

論文・解説

29

## 微細粒を用いた粒状体ダンパの振動減衰性に関する研究

### Study on Damping Performance for Granular Damper Using Fine Particles

阪井 博行<sup>\*1</sup> 市川 和男<sup>\*2\*7</sup> 小湊 裕允<sup>\*3</sup> 中野 光一<sup>\*4</sup>  
Hiroyuki Sakai Kazuo Ichikawa Hironobu Kominato Kouichi Nakano  
坂木 民司<sup>\*5</sup> 竹澤 晃弘<sup>\*6</sup> 北村 充<sup>\*7</sup>  
Minji Sakaki Akihiro Takezawa Mitsuru Kitamura

#### 要約

内燃機関の振動騒音対策には、耐熱性やレイアウトの制約、更には軽量化を考慮して有効となる制振技術を適用することが重要である。本研究では、小型軽量の振動減衰構造として設置の容易性や耐熱性を必要とする箇所での振動減衰を可能とする、粒状体ダンパについて研究開発を行っている。粒状体ダンパは、構造内に複数の粒子を充てんすることで、構造体の振動エネルギーを粒子の摩擦に熱変換して振動減衰する。本減衰構造を自動車部品へと適用するには、粒子間の摩擦力や構造体との衝突力を考慮した設置が重要となる。本稿では、エンジン構造内へ設置可能な振動減衰機構として、基本粒径 100 $\mu\text{m}$  前後の微細粒子を用いた粒状体ダンパの振動減衰の概要について紹介する。

#### Abstract

For vibration damping devices against the vibrations and noises of internal combustion engines, heat resistance, layout restrictions, and lightweight should be taken into consideration. In this research, we focused on Granular damper that is easy to install due to the compact and lightweight damping structure, to which high heat resistant metals are applicable. To damp vibrations, the granular damper encloses particles in the structure and dissipates the kinetic energy of the structure by frictions between the particles. In order to apply this damping devices to automobile parts, it is necessary to install it in consideration of the frictional force between particles and the collision force with the structure. This paper introduces the outline of vibration damping of a granular damper using fine particles with a basic diameter of some 100 $\mu\text{m}$  as a vibration damping mechanism that can be installed in the engine.

**Key words :** Heat engine, Engine component or element, Vibration/noise, Granular damper, Fine particles, Frictional force, Internal force, Discrete element metod

#### 1. はじめに

2050年のカーボンニュートラル社会実現に向けて、内燃機関の熱効率改善技術は、CO<sub>2</sub>総排出量を抑制する上でますます重要となっている。熱効率は、燃料がもっている熱エネルギー（低位発熱量）を燃焼によって生じる圧力エネルギーへと変換し、運動エネルギーとして取り出すときの効率となるため、高効率なほど低燃費かつ炭素排出量をおさえることが可能となる。熱効率向上には、

エンジン内で発生する燃焼をより急速に行うことが重要となる。しかしながら急速な燃焼によって生じる圧力エネルギーは、より大きな衝撃力となってエンジンの振動騒音をひき起す要因となりうる<sup>(1)</sup>。したがって、高効率化に伴って大きくなっていく燃焼振動に対して機械振動を低減することは、熱効率の改善につながる技術のひとつともいえる。

本研究では、高効率な燃焼技術と優れた静粛性を更に高めるための制振技術のひとつとして、摩擦や粘性によ

\*1~5 技術研究所  
Technical Reserch Center

\*6 早稲田大学 理工学術院 基幹理工学部  
Waseda University

\*7 広島大学大学院 先進理工系科学研究科  
Hiroshima University

る抵抗力によって振動エネルギーを低減する、振動減衰に着目して研究開発をしている。これまでに、構造間の摩擦振動によって生じるせん断作用を応用した摩擦減衰の数理モデル化及び自動車部品への設計適用手法を構築してきた<sup>(2)(3)</sup>。本稿ではこれら技術を応用して、高温かつ高荷重な環境でも対応可能な制振手段となりうる“粒状体ダンパ”に着目し、その適用効果と制振メカニズムについての開発事例について報告する。

## 2. 粒状体ダンパの動作原理と評価手法の構築

### 2.1 粒状体ダンパの構成と動作原理

粒状体ダンパは、制振対象に空隙を含む空間を形成して内部に多数の粒子を充てんすることで制振を行う、振動減衰要素の一種である (Fig. 1)。充てんする粒子は、金属あるいは無機系材料を用いることが多く、一般的に熱強度をもつ材料となるため、エンジンなどの構造物への適用も期待できる<sup>(4)</sup>。構造のシンプルさや広帯域での振動減衰効果を得られる利点がある一方で、可動粒子を封入するためその振動特性を予測することが難しい一面もある<sup>(5)</sup>。振動減衰する原理は大別して2種類あり、ひとつは自由運動を行う粒子が容器壁面へと衝突することで生じる反力を利用した制振作用 (a) と、粒子同士の振動によって生じる摩擦エネルギーを熱へと変換する制振作用 (b) である。(a) では制振対象に総質量  $m_p$  に相当する粒子を容器との隙間  $d$  の間隔で封入したとき、振動入力  $f(x)$  に対して粒子と制振対象との間に生じる位相遅れによって反力を生じさせることで振動変位を抑える。これを粒子ごとに微視的に示すと (b) のようになる。個々の粒子は、速度  $V, V'$  で粒子同士が衝突する際の摩擦力 ( $\mu N$ ) によって振動を熱へと変換して減衰をしている。以上の作動原理を踏まえ、部品スケールでの振動に対してミクロな粒子間摩擦も考慮して性能予測に反映できる、モデルの構築を行った。

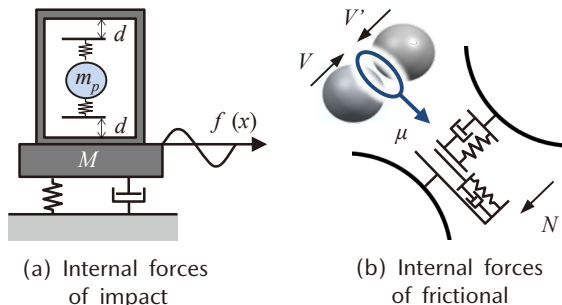


Fig. 1 Schematic Diagram of Granular Damper

### 2.2 評価装置・実験条件

振動減衰性能のモデル化には、可動する粒子の挙動についてシミュレーションを行い、上述したふたつの制振作用それぞれを算出して振動応答を定式化することが必要となる。モデル化に先だち、充てんする粒子の特性や

充てん量など各因子に対する制振効果を定量的に検証可能な評価装置を構築した。

Fig. 2 は、評価装置の構成と、振動減衰性能の算出方法について図示している。装置は、加振器、計測対象となる試験片の加速度と荷重とを計測するインピーダンスヘッドと、試験片を支持するコンタクトチップから構成される (使用装置: Brüel & Kjær 製, PULSE 8400)。上記の装置構成は、一般的な減衰評価装置と同等となるが、粒状体ダンパでは、加振する振幅量もモデル化に重要な因子となる。そのため、試験片の振幅量を計測可能なレーザー変位計を設置して試験片端部の振幅量も同時計測する装置構成とした。

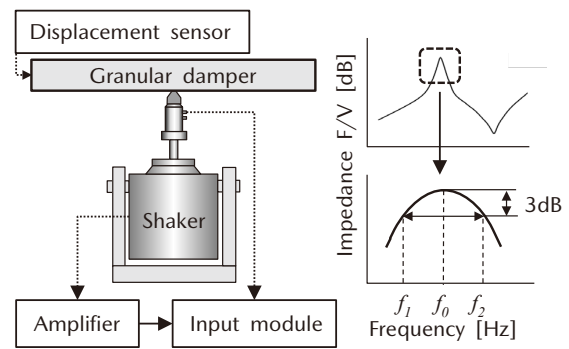


Fig. 2 Experimental Equipment Outline and Damping Factor Calculation

振動の減衰性能は、対象物を振動励起した際の荷重の周波数特性から、反共振周波数での応答を基に算出を行う<sup>(6)</sup>。振動の減衰性能を表す損失係数  $\eta$  は、反共振時のピーク周波数  $f_0$  から 3dB 減じたときの両端の周波数差  $f_2 - f_1$  を用いて式(1)のように表すことができる。

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_0} \tag{1}$$

つぎに、振動減衰評価に用いた試験片外形と、粒子の充てん方法を Fig. 3 に示す。試験片は、AC4D 製の短冊形状をした試験片で内部に粒子を充てんするための容器を設け、上蓋とボルト締結にて密閉する構造となる。

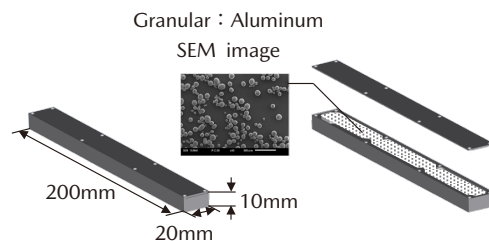


Fig. 3 Schematic Diagram of Granular Damper

粒子充てん時の隙間量を表す空隙率  $\varepsilon$  は、構造内部の空間体積を  $V_f$ 、粒子封入後の隙間体積を  $v'$  としたとき、両者の比として式(2)にて表すことができ、充てん粒子

の総質量  $m_p$  と密度  $\rho_p$  から算出することができる。

$$\varepsilon = \frac{v'}{V'} = 1 - \frac{m_p}{V' \cdot \rho_p} \quad (2)$$

試験には、耐熱性及びエンジン部品への充てんを考慮して質量増加を最小化しうるアルミニウム粒子を用いた。粒子は、基本粒径  $31.79\mu\text{m}$ 、 $71.78\mu\text{m}$  の2種類をガスアトマイズ法によって製作したものを用いた。

2.3 評価結果・考察

Fig. 4 は、試験片をランダム加振したときの応答荷重  $F$  について、応答速度  $V$  の比で周波数分析した結果となる。グラフは、横軸周波数に対する機械インピーダンス ( $F/V$ ) を表し、荷重入力に対する構造体の応答特性を示している。図中の実線は、アルミニウム粒子（基本粒径： $71.78\mu\text{m}$ ）充てん時の結果となり、破線は容器内に粒子を充てんせず、単体にて加振した結果となる。アルミニウム粒子の充てん量は、容器空間におけるおよそ半分を空隙が占める分量（空隙率 45.6%）を充てんし、振幅量  $1.38\mu\text{m}$ 、 $7.82\mu\text{m}$  の2水準で加振した。

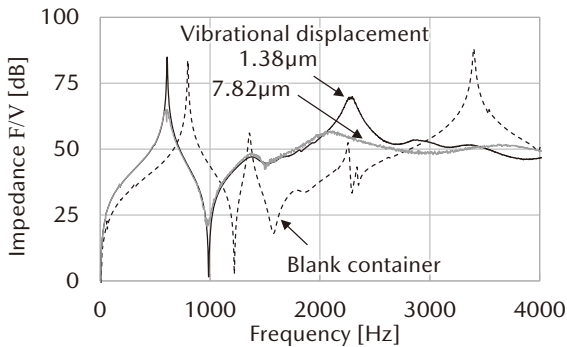


Fig. 4 Frequency Response of the Granular Damper

粒子充てんのない単体加振時の荷重応答特性は、周波数 800, 1366, 2276, 3400Hz にて反共振点をもち、振幅量を変えてもピーク周波数や荷重に変化なく一定の値を示すことを確認している。この結果は、一般的なアルミニウム平板と同様の傾向であり、本試験で用いた試験片は、振幅量に依存した特異な特性変化がほぼない。一方で、粒子を充てんした際の荷重応答特性は、振幅量の増加に伴って荷重応答が小さくなることから、より振動の減衰効果が顕著に現れる。

上記結果の詳細分析をするため、試験片容器単体並びに粒子充てん状態での振幅量と、損失係数の変化をプロットした結果を Fig. 5 に示す。グラフは横軸を振幅量、縦軸を損失係数として、1 次並びに 3 次反共振点での損失係数をプロットしている。損失係数は、容器単体では振幅量、次数によらず一定値を示すが、粒子を充てんすることで振幅量と次数に依存しておおむね増加傾向を示す。

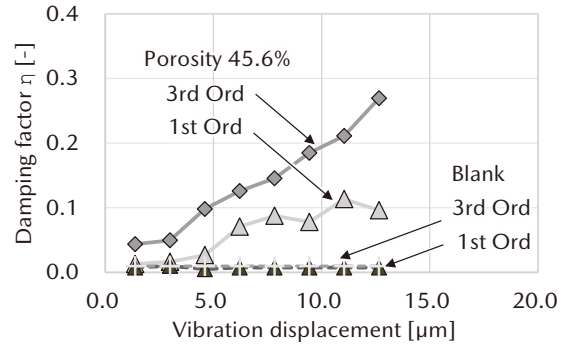


Fig. 5 Damping Factor for Vibration Displacement with and without Particles

損失係数が振幅量に依存する要因は、容器内部に充てんした粒子の運動量増加に伴って衝撃力の増加が寄与したものと推測する。同様に、共振次数が高次になるほど容器のモード変形量が増えることで充てん粒子の摩擦力も増加しているものと推測している。上記現象の詳細は、粒子と試験片との衝突反力の増加が減衰性能に影響しているため、3章の予測モデルを用いて詳細分析を行う。

つぎに、充てんするアルミニウム粒子の基本粒径を  $71.78\mu\text{m}$  から  $31.79\mu\text{m}$  へと小粒径化したときの周波数応答を Fig. 6 に示す。グラフは、実線が基本粒径  $71.78\mu\text{m}$  の粒子を封入したもので、破線が粒径  $31.79\mu\text{m}$  の粒子を充てんしたときの結果となる。このときの評価条件は、粒子充てん量 22.8g（空隙率 65.1%）、振幅量  $6.2\mu\text{m}$  に統一して比較を行っている。それぞれの周波数応答は、比較的類似した傾向を示すが、1 次反共振周波数（1~1.2kHz）において、小さい粒径  $31.79\mu\text{m}$  のほうがわずかに低い周波数に反共振点をもつ。これは、充てんする粒子質量が同一であっても小さい粒径サイズのほうが、容器内壁と粒子との接触面積が多くなり、見かけの質量が増加したものと推測する。結果、容器内にて可動できる粒子質量が減少することで、減衰性能にも差異が生じてくる。したがって、振動による衝撃反力を効率よく得るためには、自由運動する粒子質量を最大限確保することが減衰性能向上に重要となることを示唆している。

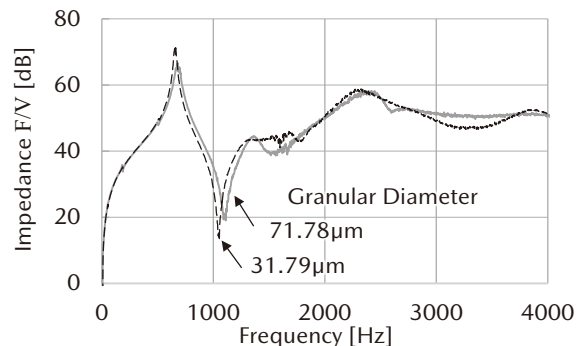


Fig. 6 Frequency Response of Granular Damper for Each Particle Size

また、それぞれの粒子径、空隙率、振幅ごとの損失係数をまとめた結果を Fig. 7, 8 に示す。Fig. 7 は、基本粒径  $31.79\mu\text{m}$ 、Fig. 8 は  $71.78\mu\text{m}$  における比較結果となり、3 次の反共振点での損失係数を比較している。損失係数はいずれの粒子径においても、大きな振幅量となるほど高い減衰性能を示す傾向となり、空隙率に対して極大となる充てん量が存在する。粒径  $31.79\mu\text{m}$  の粒子充てん時には、比較的高充てんな 40%前後、粒径  $71.78\mu\text{m}$  のときは 75%にて極大値をもつ。

上記の結果は、基本粒径のサイズ差によって摩擦力に差異が生じることで、極値も変化するものと推測している。そのためより効率的に減衰効果を得るには、制振対象となる部品の大きさに適合した、粒径と空隙率を選定する必要がある。

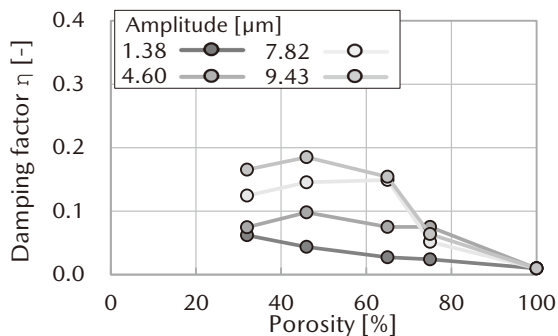


Fig. 7 Comparison of Damping Factor for Amplitude Change at the Third-order Anti-resonance Point in Aluminum with a Particle Size of  $31.79\mu\text{m}$

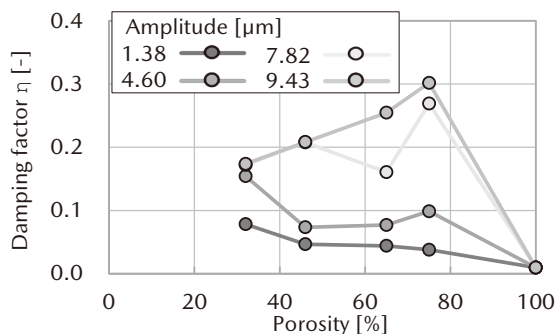


Fig. 8 Comparison of Damping Factor for Amplitude Change at the Third-order Anti-resonance Point in Aluminum with a Particle Size of  $71.78\mu\text{m}$

### 3. 粒状体ダンパの減衰性能予測手法の構築

粒状体ダンパの振動減衰性能は、一般的な金属材料と比較して高い減衰効果を発現する一方で、充てんする粒子の仕様や振幅量、振動回数によって効果に差が生じることが実験から導出された。本章では、充てんする粒子の特性変化に対する減衰性能の予測手法と内部挙動変化について述べる。

本研究では、粒状体ダンパの加振状態を模擬するため、

加振点とばねで接合した容器の中に任意の粒状体を充てんして減衰性能予測を可能にする、粒状体ダンパモデルを構築した (Fig. 9)。このモデルは、計算コストの制約を考慮し、容器は一辺 1mm の立方体構造に縮約している。また、充填した粒子との衝突力を反映するため、容器と同等の機械特性をもつ粒子を外壁部に配置している。減衰性能の予測は、容器の振動解析から行っている。

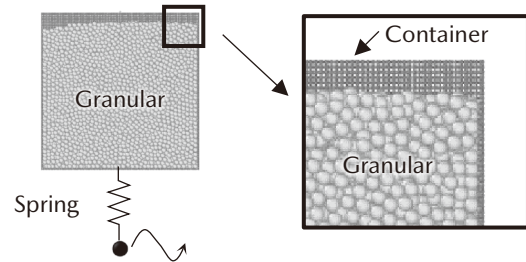


Fig. 9 Granular Damper Calculation Model

粒子の挙動計算には、解析対象内を自由運動する要素のモデル化並びに要素間の接触や摩擦を考慮して逐次計算可能な、離散要素法 (Discrete Element Method, 以下 DEM) を用いた<sup>(7)</sup>。DEM の計算ソフトは、分子動力学法の計算で使われるサンディア国立研究所の LAMMPS (Large-scale Atomic Molecular Massively Parallel Simulator) を用いている。計算には、DEM 用ソルバーである Granular models を使用することで、Hertz の接触理論をベースに材料の機械的特性を考慮した。

#### 3.1 計算パラメータの同定

Granular models を用いて実態に則した粒子の挙動計算を行うには、比重や剛性などの機械特性にくわえて、粒子表面の摩擦係数を定義する必要がある。粒子の摩擦係数は、形状に起因して変化するため安息角を実測して同等となる摩擦係数をモデルに反映した。安息角は、一定の高さから粒子を落下させて自発的に崩れることなく安定的に形成する山の斜面と、水平面とのなす角度を表し、粒状体の流れやすさの指標化に用いられる。安息角が大きい粒子は、高い摩擦係数となって振動入力に対し可動している時間が短くなる。粒状体ダンパの性能予測には重要な制御因子となるため、試験と同様の安息角となる静止摩擦係数をシミュレーションより求めて数値化した。

Fig. 10 は、粒径  $71.78\mu\text{m}$  のアルミニウム粒子の安息角を、Fig. 11 は粒径  $125\mu\text{m}$  のジルコニア粒子の安息角を比較した結果となる。それぞれ、(a) 実験及び (b) DEM 計算による比較結果となり、測定結果も併記している。比較に用いた粒子種において実験と計算値との誤差は 1%以内となることから、安息角を精度よく再現できたと考えられる。

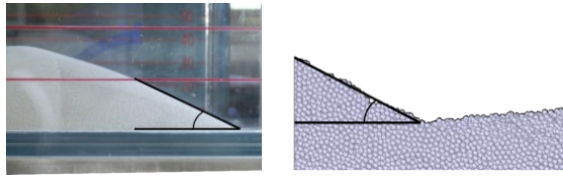


Fig. 10 Comparison of Repose Angle Experiment and Simulation (71.78 $\mu\text{m}$  Aluminum Powder)

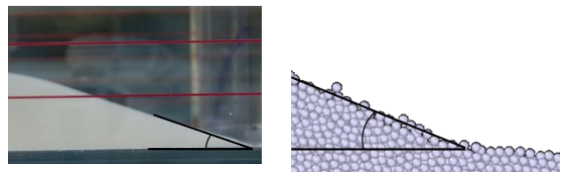


Fig. 11 Comparison of Repose Angle Experiment and Simulation (125 $\mu\text{m}$  Zirconia Powder)

同様の比較方法を用いて実験、解析で求めた安息角の相関結果を Fig. 12 に示す。一般的に、粒子径が小さくなるほど流動性が低下して静止摩擦係数も高くなるが本モデルでは静止摩擦係数 0.25~0.40 にて高い予測精度を得ることができた。Table 1 に本研究で用いた粒子の物性値、安息角及び静止摩擦係数について示す。

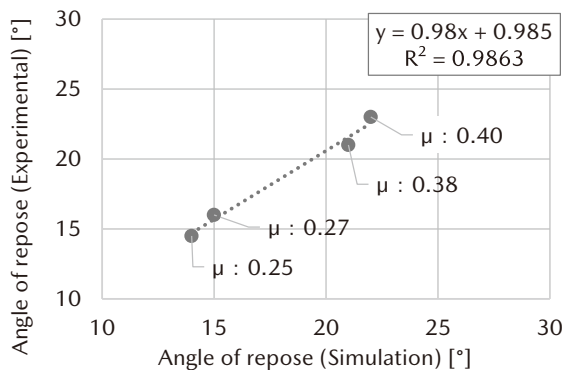


Fig. 12 Comparison of Angle of Repose Simulation and Experiment (The Value in the Graph is the Static Friction Coefficient.)

Table 1 Physical Property Value of Granular Material

Parameters	Unit	Value	
		Aluminum	Zirconia
Granular	[-]	Aluminum	Zirconia
Diameter	[ $\mu\text{m}$ ]	71.78	125
Density	[ $\text{g}/\text{cm}^3$ ]	2.7	6.0
Young's modules	[GPa]	68.3	200
Poisson's ratio	[-]	0.34	0.31
Coefficient of restitution	[-]	0.5	0.8
Angle of repose	[ $^\circ$ ]	26.67	22.00
Static friction coefficient	[-]	0.50	0.40

### 3.2 減衰性能予測結果及び考察

構築したモデルを用いて減衰性能予測を行い、計測結果との予実差について比較を行った。モデル検証には、実験方法を準拠して容器下部から垂直方向の振動をランダム波によって与え、荷重の周波数特性から損失係数を算出した。また、対象物の固有振動数は試験で得られた反共振周波数と同一となるようばね定数を調整することで可動粒子の挙動を実測と揃えた比較計算を行っている。なお、予実差の検証は、粒径 71.78 $\mu\text{m}$  アルミニウム粒子と粒径 125 $\mu\text{m}$  ジルコニア粒子にて比較を行った。これは、基本粒径 31.79 $\mu\text{m}$  での性能予測は、高周波での計算実行に膨大な計算リソースを要することから上記 2 種の比較とした。Fig. 13 に、強制加振時の粒子挙動に関する計算実施例を示す。図は、粒子に作用する力の大きさをカラーマップで示し、矢印が粒子に作用する速度ベクトルを示している。容器内部粒子は、不規則に動きながら構造体並びに粒子同士の衝撃力を受けて運動を行っている。

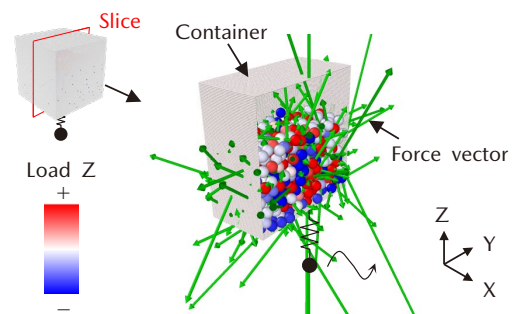


Fig. 13 Granular Damper of Simulation

Fig. 14 は、基本粒径 71.78 $\mu\text{m}$  のアルミニウム粒子を用いた粒状体ダンパモデルの計算値並びに中央加振での実測値について、損失係数を比較した結果となる。グラフ横軸は、空隙率  $\epsilon$  [%]、縦軸は損失係数  $\eta$  [-] を示し、粒子の充てん量増加に伴って減衰性能が向上した傾向を示す。モデルでの予測結果は、実測値と比較して 15% 以内の予測精度となり、縮小されたモデルでも一定の精度をもっている。

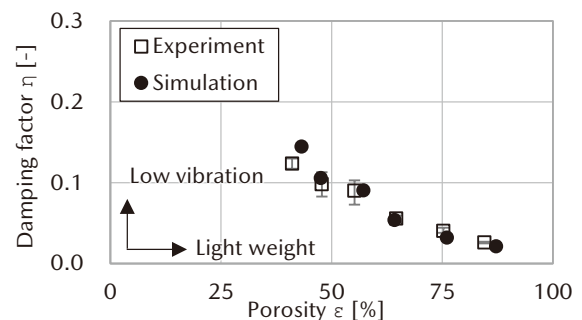


Fig. 14 Damping Factor for Porosity (71.78 $\mu\text{m}$  Aluminum Powder)

同様に、粒径  $125\mu\text{m}$  のジルコニア粒子での比較結果を Fig. 15 に示す。両者を比較すると、空隙率 70~80% の範囲にて精度が十分でなく、極大となる空隙率も差異が生じている。

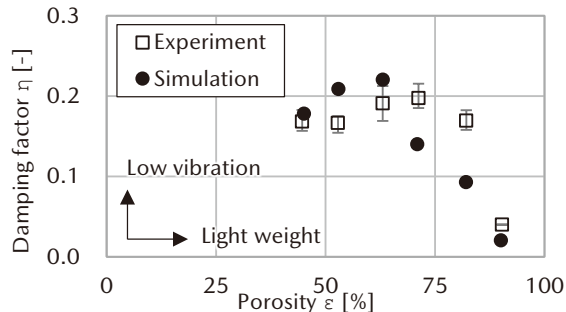


Fig. 15 Damping Factor for Porosity ( $125\mu\text{m}$  Zirconia Powder)

これは、アルミニウムと比較して高比重なジルコニア粒子において予実差が大きくなることと、より空隙率の高い範囲にて誤差を生じていることから、粒子と容器との衝突によって生じる反力を過少に見積もっていると推測する。Fig. 16 は、それぞれの条件において粒子が受け取るエネルギーの内訳を摩擦力と衝撃力で分類して表示したものとなる。比重の大きいジルコニア粒子（破線）は、空隙率 70%以上の範囲にて衝撃エネルギーが顕著に増大しているが、このエネルギーが十分に損失係数へと影響しきれていない。結果、測定結果との差異を生じているため、高比重粒子での予測には実験との整合を取りつつ解析を活用する必要がある。より高精度なモデルへと改善するには、実働時の粒子反力計測のほか試験容器と同等形状でのモデル構築が必要であり、継続してモデルの精度改善を図る。

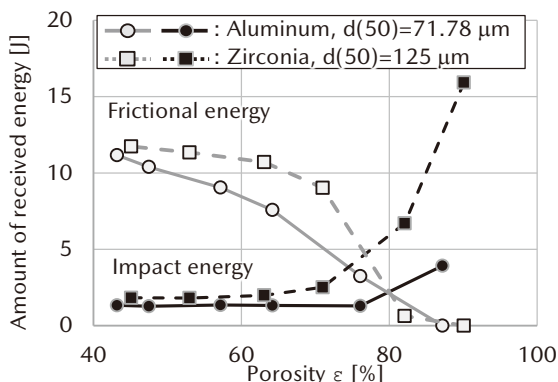


Fig. 16 Received Energy of Granular for Porosity

#### 4. おわりに

本研究では、基本粒径  $100\mu\text{m}$  程度の微細粒を容器充てんして振動減衰する、粒状体ダンパの基本原理と制振原理について検討を行った。検討には、梁の減衰試験で

用いられる試験法に準拠して、粒子の径と充填量、粒子種を変化させ差異を分析するとともに計算コストも考慮した予測モデルの構築を行った。以上の取り組みを通じて次の知見を得た。

- (1) 微細粒による粒状体ダンパの振動減衰は、振動変位と共振次数に対する寄与が大きく、大変位かつ高次数であるほど高い振動減衰を示す。
- (2) 充てんする粒子は、粒子径や粒子種、振幅量によって最大となる充填量に変化が生じる。部品適用には制振対象に応じた仕様を選定する必要がある。
- (3) 振動減衰性能予測には、縮約された容器 ( $1\text{mm}^3$ ) を用いたDEMシミュレーションを用いることで、エネルギー収支も含めたCAE予測を可能とする。本モデルは、より優れた粒状体ダンパの設計に役立てることができる。

本技術がクルマの静粛性向上及び高効率な内燃機関の更なる効率改善に貢献できるよう、今後も研究を行っていく。

本研究成果は、科学技術振興機構研究成果最適展開支援プログラム (A-STEP) シーズ育成タイプの委託研究により得られた成果です。

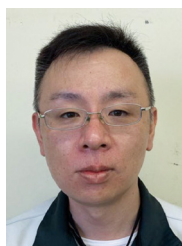
#### 参考文献

- (1) 白橋ほか：SKYACTIV-D ディーゼルノック音の低減技術，マツダ技報，No.34, pp.29-34 (2017)
- (2) 大瀬戸ほか：摩擦を利用した振動低減法に関する研究，Dynamics & Design Conference2018, 320, DOI:10.1299/jsmedmc.2018.320
- (3) K. Ichikawa et al. : Structural topology and lattice optimization of gasoline engine piston considering strength, The 13th World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization, (2019)
- (4) 市川ほか：微細粒を用いた粒状体ダンパの振動減衰性に関する研究，日本機械学会論文集，Vol.87, No. 896 (2021), DOI:10.1299/transjsme.20-00389.
- (5) 古賀ほか：高い固有振動数を有する構造物における粒状体ダンパの減衰メカニズム，日本機械学会論文集，Vol.83, No.855 (2017), DOI:10.1299/transjsme.17-00220.
- (6) JIS K 7391, 非拘束形制振複合はりの振動減衰特性試験方法，日本規格協会 (2008)
- (7) Cundall et al. : O. D. A., A discrete numerical model for granular assemblies, Geotechnique, Vol.19, No.1, pp.47-65 (1979)

■著者■



阪井 博行



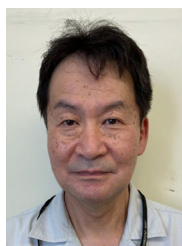
市川 和男



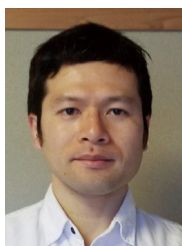
小湊 裕允



中野 光一



坂木 民司



竹澤 晃弘



北村 充