

## 農用車両のシートの防振について ——不整地走行時の応答と支持条件——

笹尾 彰・遠藤俊三  
(農業機械学研究室)

Received June 29, 1977

### On the Control of the Seat Vibration of the Agricultural Vehicles ——The Response of the Seat to Random Input and the Seat Suspension——

Akira SASAO and Shunzo ENDO  
(Laboratory of Agricultural Machinery)

The dynamic response of an agricultural vehicle-seat to random input was examined by using a dynamic model.

The dynamic model was a linear and two degree freedom system of one input as in Fig. 1, and the input road model was a band-limited random excitation system as in the equation (4).

The results obtained were summarized as follows:

1) The response magnification of the absolute acceleration ( $\ddot{X}_{2rms}/\ddot{X}_{0rms}$ ) decreased with the decrease of the natural frequency of seat system ( $f_2$ ) in the case of small  $f_2/f_1$  value, and the response magnification of the relative displacement ( $Y_{2rms}/X_{0rms}$ ) decreased with the increase of  $f_2$  in the case of large  $f_2/f_1$  value.

The response magnification was influenced by the band of input-frequency, but was little influenced by an input shape.

2) The response magnification tended to become larger with the decrease of seat mass  $M_2$ , but its influence was little and its value in the cascade connection showed the maximum value.

3) The peak value of the  $\ddot{X}_{2rms}/\ddot{X}_{0rms}$  became larger with the decrease of the damping ratio  $\zeta_2$ , but as the  $f_2/f_1$  value decreased, the smaller  $\zeta_2$  gave the smaller  $\ddot{X}_{2rms}/\ddot{X}_{0rms}$  value.

4) The body-seat system in the cascade connection could result in the single degree freedom system and gave the optimum parameter of the seat suspension to band-limited random input. But being subject to restriction both by the intensity of structure and the comfortable ride, the practical seat could hardly be realized by the passive seat suspension.

The practical seat will be realized by the active seat suspension.

#### 緒 言

農用車両は非常に劣悪な路面条件下を走行することが主であるが、そのシートの支持方法

は極めて単純で、乗心地に対する配慮がほとんどなされていないのが現状である。

本報では、パッシブな支持装置としてより効果のあがる方法を検討するために、農用車両を2自由度系として不規則な路面凹凸に対する、シート・オペレータ系の応答の特性を、絶対加速度および相対変位の二乗平均値をもって評価し、支持条件量の効果を検討したものである。ランダム振動に対する応答に関する研究は多くみられるが<sup>1,2,3)</sup>、ほとんどは、その入力をホワイト・ノイズとして取扱っている。ここでは、文献<sup>3)</sup>にみられるように、入力周波数帯域が限定されている場合について考察する。我々は、すでに農用車両の不規則路面走行時の振動特性<sup>4,5,6)</sup>や入力源となる路面の特性について検討してきたが、その振動の周波数帯域として、0~10Hzの範囲で影響の大きいことを知った。そこで、路面からの入力周波数帯域を0~10Hzについて考え、その範囲で入力のパワー・スペクトル密度が異なる場合のシート・オペレータ系の応答と支持条件量の関係を数値計算により明らかにし、防振に対する考察を行った。

車両の振動モデルと運動方程式

農用車両をFig. 1 (a)のような、線形2自由度系として取扱う。ここに、 $M_1$ は車輪を含む車両本体の質量、 $M_2$ はシート・オペレーター系(以後シート系と略記する)の質量、 $k_1, c_1$ は車輪系のバネ定数および減衰係数、 $k_2, c_2$ はシート支持機構のバネ定数および減衰係数とする。路面の変位入力 $x_0$ 、 $M_1, M_2$ の絶対変位を $x_1, x_2$ とし、相対変位を $y_1 = x_1 - x_0$ 、 $y_2 = x_2 - x_1$ とすると運動方程式は(1)式および(1)'式となる。

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 + 2\zeta_1\omega_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) - 2\zeta_2\omega_2\mu(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \omega_1^2(x_1 - x_0) - \mu\omega_2^2(x_2 - x_1) &= 0 \\ \ddot{x}_2 + 2\zeta_2\omega_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \omega_2^2(x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\} (1)$$

あるいは

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2\zeta_1\omega_1\dot{y}_1 + \omega_1^2y_1 - 2\zeta_2\omega_2\mu\dot{y}_2 - \mu\omega_2^2y_2 + \ddot{x}_0 &= 0 \\ \ddot{y}_1 + \ddot{y}_2 + 2\zeta_2\omega_2\dot{y}_2 + \omega_2^2y_2 + \ddot{x}_0 &= 0 \end{aligned} \right\} (1)'$$

ただし

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \sqrt{\frac{k_1}{M_1}} = 2\pi f_1, & \omega_2 &= \sqrt{\frac{k_2}{M_2}} = 2\pi f_2, & \mu &= M_2/M_1, \\ \zeta_1 &= C_1/2\sqrt{M_1k_1}, & \zeta_2 &= C_2/2\sqrt{M_2k_2} \end{aligned}$$

なお、(1), (1)' 式において $\mu = 0$ としたときは、Fig. 1 (b)で示すような、カスケード結合の場合の運動方程式になる。

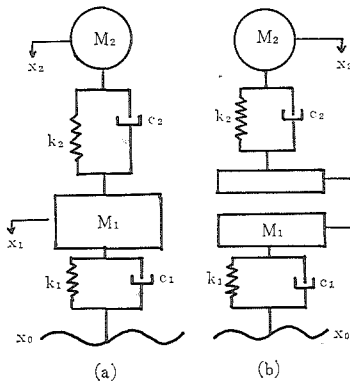


Fig. 1 Vehicle Model

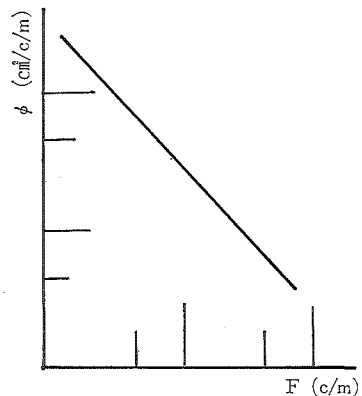


Fig. 2 Road Model

### 入力路面のモデル

一般に農用車両が走行する路面は、Fig. 2 のように、そのパワー・スペクトル密度 $\Phi$ は周波数に対して、面対数グラフ上で、負の勾配をもつ直線(2)式で近似できる<sup>3)</sup>。

$$\Phi(F) = K \cdot F^a \quad (2)$$

ただし、 $a, K$  : 路面に固有の定数

$F$  : 周波数(cycle/m)

この路面を一定速度  $V$ m/sec で走行する場合を考えると、

$$\begin{aligned} \phi\left(\frac{F}{V}\right) &= \frac{1}{V^{(1+a)}} \cdot K \cdot \left(\frac{F}{V}\right)^a \\ &= \frac{1}{V^{(1+a)}} \cdot K \cdot (f) \end{aligned} \quad (3)$$

ここに  $f$  : 周波数 (cycle/sec)

対象路面と走行速度の関係から  $f_p \leq \frac{F}{V} \leq f_q$  に周波数域を限って、(4) 式のようなモデルを考える。

$$\phi(f) = \begin{cases} \phi(f_p) \cdot \left(\frac{f}{f_p}\right)^a & f_p \leq f \leq f_q \\ 0 & f \leq f_p, \quad f \geq f_q \end{cases} \quad (4)$$

### 不規則入力に対する応答

不規則路面走行時の応答特性を明らかにするために、(4) 式で表わされるような入力が入力作用するときの、質量  $M_1, M_2$  の絶対加速度  $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2$  および相対変位  $y_1, y_2$  の二乗平均値  $E[\ddot{x}_i^2], E[y_i^2]$  ( $i=1, 2$ ) を求める。まず、入力変位  $x_0$  に対する  $\ddot{x}_i, y_i$  の周波数応答関数を運動方程式(1)から求め、それぞれ  $H\ddot{x}_i(f), Hy_i(f)$  とする。

二乗平均値  $E[\ddot{x}_i^2], E[y_i^2]$  は

$$E[\ddot{x}_i^2] = \phi(f_p) \cdot \int_{f_p}^{f_q} \left| H\ddot{x}_i(f) \right|^2 \cdot \left(\frac{f}{f_p}\right)^a \cdot df \quad (5)$$

$$E[y_i^2] = \phi(f_p) \cdot \int_{f_p}^{f_q} \left| Hy_i(f) \right|^2 \cdot \left(\frac{f}{f_p}\right)^a \cdot df \quad (6)$$

一方、路面入力の二乗平均値  $E[\ddot{x}_0^2], E[x_0^2]$  は

$$E[\ddot{x}_0^2] = (2\pi)^4 \cdot \phi(f_p) \int_{f_p}^{f_q} f^4 \cdot \left(\frac{f}{f_p}\right)^a \cdot df \quad (7)$$

$$E[x_0^2] = \phi(f_p) \cdot \int_{f_p}^{f_q} \left(\frac{f}{f_p}\right)^a \cdot df \quad (8)$$

となる。

入力に対する応答倍率は (9), (10) 式で与えられる.

$$\frac{\ddot{x}_{i\text{rms}}}{\ddot{x}_{o\text{rms}}} = \sqrt{\frac{E\{\ddot{x}_i^2\}}{E\{\ddot{x}_o^2\}}} \quad (9)$$

$$\frac{y_{i\text{rms}}}{x_{o\text{rms}}} = \sqrt{\frac{E\{y_i^2\}}{E\{x_o^2\}}} \quad (10)$$

### 結果と考察

路面からの入力の周波数範囲は, 路面凹凸の波長と, 農用車両の走行速度の関係から, 0~10Hz を対象とし, また, パワー・スペクトル密度の傾き, すなわち, (2)式の  $a$  は  $-2 \leq a \leq 0$  の範囲を対象とする.

数値計算にあたっては, 車体の質量  $M_1$ , バネ定数  $k_1$ , 減衰係数  $c_1$  を一定とし, シート系のパラメータ  $M_2$ ,  $k_2$ ,  $c_2$  を変化させたときの  $M_2$  の応答特性を, 二乗平均値および応答倍率をもって検討した.  $M_1$ ,  $k_1$ ,  $c_1$  の値は文献 (6) のトラクタの値を用い,  $f_1=3.76$ ,  $\zeta_1=0.107$  とした.

#### 1. 路面特性が異なる場合の応答特性

車体系の固有振動数  $f_1$  に対するシート系の固有振動数  $f_2$  の比  $f_2/f_1$  を横軸に, 応答倍率  $\ddot{x}_{2\text{rms}}/\ddot{x}_{0\text{rms}}$ ,  $y_{2\text{rms}}/x_{0\text{rms}}$  を縦軸に, 両対数グラフに図示したものが Fig. 3~Fig. 6 である.  $\ddot{x}_{2\text{rms}}/\ddot{x}_{0\text{rms}}$ ,  $y_{2\text{rms}}/x_{0\text{rms}}$  は, ともに極小値は存在せず, 最大値のみが存在する. また,  $\ddot{x}_{2\text{rms}}/\ddot{x}_{0\text{rms}}$  は  $f_2/f_1$  の値が小さい程小さくなり,  $y_{2\text{rms}}/x_{0\text{rms}}$  は逆に  $f_2/f_1$  が大きくなる程, 小さくなる. また,  $\ddot{x}_{2\text{rms}}/\ddot{x}_{0\text{rms}}$  が小さい  $f_2/f_1$  の範囲では,  $y_{2\text{rms}}/x_{0\text{rms}}$  はあまり大きな変化はみられない.

Fig. 3 に  $M_2=0.07$ ,  $\zeta_2=0.5$ ,  $1 \leq f \leq 5$  の周波数帯域で, (4)式の  $a$  を 0,  $-0.38$ ,  $-1.15$ ,  $-2$  に変化したときの  $\ddot{x}_{2\text{rms}}/\ddot{x}_{0\text{rms}}$ ,  $y_{2\text{rms}}/x_{0\text{rms}}$ ,  $x_2/\sqrt{\Phi(f_p)}$  の  $f_2/f_1$  に対する関係を図示する. 路面条件が異なった場合の絶対加速度の大きさを比較すると,  $\ddot{x}_{2\text{rms}}/\sqrt{\Phi(f_p)}$  の図から, Fig. 2 の直線の勾配が大きくなる程, すなわち, 路面が良好になる程, 絶対加速度の二乗平均値は  $f_2/f_1$  の全域にわたって小さくなる. 応答倍率についてみると, 勾配の変化にかかわらず  $\ddot{x}_{2\text{rms}}/\ddot{x}_{0\text{rms}}$ ,  $y_{2\text{rms}}/x_{0\text{rms}}$  はほぼ同じ値をとる. すなわち, 応答倍率について考える場合, 我々が取扱う範囲 ( $-2 \leq a \leq 0$ ) では, 入力の勾配にあまり影響されず, その二乗平均値が等価な勾配 0 の入力, すなわち, 限定帯域で, パワー・スペクトル密度が一定の入力が作用した場合について考えることができる.

次に, 限定帯域巾が異なった場合について考える.

Fig. 4 は,  $\mu=0.046$  ( $M_2=0.07$ ),  $\zeta_2=0.5$ ,  $a=0.0$  のときの応答倍率を図示する. 図より, 応答特性は, 入力の周波数帯域に大きく影響を受け, 全般に, その中心周波数が大きい程, 加速度の応答倍率のピーク値は小さく,  $f_2/f_1$  の大きい側によってくる. 同じ中心周波数の場合は帯域巾が小さい程, 加速度応答倍率は大きくなる.

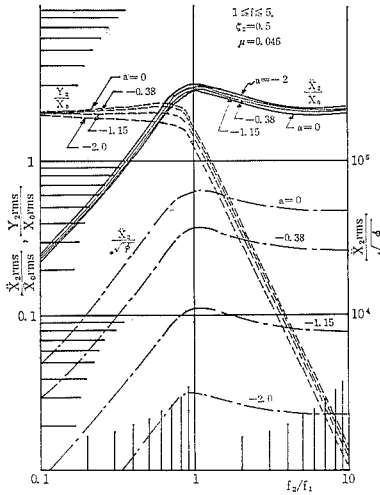


Fig. 3 The effect of the slope (a) of road P.S.D

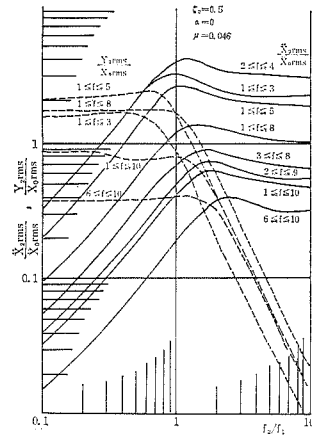


Fig. 4 The effect of the input band (f1, f2)

### 2. シート系の質量M2の影響

Fig. 5 は実線、破線は、 $\zeta_2=0.5$ ,  $a=0.0$ ,  $0.1 \leq f \leq 5$  のとき、一点鎖線は  $\zeta_2=0.3$ ,  $a=0.0$ ,  $0.1 \leq f \leq 10$  のときの  $M_2$  を変化したときの応答倍率を図示したものである。一般に  $M_2$  の値が小さい程、ピーク値は大きくなる。また、 $f_2/f_1$  が大きい時は、 $M_2$  の影響もみられるが、 $f_2/f_1$  が小さくなるにつれ、その影響は小さくなる。同時にカスケード結合における応答を示したが、これが一つの限界を示し  $f_2/f_1$  が小さい範囲では、ほとんど相違はない。

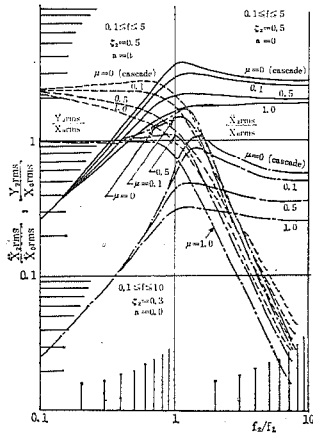


Fig. 5 The effect of the seat mass (M2)

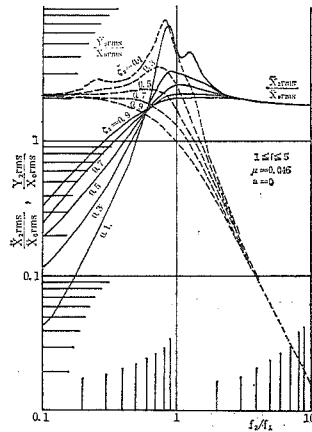


Fig. 6 The effect of damping ratio  $\zeta_2$

### 3. $\zeta_2$ の影響について

Fig. 6 は、 $\mu=0.046$  ( $M_2=0.07$ ),  $a=0.0$ ,  $1 \leq f \leq 5$  のときの関係を  $\zeta_2$  をパラメータにして図示したものである。加速度応答倍率のピーク値は  $\zeta_2$  が小さい程、大きくなるが、 $f_2/f_1$  が小さくなるに従って、 $\zeta_2$  の値が小さい程、加速度応答倍率は小さくなる。

#### 4. 防振に対する考察

2自由度系として、路面入力に対するシート系の応答を考えてきたが、シート支持機構に対する最適値は存在せず、乗心地の立場からは、 $f_2/f_1$  ができるだけ小さいことが望ましいが、構造上からは、 $f_2/f_1$  が大きいことが望ましいという相反する結果が得られた。一方、農用車両は、車体質量  $M_1$  に対しシート系の質量  $M_2$  が小さく、カスケード結合 ( $\mu=0$ ) として取扱った結果と大きな差はなく、また、それが一つの限界を示し、防振の立場からは有効であることが明らかになった。そこで、Fig. 1 の点線内の  $M_1, M_2$  間の結合に着目してみる。すなわち、 $M_1, M_2$  間の1自由度系に帰着でき、系への励振は、 $M_2$  の運動としてとらえられる。この場合の運動方程式および  $M_1$  の絶対加速度  $\ddot{x}_1$  に対する  $M_2$  の絶対加速度  $\ddot{x}_2$ 、相対変位  $y_2$  の伝達関数  $G_{\ddot{x}_2}$ 、 $G_{y_2}$  は(11)、(11)'式および(12)、(13)式となる。

運動方程式は

$$\ddot{x}_2 + 2\zeta_2\omega_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \omega_2^2(x_2 - x_1) = 0 \quad (11)$$

あるいは

$$\ddot{y}_2 + 2\zeta_2\omega_2\dot{y}_2 + \omega_2^2 y_2 = -\ddot{x}_1 \quad (11)'$$

伝達関数は

$$G_{\ddot{x}_2}(\omega) = \frac{1 + i \cdot 2\zeta \cdot \omega/\omega_2}{1 - \omega^2/\omega_2^2 + i \cdot 2\zeta \cdot \omega/\omega_2} \quad (12)$$

$$G_{y_2}(\omega) = \frac{-1/\omega_2^2}{1 - \omega^2/\omega_2^2 + i \cdot 2\zeta \cdot \omega/\omega_2} \quad (13)$$

ここに  $i: i^2 = -1$

車体の加速度スペクトル密度  $S_{\ddot{x}_1}(f)$  とすると、それぞれの二乗平均値は

$$E[\ddot{x}_2^2] = \int_0^\infty |G_{\ddot{x}_2}(f)|^2 \cdot S_{\ddot{x}_1}(f) df \quad (14)$$

$$E[y_2^2] = \int_0^\infty |G_{y_2}(f)|^2 \cdot S_{\ddot{x}_1}(f) df \quad (15)$$

$S_{\ddot{x}_1}(f)$  は、測定容易であり、文献<sup>9)</sup>で報告しているように、トラクタの場合、ほぼ  $f_1$  の周波数成分を中心に、限定帯域内で上に凸のパワー・スペクトル密度をもつ。しかし、応答倍率において、その形にあまり影響されなかったことなど考慮して、その帯域内ではほぼ一定のパワー・スペクトル密度  $S_0$  をもつものとする。一方、 $f_2$  が小さいことが望ましいが、入力の変動成分の周波数も低い値にあり、 $f_2$  は入力の変動成分帯域内にあって、系のバンド巾に比較して、入力の変動成分帯域巾が広いことを考慮すると、それぞれの二乗平均値は近似的に、入力をホワイトノイズとして取扱い、次式のように求めることができる<sup>1)</sup>。

$$E[\ddot{x}_2^2] = \frac{\pi^2 \cdot S_0 \cdot (1 + 4\zeta_2^2) \cdot f_2}{4\zeta_2} \quad (16)$$

$$E[y_2^2] = \frac{S_0}{64 \cdot \zeta_2 \cdot f_2^3 \cdot \pi^3} \quad (17)$$

ここで最適支持条件を決定するには(16)(17)式から  $E[\ddot{x}_2^2]$ ,  $E[y_2^2]$  を最小にする  $f_2$  と  $\zeta_2$  を求めることになる。構造上の問題から相対変位の限界値が与えられる。その限界値を  $M$  とし、 $E[y_2^2] = M^2$  として、 $f_2$  を消去すると、

$$\left\{ E[\ddot{x}_2^2] \right\}^3 = \frac{S_0^4 \cdot \pi^3}{4096 \cdot M^2} \cdot \frac{(1 + 4\zeta_2^2)^3}{\zeta_2^4} \quad (18)$$

が得られ、 $E[\ddot{x}_2^2]$  を最小にする  $\zeta_2$  が存在して、その値は  $\zeta_2 = 1/\sqrt{2} = 0.707$  が得られる。一方、この値を(17)式に代入すると

$$f_2^3 = \frac{\sqrt{2} \cdot S_0}{64 \cdot \pi^3 M^2} = 0.0007 \cdot \frac{S_0}{M^2} \quad \text{となり、}$$

限界値と、入力帯域のパワースペクトル密度が与えられれば、パッシブ・サスペンションの最適な支持条件量を見出すことができる。

例として、文献(6)から、平均的な  $S_0$  の値  $0.001 \text{ g}^2/\text{Hz}$  をとり、 $\zeta_2 = 0.707$  として、(16)、(17)式より求めた  $\ddot{x}_{2\text{rms}}$ ,  $y_{2\text{rms}}$  と  $f_2$  の関係を図示すると、Fig. 7 のようになる。ここで、 $\ddot{x}_{2\text{rms}}$  を ISO で 8 時間労働の疲労能率減退境界として与えられる<sup>9)</sup>  $0.32 \text{ g}$  以下にするためには、 $y_{2\text{rms}}$  が急激に増大している  $f_2$  の値をとらねばならず、実際の構成は困難である。パッシブ・シート・サスペンションにおいて、1 自由度系に帰着することにより、最適支持条件量は決定できるが、構造上と乗心地の両面からの制約により、実際の構成には限界があり、より乗心地の効果をあげるためには、アクティブ・シート・サスペンションの導入が望まれる。

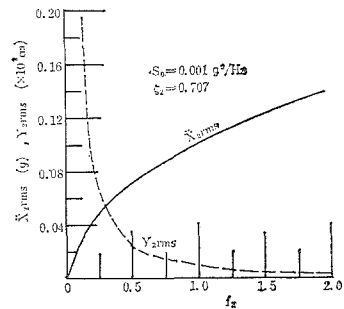


Fig. 7  $x_{2\text{rms}}, y_{2\text{rms}}$  vs.  $f_2$  on a single-degree-freedom system

### 摘 要

農用車両のシートの路面凹凸に対する応答を、1 入力線形 2 自由度系の振動モデルを使って検討し、次のような結果を得た。なお、路面凹凸による入力モデルは、方程式(4)で示すように、ある限られた帯域にのみ、そのパワー・スペクトル密度は存在し、両対数グラフ上で負の勾配をもつ直線で近似できるものとした。また、計算に際しては、車両系のパラメータ  $k_1$ ,  $c_1$ ,  $M_1$  は一定とした。

1). 絶対加速度の応答倍率  $\ddot{x}_{2\text{rms}}/\ddot{x}_{0\text{rms}}$  はシート系の共振周波数  $f_2$  が小さい程、相対変位の倍率  $y_{2\text{rms}}/x_{0\text{rms}}$  は逆に  $f_2$  が大きい程、減少効果が大きい。また、応答倍率は、入力周波数帯域に大きく影響され、入力の形には、あまり影響されなかった。

2). 質量  $M_2$  の値が小さい程、倍率は大きくなるが、その影響は小さく、カスケード結合において、一つの限界を示す。

3). 減衰比  $\zeta_2$  が小さい程、加速度の応答倍率のピーク値は大きくなるが、 $f_2/f_1$  が小さくなるにつれ、逆に倍率は  $\zeta_2$  の小さい程、小さくなる。

4). カスケード結合における車体—シート間の応答関係は 1 自由度系に帰着でき、限定帯域の不規則入力に対して、最適の支持条件量を決定することができるが、構造上と乗心地の

両面からの制限により、実際の構成には限界がある。より乗心地の効果をあげるためには、アクティブ・シート・サスペンションの導入が望まれる。

#### 文 献

- 1) CRANDALL, S. H., W. D. MARK: Random Vibration in Mechanical Systems, Academic Press (1963)
- 2) 関口久美, 飯田一嘉: 日本機械学会論文集 35 (274), 1223—1232 (1969)
- 3) 関口久美, 飯田一嘉: 日本機械学会論文集 39 (317), 146—156 (1973)
- 4) 遠藤俊三・芝野保徳・笹尾 彰・佐藤豊典: 農業機械学会関西支部報 42号, 25—27 (1977)
- 5) 遠藤俊三・芝野保徳・笹尾 彰: 岡山大農学報 50号, 95—101 (1977)
- 6) 笹尾 彰・遠藤俊三: 農業機械学会誌 38 (4) 515—522 (1977)
- 7) 笹尾 彰・遠藤俊三: 岡山大農学報 47号, 67—73 (1976)
- 8) WENDENBORN, J. G.: J. Terramechanics, 3, 9—40 (1966)
- 9) ISO/TC 108/WG 7, (Sec.—19) N—36, (1970—6)