

コイルばねとボールベアリングを組み合わせた機械振動伝達防止装置の研究

SUZUKI, Hiroshi / 鈴木, 広志

(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)

18

(開始ページ / Start Page)

17

(終了ページ / End Page)

22

(発行年 / Year)

1982-03

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00004107>

コイルばねとボールベアリングを組み合わせた 機械振動伝達防止装置の研究

鈴木 廣 志*

A Study of a Mechanical Vibration Isolater using Coil Springs and Ball Bearings

Hiroshi SUZUKI

Abstract

In the case of rotating machinery which is out of balance, undesirable vibrations are transmitted through the floor or ground to other parts of the building or structure.

In order to isolate the mechanical vibration, elastic materials are inserted between the rotating machinery and the base.

This isolater is made up of ball bearings and soft coil springs.

The ball bearings reduce the horizontal natural frequency of the vibrating system and the soft springs reduce the vertical natural frequency.

Thus these isolators can produce a small vibration transmission coefficient.

We were able to reduce the undesirble vibrations which are transmitted through the floor or ground.

§1. 緒 言

産業機械その他一般に機械より発生する振動の伝達を防ぐ目的のために振動体を弾性体で支持することが広く行われている。本装置においてはコイルばねと鋼球を組み合せ、水平方向の振動に対してはジャイロ運動を行わせることによって、水平方向の振動系の固有振動数を小さくし、鉛直方向の振動に対しては非常にばね定数の小さいコイルばねを用いることによって鉛直方向の固有振動数を下げている。この結果防振効果の非常にすぐれた、しかも非常に耐久性のある防振装置を完成することができた。

§2. 原 理

減衰器を持つ機械振動系は第1図のように示される。ある外力の大きさに対して基盤（床）に

* 電気工学科，計測制御専攻

伝達される力との比, 振動伝達率を t とすれば,

$$t = \frac{\sqrt{1 + \left(2 \frac{C}{C_0} \cdot \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2 \frac{C}{C_c} \cdot \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (1)$$

と表わすことができる。

ただし,

C : 減衰定数

C_c : 臨界減衰定数

ω : 強制振動数

ω_n : 固有振動数

とする。

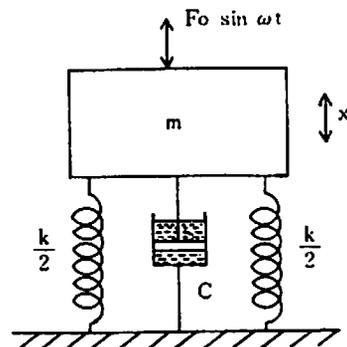
問題の扱いを簡単にするため減衰定数 C の値を C_c にくらべて非常に小さいものであるとすれば 1 式は次式のように簡単になる。

$$t = \left| \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right| \quad (2)$$

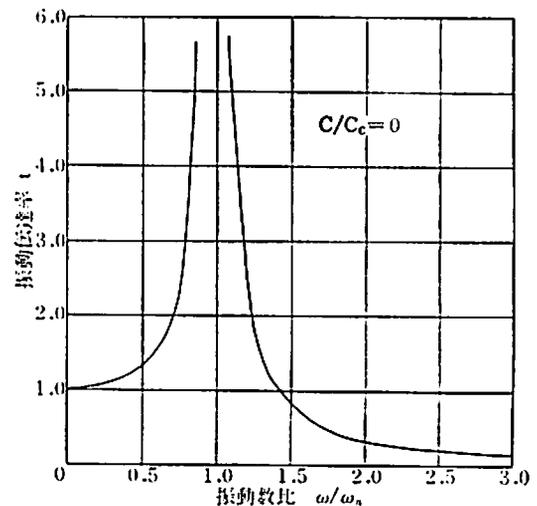
減衰力が働かない場合の振動伝達率を表わす 2 式を用いて $\omega/\omega_n=2$, $\omega/\omega_n=3$ について t を計算すると, それぞれ $t=1/3$, $t=1/8$ となる。このように ω/ω_n の値, すなわち強制振動数と振動系の固有振動数の比を大きくするほど振動伝達率を小さくすることができる。

一般の機械装置においては, その機械の使用目的によって, 強制振動数にあたる機械の振動数は大体定まっていることが多い。したがって ω/ω_n の値を大きくするためには, 機械振動系の固有振動数を下げざるを得ない。機械振動系の固有振動数を小さくするためには, 空気ばねは大へん有効な装置である。しかし, 苛酷な使用条件を要求されるような機械装置においては, 空気ばねは安全性と耐久性においてまだ十分でないところがある。本装置では空気ばねの代りにばね定数の非常に小さいコイルばねを用いている。非常にばね定数の小さいコイルばねは一般には横方向の力に対して不安定であるため, 使用方法を誤ると危険を生ずる場合がある。本装置ではコイルばねに対しては横方向からは殆んど力が作用しない構造になっており, 仮に横方向の力が作用してもコイルばねの上端は横方向には殆んど変位しないようになっている。

次に水平方向の振動成分に対しては, 振動体が鋼球に乗ってジャイロ運動をするようになっている。基盤の水平が保たれていなかったり, 振動体の重心位置がかたよっているときには, 振動



第1図 減衰を有する振動系



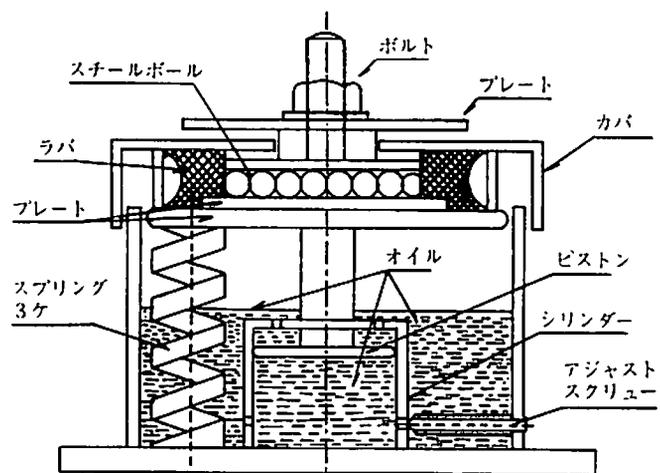
第2図 減衰定数 $C=0$ のときの振動伝達率

体に作用している重力の水平方向の成分のため、振動体が水平方向にかたよるおそれがある。この水平方向の移動を防ぐためゴムリングが使用されているため、水平方向の運動に対しても固有振動数を生ずるがその振動数が非常に小さくなるようにゴムリングのばね定数をえらんである。

振動体を弾性体で支えることによる宿命として、振動体の回転が定常状態に達するまでの過程において必ず機械的共振を生ずる。この共振による振動振幅の増大を防ぐため本装置においては、オイルダンパを内蔵している。このオイルダンパには減衰力を微調整できる弁があるため、最適な減衰力を与えることができる。

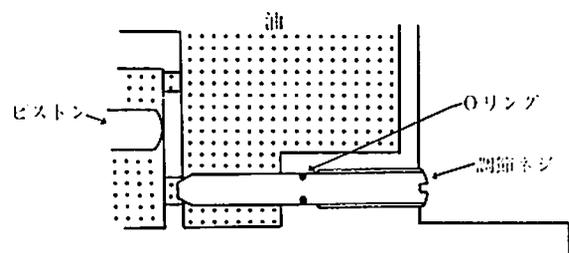
§3. 構造

第3図中のガイドプレートは3本のコイルばねによって支えられている。オイルダンパのピストンはガイドプレートに固定され、シリンダはケースの底部に固定されている。ガイド円板上面に焼入鋼板をのせ、鋼球を挟んで支え金具がある。この支え金具の横ずれを防ぐためゴムリングが挿入されている。このゴムリングは鋼球が横に逃げるのを防ぐ働きもしている。



第3図 振動伝達防止器の構造

第4図に示されるようにオイルダンパのシリンダの底部には、減衰力を調節するためのオリフィスがとりつけられてあり、このオリフィスの抵抗値は外部から調節できる構造となっている。シリンダの上端には、油の通過によって余り大きな圧力降下を生じない程度の穴がけられている。この構造からわかるように減衰力はピストンが下方方向に動くとき大きく作用し、上方方向に動くときは小さい力が作用する。しかし、上方方向、下方方向の減衰力に差があっても、減衰器としての機能に特に影響を与えることはない。

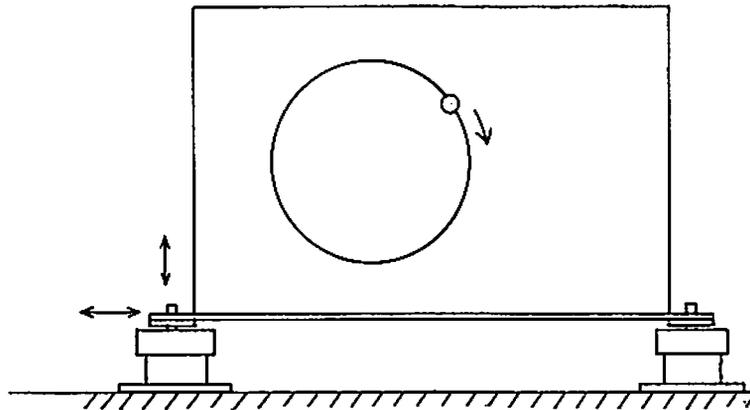


第4図 オイルダンパの減衰力調節

防振器の防振効果すなわち基盤へ伝達する振動力を少くするためには、減衰力は必要最小限の大きさにおさえる方がのぞましい。そのため減衰器は減衰力調節用の機構をそなえた方がよい。

§4. 測定結果

防振装置は回転部を有する機械装置に対して図のように装着する。回転部に不平衡量が存在すると機械装置は遠心力によって鉛直面上を円状に振動する。6 kg の不平衡量を与えたときの機



第5図 振動伝達防止器の装置

第1表 機械装置の振動振幅(mm)

振動方向	始動時の 共 振	定常状態	停止時の 共 振
水平方向	2.6	1.1	2.6
鉛直方向	1.4	1.0	1.1

第2表 水平方向、鉛直方向の振動レベル

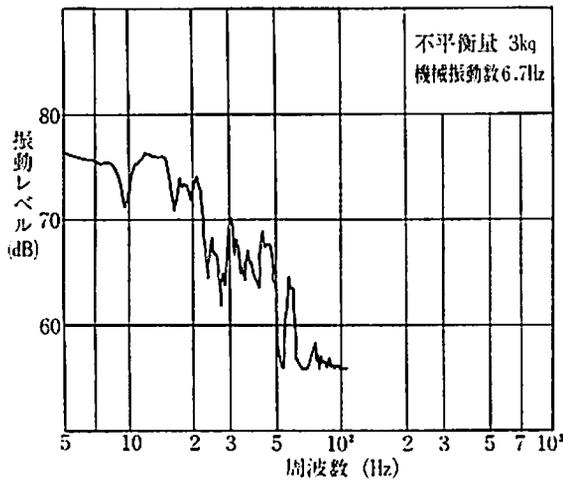
振動方向	防振器なしdB	防振器付きdB
水平方向	53	45以下
鉛直方向	72	52

械装置の鉛直、水平方向の振動振幅を測定した例を第1表に示す。共振時の鉛直方向の振幅が水平方向の振幅にくらべて小さくなっているのは、鉛直方向にはオイルダンパが作用しているからである。つぎにアンカーボルトと防振器取付け点から1 mはなれた地面上において、鉛直方向、水平方向の振動レベルの大きさを測定する。第2表の測定例でみられるように、防振器の有無にかかわらず、鉛直方向の振動レベルの方が水平方向の振動レベルより大きくなっている。

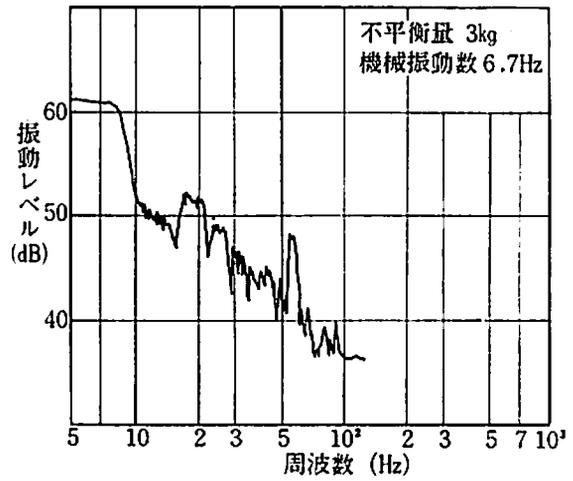
これは機械装置を据えつけている床の鉛直方向と水平方向の弾性率の相違によるものと思われる。コンクリートを施工した床の厚さは、一般には10cm~15cm位であるが、水平方向にはかなりの面積を持っているため、水平方向の弾性率の方が鉛直方向の弾性率より大きくなっている。そのため振動レベルの測定には鉛直方向の振動レベルだけ測定することが多い。

第6図は防振器がないとき、第7図は防振器を装置したときの地面上の振動スペクトルを示す。防振器の使用によって振動レベルは約13dB減少している。この機械装置の重量は1,750kg、回転数は、6.7Hz、不平衡量は3.0kg、回転ドラムの直径は0.91m、運転時に発生する最大振動力は約2,400kg重である。

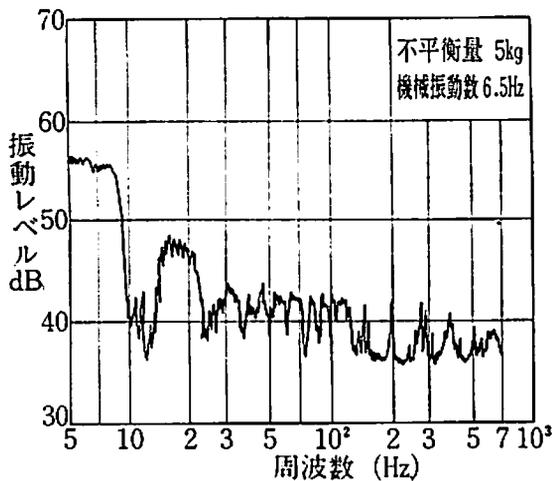
第8図と第9図は、機械装置の重量3,650kg、回転数6.5Hz、不平衡量5.0kgのときの振動スペクトルを表わす。



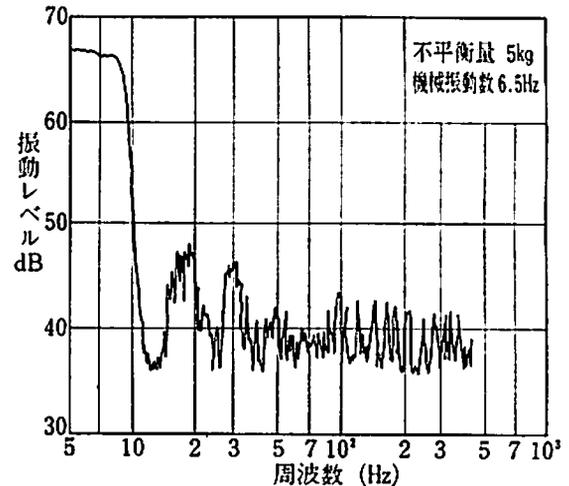
第6図 防振器がないときの振動スペクトル



第7図 防振器を装着したときの振動スペクトル



第8図 防振器を装着したときの振動スペクトル

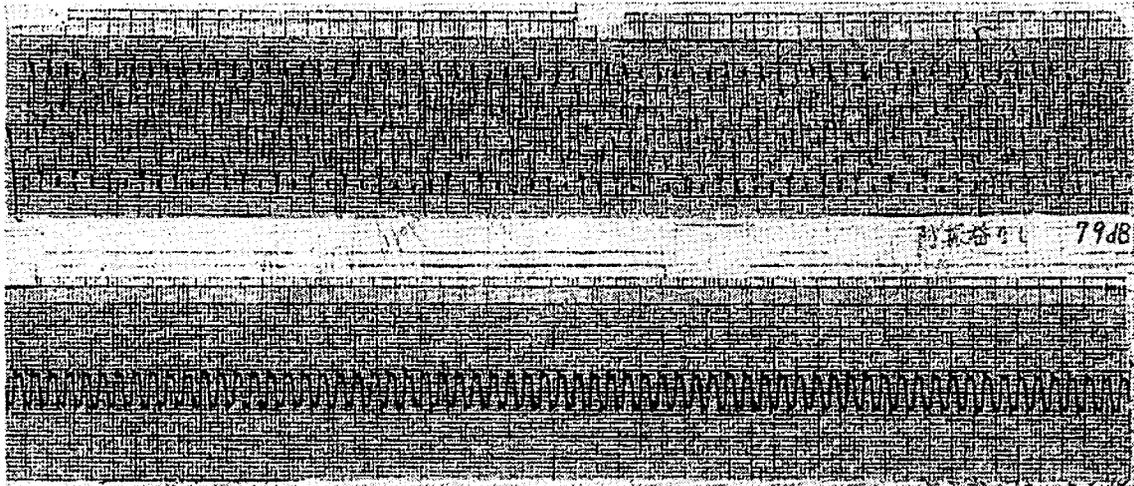


第9図 防振器がないときの振動スペクトル

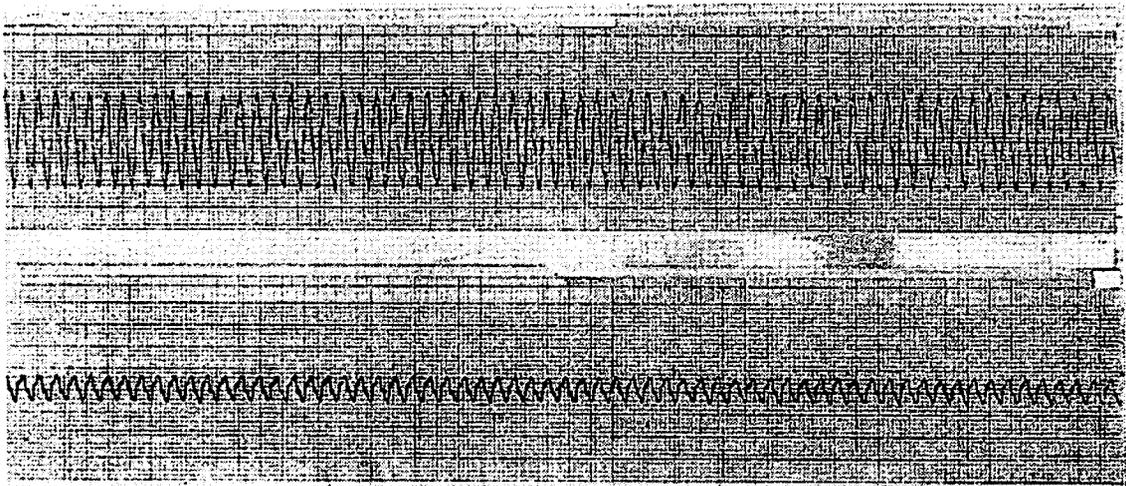
第10図は防振器取付け場所近くの地面（コンクリート）上における鉛直方向の振動レベル，第11図は防振器取付け場所から1 mはなれた地面上の鉛直方向の振動レベルを記録したものである。いずれの場合も防振器の使用によって10dB以上の振動レベルの減少がみられる。

結 言

回転部に不平衡量の存在する機械装置に発生した機械振動の基盤への伝達を防止するため，振動体を弾性体で支持する方法が広く採用されている。振動伝達率を小さくするためには，ばね定数と振動体の質量で決まる振動系の固有振動数を強制振動数よりも十分小さくしなければならぬ



第10図 防振器取付け点に近接した基盤（コンクリート床）上における鉛直方向の振動レベル



第11図 防振器取付け点から1mはなれた基盤（コンクリート床）上における鉛直方向の振動レベル

い。しかし強制振動数が非常に小さいときに、振動系の固有振動数を強制振動数より更に小さくすることは非常に困難なことである。機械重量を増加させたり、ばね定数を出来るだけ小さくすることによって固有振動数を小さくしている。本装置では、空気ばねほどはばね定数を小さくすることは出来なかったが、ばね定数の非常に小さいコイルばねを選び、鋼球の働きと組み合わせて振動系の水平方向、鉛直方向、いずれの固有振動数も十分小さい値にすることができた。

振動体をコイルばねで支えることによって共振時には振動振幅が増大するが、この振動振幅を制御するためのオイルダンパを内蔵している。このオイルダンパはその減衰率を容易に調節できるため、振動体の動きに対して必要最小限の減衰力を与えることができる。

必要以上の減衰力は、振動伝達率の増大を招き好ましいことではない。オイルダンパはケース内に蓄えられている大量の油とノズルの部分でつながっているため、長時間使用しても油ぎれを招くことはない。

この装置は、業務用大型自動洗濯機用として研究、開発されたものであるが、一般の産業機械の防振装置としても使用することができる。特に強制振動数の低い振動機械に対して有用である。