振動の節を活用した振動絶縁法の研究*

(第2報, 防振ハンドルへの応用)

背戸 一登**

A New Method of Vibration Isolation Using a Vibration Node (2nd Report, Application to the Handle Device)

by Kazuto SETO

For the purpose of reducing the detrimental vibration which may cause a labour hazard such as a white finger disease, this paper proposes a new vibration isolation type handle device for hand-operated vibration tools in which a handle member is substantially rigidly connected to a vibration body and which, nevertheless, is capable of effectively isolating detrimental vibration. Moreover, it can be made to have a light weight. The handle device is designed by the principle based on making a vibration node on the handle at the desired frequency range. To demonstrate the effect of vibration isolation by application of the handle device, the experiment using the hand-operated electro motive grinder has been carried out, and then the acceleration transmitted to the handle in the region of 5400 rpm~6600 rpm has been reduced under $1/3$, especially that at 6000 rpm near zero.

Key Words: Vibration, Vibration Isolation, Hand-Operated Vibration Tool, Handle device, Vibration Node, Transfer Matrix Method

1. 緒 言

最近、高能率形のディスクグラインダやハンドドリルなどの手持ち振動工具の普及に伴い、これを使用する際生ずる振動が労働衛生上問題視されるようになってきた。そこで、この問題の解決に種々な防振ハンドルが考案されてきた⁽¹⁾が、それらの防振ハンドルの考え方は、工具本体と握りの間に防振ゴムなどの粘弾性体をそう入して、加振振動数よりもハンドル系の固有振動数を低下させることにより、振動絶縁効果をあげようとするものである。したがって、この方法で振動絶縁効果をあげるには、握りの重量を増すか、柔らかい粘弾性体の利用に依存せざるを得ない。しかし、この種ハンドルには、操作性を損なわない程度の軽量化と十分な腰の強さを有し、その上で良好な振動絶縁効果を備えたものが望まれるが、両者を同時に満足するものが見当たらないのが実情である。

この問題と関連して、著者は前報⁽²⁾において、振動の節を活用した新しい振動絶縁法を提案し、主に理論解析によってその効果を示した。この方法は、事実上

剛体支持に近い腰の強さと小形軽量化が図れる上に、比較的広い振動数範囲にわたって、十分な振動絶縁効果を上げることができるので、操作性と防振効果の両面を同時に満足することが可能であり、前記防振ハンドルへの応用に適していると考えられる。

そこで、本報はこの新しい振動絶縁法に基づいて構成した防振ハンドルの効果を理論と実験で示し、さらに、実際にディスクグラインダに取付けて使用状態の効果を通常のハンドルとの比較によって示す。

2. 本防振ハンドルの構成

本振動絶縁法に基づいて具体化された防振ハンドルの力学模型を図1(a)に示す。これは K, k で表した2個の棒状ばねと、 M, m で表した2個の質量体、および M にはめ込まれた筒より成っている。このハンドル模型が上下方向に正弦波加振されると、ある加振振動数範囲では、同図(b)に示すような振動モードが形成され、ばね k 上の1点に振動の節ができる。同様のことが筒上でも起こるので、節の付近を握れば理想的な振動絶縁ができるというのが本法の原理である。この節を加振振動数の変動範囲で、筒上の所要の場所に作ることが、設計上の課題となる。

本報では、常用回転数 6 000 rpm 付近で使用される

* 昭和58年7月14日 第920回講演会において講演、原稿受付。昭和58年1月7日。

** 正員、防衛大学校 (〒239 横須賀市走水1-10-20)。

ディスクグラインダを対象とした防振ハンドルについて述べることにする。図1に基づいて構成された防振ハンドルを図2に示す。ばね K は $\phi 6$ mm, k は $\phi 4.5$ mm のピアノ線により, また質量体 M, m は各々 $\phi 20$ mm, 長さ 30 mm, $\phi 22$ mm, 長さ 40 mm の軟鋼棒により構成した。ばね K の長さは腰の強さを支配し, k は節の位置を支配する。ここでは, K の長さを 20 mm に定め, k の長さを設計変数 L とする。このハンドルでは, 質量体 m の取付け位置により L が定まる。質量体 M の外周には, 全体を包むように肉厚 3 mm の塩化ビニル製握りがはめ込まれている。このハンドルの総重量は 260 gf に製作された。

3. 理論解析

3.1 伝達マトリックス表示 まず, 図2のように構成された本防振ハンドルの解析によって, 常用回転数に相当する 100 Hz において握りの先端から内側 20 mm 付近に振動の節が形成されるように, 設計変数 L の値を選定し, その後の数値解析によって, 振動絶縁効果を調べる。

このような対象の解析には伝達マトリックス法によるのが適当である。そこで, 図2を図3(a)に示すような8個の基本要素に分割し, 分割した要素の結合点を0~8の番号で表せば, 同図(b)に示される伝達マトリックスの直列結合系で表される。ここに, A は $\phi 6$ のピアノ線要素, $D \sim G$ は $\phi 4.5$ のピアノ線を4等分した要素, C, H は各質量体要素の伝達マトリックスを表し B は C の左端に固定されたと考えた握り部の伝達マトリックスである。そして, Z_i は i 点の状態ベクトル, Y は横たわみ, ϕ はたわみ角, M は曲げモーメント, F はせん断力を表す。また, 0, 8点の状態ベクトルは与えられた境界条件から, 図3(b)のように定まる。

B を除く他の要素は一様にはり要素として取扱うことができるので, 図4に示す変数と座標に従って, はりの伝達マトリックスは次のようになる⁽³⁾。

$$\begin{Bmatrix} Y \\ \phi \\ M \\ F \end{Bmatrix}_i = \begin{bmatrix} S & -T/\lambda & U/EI\lambda^2 & -V/EI\lambda^3 \\ -\lambda V & S & -T/EI\lambda & U/EI\lambda^2 \\ EI\lambda^2 U & -EI\lambda V & S & -T/\lambda \\ -EI\lambda^3 T & EI\lambda^2 U & -\lambda V & S \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y \\ \phi \\ M \\ F \end{Bmatrix}_{i+1} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに, $S = (\cosh \lambda l + \cos \lambda l)/2$

図1 本防振ハンドルの力学模型と振動モード形

図2 構成した防振ハンドルの形状

図3 要素分割と伝達マトリックス表示

図4 はりに関する変数と座標の定義

図5 握りの力学モデルと変数, 座標の定義

$$T = (\sinh \lambda l + \sin \lambda l) / 2$$

$$U = (\cosh \lambda l - \cos \lambda l) / 2$$

$$V = (\sinh \lambda l - \sin \lambda l) / 2$$

ただし, $\lambda^4 = m_b \omega^2 / EI$ と定義し, また

m_b : 基本要素の質量,

E : 基本要素のヤング係数

l : 基本要素の長さ,

I : 断面二次モーメント

と定義する。 ω は加振周波数である。

握り部の伝達マトリックス B については, 図5のような握りの全質量 m_0 が点2から l_0 の所にかかると仮定した力学モデルと, 定義した座標から次のように表される。

$$\begin{Bmatrix} Y \\ \phi \\ M \\ F \end{Bmatrix}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & m_0 l_0^2 \omega^2 & 1 & 0 \\ -m_0 \omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y \\ \phi \\ M \\ F \end{Bmatrix}_2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

伝達マトリックスの計算手順は文献(2)に示した方法によった。各マトリックス要素の数値は表1に示す。

3.2 握りの変位伝達率と振動モード形 まずこの解析において最も関心のある, 振動体の加振点変位 Y_{in} に対する握り上の変位の間の伝達率について調べてみよう。握りが質量体 M に固定され, 弾性変形がないとすれば, 点2を原点としてそこから l_t だけ先端に移った握り上の1点の変位 Y_t は次式で表される。

$$Y_t = Y_2 + l_t \phi_2 \quad (t = a, b, c) \quad \dots\dots\dots (3)$$

数値計算によって, 100 Hz において握りの先端から内側 20 mm の位置に節を形成すべき L の値を選べば, $L = 44$ mm となる。以下に述べる解析結果は, $L = 44$ mm と定めた後のものである。

図6は, 握りの中心として選ばれた位置 $l_a = 58$ mm, $l_b = 86$ mm, $l_c = 114$ mm における点の各変位 Y_a, Y_b, Y_c の変位伝達率の周波数特性を示す。この防振ハンドルの一次の共振点は 71 Hz, 二次は 270 Hz にあり, 87 Hz の振動変位が加えられたとき l_a が節となり, 95 Hz で l_b , 107 Hz で l_c に振動の節が作られている。変位伝達率が 0.5 以下になる振動数の範囲を Y_c においてみれば, 90~170 Hz の広さにわたって存在することがわかる。これは, 加振振動数に変動のある場合にも対応できることを示すものである。

振動絶縁効果のある振動数域での握りの挙動をモード形で示したものが図7である。各図において, 曲線で示されているのが, 軸心の振動モード, 直線で表されているのが握りの振動モードである。見られるように, 90 Hz では握り上の節の位置は点7付近にあるが,

加振振動数の増加とともに節の位置は握りの先端に向かって移動している。そして 110 Hz を越えると節の位置は点8の外に生ずるが, 点7, 8間を握りの中心

表1 防振ハンドルの各部数値

	A	B	C	D, E, F, G	H
E (TPa)	0.20	—	0.20	0.20	0.20
I (cm ⁴)	0.0064	—	0.792	0.002	1.15
m_b (g)	4.4	50	73.5	1.35	117.1
l (cm)	2.0	8.0	3.0	1.1	4.0

図6 握り上の変位伝達率曲線

図7 防振ハンドルの振動モード形

にするならば、90～140 Hzの振動数範囲で常に変位の伝達は0.5以下の低いレベルにあり、この範囲で使用するれば良好な振動絶縁効果が期待できる。

3.3 部材の強度に関する検討 本防振ハンドルには、運動エネルギーを散逸させる部分は含まれていない。したがって、使用した部材の耐強度が懸念される。そこで、励振下にある防振ハンドルの部材内部に生ずるせん断力、曲げモーメントについて調べてみよう。

防振ハンドルが取付けられた振動体の上下動変位が $Y_{in} = \pm 1 \text{ mm}$ の一定加振振幅 (100 Hz において 800 m/s^2 の加速度に相当) で正弦波状に振動すると仮定して数値計算された結果を次に示す。

破損が最も心配される部分は各ピアノ線の付け根部分であるので、図8には点0と3におけるせん断力、 F_0 と F_3 の周波数応答曲線を示す。防振ハンドルとして使用すべき振動数範囲にせん断力の最小値があるのは好都合である。図9には、同様に点0と3の曲げモーメント M_0 と M_3 の応答曲線を示す。この曲げモーメントにおいても、使用範囲の振動数で低いレベルにある。

図10と図11には、90～110 Hzにおけるせん断力と曲げモーメントのモード形を示す。この振動数範囲ではせん断力は70 N以下、曲げモーメントは7 N・m

図8 せん断力の伝達特性

図9 曲げモーメントの伝達特性

以下である。したがって、ピアノ線の付け根部に作用するせん断応力は2.4 MPa、曲げ応力は330 MPa以下であり、曲げ応力のみが問題になるが、ピアノ線の引張強さは1500 MPaでありS-N曲線⁽⁴⁾を考慮しても許容範囲にある。また、実際にはディスクグラインダで 800 m/s^2 程度の大きな加速度は生じないので、上記振動数範囲で常用する限りにおいては、強度面で問題はないと思われる。

4. 実験結果

理論解析で示した形状に試作した防振ハンドルの振動絶縁効果を調べる実験は、2種類の方法によった。すなわち、本防振ハンドルと通常のハンドルを加振器に取付け、変位伝達率の比較による方法と、実際にディスクグラインダに取付けて、研削時の握りに伝達される加速度信号の比較による方法である。これらの実験結果を次に述べる。

図10 せん断力のモード形

図11 曲げモーメントのモード形

4.1 変位伝達率の測定 まず、理論解析結果と対応させるべく、試作した防振ハンドルの変位伝達率の測定結果について示す。

図12は、本防振ハンドルを電気油圧式加振器のアクチュエータ軸に直角に取付けて、アクチュエータ軸と握り上に取付けた同一特性の加速度ピックアップの信号を機械インピーダンス解析器により解析し、XYプロッタ上に記録した変位伝達率曲線である。加振方法は正弦波加振、ハンドルの測定点は握りの先端から20 mm 内側で行われた。解析器の関係から、縦横軸共に対数目盛で示されているが、図12は図6に示した Y_c の理論解析結果と比較して、節の所在や二つのピークの現れる振動数など、両者共によく一致している。したがって、部材内部に生ずるせん断力、曲げモーメントも解析で示した傾向が本防振ハンドルにおいても生じていることが推定される。この実験結果においても、伝達率が0.5以下の振動数範囲は、理論値よりやや減少しているといえども、90~130 Hzの広い帯域を得ている。

図13は、図12と同じ方法で測定された通常ハンドルにおける変位伝達率の測定結果である。この場合は、

図12 防振ハンドルの変位伝達率実測値

図13 通常ハンドルの変位伝達率実測値

実用回転数範囲でハンドルが共振しないように、共振点を約370 Hzと高い振動数に設計した剛支持構造をとっている。したがって、常用回転数においては変位伝達率が1であり、振動体の振動が直接手に伝達されることになる。そこで、以下の実験では、通常ハンドルで測定された信号を振動体で測定されたものと見なして、両ハンドルで測定された結果の比較を行う。

4.2 研削時の振動絶縁効果の測定 実験に用いられた手持ち電動工具はミタチ製ディスクグラインダ、AG-180 A形である。研削時に握りに伝達される加速度の測定は、図14に示す測定系によって行った。すなわち、握りの先端から内側20 mmの位置に上下方向と前後方向の加速度を検出すべく、2個のPCB社製加速度ピックアップ、303 A形を取付け、その信号をZonic社製マルチチャンネルFFT解析システム6080形に導いて、時系列データとスペクトル分析値を得た。

本研究では、グラインダの回転数とハンドルの振動絶縁効果との関係を調べることに主眼をおいているために、実験方法はグラインダ頭部に種々な重りを取付けることによって、工具に負荷を掛ける方法を採用

図14 加速度測定系の構成

図15 5880 rpmにおいて握りに伝わる加速度の比較

た。付加重りの程度によって、工具に掛かる負荷は変化し、したがってグラインダの回転数も変化する。その際、グラインダ後部握りは手で支え、工具の被削材に対する角度を約 20° に保った。また、グラインダの方向を定めるために、ハンドルを手で軽く支えた。

図 15 は、グラインダ回転数 5 880 rpm における、本防振ハンドルと通常ハンドルとの上下方向、前後方向加速度信号の比較を示す。通常ハンドルが片振幅約 150 m/s^2 で激しく振動しているのに対し、本防振ハンドルは測定点が節に合致しているために、事実上完全に近い振動絶縁効果があげられている。

図 16 は、図 15 の上下動方向加速度のスペクトル分析結果である。両者共にグラインダ回転数の基本振動数成分が約 100 Hz に現れているが、この解析結果によって、本防振ハンドルの効果がいっそうはっきり理解できる。100 Hz における加速度振幅は $1/1\,000$ 以下に激減しており、事実上静止している。なお、通常ハンドルにおいては、この固有振動数に起因する振幅成分が 350 Hz 付近に現れている。

図 17 には、付加重りによって工具回転数を制御し

た場合の、種々な回転数において握りに伝達される加速度データを示す。上下動方向、前後動方向共に、回転数変化と加速度変化の傾向は似ているが、上下動方向がやや大きくなっている。図 15 に示した通常ハンドルに伝達される加速度と比較すれば、6 600~5 520 rpm の工具回転数変動に対して、十分な振動絶縁効果があげられていることがわかる。これらの加速度波形の周波数分析結果をまとめて図 18 に示す。

この図によって、90~110 Hz の工具回転数における本防振ハンドルの効果を定量的に知ることができる。すなわち、その範囲で本体の振動は $1/3$ 以下に減じられており、特に、95~100 Hz では完全シャ断に近い。

ただし、本防振ハンドルの性質上、80 Hz 付近では通常ハンドルよりも振動が増幅されているが、負荷の増加に伴う回転数の低下はグラインダ本体の振動も減ずることや、手を添えたことによる制振効果によって、極端に加速度が増大することはないことがわかる。

図 16 図 15 に示した上下動方向加速度の周波数分析結果 (左: 防振ハンドル, 右: 通常ハンドル)
Up and down direction Left and right direction

図 17 種々な回転数で握りに伝達される加速度波形 (本防振ハンドルの場合)

図 18 握りに伝達される加速度振幅とグラインダの回転数との関係

5. 結 論

白ろう病などの原因となる振動障害対策の一つとして、振動の節を活用する振動絶縁理論に基づき、手持ち振動工具用防振ハンドルを提案し、理論解析と実験によって次の結論を得た。

(1) この振動絶縁理論に基づいて、常用回転数が 6 000 rpm 付近で使用される電動工具用防振ハンドルを構成した。このハンドルの重量は 260 gf、長さ 140 mm と小形軽量、その上に十分な腰の強さを有するものである。

(2) 伝達マトリックス解法によって、本防振ハンドルの握り上、先端から 20 mm の位置に 100 Hz において振動の節が形成される形状を決定した。その後の

理論解析の結果、変位伝達率が 0.5 以下になる領域が 90~140 Hz の広い振動数帯にあることがわかった。

(3) ハンドルを構成する部材の強度面の検討によって、上記振動数範囲で使用するかぎり、800 m/s² の工具本体加速度に耐えられることがわかった。

(4) 試作した防振ハンドルの変位伝達率の測定結果と、理論解析結果との間によい一致をみた。

(5) この防振ハンドルを実際に電動ディスクグラインダに取付けて、種々な負荷条件で研削したところ、工具回転数が 90~110 Hz の範囲で、握りに伝達される加速度が 1/3 以下に低減され、特に 95~100 Hz において事実上零に近い振動遮断効果が得られることがわかった。

以上の結論により、本防振ハンドルは最近出まわりはじめた回転速度制御形のグラインダなどに特に適しているといえよう。なお、本防振ハンドルに減衰要素を適当に付加すれば、共振点の抑制も可能である。その結果については、別の機会に報告したい。

最後に、本防振ハンドルの試作にはサースエンジニアリング、南館 誠氏の協力を得たことを記して謝意を表す。

文 献

- (1) 三輪・米川, 日本音響学会講演論文集, (昭 53-10), 467.
- (2) 背戸, 機論, 49-439, C (昭 58), 341.
- (3) 背戸・富成, 機論, 36-289 (昭 45), 1463.
- (4) 例えば, 機械設計便覧, (昭 47), 570, 丸善.

討 論

〔質問〕 兼田喜代志 (大同工業大学)

本研究が防振ハンドルとしての必要な諸条件 (腰の強さ, 小形軽量, 制振効果の大きさと多方向性, 広範なノッチフィルタ特性) を同時に満たすことは注目に値する。以下の点を伺いたい。

(1) 図 7 で加振振動数が 90 Hz 近傍の場合, 点 8 において軸心の振動変位は大となる。これによって軸心の質量 m が握りの筒に衝突することはないのか。

(2) 図 6 のノッチフィルタ帯域幅を拡張し, さらに第一次と第二次共振点の中間に反共振点を作るにはどうすればよいか。

(3) 図 18 の研削時で, 防振ハンドルは 80 Hz 付近に振動加速度のピークがみられる。これは設計での第一共振点 (71 Hz) が, 手腕の影響によって 80 Hz 付

近に移動したと考えてよいのか。

(4) 本防振ハンドルの労働衛生的な振動評価値 (JIS C 1511) dBVL や dBVA はどうか。

〔回答〕 (1) 防振材が含まれていない防振ハンドルにおいてはご指摘のような問題が生じる。本論文では本防振ハンドルの構造原理と機能の説明に主眼を

付図 1 防振材を含む防振ハンドル

付図2 ダンパモデルとその伝達マトリックス

置いているために防振材を含めていないが、これを実用するに当たっては、付図1に示すごとき2面間で接着挿入された防振ゴムのごとき防振材を要すると考える。この方法によって、振動が絶縁効果をそこなうことなく、指摘の点の解消が可能である。以下に理論解析によって、そのことを立証する。

挿入した防振ゴムを便宜上ダンパとして扱えば、付図2に示す力学モデルによって同図の伝達マトリックスが得られる。これに $c=10^4$ Ns/m, $r=15$ mm を代入した場合の複素伝達マトリックス解法によって得られた。筒上の点、および軸心上の点の各変位伝達率曲線を付図3、および4に示す。付図3では、 $l=100$ mm で 90 Hz のピークは2倍に抑制されながら、ノッチフィルタ帯域には何ら影響がないことがわかる。この際、90 Hzにおける質量 m の点7、8の振幅倍率は4倍、7.5倍に抑制されている。従って、この例で言えば、90 Hzでハンドル付根部に 20G の加速度が加われば、 Y_{im} の片振幅は 0.306 mm となるから、筒の内壁と m の間の空けきは 2.5 mm もあれば衝突は生じないことになる。

(2) M-K系の固有振動数と m-k系の固有振動数の差をさらに大きくすればノッチフィルタ帯域幅はある程度拡張される。詳しくは文献(2)を参照されたい。また反共振点は筒上の握り位置を付根部から離

付図3 筒上の変位伝達率曲線

付図4 質量 M, m の変位伝達率曲線

すほど高い振動数に移行する。付図3の例では $l=100$ mm で 100 Hz にあった反共振点が $l=300$ mm で 130 Hz に移行している。この考え方で中間に反共振点を作ることは理論上可能である。しかしその結果が実用できるかどうかについては検討を要する。

(3) 文献(2)の討論において示したデータにおいても、手腕の影響で第一共振点がわずかに高域へ移行する傾向を示しているの、そのように理解願いたい。

(4) 本防振ハンドルの評価は、通常ハンドルとの比較による方法によった。労働衛生学的評価については別の機会に報告したい。