業が、振動障害防止にとって、望ましい。
- (4) 振動モデルAによる理論的分析によると、非常に固くグリップを把持した場合、現行の防振グリップ低減効果のある( $T_R < 1$ )周波数範囲は、手持式前グリップ  $f_{hf} > 27\text{Hz}$ 、手持式

後グリップ  $f_{hr} > 24\text{Hz}$ , 背負式前グリップ  $F_{kr} > 37\text{Hz}$ であることが分った。また、固く把持すればするほど、 $f < f_n$ の範囲に対しては振動が小さくなり、 $f > f_n$ の範囲に対しては振動が大きくなる。ゆるく把持すると、それらの効果も逆である。

- (5) 振動モデルBによる防振効果の理論的分析によると、U-ハンドルと長軸を防振ゴムで連結するならば、U-ハンドルと長軸との振幅比は

$$R = \sqrt{\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m_h\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

この式によって、防振ゴムの  $k$ ,  $c$  と  $m_h$  (ハンドルの質量) を調節して、操作性を考慮しながら適正な  $R$  を選べばよい。また、刈払機全体質量が一定であれば、防振ゴムの両端の質量比を 1 に近づければ最大の振動低減効果があることは理論的分析で分った。

## I, はじめに

日本で最初の刈払機が造られてから、既に40年ほどたった。もともと、刈払機は、林業における植林保育のために必要不可欠な仕事である地ごしらえや下刈用に、従来の長柄付手鎌にかわる手持式機械として開発されたものである。その後、草刈機のような農業、その他の一般産業での需要が徐々に拡大してきた。1986年には、全国の林業用刈払機の保有台数は 312千台であった。このように、林業機械化の進展により、効率が期待どおり上がったが、その反面、いままでなかったマイナスの面の問題点も現われてきた。特に、日本の林業では、複雑な地形での山仕事であり、機械化も諸外国及び他分野と違う特徴をもっているからである。本論で取り上げた刈払機がその一例である。手持式林業機械を操作する作業者が、重量、振動、騒音などにさらされ、大きな生理負担と精神負担を受ける。それらの負担を小さくするために、多くの研究者、機械メーカーと使用者が努力してきた。特に、1960年代の日本では、大量のチェーンソーの使用により、生じた白ろう病が林業分野で注目されていたが、1965年春、NHKの番組「現代の映像」の中で、「白ろうの指」と題して放映された。それ以来、チェーンソーを始めとする手持式林業機械に関する振動低減の研究が進んできた。研究部門では、特に、チェーンソーに関する研究が多い。林業の研究分野で、辻<sup>1)</sup>、藤井<sup>2)</sup>、伏見<sup>3)</sup>、岩川<sup>4)</sup>、による研究が早くから見られたが、最近では、後藤<sup>5)</sup>による研究がある。内容から見れば、生理負担；作業方法；防振構造及び作業規制に分類できる。その中で、生理負担に関しては、始めの頃は主にアンケート調査方法により、行われてきた。例えば、伏見<sup>6)</sup>によれば、38人の調査対象のうち、チェーンソーによる振動傷害を訴えた者は25人で65.9%であり、また、その25人中、仕事に従事してからの最初の2年間の症状出現率が最も高く68%であった。振動傷害は、主に、寒冷地帯で多発すると言われているが、それは、振動によって血管が収縮し、血流が阻害されるわけで、寒冷地帯では、低温による血流への影響が一層強いと認められている。細川<sup>7)</sup>による振動傷害発生の様子がうかがえる調査報告があった。また、構造の面では、いわゆるロータリ・エンジンの利用、防振材による防振装置、リモコン架台付チェーンソー及びチェーンソー用の水平対向2気筒型エンジンなどが開発された。一方、作業の面では、作業時間の規制も強調されてきた。

以上のように、手持式機械による振動問題がきびしいので、国有林では、能率がかなり悪いリモコン架台付チェーンソーの使用や作業時間規制を実施している。刈払機についても同様に、作業規制が行われてきたが、現状では、国有林では、刈払機の普及台数が極めて少なく、手鎌を使用するところが多い。その原因は、主に刈払機の振動、騒音と重量にあると思われる。

これまで、チェーンソーについての研究に比べると、刈払機についての研究があまり多くない。最近では、刈払機に関する振動研究報告は伏見<sup>9)</sup>によって出されたが、それは主に林野庁の公表資料によって分析したものである。刈払機は、チェーンソーと違って、長軸があることが特徴である。チェーンソーの主な防振構造としては、防振材（主に防振ゴム）によって、エンジン及び鋸断部分をハンドルから分離懸架する構造である。しかし、刈払機は、構造上の制限で、防振グリップによる防振方法がほとんどである。ただし、多くの刈払機は内蔵防振構造がある。刈払機の振動源はチェーンソーと違う特徴を持っている。すなわち、伝動軸の偏心による慣性力による振動が無視できないし、また、歯車や刈刃のアンバランスにより生じた振動も無視できない。したがって、刈払機はチェーンソーと違う防振方法を取るべきであろう。さらに、林業用手持式機械の振動については、主に 125Hz以下の低周波域の振動低減がほとんど解決されていないと言われている（伏見指摘）。それは主に機械部品の共振及び防振材が高周波成分に比べて、低周波成分の振動減衰効果が劣っていることによると思われる。また、100Hz附近の振動パワーは主に手に伝播され、振動傷害の原因となる<sup>9)</sup>。したがって、もっと広い周波数域に対する防振効果の高い方法が要求される。

小型エンジンの質的改良の結果、最近の刈払機はかなり軽量化され、20～50mℓのものが多い。本研究では、まず市販されている軽量小型の3機種を用い、ハンドル部の振動の特性、防振グリップ部の防振ゴムによる防振効果を調べた。さらに、ISOの振動曝露指針による作業安全性評価を行った。最後に、刈払機ハンドル及びグリップ部について、モデルによる振動低減の理論的な分析を行った。

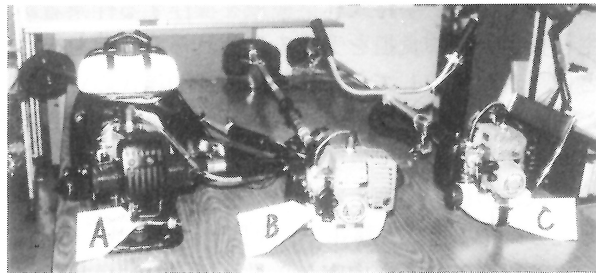
## Ⅱ，方 法

### 1，供試機及び計測方法

本実験に用いた刈払機はSD社製の3機種（手持式、肩掛式と背負式）であった。各機種は、photo-1のようであり、それぞれの主要諸元をTable 1に示す。

計測方法としては、刈払機を2本のバネで天井から懸吊して、測定部に振動ピックアップを付けて、振動波を検出し、振動計を通して、データ・レコーダーで記録した。その測定システムをFig 1に示す。

林野庁の刈払機の公表振動値から、刈払機の最大振動値がほとんど上下あるいは左右方向であることが分かったので、今度の実験では、この2方向につい



A: Knapsack Type. B: Hand Type. C: Shoulder Type.

Photo.1 The brush cutters

Table 1. Brush cutter

Items	Type of Brush cutter		
	Hand Type	Shoulder Type	Knapsack Type
Piston displacement (ml)	21.1	24.1	24.1
Weight (kg)	4.2	4.9	8.1
Gear ratio	1.286	1.235	1.286

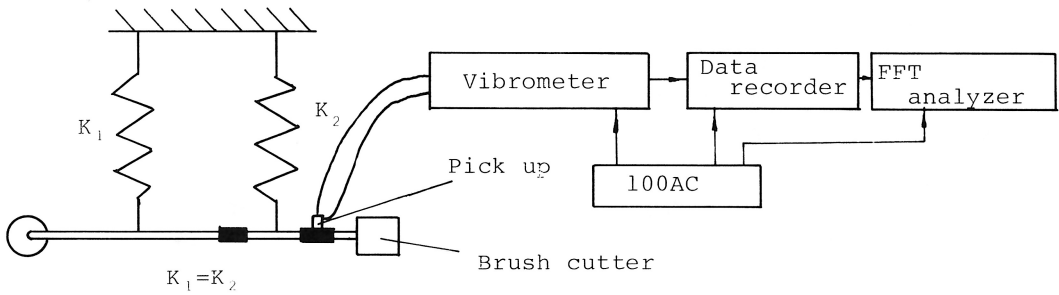


Fig.1 The vibration measurement system

てだけ測定分析した。また、振動測定は、ハンドル・グリップ部について、防振ゴム付きとゴムを外した状態で行った。測定部位は機種別にFig-2に示す。手持式については、A、B 2箇所、Aでは防振ゴムを付けてある状態と外した状態の両方である。肩掛式については、C、D 2箇所、Cは防振ゴム付きで、DはU-ハンドルと長軸との取り付け位置で防振ゴムが付いていない。背負式については、E、F 2箇所、Eでは防振ゴム付きと付かない状態の両方であるが、

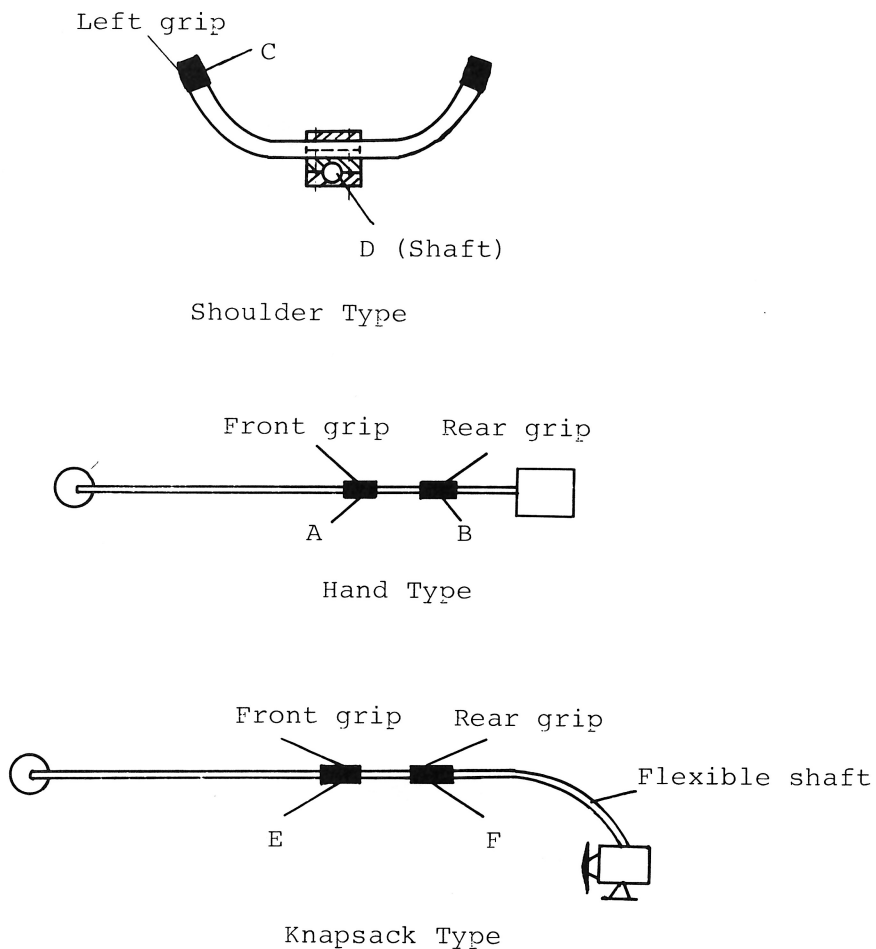


Fig.2 The vibration measurement positions of the brush cutters

Fでは防振ゴム付きだけ（取り外しが困難のため）であった。計測値は全て空転時，アイドリングより9000 r p mまで1000 r p mずつ変えて測定した値である。ただし，スペクトル分析は7000 r p m，安全性評価は5000、7000及び9000 r p mの値を用いた。

## 2, 懸吊バネ選定の理論的根拠

振動の測定値は懸吊装置によって変化する。その程度はバネあるいはそれに相当するもののバネ定数による。懸吊バネと刈払機によってできたバネ—質量系の固有周波数を出来るだけ小

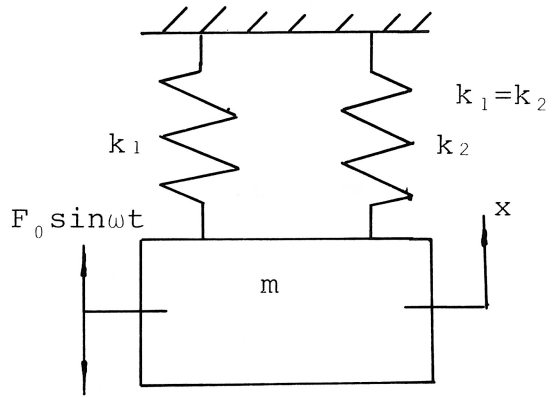
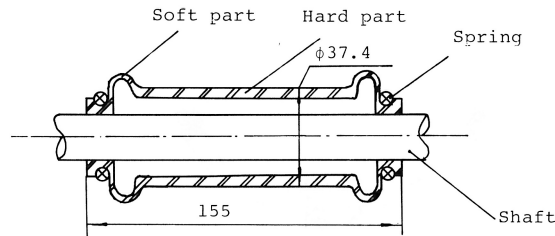
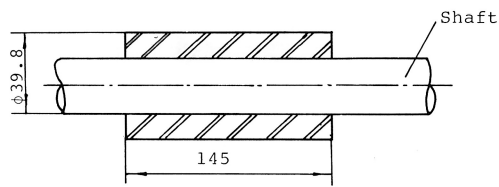


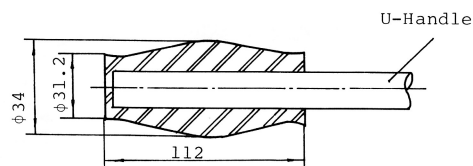
Fig.3 The suspension system of the brush cutters



Front grip and rear grip of the Hand Type,  
Front grip of the Knapsack Type



Rear grip of the Knapsack Type



U-Handle left grip of the Shoulder Type

Fig.4 Shape and size of the brush cutter grips

小さくすることによって、懸吊装置による測定値の変動が小さくなる。すなわち、系の固有周波数を加振力の周波数よりはるかに小さくすることによって、共振範囲を避けることである。本実験では、80N/mのバネ定数を持つ2本のバネを懸吊バネとした。懸吊系の固有周波数は次のように計算できる。(Fig-3参照)

$k_1 = k_2 = 80$  (N/m),  $m =$ 刈払機の質量 (背負式だけは操作部分だけの質量)

$$\text{固有周波数: } f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m}}$$

手持式:  $m = 4.1\text{kg}$ ,  $f_n = 1$  (Hz)

肩掛式:  $m = 4.9\text{kg}$ ,  $f_n = 0.9$  (Hz)

背負式:  $m = 2.2\text{kg}$ ,  $f_n = 1.4$  (Hz)

今、刈払機に  $F_0 \sin \omega t$  の加振力があると仮定すれば、次の運動方程式がえられる (粘性係数無視),

$$m \ddot{x} + k x = F_0 \sin \omega t$$

$$x = F_0 \sin \omega t / (k - m \omega^2)$$

上の式より分るように、刈払機の振動変位は  $F_0$ ,  $m$ ,  $\omega$  と  $k$  によって変化するが、 $k \ll m \omega^2$  なら、 $k$  による影響は無視できる。

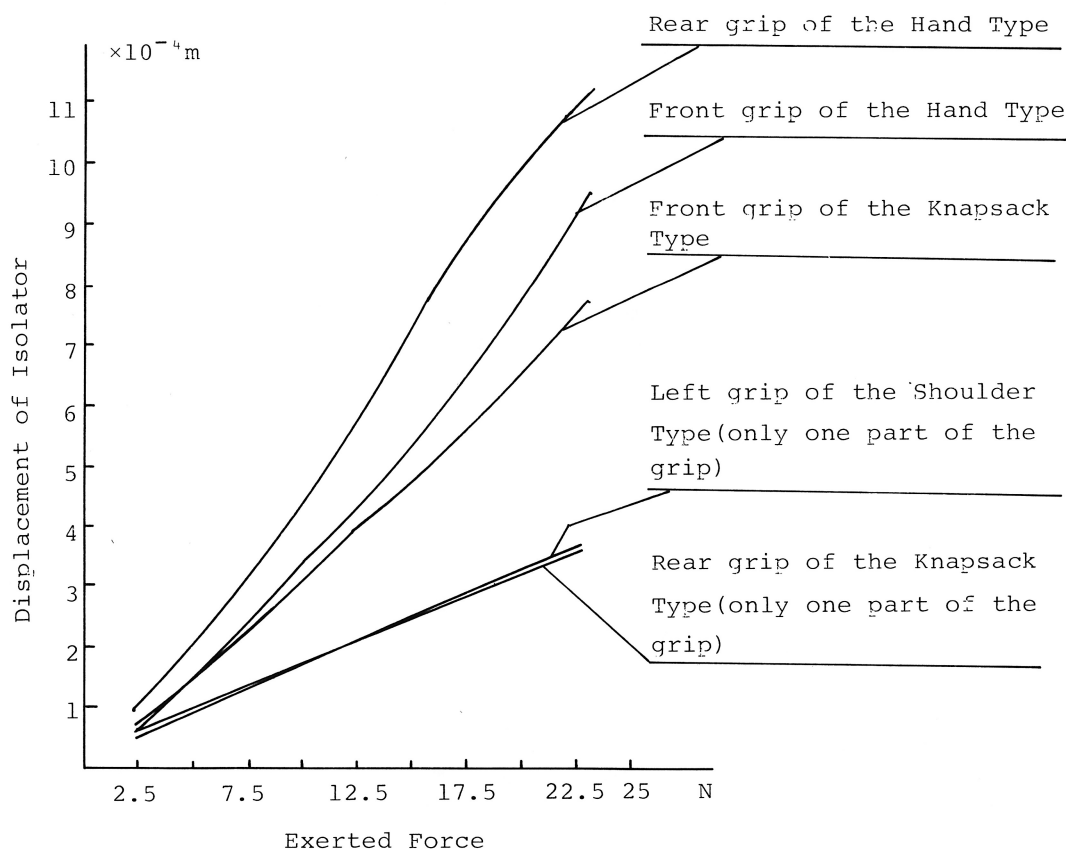


Fig.5 Relationships between displacement of the isolators of the brush cutter grips and exerted forces

Table 2. Spring constant of isolator

	Hand Type		Knapsack Type		Should Type
	Front grip	Rear grip	Front grip	Rear grip	Left grip
Spring constant (N/M)	27360	21370	31070	60540	57720

### 3, 防振グリップ

本実験で用いた3タイプの刈払機の防振グリップのバネ特性について調べた。防振グリップの形とサイズはFig 4に示す。各々のグリップのバネ定数を求めるために、グリップ部に荷重をかけて、変位計を用いてグリップの変位を求めた。そこで、Fig 4に示したように、手持式の前後グリップと背負式の前グリップについては、まん中の堅い部分の変形は両端の柔らかい部分の変形と比べると非常に小さくて、また両端しか長軸と接触していないので、荷重を掛けると、グリップ全体が一緒に変位する。したがって、求めたバネ定数がグリップ全体のバネ定数であると見てよい。背負式の後ろグリップについては、一定の部分（水平面積24cm<sup>2</sup>に相当する面積）に荷重を均一に掛けたときの変位である。また、肩掛式についても同じグリップの一定の部分（水平面積8.75cm<sup>2</sup>）に荷重を均一に掛けたときの変位である。変位と荷重との関係はFig 5に示した。

さらに、各防振グリップのバネ定数を求めた。それらをTable 2に示す。ただし、背負式の後ろグリップと肩掛式のグリップのバネ定数は一部分の変位だけをもとにして求めたので、グリップ全体のバネ定数とはいえない。

## III, 実験結果と考察

### 1, 各部の振動総合値

ここでは、各機種種の回転数による振動変化及び防振グリップの効果を調べるためであるので、測定値はピーク値で表した。それらの結果はFig 6, Fig 7とFig 8に示した。なお振動値はすべて刃付き、空転時のくり返し3回の値の平均値である。

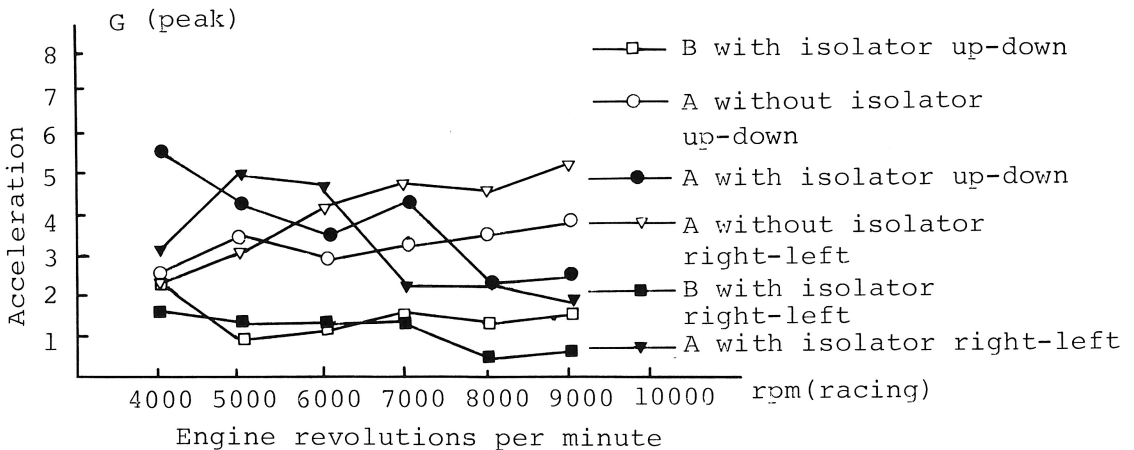


Fig.6 The overall acceleration value of the Hand Type



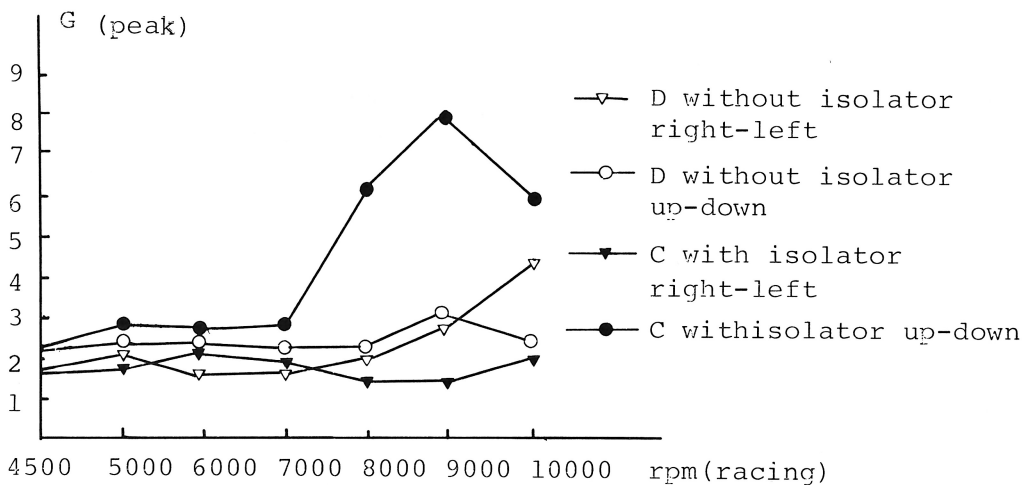


Fig.7 The overall acceleration value of the shoulder Type

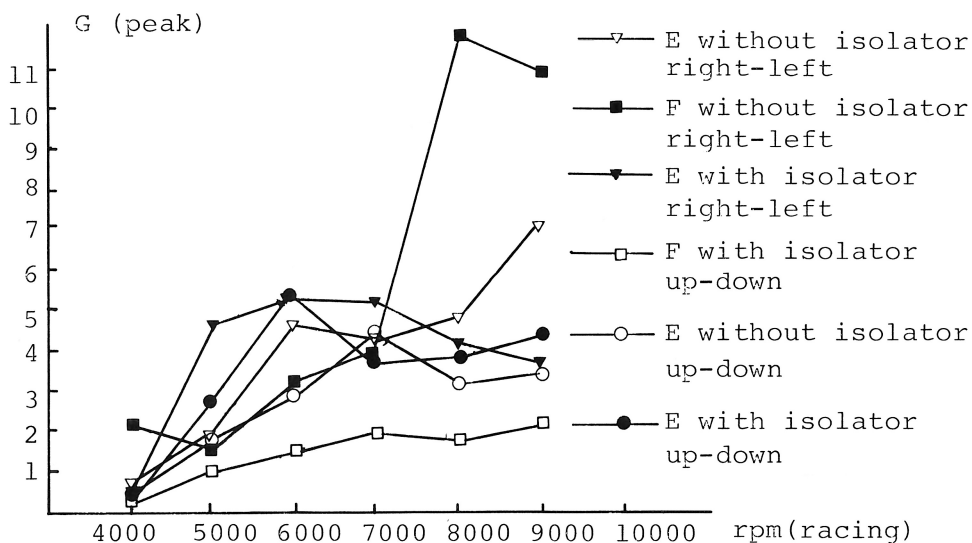


Fig.8 The overall acceleration value of the Knapsack Type

手持式のFig 6を見ると、後ろグリップ (B-position) が前グリップ (A-position) より振動が低く、全ての回転数において 3 g 以下であった。また、前グリップを見てみると、防振グリップを外した場合、左右方向の振動は、5200 rpm 以上のとき、上下方向より大きい、5200 rpm 以下では逆である。防振グリップが付いている場合には、その差が明確でない。これについては次節のスペクトルで分るのだが、高周波振動が防振ゴムにより吸収されたからである。すなわち、防振グリップが外された場合に、左右方向の振動が上下方向より大きいのは主に高周波の成分が大きいからであり、防振グリップが付いているときはそれらの成分が吸収され、差が小さくなっ

たわけである。同様に、防振グリップが付いている場合は、回転数の増加につれて、総合値が小さくなり、防振グリップがない場合は、回転数の増加につれて、増加する。これらの原因も以上述べたのと同様であると考えられる。

肩掛式のFig 7を見ると、全ての部位の総合値が小さく変動も少ないが、U-ハンドルグリップの上下方向の振動値だけが8000 rpm から急に増加した。その原因は不明であるが、おそらくU

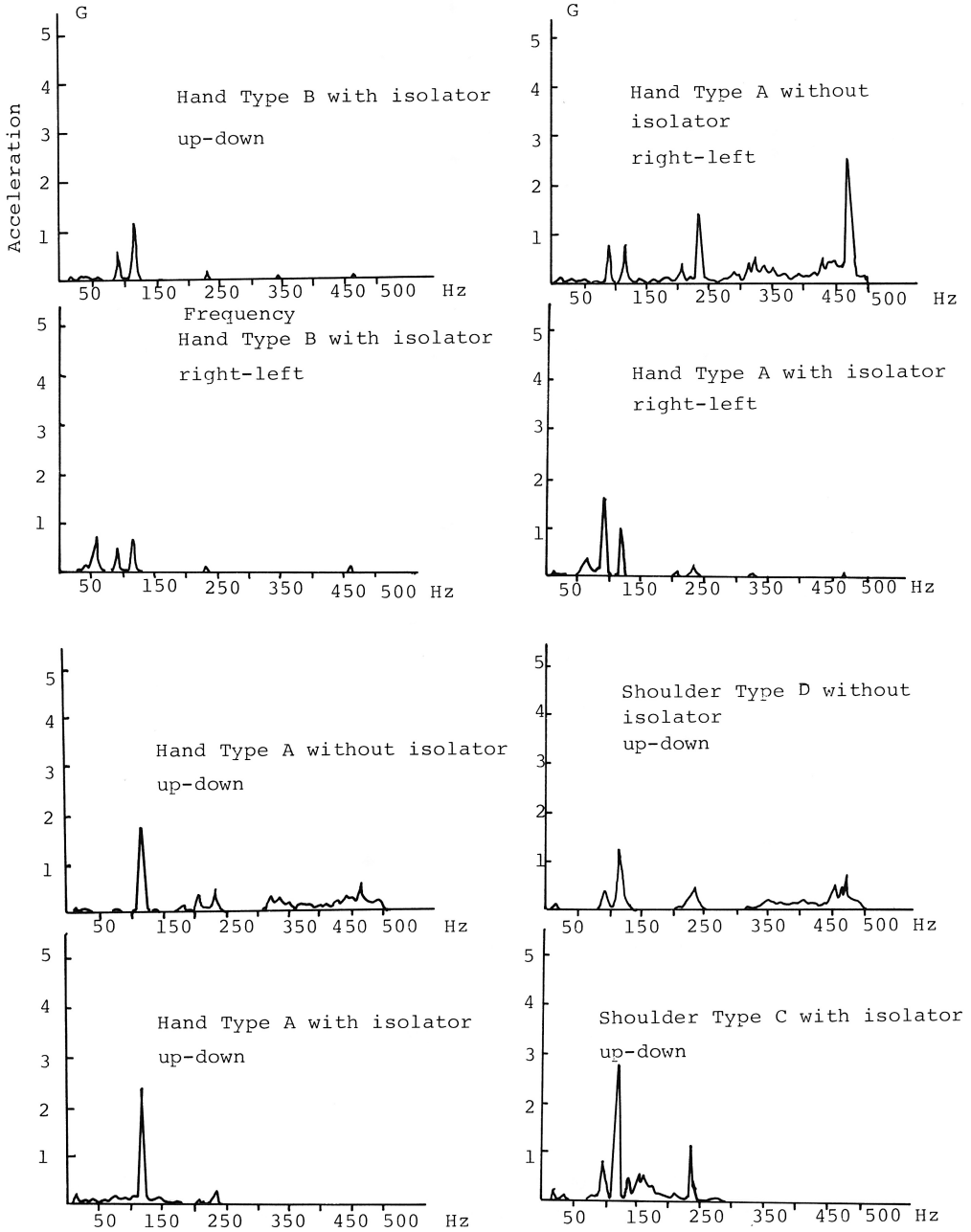


Fig.9 Spectrums of Acceleration at grips of the brush cutters  
(7000rpm in racing, peak value)

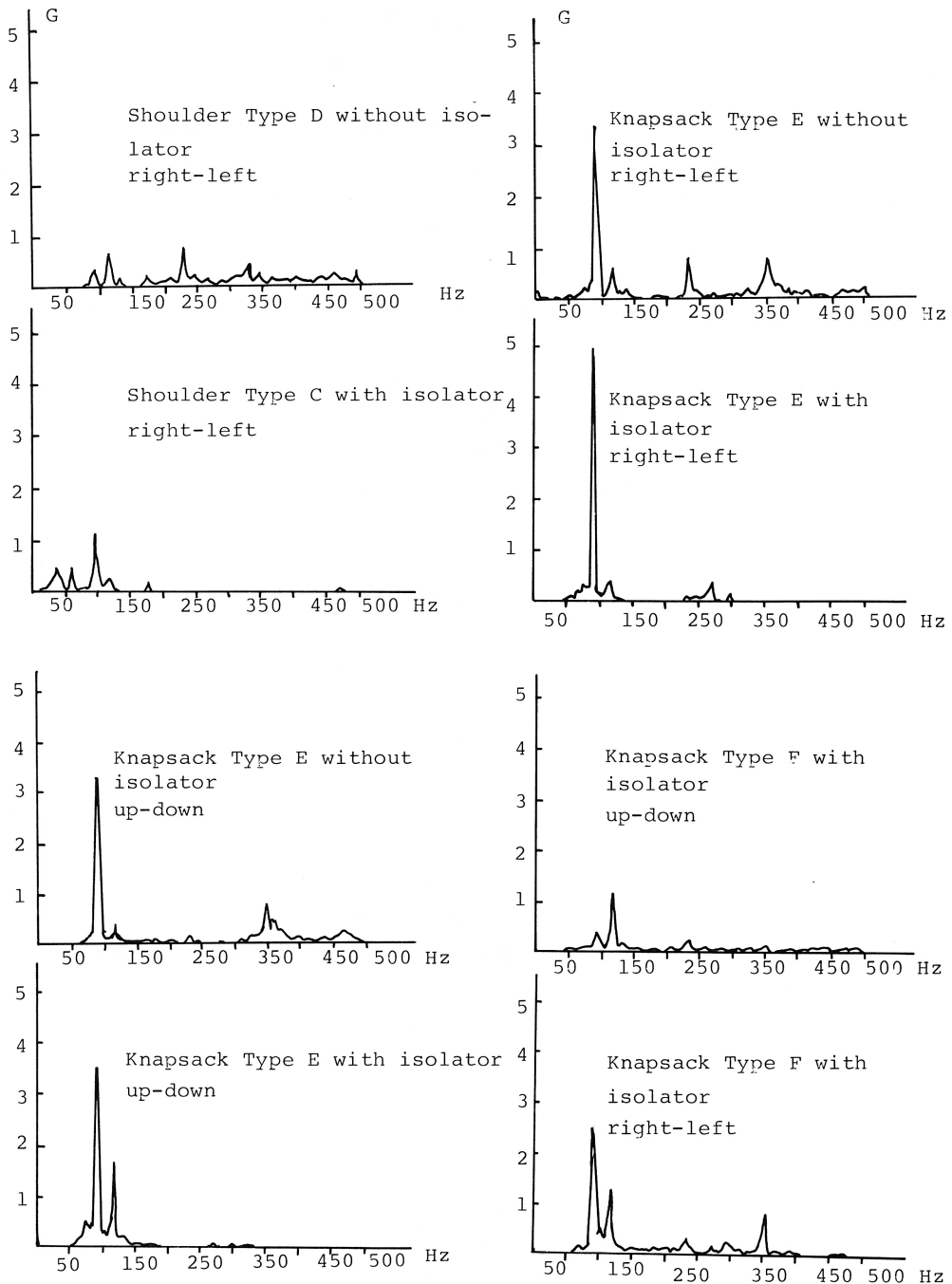


Fig.10 Spectrums of Acceleration at grips of the brush cutters  
(7000rpm in racing, peak value)

—ハンドルの共振によるものであろう。また、左右方向の値が上下方向の値より一般的に低い。背負式のFig 8には、全体的に手持式と似た印象を与える。後ろグリップ (F-position) における振動は、左右方向の8000~9000 rpm の値を除いて、前グリップ (E-position) より小さい。左右方向の8000~9000 rpm の振動値突出の具体的原因は不明であるが、Flexible shaftによるによる接触が共振であろう。また、左右方向の振動が全体的に上下方向より大きい。したがって、上

の肩掛式と同様に、背負式も7000 rpm 以上の回転数の使用は避けた方がよい。

## 2. 各部の振動スペクトル

前節では、振動の総合値について考察したが、振動を構成している周波数成分を知るために、振動のスペクトル図が必要である。また、振動防止対策を取るとき、スペクトル図が有力な資料でもある。振動を計測した各部位のスペクトル図Fig 9, Fig10のとおりである。上下2つの図は、同じ部分で、防振グリップがあるときとないときの対比かあるいは防振グリップがあるときの左右方向と上下方向の対比のどちらかである（ただし、肩掛式は除く）。これらの図より見ると、手持式後グリップ（B-position, 防振ゴムつき）においては、上下方向と左右方向とも回転数成分の基本周波数の他に、より低い共振ピークが現れた。これは部品の共振によるものだと考えられる。高周波成分がほとんどない。前グリップ（A-position）においては、上下方向には117Hzの基本周波数成分が主であり、無防振時は高周波数の振動が表われた。しかし、防振グリップでは、150Hz以上の振動が減衰されたものの基本振動波が逆に増大した。左右方向では、防振グリップが外されたときには、90Hz及び高調波の振動が基本波の振動より大きい、防振グリップ付きのときは、150Hz以上の振動が減衰されたが、90Hzと基本波（117Hz）の振動が増大した。

肩掛式のスペクトル図を見ると、U-ハンドルの防振グリップ（C-position）には、低周波の共振ピークが多くて、高周波成分が消えている。長軸のU-ハンドル取り付け位置（D-position）では、高周波成分が多く、基本振動波（117Hz）及びいくつかの突出波があるが、C-positionの振動値より小さい。ハンドルによる共振波があることが分った。ただし、肩掛式の供試機は、U-ハンドルと長軸を防振ゴムなしで直結しているのも、もし防振ゴムを介在させれば、低周波の振動がある程度まで減衰されたと思われる。これらの結果は今後のハンドル設計にも何か示唆したのではないかと思われる。

背負式については、前グリップ（E-position）において、90Hzの振動波が回転数対応の振動波（117Hz）よりも大きく支配的であり、また、防振ゴムによって高周波数成分が吸収された。後グリップ（F-position）では、防振ゴムが付いたときしか計測できなかったが、図からも分るように、防振ゴムがついても高周波成分が前記2機種より大きい。それは、Table 2を見ても分るが、背負式の後グリップの防振ゴムのバネ定数がかかなり大きく、高周波数成分の減衰に不利であるからである。さらに、手持式と同様に、背負式でも、防振ゴムによって高周波数の振動が減衰されたが、低周波の振動が逆に増大した。この点については、次章で理論的な分析を行うと共により詳しく考察する。

## 3. ISO振動曝露指針による安全性評価

林業用手持式機械の防振の目的は作業者に振動傷害を与えないところにある。そこで、林業用手持式機械の防振による手に伝えた振動の低減がまだ不十分な今日では、振動傷害が生じないために、作業時間の制限（許容曝露時間）が行われている。それらの制限基準はISO及び各国の標準化機構によって決められている。本論では、振動安全性の評価基準としては、ISO-DI 5349 (1979) 振動曝露指針を用いた。なお、周波数はオクターブ・バンド中心周波数で、測定部位は全て防振ゴム付きのグリップ（防振グリップ）の上である。実験結果は、Fig11, Fig12とFig13に示した。ただし、図中の線、a, b, c, d, eは、もしそれぞれの線を越えた場合、一日の連続曝露許容時間はそれぞれ30分以内、30分～1時間、1～2時間、2～4時間と4～8時間である。さらに、e線以下ならば、8時間以上の曝露が許容される。

まず、手持式についての分析結果のFig-11をみると、後グリップは前グリップより振動が小さい。5000 rpm のとき、前グリップにおいては、許容曝露時間30分以内、後グリップは、左右方

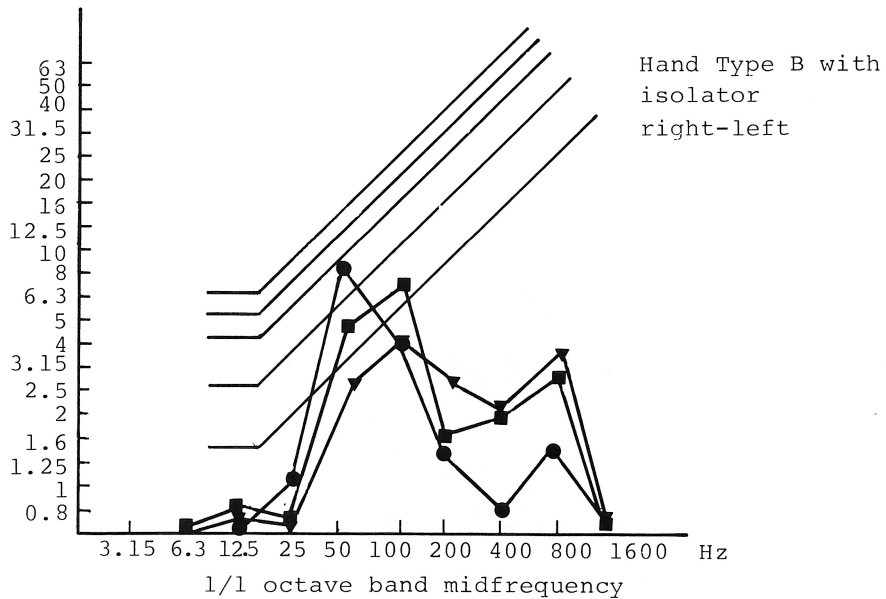
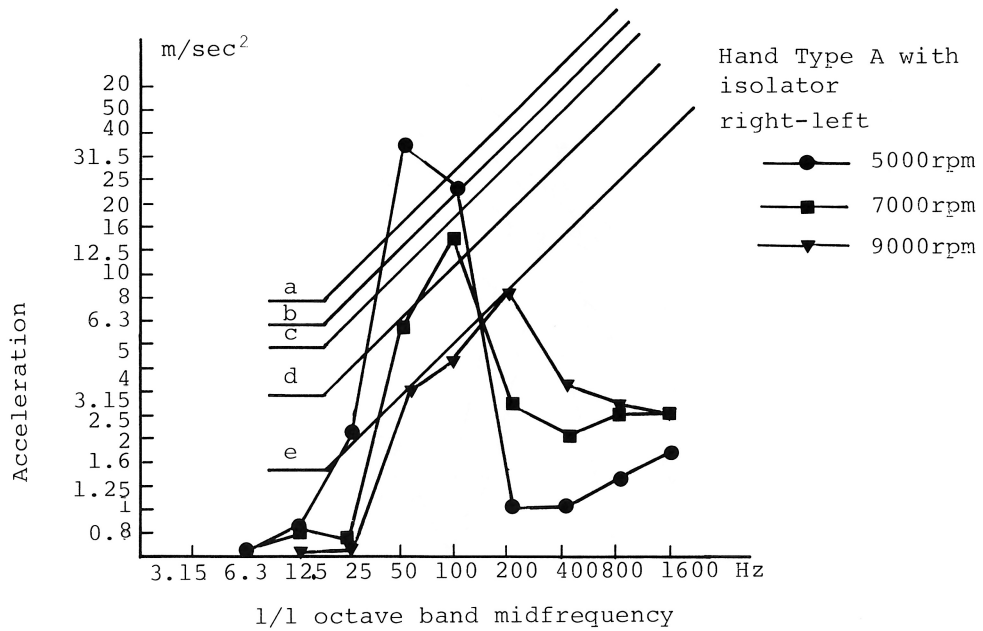


Fig.11-1 Vibration acceleration of the Hand Type (RMS)

向 2～4 時間，上下方向 4～8 時間が許容される。したがって，5000 rpm 時の許容暴露時間は30分以内であることが分った。7000 rpm の時も30分以内で，9000 rpm 4～8 時間の暴露が許容される。回転数の増加に従って，振動が小さくなる事実は前の総合値の結果 (Fig 6～8) にも示された。それゆえ，比較的高い回転数のもとで作業するのが望ましいことが分った。ただし，回転数が高ければ，騒音も激しくなるので，総合的な検討が必要である。

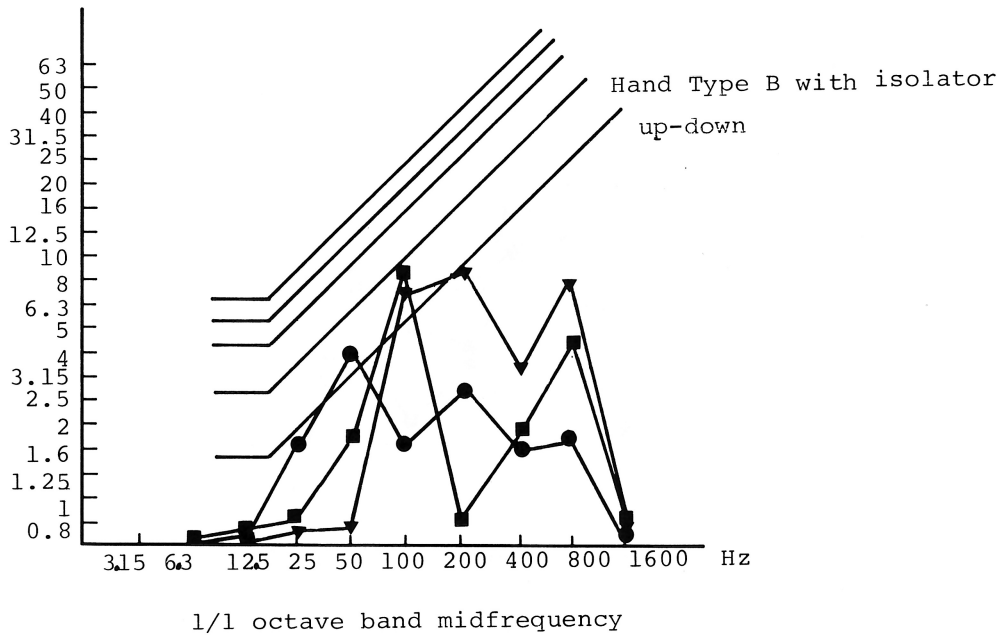
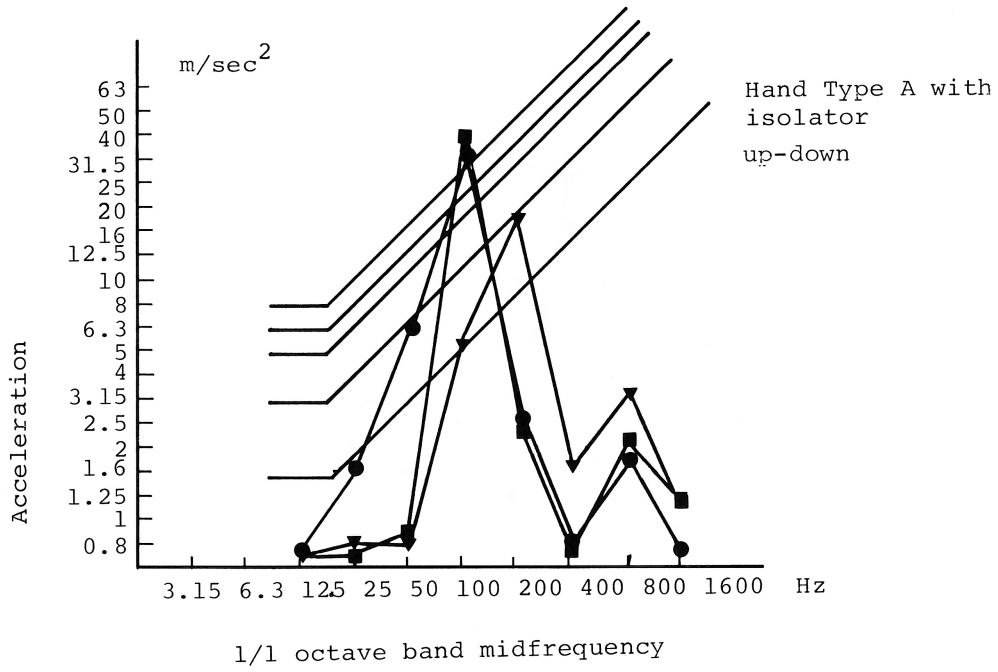


Fig.11-2 Vibration acceleration of the Hand Type (RMS)

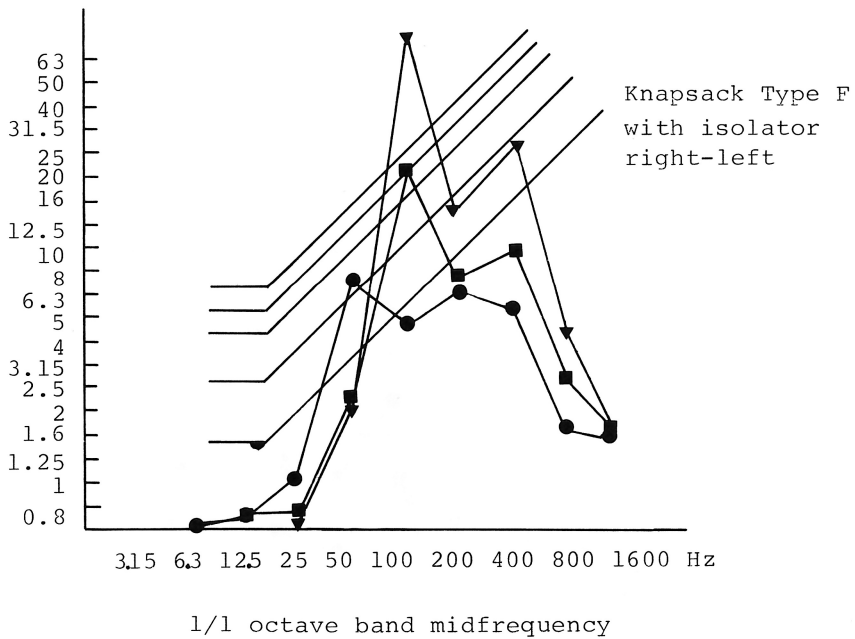
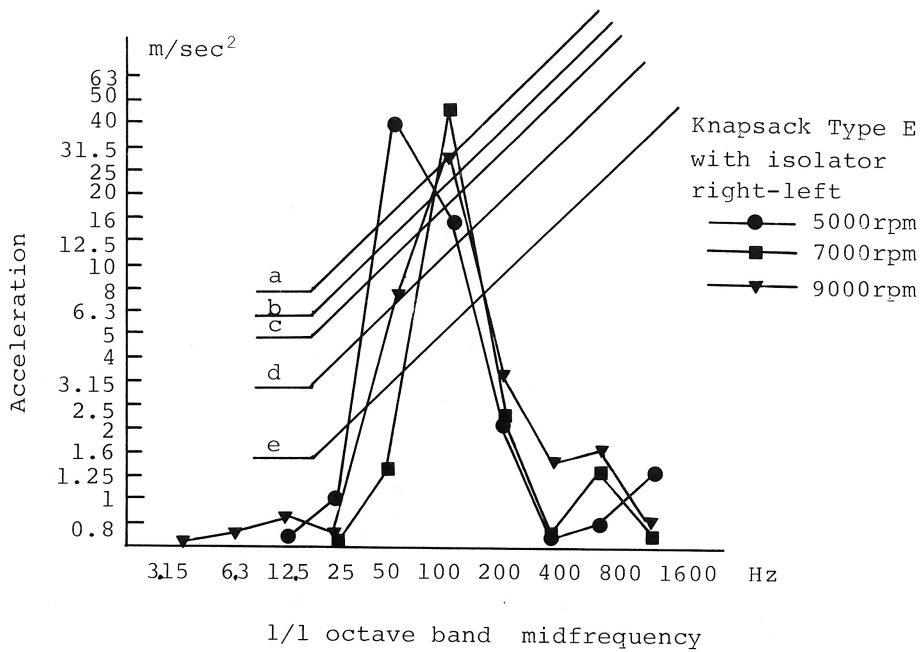


Fig.12-1 Vibration acceleration of the Knapsack Type (RMS)

背負式のFig12を見ると、全体的に後グリップでは前グリップより振動が小さいが、後グリップの左右方向に9000 rpm の時には、基本振動波が特に突出している。また、後グリップの高周波数成分が前グリップより大きい。5000 rpm のとき、前グリップは左右方向の基本振動を含む周波数での値が大きく許容暴露時間は30分以内であり、一方、後グリップでは左右方向が大きいけれども2～4時間の作業（1日連続）が許される。結局、背負式5000 rpm 時の1日連続許容作業時

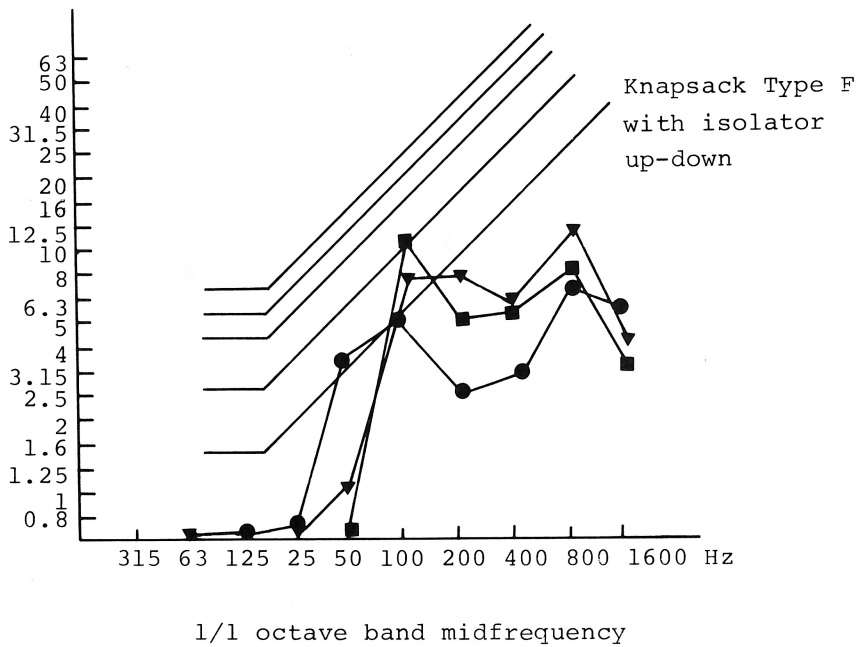
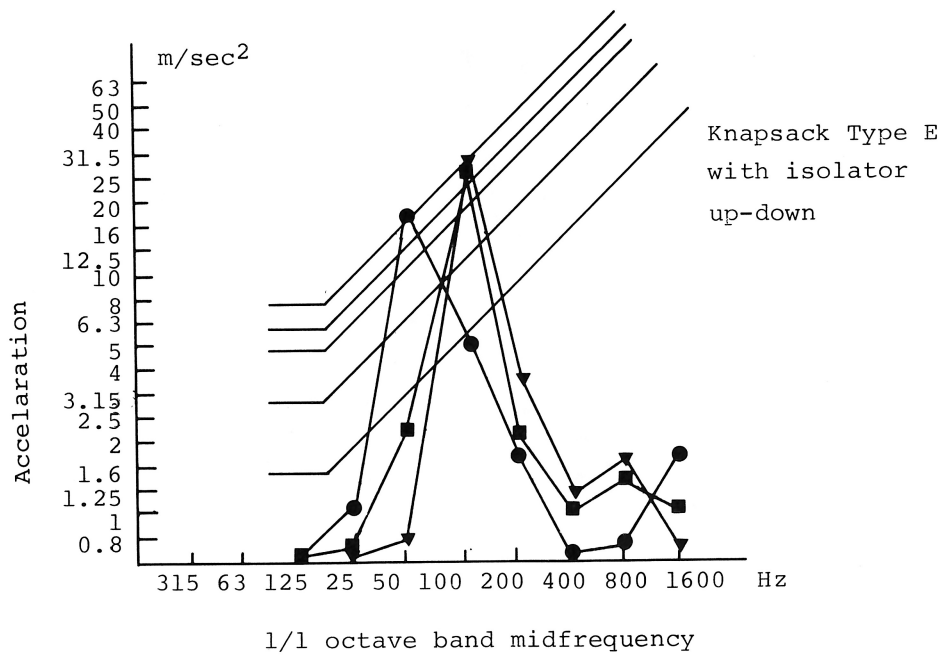


Fig.12-2 Vibration acceleration of the Knapsack Type (RMS)



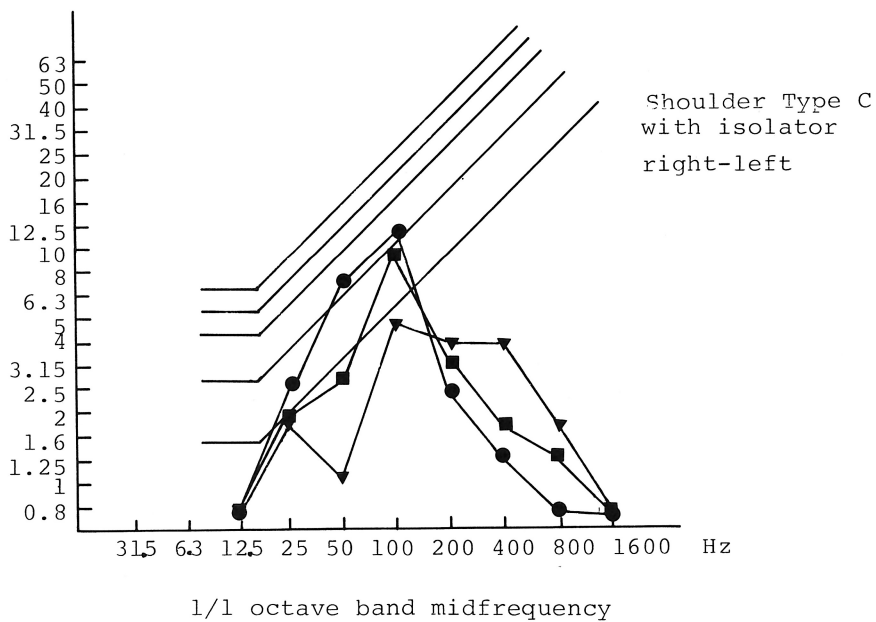
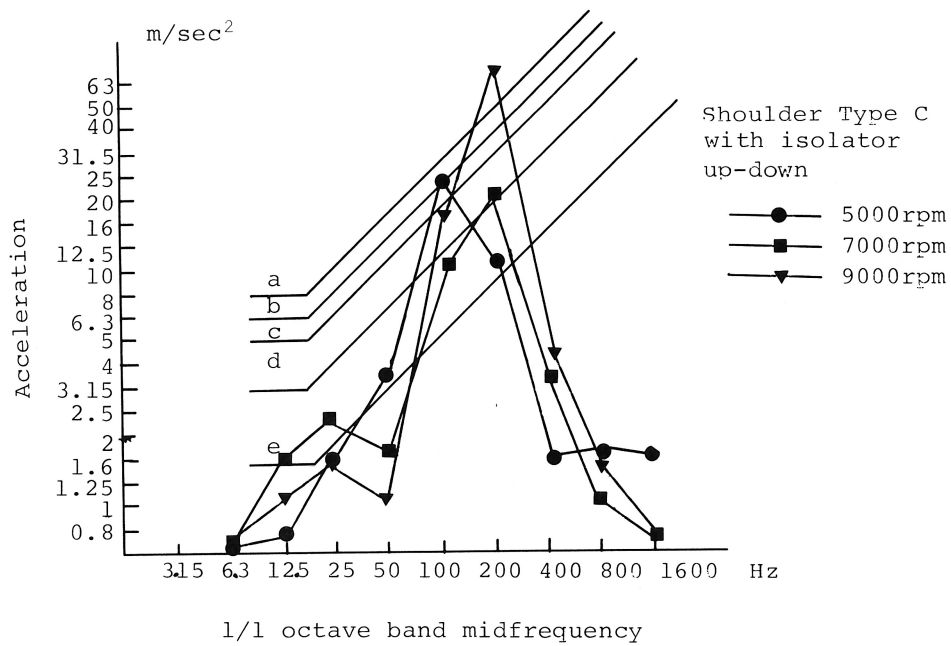


Fig.13 Vibration acceleration of the Shoulder Type (RMS)

間が30分以内である。7000と9000 rpm の時も同じく30分以内であることが分った。前後グリップを総合的に評価すれば、5000 rpm のときの作業が望ましいことになる。

肩掛式のFig13を見ると、U-ハンドルのグリップ部の上下方向では、手持式と違って9000 rpm 時の振動が最も大きい。それはFig 7を見ると分るように、8000 rpm 以上では、急に共振ピークがでてきた、特に9000 rpm の時は最大であった。左右方向では、手持ち式と同様に、高回

回転数での作業が望ましい。結局、肩掛式の許容曝露時間は、5000 rpm 時 1～2 時間以内、7000 rpm 時 2～4 時間以内、9000 rpm 時 30分以内となるから、7000 rpm の作業が望ましいことが分った。

以上 3 機種を総合的に見れば、いずれの機種も防振グリップ部の振動が激しいので、時間規制が要求される。また、それぞれの機種には労働安全上の最適回転数があることが分った。前述べたように、刈払機の振動源が複雑であるので、防振は容易なことではない。今後各々の機種について振動特性を調べ、防振構造を十分に研究した上で、作業及び労働安全上の最適回転数域を示すことも振動傷害を防ぐ一手段として必要と思われる。

#### IV、刈払機の防振構造に関する理論的分析

##### 1、モデルAによる分析

モデルAは、防振グリップを手で把持した状態に関するモデルである (Fig14)。手による影響があるが、以下その影響を無視した場合と考慮した場合それぞれについて分析することにする。

##### 1)、手臂系の影響を無視した場合<sup>1)0)</sup>

人間の手臂はバネのはたらきがあり、振動特性に影響するが、もしグリップを非常に固く把持すると、それを無視して、剛体とみてよい。Fig14のように、刈払機から防振ゴムに働く起振力は長軸のグリップ部における加速度とそこの等価質量の積である。任意のランダム波でもフーリエ解析によって正弦波と余弦波に分解できるので、ここで、外力(加速度も同じ)は正弦波加振力とした。

Fig14より (手臂系の影響を無視したとき)

$$X = \frac{F_0 \sin(\omega t - \phi)}{\sqrt{(k_1 - m_q \omega^2)^2 + (c_1 \omega)^2}} \dots \dots \dots \textcircled{1}$$

ただし、 $\phi$  : 位相角 =  $\tan^{-1} \frac{c_1 \omega}{k_1 - m_q \omega^2}$

$k_1, c_1$  : 防振グリップのバネ定数と粘性係数  
 $m_q$  : グリップでの等価質量

伝達力  $|F_T| = c_1 \frac{dx}{dt} + k_1 x$

$$|F_T| = F_0 \sqrt{\frac{k_1^2 + (c_1 \omega)^2}{(k_1 - m_q \omega^2)^2 + (c_1 \omega)^2}} \dots \dots \dots \textcircled{2}$$

したがって、力の伝達比は

$$T_R = \frac{|F_T|}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi \omega / \omega_n)^2}{[1 - (\omega / \omega_n)^2]^2 + (2\xi \omega / \omega_n)^2}} \dots \dots \dots \textcircled{3}$$

ただし、 $\omega_n = \sqrt{\frac{k_1}{m_q}}$ ,  $\xi = \frac{c_1}{2\sqrt{m_q k_1}}$

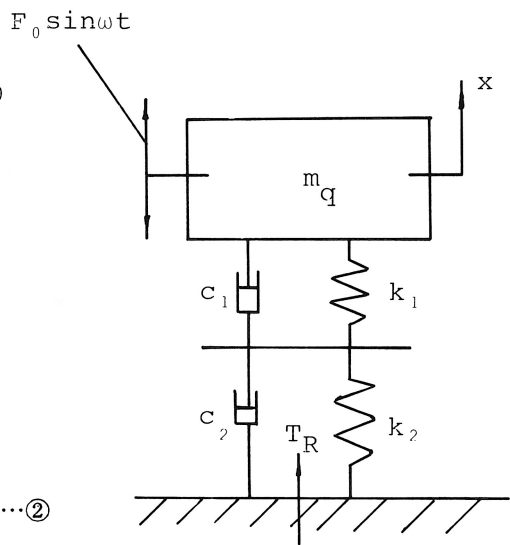


Fig.14 The vibrating model A of the brush cutter

力の伝達比 $T_R$ 、減衰比 $\zeta$ と周波数との関係はFig15に示した。この図より、 $\omega/\omega_n > 1$ ならば、防振効果があることが分る。従って、 $\omega_n$ を小さくすれば、広い周波数範囲（かなり低い範囲でも）に対して防振効果がある。 $\omega_n$ を小さくするには、 $m_a$ を大きくしてもよいが、軽量比からみれば適切ではない。従って、バネ定数を小さくすることにしか頼れない。また、粘性減衰係数の大きさによって、防振効果が大きく変化することがFig15から分る。

次に、Table 2 に示したグリップのバネ定数を用いて、供試機の防振グリップの防振効果のある周波数範囲を求めてみる。

まず、手持式については、重量が 4.1kgであるので、前後半分ずつとしたら、等価質量が 2 kg になる。したがって、

手持式前グリップの固有周波数は、

$$f_{hrn} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{hf}}{m_a}} = 19 \text{ (Hz)}$$

同様に後グリップについても、固有周波数、 $f_{hrn} = 17 \text{ (Hz)}$ 、従って、防振効果のある ( $T_R < 1$ ) 周波数範囲は、

前グリップ： $f_{hr} > \sqrt{2} f_{hrn} = 27 \text{ (Hz)}$

後グリップ： $f_{hr} > \sqrt{2} f_{hrn} = 24 \text{ (Hz)}$

背負式については、操作部分だけが手に支えられるので、操作部分の重量 (2.2kg) を前後半分ずつに分けると等価質量 1.1kg になる。従って、防振効果がある周波数範囲は、

前グリップ： $f_{kr} > 37 \text{ (Hz)}$

ただし、以上の値は、全て手が非常に固く把持した場合に手臂系を剛体としたときの値である。実際はいくら固く把持してもすこしは変位があると見た方がよいだろう。次節では手臂系のこれらの影響を考慮した場合について分析してみる。

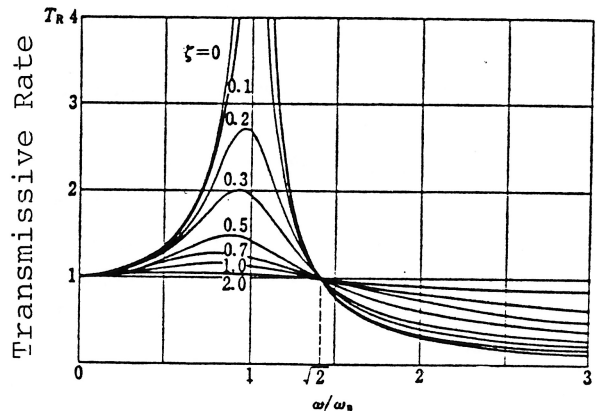


Fig.15 The transmissive rate of vibrating force

## 2) 手臂系の影響を考慮した場合

Fig15より、手臂系の $k_2, c_2$ と防振グリップの $k_1, c_1$ が直列しているのので、全体の値で見れば、

$$c = c_1 + c_2 \dots \dots \dots \textcircled{4}$$

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \dots \dots \dots \textcircled{5}$$

式④⑤の $c, k$ を式①②③の $c_1, k_1$ として代入すれば、式①, ②, ③と同様な式がえられる。ただし、 $c$ は $c_1$ と $c_2$ 、 $k$ は $k_1$ と $k_2$ によって決まる。ここで、式⑤について分析すれば、 $k$ は $k_1$ と $k_2$ の間にあり、つまり $k_1 \leq k \leq k_2$  ( $k_1 < k_2$ の場合)あるいは $k_2 \leq k \leq k_1$  ( $k_1 > k_2$ の場合)である。もし、非常に固く把持して $k_1 \ll k_2$ になれば、 $k \approx k_1$ になる。これは前節で述べたが、一体把持状態はどんな状態がいいかという問題になる。

まず、式①, ②とFig15を見れば分るように、 $k$  (式中の $k_1$ を $k$ に換える)  $< m_a \omega^2$ のとき、 $k$ が大きくなると、振幅 (加速度) が増加する。そのとき、伝達力も増加する。 $k > m_a \omega^2$ のとき

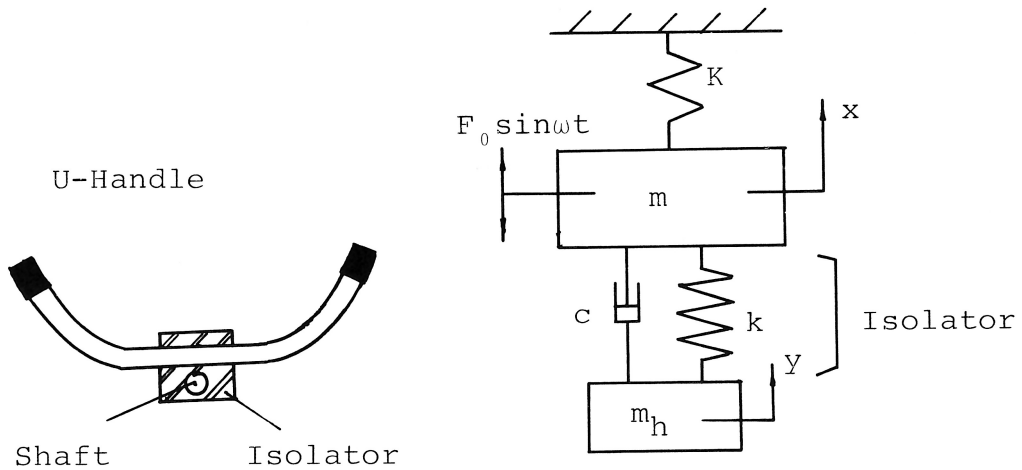


Fig.16 The vibrating model B of the brush cutter

は、 $k$ が大きくなると、加速度も伝達力も減少することになる。従って、手による刈払機の把持が固くなればなるほど、 $k$ が増大するので、その増大によって、 $f < f_n$ （即ち $\omega < \omega_n$ ）の周波数にとって、加速度も伝達力も減少する。逆に、 $f > f_n$ の範囲では固く把持すると加速度も伝達力も増大することになる。ただし、ここの伝達力は手臂系を通して肩に伝える力を指す。いい換えれば、固く把持すると、低周波数の振動（ $f < f_n$ ）が減衰し、高周波数の振動（ $f > f_n$ ）は増幅する。逆にゆるく把持すれば、以上の効果も逆になる。ここで、特に注意されたいのは、以上で述べた加速度は機械の加速度、伝達力は手臂を通して、肩に伝える力であることである。従って、加速度が小さく伝達力が小さいことは防振ゴムと手臂系によるエネルギー吸収が大きいことである。加速度が大きく、伝達力大きいというのは防振ゴムと手臂系による吸収が少ないことである。手臂によるエネルギー吸収することと吸収せず体に伝えていくこととどちらがよいかは医学的な検討が必要である。また、刈払機の防振は一般工学の防振と違うところがあり、刈払機の防振は手に伝える振動が少なければよい。もちろん、振動源の振動は小さければ小さいほどよいが、ここで述べているのはエネルギー吸収による減衰である。以上の分析で、もし手臂によるエネルギー吸収の方が身体に伝えていくことよりよければ、支配的な周波数成分 $< f_n$ のときは、固く把持した方がよく、逆に支配的な周波数成分 $> f_n$ のときは、ゆるく把持した方がよい。ただし、 $f < f_n$ の範囲では、力の伝達率は $T_R > 1$ である。

## 2. モデルBによる分析<sup>10)</sup>

チェーンソーの防振についての研究で、モデルによるものがある<sup>5)</sup>。ここでは、簡単なモデルを立てて刈払機の防振について分析してみよう。前節では主に防振グリップを把持したときの状態を分析したが、ここではFig16のように、肩掛式刈払機のUハンドルと長軸を防振ゴムによって連結する場合の振動モデルで、振動低減について分析する。実際の刈払機の振動が複雑で、簡単なモデルでは完全に正しく表せないが、ここでは、防振ゴムによる防振特性と効果を分析するので、刈払機を一塊の質量 $m$ の物体とした。ただし、このように仮定しても防振ゴムによる防振特性の一般性は失われない。

このモデル系の運動方程式は次のようになる。

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x}{dt^2} = -Kx + k(y-x) + c \left( \frac{dy}{dt} - \frac{dx}{dt} \right) + F_0 \sin \omega t \\ m_h \frac{d^2 y}{dt^2} = -k(y-x) - c \left( \frac{dy}{dt} - \frac{dx}{dt} \right) \end{cases}$$

- ただし、 $K$  : 振動測定時の懸吊バネのバネ定数 (N/m)  
 $m$  : 刈払機の質量 (ハンドルを含まず)  
 $k$  : 防振ゴムのバネ定数 (N/m)  
 $c$  : 防振ゴムの粘性減衰係数 (N · sec / m)  
 $m_h$  : U-ハンドルの質量 (kg)

定常解を求めるには、加振力を  $F_0 e^{j\omega t}$  ;  $x = A e^{j\omega t}$  ;  $y = B e^{j\omega t}$  と置き、複素数計算をするのが便利である。そうすると、上の方程式の実数解 (振幅) は次のようである。

$$A = F_0 \sqrt{\frac{(k - m_h \omega^2)^2 + (c\omega)^2}{\left[ (K - m\omega^2)(k - m_h \omega^2) - m_h k \omega^2 \right]^2 + \left\{ c\omega \left[ K - (m + m_h) \omega^2 \right] \right\}^2}} \dots\dots\dots ⑥$$

$$B = F_0 \sqrt{\frac{k^2 + (c\omega)^2}{\left[ (K - m\omega^2)(k - m_h \omega^2) - m_h k \omega^2 \right]^2 + \left\{ c\omega \left[ K - (m + m_h) \omega^2 \right] \right\}^2}} \dots\dots\dots ⑦$$

振幅比 :

$$R = \frac{B}{A} = \sqrt{\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m_h \omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

$R < 1$  (防振効果のある範囲) は

$$\begin{aligned} |k - m_h \omega^2| > k \\ \omega > \sqrt{2} \omega_n \text{ である。} \end{aligned}$$

実に、この振幅比  $R$  と前節の力の伝達力  $T_R$  とは同じ式である。したがって、 $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_h}}$  ,  $\xi = \frac{c}{2\sqrt{m_h k}}$  ,  $R$  の曲線も Fig-15 と同じである (Fig-15 参照)。

次は U-ハンドルと刈払機との最適質量比を求める。いま、刈払機的全質量  $M$  が一定という条件のもとで、つまり  $m = M - m_h$  であるとき、最適質量比を求める。式⑦から  $B$  が最小になる条件は、

$(K - m\omega^2)(k - m_h \omega^2) - m_h k \omega^2$  が最大になることである。すなわち

$$\frac{\partial \left( (K - (M - m_h) \omega^2)(k - m_h \omega^2) - m_h k \omega^2 \right)}{\partial m_h} = 0$$

故に、 $m_h = M / 2 - K / (2\omega^2)$

$K \ll 2\omega^2$  ならば

$m_h = \frac{M}{2}$  , 即ち、ハンドルの重量が全機械重量の半分であることが防振からみれば最もよいことが分った。

しかし、実際の刈払機は、手持機械なので、軽量でありながら、振動を低減させるべきである。ハンドルの質量の増加によって、振動低減には効果があるが、軽量化にとっては望ましくない。この点両条件を如何に調和させ、最適状態にするかは、今後の研究課題であろう。本実験に用いた供試機のうち、肩掛式のハンドル質量は 0.49kg で、全質量  $M$  (4.9kg) の 1/10 であるが、防振ゴムがないので、モデルが適用できない。また、防振ゴムのバネ定数を小さくすれば、防振効果のある周波数範囲が広がるけれども、その場合は、機械の軽量化の他に、操作性についても十分に考慮する必要がある。

ある。

## V, お わ り に

本論文は、刈払機把持部の振動特性、防振グリップによる防振効果及びその特性、作業者の安全性評価について論じ、さらにモデルによる理論的な分析を行った。市販されている小型刈払機把持部の振動状況及び防振効果について、概要を述べた、また、刈払作業に対する時間規制、今後の防振対策及び防振構造の研究にある程度の資料を提供することができたと思われる。ただし、今回の研究は、20～25ccの3機種について空転時だけを調べたが、今後は、もっと多数の機種、より大きな排気量及び負荷時について実験を行いたい。

最後に、実験中及び資料整理に当ってご指導とご協力を賜った静岡大学農学部林学科、岩川治教授、沼田邦彦助教授及び近藤恵市先生に、また本稿の校閲をいただいた愛媛大学農業労働科学垂井不二男教授に厚く感謝の意を表す。

## 引 用 文 献

- 1) 辻隆道：チェーンソーの機械整備の実態と振動防止(2)。機械化林業 152：10, 1966。
- 2) 藤井禧雄：チェーンソー歯の各角度の変化がチェーンソーの振動におよぼす影響。日林誌 51(1)：1～5, 1969。
- 3) 伏見知道他：チェーンソーの木材鋸断振動(Ⅲ), (Ⅳ)。愛大演報12, 1975。
- 4) 岩川治：チェーンソーの鋸断振動と作業の快適性について。日林誌54(9)：303～310, 1972。
- 5) 後藤純一：防振構造によるチェーンソー振動の低減に関する研究。高知大学農学部紀要37, 1981。
- 6) 伏見知道：チェーンソー作業における作業規制に関する研究。愛大演報13, 1976。
- 7) 細川汀：民有林伐木作業者の振動障害。労働の科学29(12)：6～10, 1974。
- 8) 伏見知道：刈払機作業における作業規制に関する研究(1)ハンドル部振動値の評価。愛大演報20, 7～24, 1983。
- 9) 林業機械化協会：チェーンソーの安全設計と使用, ILO実施規定：48～55, 1978。
- 10) 入江敏博：機械振動学通論, 朝倉書店, 1984。

(1987年7月29日受理)