

107 ダッシング型非線形ばね特性を利用した 車椅子用磁石ばね式受動制振装置に関する実験的研究

An experimental study on vibration characteristics of passive vibration control device
for wheelchair using a magnet-spring with Duffing's equation type

正 藤田 悦則 (株デルタツーリング) ○ 原田 友彦 (株デルタツーリング)
我田 茂樹 (株デルタツーリング) 小倉 由美 (株デルタツーリング)
榎 芳美 (株デルタツーリング) 正 中川 紀壽 (広島大)

Etsunori FUJITA, Deltatooling Co., Ltd., 3-1, Taguchi-Kenkyudanchi, Higashi-hiroshima, Hiroshima
Tomohiko HARADA, Deltatooling Co., Ltd.
Shigeki WAGATA, Deltatooling Co., Ltd.
Yumi OGURA, Deltatooling Co., Ltd.
Yoshimi ENOKI, Deltatooling Co., Ltd.
Noritoshi NAKAGAWA, Hiroshima University, 1-4-1 Kagamiyama, Higashi-hiroshima, Hiroshima

In recent years, the welfare vehicles that can carry a wheelchair are increasing and they will increase further. A passive vibration control device for wheelchair using a magnet-spring with Duffing's equation type is proposed. A composite spring that consists of nonlinear magnet-spring and linear metal spring is made. Using the composite spring, the passive vibration control device, which reduces the vibration of near resonance frequency of internal organs, is made. In this study the new passive vibration control device for wheelchair using magnet-spring is compared with the state that locked device. The vibration is measured by acceleration pick-up and the internal condition of a person on the wheelchair is analyzed, based on chaos theory, from fluctuations of a fingertip capillary pulse. The internal condition of the person is newly judged from constants of power and Lyapunov number that are calculated from capillary pulse change. The new passive vibration control device using magnet-spring can reduce the vibration from welfare vehicle floor and mitigate mental fatigue of the person on the wheelchair.

Keyword : Welfare vehicles, Magnet-spring, Duffing's equation type, Fingertip capillary pulse, Chaos theory, Power, Lyapunov number

1. はじめに

近年、日本においては高齢化が進み、高齢者の移動、送迎が社会問題となっている。すなわち、高齢者を車椅子のまま運搬できる福祉車両が増加しているが、これらは昇降時の補助装置や安全面での機能は充実しているものの、利用者の乗り心地については考慮していない。そこで、乗り心地を改善するために開発したダッシング型非線形ばね特性を有する車椅子用磁石ばね式受動制振装置について報告する。周期磁界型磁気回路⁽¹⁾を利用した非線形磁石ばねと、線形ばねを組み合わせることで、平衡点近傍に約20[mm]間の不感帯を有するダッシング型のばね特性を作り、このばね特性を利用して、車椅子を車載した際に、人体に入力される内蔵共振点近傍の振動を低減できる受動制振装置を作った。この車椅子用受動制振装置について、ばね・減衰・質量系の最適化を図り、その効果を実験により検証した。また、利用者の指尖脈波変動をカオス理論に基づいて解析し、精神的状態の判断指標の有効性を確認した。

2. 磁石ばね式受動制振装置

2-1 制振装置の構造

図1は本制振装置の概略を示す。制振装置はダンパ1本、線形ばね4本、非線形磁石ばね2個から構成されている。また、制振装置側面の前後左右4箇所リンク機構を持っており、これらが同期して動くようにそれぞれ金属棒で連結されている。よって制振装置の上部フレームは下部フレームに対して平行に動く。

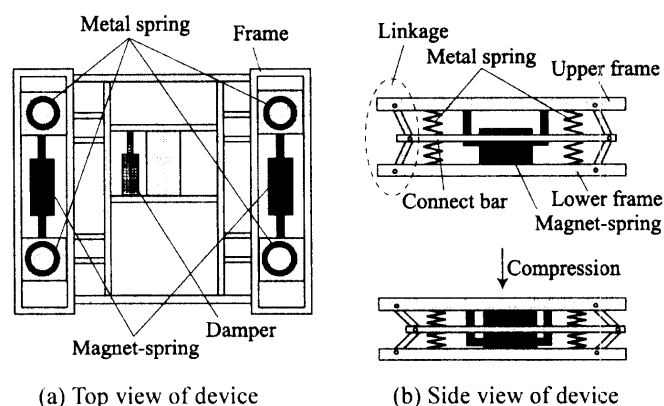


Fig.1 A passive vibration control device for wheelchair

2-2 非線形磁石ばねの構造

図2は本制振装置に使用されている周期磁界型磁気回路による周期型のばね定数を持つ非線形磁石ばねの構造を示す。この非線形磁石ばねは、 $20 \times 8 \times 22$ [mm]の永久磁石4個で構成されている反発系の2極磁石対とその空隙間を運動する $20 \times 10 \times 22$ [mm]の永久磁石により構成されている。図3は図4に示す平衡点での磁束分布を示す。この磁束分布から分るように、中央部に配置してある磁石は反発力が作用する状態にあり、不安定状態にあることが分る⁽¹⁾。図4は非線形磁石ばねの正と負のばね定数が交互に現れる周期型の変位-荷重特性を示す。この非線形磁石ばねは図4に示す位置が平衡点である。

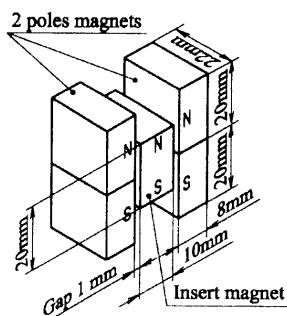


Fig.2 Magnet-spring unit



Fig.3 Flux distribution of balanced point

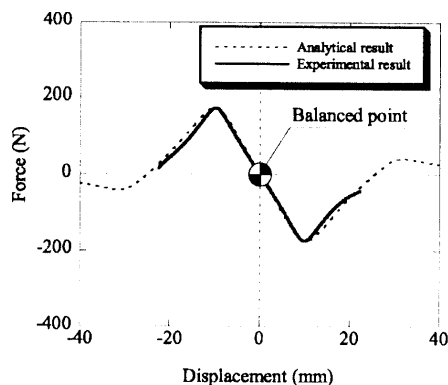


Fig.4 Force-displacement characteristics of magnet-spring unit

2-3 制振装置のばね特性

本制振装置は、非線形磁石ばねと線形ばねを組み合わせたダフティング型非線形ばね特性を有する。図5は制振装置の変位-荷重特性を示す。横軸に示す変位は非線形磁石ばねの平衡点を0に、制振装置の圧縮方向を正にとっている。制振装置は線形ばねのばね定数を変えることで様々なばね特性を実現でき、本研究では図5に示すタイプ0～4のばね特性のものを扱う。タイプ0は平衡点近傍にばね定数0となる完全な不感帯を有しており、車両フロアからの振動を伝達しない。ところが、本制振装置は体重調整機能を持っておらず、この不感帯付近で釣り合うためには利用者の体重が限定されてしまう。そこで、タイプ1～4のようにある程度のばね定数をつけることにより、利用者の体重の範囲を広げることが可能となっている。表1はそれぞれの平衡点周りのばね定数と線形領域で釣り合う体重範囲を示す。

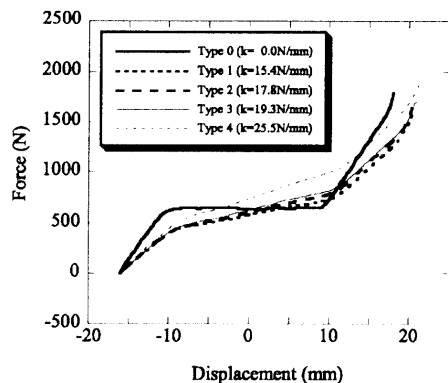


Fig.5 Comparison of force-displacement characteristics of various composite springs

Table 1 Spring constants of various composite springs

	Spring constant [N/mm]	Weight range [kg]
Type 0	0.0	65
Type 1	15.4	48～73
Type 2	17.8	48～79
Type 3	19.3	49～81
Type 4	25.5	58～99

2-4 減衰力発生機構

図6は本制振装置のダンパ近傍の側面図である。リンク機構を用いており、制振装置が圧縮するとダンパの全長は伸びる構造になっている。図7は制振装置の変位とダンパの変位の相関図であり、平衡点近傍ではほぼ比例関係にある。本研究で扱うダンパはダンパA～Dの4種類で、それぞれを一定速度0.01[m/s]で引張り、圧縮試験したときに発生した減衰力を表2に示す。

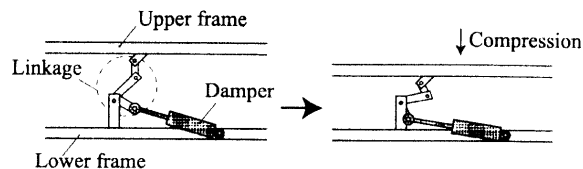


Fig.6 Side view of damper

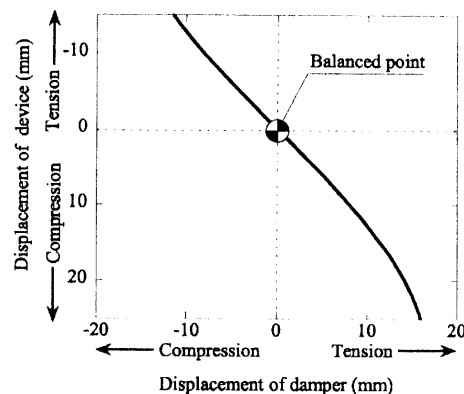


Fig.7 Displacement of damper and device

Table 2 Damping forces of various dampers

	Damping force[N] at the speed of 0.01[m/s]	
	Compressive test	Tensile test
Damper A	11	26
Damper B	12	29
Damper C	18	20
Damper D	25	24

3. 実験の概要

3-1 正弦波加振実験

本実験では本制振装置の上に付加質量を載せ、正弦波による加振実験を実施した。ここではばね特性タイプ0～4と減衰特性ダンパA～Dの各組合せについて、様々な加振条件で実験を行い、最適な組合せを調べた。図8は実験の

概略を示す。2つのレーザ変位計にて加振台と付加質量の上に設置したターゲットの絶対変位を測定し、入力変位 y_0 、出力変位 y_1 を決定した。また、2つの加速度ピックアップにて加振台と付加質量の加速度を測定し、それぞれ入力加速度 a_0 、出力加速度 a_1 とした。そしてこれらの測定値から振動伝達率と制振装置の変位-荷重特性を求めた。なお、付加質量は人体を想定して65[kg]のものを使用した。

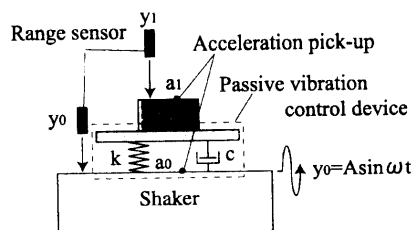


Fig.8 Schematic diagram of sinusoidal excitation test

3-2 ランダム波加振実験

本実験では正弦波加振実験の結果を踏まえて最適化された本制振装置の性能を確かめるため、制振装置を加振機に取付け、さらにその上に車椅子を設置し、被験者が着座した状態で、制振装置の作動時と固定時それぞれについてランダム波による加振実験を行った。図9は実験の概略を示す。加振台と被験者尻下それぞれの加速度 b_0 、 b_1 を加速度ピックアップにより測定し、加振台と被験者尻下の振動伝達率を調べた。同時に、被験者の指尖脈波変動を測定し、カオス理論に基づいてリアプノフ指数を算出した⁽²⁾。次に3分間のリアプノフ指数の傾きを求めた。さらに、リアプノフ指数の傾きを時間軸で90%ラップさせ、スライド計算させた。その時刻歴応答の周波数分析を行い、被験者の精神的状態の指標とした。なお、入力振動は例としてミシガン州の一般道を自動車で速度120[km/h]走行した際に収録した車両フロア振動を再現しており、被験者は60、70[kg]の2人で25分間のランダム波形にて実験を実施した。

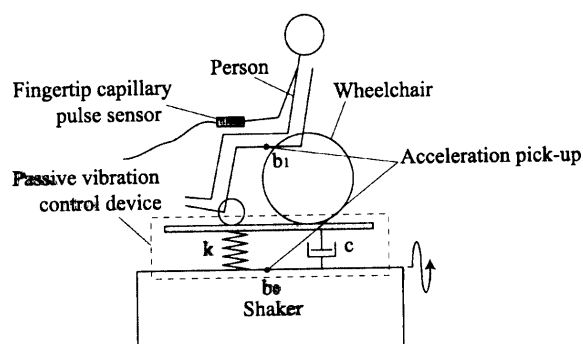


Fig.9 Schematic diagram of random excitation test

4. 実験結果と考察

4-1 正弦波加振実験結果

図10は本制振装置タイプ0～4について、ダンパAを取付け、付加質量65[kg]を載せ、振動数7[Hz]、振幅1.5[mm]の正弦波で加振した時のリサージュ図形を示す。動ばね定数は制振装置の静ばね定数と連動して大きくなっている。

図11はタイプ0とタイプ1の制振装置について、リサージュ図形から算出した動ばね定数と周波数の関係を示す。5[Hz]以上では、両者の値はほぼ安定している。そしてタイプ0と比較してタイプ1の動ばね定数は約6倍となっている。図12は図11に示す動ばね定数から算出した減衰比を示す。タイプ0は常に1以上の値となっており、過減衰であることが分る。それと比較し、タイプ1は5[Hz]以上において0.4～0.8となっている。

図13はタイプ0にダンパAを取付けた場合とタイプ1にダンパA～Dを取付けた場合の振動伝達率を示す。いずれの場合も共振点は4.5[Hz]近傍にあることが分る。また、ダンパB～Dを取付けた場合は9.5[Hz]近傍に強い2次共振が発生している。さらに、振動伝達率特性はダンパA、B、C、Dの順に悪くなり、ダンパの圧縮側の減衰力と相関があると推測できる。タイプ0とタイプ1にダンパAを取付けた場合は他の場合に比べて振動伝達率が低く、両者の振動伝達率特性はほぼ一致している。タイプ1のばね定数15.4[N/m]以下で同一ダンパであれば制振装置の除振性能に差が出ず、リンク機構等から発生する摩擦やダンパによる減衰が制振装置の性能をほぼ決定していると推測できる。

以上より理想形である完全な不感帯を有したタイプ0は振動特性に最も優れているが、体重調整機構が必要となり装置コストが高くなるので、理想形であるタイプ0と振動伝達率特性がほぼ一致している比較的ばね定数の低いタイプ1にダンパAを取付けた場合を最適な組合せとし、ランダム波加振実験を実施した。

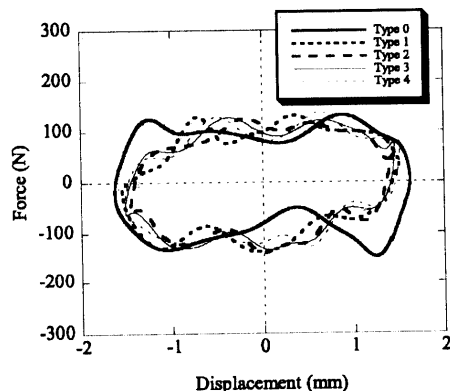


Fig.10 Lissajous figures of various composite springs

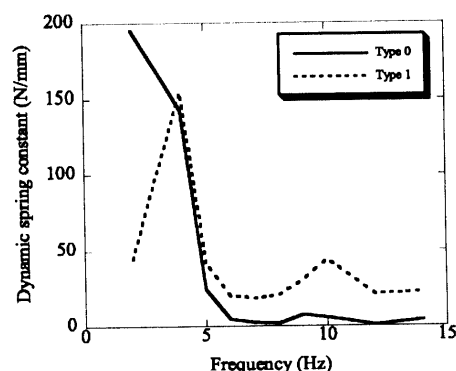


Fig.11 Comparison of dynamic spring constant for various composite springs

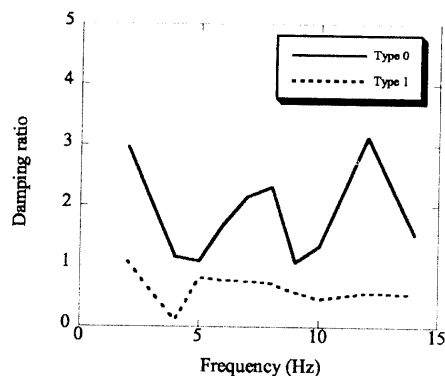


Fig.12 Comparison of damping ratio for various composite springs

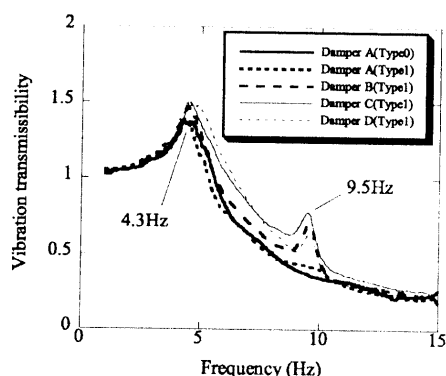


Fig.13 Comparison of vibration transmissibility for various dampers

4-2 ランダム波加振実験結果

図 14 は最適な組合せとなる本制振装置を加振機に取付け、25 分間ランダム波で加振実験した時の制振装置作動時と固定時における加振台と各被験者（体重 60, 70[kg]）尻下の振動伝達率を示す。実線群は各被験者の制振装置作動時、破線群は各被験者の制振装置固定時の伝達率を示す。図から分るように制振装置作動時は被験者の体重に関わらず周波数全域で加振台からの振動を効果的に低減していることが分る。さらに、図 13 に示す振動伝達率と図 14 の振動伝達率がほぼ一致の傾向にあり、限られた範囲内であるが、励振入力の種類に依存しないことも分る。

図 15 は制振装置作動時と固定時それぞれにおけるリアプノフ指数の傾きの周波数分析結果を示す。実線群は各被験者の制振装置作動時、破線群は各被験者の制振装置固定時を示す。リアプノフ指数の傾きは精神安定度を示し、正の数値が大きくなるほど精神的に刺激を受けた状態、負の数値が大きくなるほど精神的に安定した状態を表す⁽²⁾。図 15 から制振装置作動時においては、各被験者いずれにおいても低周波成分が大きく、また、リアプノフ指数の傾きの時刻歴波形から精神活性状態が得られていたことが分る。また、制振装置固定時においては、低周波成分は小さく、同様に精神活性状態が得られていないことが分る。

よって振動特性、被験者の精神的状態双方において本制振装置の優位性が確認できた。

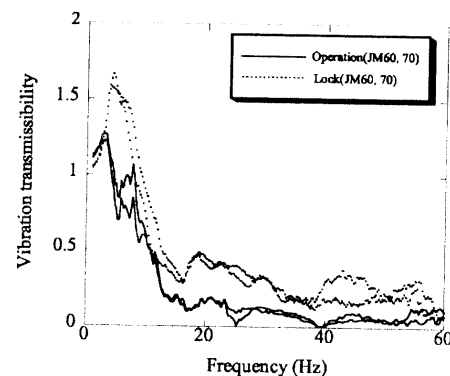


Fig.14 Comparison of vibration transmissibility

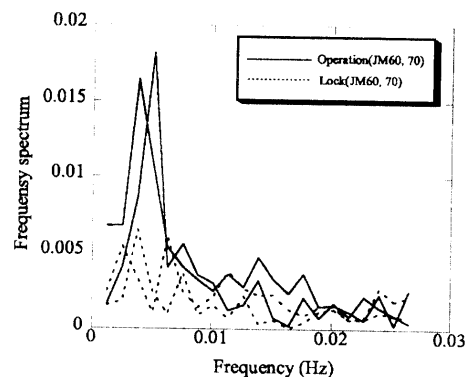


Fig.15 Frequency analysis of Lyapunov number constants

5. まとめ

1. 線形ばねとダフティング型の非線形ばねを組み合わせた制振装置を作り、加振実験によりばね・減衰・質量系の最適解を見出すことができた。
2. ばね・減衰・質量系の最適な組合せとなる本制振装置は、利用者に対する高い振動絶縁性能を有していることを確認することができた。
3. 利用者の指尖脈波変動からリアプノフ指数の時刻歴に対する傾きをスライド計算により求め、周波数分析を行うことにより精神的状態の傾向を確認することができた。

謝辞

本研究を進めるにあたり、貴重なご討論いただきました東京大学金子成彦教授、株式会社コンピュータコンビニエンス苗鉄軍工学博士、清水俊行理学博士に感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 藤田悦則・中川紀壽・坂本豊・小倉由美・小島重行, 周期磁界型磁石ばねを利用した制振装置の振動特性に関する実験的研究, 機講論, No.01-5(2001-8), 56.
- (2) 苗鉄軍・清水俊行・下山修, 生体のカオス性によるドライバーの精神負荷状態評価, 自動車技術会春季学術講演会(2003-5)(発表予定).