

強制振動数の変化に応答する振動絶縁装置の研究

鈴木, 広志 / SUZUKI, Hiroshi / 松田, 修三 / 大谷, 七良 / OYA, Shichiro / MATSUDA, Shuzo

(出版者 / Publisher)

法政大学工学部

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

Bulletin of the Faculty of Engineering, Hosei University / 法政大学工学部
研究集報

(巻 / Volume)

22

(開始ページ / Start Page)

131

(終了ページ / End Page)

137

(発行年 / Year)

1986-03

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00004040>

強制振動数の変化に応答する振動絶縁装置の研究

鈴木 廣志*・松田 修三*・大谷 七良**

Automatic Dynamic Antiresonant Vibration Isolator

Hiroshi SUZUKI*, Shuzo MATSUDA* and Shichiro ŌYA**

Abstract

Dynamic Antiresonant Vibration Isolator (D.A.V.I.) is one of the useful device for isolating the mechanical vibration which is transmitted through the floor or ground, it can easily decrease the amplitude of vibrating body.

However, D.A.V.I. has some weak points in operating. D.A.V.I. isolates the forced vibration only for one frequency. If the frequency of forced vibration varies from a certain frequency, the amplitude of vibrating body can not keep the smallest magnitude. So we have been investigated the new automatic D.A.V.I. which can isolate the forced vibrations with variable frequency.

The new device is constructed with the servomechanisms. But for the present the frequency response is not so good, then we must improve the dynamic performance of it.

§1. はじめに

どこかよそに振動発生源があり、そこから伝わってくるものの振動から防振を必要とする装置を隔離しようとするとき、その装置と振動する基盤(床)との間に弾性材料、例えばコイルばね、防振ゴム、空気ばねなどを挿入することが一般に行われている。しかし弾性材料を挿入することによって、防振しようとする装置と弾性材料の弾性によって新しく振動系が形づくられることになる。このさい新しくできた振動系の固有振動数が強制振動数に比べて十分小さければ、振動の伝達も十分小さくすることができる。しかし、この固有振動数と強制振動数との差を大きくとれないときには、振動伝達率を小さくすることは大変難しいことである。しかし実際にはいろいろの制約から固有振動数と強制振動数の差を大きくとれない場が少なくない。このような場合にも今回の研究で改良を行った逆共振動絶縁装置は大変よい振動絶縁特性を示す。しかしこの逆共振動絶縁装置の欠点は、ある特定の変動しない強制振動数に対してのみ有効に作用することである。したがって強制振動数が変動するような状態ではこの装置はうまく作動しなくなる。そ

* 電気工学科計測制御専攻

** 機械工学科

ここでこの問題を解決する一つの試みとして、強制振動数が変動してもこれに対応する振動絶縁装置の試作、研究を行った。

§2. 原 理

逆共振振動絶縁置の作動原理を簡単に述べる。装置Mの質量を m 、装置を支えるばねKのばね定数を k とする。また共振棒 AB の腕を支点0で分けた長さをそれぞれ a , $(l-a)$ とする。

m_e は共振棒とおもりから求めた有効質量である。

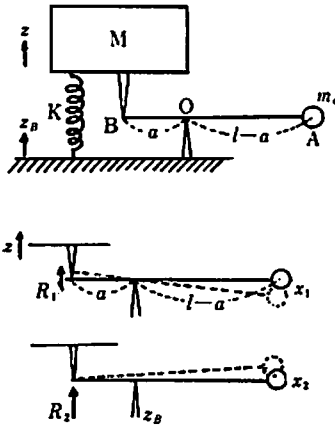


図1 原理図

Mの変位を z 、基盤の変位を z_B 、Mの変位 z によって共振棒に働く力を R_1 、 m_e の変位を x_1 とする。基礎の変位 z_B によって m_e は x_2 だけ変位し、このとき共振棒のB点に働く力を R_2 とする。変位 z による m_e の変位 x_1 、変位 z_B による m_e の変位 x_2 はそれぞれ次式で表される。

$$x_1 = z \cdot \frac{(l-a)}{a} \tag{1}$$

$$x_2 = z_B \cdot \frac{l}{a} \tag{2}$$

支点0に関する力のモーメントから共振棒に作用する力 R_1 , R_2

を求めると、

$$R_1 = m_e \ddot{z} \frac{(l-a)^2}{a^2} \tag{3}$$

$$R_2 = m_e \ddot{z}_B \frac{(l-a)l}{a^2} \tag{4}$$

つぎに物体Mに関する運動方程式を求めると

$$\begin{aligned} m\ddot{z} &= -(z - z_B)k - R_1 + R_2 \\ &= -(z - z_B)k - m_e \ddot{z} \frac{(l-a)^2}{a^2} + m_e \ddot{z}_B \frac{(l-a)l}{a^2} \end{aligned} \tag{5}$$

ここで $z = Ze^{i\omega t}$, $z_B = Z_B e^{i\omega t}$ として、これを式5に代入すれば、

$$-m\omega^2 Z e^{i\omega t} = -(Z e^{i\omega t} - Z_B e^{i\omega t})k + m_e \omega^2 Z \frac{(l-a)^2}{a^2} e^{i\omega t} - m_e \omega^2 Z_B \frac{(l-a)l}{a^2} \tag{6}$$

$$Z(k - m\omega^2 - m_e \omega^2 \frac{(l-a)^2}{a^2}) = Z_B \left\{ k - m_e \omega^2 \frac{(l-a)l}{a^2} \right\} \tag{7}$$

式7より Z_B に対する Z を求めると

$$\frac{Z}{Z_B} = \frac{k - m_e \omega^2 \frac{(l-a)l}{a^2}}{k - m\omega^2 - m_e \omega^2 \frac{(l-a)^2}{a^2}} \tag{8}$$

基盤の変位 Z_B に対して物体Mの変位 Z をなくすためには、式8の分子を零にすればよい。すなわち次の条件を満足させるように各部の定数 k , m_e , l , a を選ばばよいことになる。

$$k - m_e \omega^2 \frac{(l-a)l}{a^2} = 0 \tag{9}$$

式9よりZの値が零になる振動数を求めると

$$f = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m_e(l-a)l}} \tag{10}$$

となる。基盤から作用する強制振動数に対してばねK，有効質量 m_e ，共振棒からなる振動系の固有振動数が等しくなるように，共振棒の腕の長さ a ， $(l-a)$ ，あるいはおもりの質量を選べばよい。しかし実際には，おもりの質量を連続的に変化させることは非常に難しいので，ここでは共振棒の支点0とおもり m_e の距離 $(l-a)$ か，支点Bと0の距離 a を強制振動数に合わせて自動的に変える振動絶縁制御装置を試作した。

物体Mの変位 z が零のとき，すなわち共振棒が共振状態にあるとき，物体Mに働く力のつり合いを考えてみる。Z=0 より $R_1=0$ となるから，Mに作用する力はB支点から R_2 とばねKの変位によって生ずる力の二つだけとなる。 R_2 と kz_B はそれぞれ次式のように表される。

$$R_2 = m_e \ddot{z}_B \frac{(l-a)l}{a^2} = -m_e Z_B \omega^2 \frac{(l-a)l}{a^2} \cdot e^{i\omega t} \tag{11}$$

$$kz_B = k Z_B e^{i\omega t} = m_e \omega^2 \frac{(l-a)l}{a^2} Z_B e^{i\omega t} \tag{12}$$

式11, 12よりMに作用する R_2 と kz_B の合力が零になることがわかる。すなわちMに作用する基盤からの振動力と等しい大きさの逆向きの力が共振棒の共振によって生じ，互に打ち消し合っ
て物体Mの変位を零にしている。

§3. 共振棒とおもりの有効質量

共振棒の質量が無視できるほど小さく，おもりが質点とみなされるときは，逆共振振動数と支点の位置との関係は式10によって求めればよい。しかし実際には，共振時には共振棒にかなり大きな力が作用するため，ある程度の強度を必要とする。そのため共振棒の慣性能率は大きくなり無視できなくなっている。

図2において共振棒の質量を m' 重心Gに関する慣性能率を $m'\beta^2$ ，支点0に関する慣性能率を $m'c^2$ とする。またおもりの重心に関する慣性能率を $m_1\alpha^2$ ，支点0に関する慣性能率を $m_1(l-a)^2$ とする。これより共振棒とおもりの慣性能率は， $m'\beta^2 + m'c^2 + m_1\alpha^2 + m_1(l-a)^2$ となる。おもりを含んだ共振棒の $(l-a)$ の位置における有効質量を m_e とすれば，

$$m_e(l-a)^2 = m'\beta^2 + m'c^2 + m_1\alpha^2 + m_1(l-a)^2$$

となり，これより有効質量 m_e は

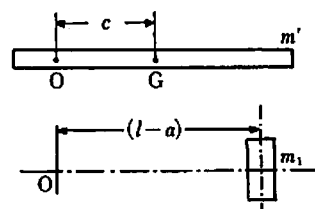


図2 共振棒とおもりの慣性モーメント

$$m_e = m_1 + \frac{(m_1 \alpha^2 + m' \beta^2 + m' c^2)}{(l-a)^2} \equiv m_1 + \frac{\gamma}{(l-a)^2} \quad (14)$$

となる。ただし $\gamma = m_1 \alpha^2 + m' \beta^2 + m' c^2$ 。式10に式14を代入して次式をうる。

$$f = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m_1 l(l-a) + \gamma(1-a/l)}} \quad (15)$$

§ 4. 振動絶縁制御装置の機構

試作2号機では図3にみられるように図1の原理図に示されるものと同じ構造となっている。すなわち共振棒系の共振振動数を変化させるためには、サーボモータを用いておもりの位置を移動させ、式15中の $(l-a)$ の大きさを変化させている。

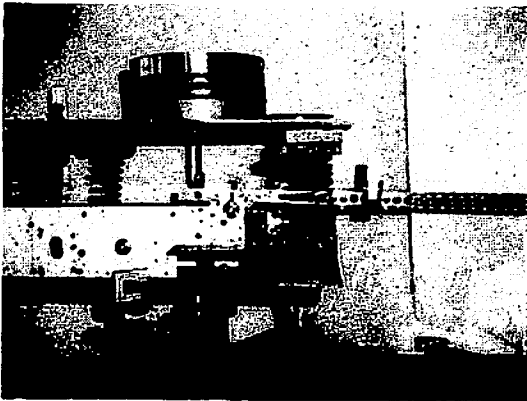


図3 2号機

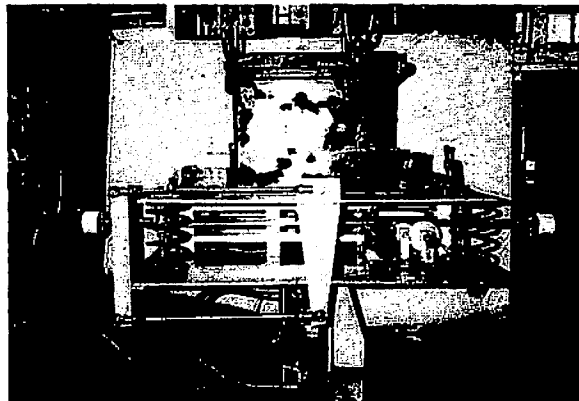


図4 3号機

試作3号機では図4にみられように、原理図と同じ構造のものが2箇対称的に組み込まれている。共振棒の支点から物体Mに作用する力、すなわち図1中の R_1, R_2 がMの両端に作用するようになっているため、振動絶縁台の平衡がとりやすく安定性のよい構造となっている。

3号機では、共振棒系の固有振動数を合わせるためには、共振棒の支点の位置、すなわち、式15中の a の大きさを変えている。

外部から伝わってくる振動数によって振動絶縁装置を制御するのであるが、直流サーボ機構を働かせるために、まずはじめに強制振動数に比例した直流電圧を作る必要がある。この目的のために製作した回路を図5に示す。

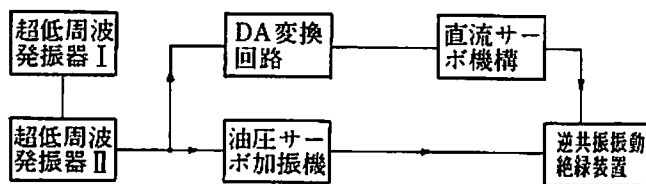


図5 DA変換回路

対象とする強制振動数がかかなり低いため、リップルの少ない直流電圧を得ることが大変難しい。今回使用した回路では、若干リップルは残っているが、直流サーボ機構を働かせるには支障がない程度に整流されている。

§5. 特 性

5.1 静 特 性

図6は共振棒の腕の長さ、すなわち共振棒の固定支点と移動支点との距離 a を15cm, 30cm, 50cmに固定したときの振動絶縁特性を示す。図7は加振機と振動絶縁台との間にシリコンオイルダンパーを挿入したときの振動特性である。図6のダンパーを使用しない場合に比べて図7の場合は振動絶縁率が悪くっている。ダンパーは衝撃的な外乱に対して、絶縁台の振動減衰を良くするために挿入したのであるが、強制振動数が変動しないか、あるいはそれに準ずるような状態で使用するときにはダンパーを使用しない方が振動絶縁特性は良くなる。

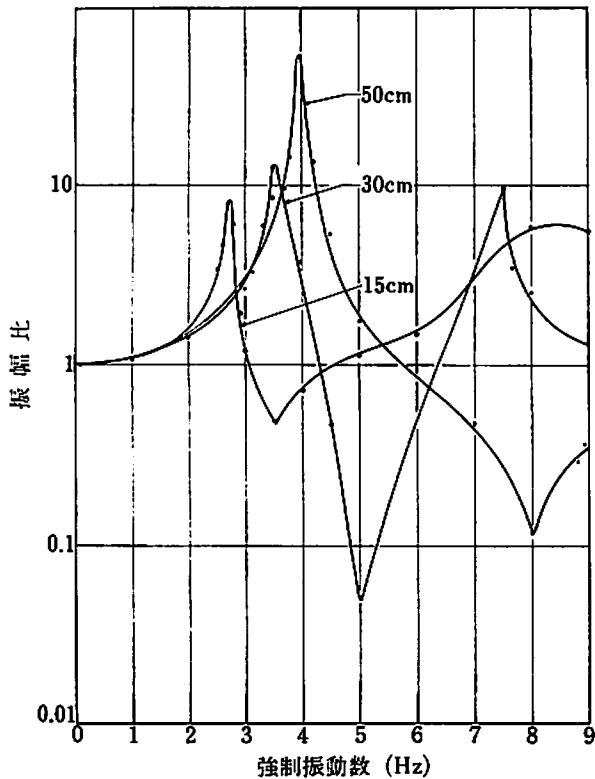


図6 共振棒の支点の位置を50, 30, 15cm とかえたときの振動絶縁特性

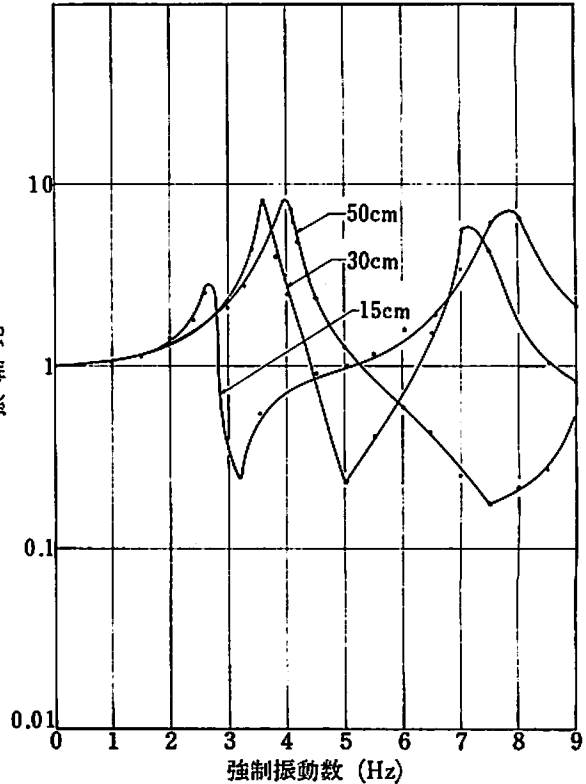


図7 振動減衰器を使用したときの振動絶縁特性

5.2 周波数応答特性

強制振動数の変動の幅は、振動絶縁装置を使用する状況によって異なってくるが、制御装置はつねに振動伝達率が最小になるように動作しなければならない。そこで試作した振動制御装置につ

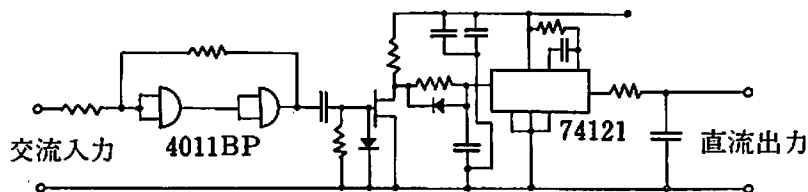


図8 周波数応答特性測定法

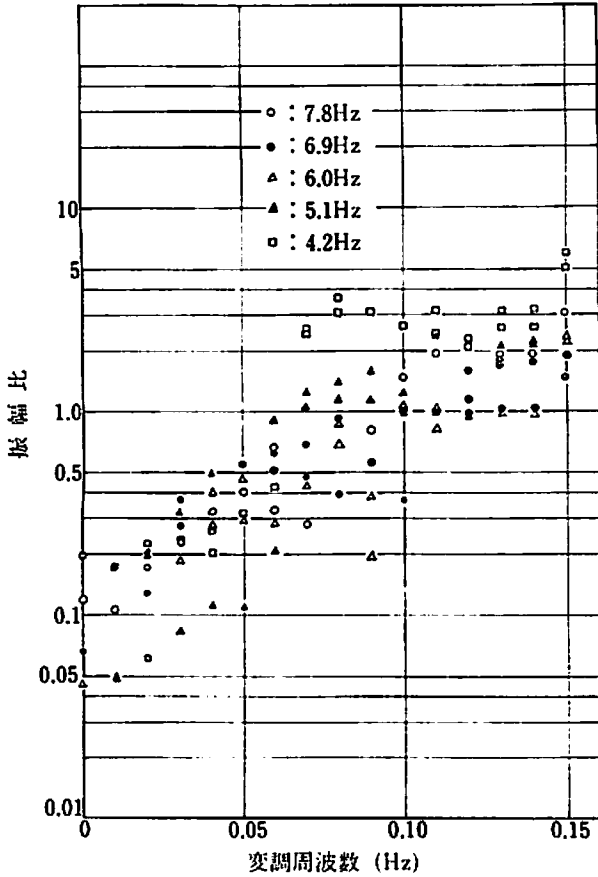


図9 振動絶縁の周波特性

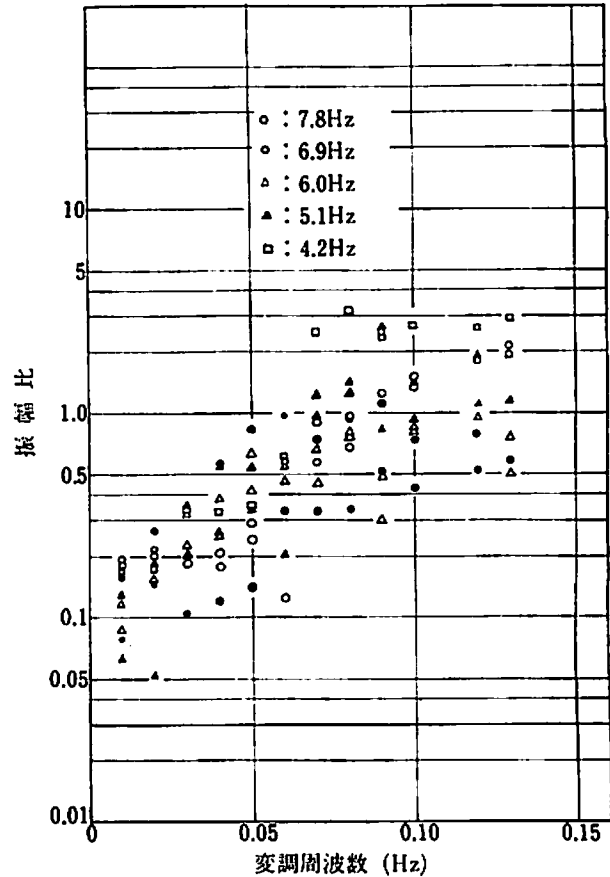


図10 振動減産器を取りつけたときの振動絶縁の周波数特性

いて周波数応答特性を測定した。周波数応答特性測定方法は図8のようになっている。発振器Ⅰの出力電圧によって発振器Ⅱの出力周波数を変調している。発振器Ⅰの出力電圧はP-Pで約5V、発振器Ⅱの出力周波数は4.2Hz～7.8Hzに変調されている。また発振器Ⅱの出力周波数は



図11 振動絶縁実験

DA変換回路によって周波数に比例した直流電圧に変換される。この直流電圧を入力し直流サーボ機構を駆動し、共振棒の可動支点の位置を制御している。発振器Ⅱの出力周波数によって油圧サーボ加振機を制御し、強制振動を発生させている。

変調用発振器Ⅰの周波数は0.01Hzから0.18Hzまで0.01Hzステップごとに変化させている。すなわち各ステップごとに強制振動数は4.2Hz～7.8Hzの変化を変調周波数によって繰り返している。

図9はダンパーを使用しないとき、図10はダンパーを使用したときの周波数特性を示す。いずれの場合も周波数特性は余りよくない。とくに強制振動数の低い領域では特性

が悪く改善の必要がある。周波数特性が良くない原因には、DA 変換器のおくれとサーボ制御系のおくれが大きく影響している。サーボ制御系の時定数は約 0.8 秒であるが、DA 変換回路の時定数は約 2 秒と非常に大きく、これが周波数特性を悪くしている大きな原因である。

図 6 の振動絶縁特性図でみられるように、共振点では特性曲線が大きな勾配をもっているため、移動支点の正確な位置決めも特性を良くする重要な要素となっている。

§ 6. ま と め

逆共振絶縁装置は、外部から伝わってくる振動を絶縁する大変有効な装置の一つであるが、その対象とする振動の振動数が一定でなければならないという欠点がある。そのため逆共振絶縁法はその応用範囲が限られたものになってくる。この欠点をなくするためには、伝わってくる強制振動数に応じて逆共振振動数を自動的に変化させることができればよい。

この問題を解決するため、われわれは強制振動数が変動しても常に振動伝達率を最小にするような制御装置の研究を行ってきた。しかし現在のところまだ十分満足できる振動絶縁特性が得られていないが、これまでの結果について報告した。

改善を要する点は、対象とする強制振動数の変化する範囲が約 3 Hz から 8 Hz にとどまり余り広くとれなかったことと、強制振動数の変動による周波数応答特性が余りよくならなかったことである。強制振動数の範囲を広くとれなかった一つの理由は、低い振動数のところでは共振棒の支点に無理な力がかかる不安定な構造になったことと、高い振動数では機械部分の構造と工作上の精度から高次の振動が発生するようになったためである。

周波数特性が予想より悪くなったのは、DA 変換回路のおくれが大きくなってしまったためで、今後の改善にあたっては先ずこの回路の変更等を検討する必要がある。しかし現在完成している装置でも強制振動数の変動が少ないときには、十分良好な振動絶縁特性を得ることができる。

参 考 文 献

- 1) Robert Jones: Control of Helicopter Vibration Using the Dynamic Antiresonant Vibration Isolator Society of Automotive Engineers. October, 1973.
- 2) Robert Jones and William G. Flannelly: Application of the Dynamic Antiresonant Vibration Isolator to Helicopter Vibration Control.
- 3) Ren'e A. Desiardins: Integrated Floor/Fuel Isolation System for the Model 234 Commercial Chinook, Fifth European Rotorcraft and Powered-Lift Aircraft Forum, September, 1979.