

博士論文

エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し
粒状体ダンパーの生成力特性

**Force-Generating Characteristics of a Separated
Dual-Chamber Single-Rod-Type Damper Using an
Elastomer-Particle Assemblage**

2020年度

名古屋工業大学大学院 工学研究科
電気・機械工学専攻

豊内 敦士

目次

第1章 序論.....	1
1. 1 背景.....	2
1. 1. 1 ダンパーの種類.....	2
1. 1. 2 ダンパーの用途.....	4
1. 2 先行研究.....	8
1. 2. 1 粒状体衝撃ダンパー.....	8
1. 2. 2 粒状体ダンパー.....	9
1. 3 本研究の目的.....	11
1. 4 本研究の実施内容.....	12
1. 5 本論文の構成.....	12
第2章 片室に粒子を充填した場合のダンパー力特性.....	13
2. 1 ダンパー概要.....	14
2. 2 数値シミュレーション.....	15
2. 2. 1 離散要素法.....	15
2. 2. 2 基礎方程式.....	15
2. 2. 3 解析条件.....	19
2. 2. 4 ダンパー力の算出方法.....	21
2. 3 実験条件.....	23
2. 3. 1 実験装置.....	23
2. 3. 2 実験条件および使用粒子.....	24
2. 4 シミュレーション結果およびと実験結果との比較.....	26
2. 4. 1 ダンパー力変位曲線.....	26
2. 4. 2 ダンパー力速度曲線.....	29
2. 4. 3 ダンパー力の法線方向成分と接線方向成分.....	30
2. 4. 4 ダンパー力の弾性成分と粘性成分.....	32
2. 4. 5 圧縮力分布.....	34
2. 4. 6 速度ベクトル線図.....	36
2. 5 実験結果.....	38
2. 5. 1 ピストン変位に対するダンパー力の時間波形.....	38
2. 5. 2 ダンパー力特性に与える充填率の影響.....	39
2. 5. 3 ダンパー力特性に与える加振周波数の影響.....	41
2. 5. 4 ダンパー力特性に与える粒子材質の影響.....	43
2. 5. 5 ダンパー力特性に与える粒子径の影響.....	44
2. 5. 6 ダンパー力特性に与えるストローク中心の0点からの距離の影響.....	45

2. 6 結言	47
第 3 章 両室に粒子を充填した場合のダンパー力特性	49
3. 1 ダンパー概要	50
3. 2 シミュレーション条件	50
3. 3 実験条件	51
3. 4 シミュレーション結果および実験結果との比較	52
3. 4. 1 ダンパー力変位曲線	52
3. 4. 2 ダンパー力速度曲線	54
3. 4. 3 ダンパー力の法線方向成分と接線方向成分	55
3. 4. 4 ダンパー力の弾性成分と粘性成分	58
3. 4. 5 圧縮力分布	63
3. 4. 6 速度ベクトル線図	66
3. 5 実験結果	68
3. 5. 1 ピストン変位に対するダンパー力の時間波形	68
3. 5. 2 ダンパー力特性に与える粒子充填率の影響	69
3. 5. 3 ダンパー力特性に与える加振周波数の影響	72
3. 5. 4 ダンパー力特性に与える粒子材質の影響	74
3. 5. 5 各粒子室の充填率を変えた場合のダンパー力特性	76
3. 5. 6 各粒子室間の相互作用	77
3. 6 結言	79
第 4 章 ダンパー力の設置角度依存性	81
4. 1 シミュレーション条件	82
4. 2 結果および考察	83
4. 2. 1 粒子を片室に充填した場合の粒子挙動とダンパー力特性	83
4. 2. 2 粒子を片室に高充填率で充填した場合の粒子挙動とダンパー力特性	91
4. 2. 3 粒子を両室に充填した場合の粒子挙動とダンパー力特性	94
4. 3 結言	97
第 5 章 総括	98
参考文献	101
研究業績	108
謝辞	111

第1章 序論

1.1 背景

振動とは、物体の状態が一定に留まらず、定常状態から繰り返し揺れ動く現象である[1-4]。振動には、人に害を及ぼすものが多く存在する。例えば、乗り物などでは、走行中に地面から伝わる振動により乗り物に使用されている部品が破損したり、振動が搭乗者に不快感を与えたりすることがある。また、建築物などでは、地震により人が転倒し怪我をしたり、建築物が倒壊したりするようなことがある[1]。これらの振動を抑制することは、快適な社会生活を送る上で非常に重要な課題となっている。ダンパーは、これら乗り物や建築物等の振動を抑制するために使用される機械装置である。一般的なダンパーの原理としては、ダンパーに加わる振動エネルギーを、ダンパー内部の機構により熱エネルギーなどの他のエネルギーに変換し、損失させることで振動を減衰させるものである[2-4]。振動エネルギーを変換する機構については、用いる材料や使用用途により様々な種類のものが存在し、その利点、欠点を考慮された使われ方をしている[5-72]。

1.1.1 ダンパーの種類

代表的なダンパーの種類としては、次のものが挙げられる[5]。

a) 粘性ダンパー

オイルなどの流体が流動し、オリフィスやチョーク、環状隙間などを通過する際に生じる粘性抵抗を利用し、振動を抑制するための減衰力を得るものである[6-20]。粘性抵抗を利用しているため、減衰力は速度に比例して大きくなることや、温度により油の粘度が変わることで減衰力も変動する特徴がある。流体を封入するため、一般的には封入用のシール材が必要となるが、シールの摩耗、劣化等により液漏れが生じることがある。また、オイルの代わりに窒素ガスなどの気体を用いたダンパーもある。軽量化などのメリットがあるが、高速で流動する場合、気体の持つ圧縮性によりオリフィスなどを通過せず気体自体が圧縮し、スプリングのような反発力が生じることがある。

b) 摩擦ダンパー

金属などの固体の面同士の接触を利用し、入力された振動を接触面間の摩擦で熱に変換し、抑制するものである。摩擦力は基本的には変位に対して一定の値となる。接触力を調整することで高い摩擦力を出すことができるが、多くのものは摩擦面同士が乾燥摩擦となっており、劣化が早く耐久性が高くない[21-29]。継続して繰り返し摺動するような場合には、自動車のブレーキパッドなどと同様に、劣化した摩擦材の交換もしくはダンパー自体の交換が必要となる。

c) 鋼材ダンパー

金属が変形する際に生じる抵抗力を熱エネルギーに変換することで、振動を抑制するものである[30-38]。シンプルな構造であるため低コストであり、メンテナンスも不要だが、振幅の小さい振動だと振動抑制の効果が小さいことや、繰り返し変形により金属疲労が生じ、耐久性が低いなどの特徴がある。

d) ダイナミックダンパー

振動する物体にスプリングなどを介して質量体を取り付け、質量体を物体の代わりに振動させることで、物体が振動しないようにするものである[39]。考え方としては、物体の固有振動数による共振現象で生じる力に対し、同じ固有振動数による共振現象で生じる逆向きの力を加えれば、振動による力が打ち消しあうというものである。マスダンパーなどとも呼ばれる。シンプルな構造だがエネルギーの吸収率が高く、後付けが可能なことや、対象物の振動特性が明確になっていない、もしくは変動する場合では十分な振動抑制効果が発揮できないといった特徴がある[40-42]。また、他のダンパーとの組み合わせで用いられることも多い。

また、これらのダンパーの短所を補うためや、これらのダンパーでは再現するのが難しい特徴を有するダンパーとしては、次のものが挙げられる。

e) エラストマーやゴムを用いたダンパー

粘弾性体であるエラストマーやゴムの粘性抵抗を利用し、振動に対する抵抗力を得るものである[43]。また、鋼板などを積層したものをエラストマーやゴムで覆い、鋼板による圧縮に対する抵抗力の増加を狙いとした積層ゴムもある[44]。弾性と粘性両方の性質を有するため、振動は減衰させたいが定常時には対象物を元の位置に戻したい場合などに用いられる[45-53]。また、安価であるため、他のダンパーの補助的な役割で様々な用途に用いられている。

f) 粒状体ダンパー

容器内に封入された鋼球やエラストマーの粒子が、振動により粒子間もしくは粒子壁面間で衝突することを利用し、振動によるエネルギーを粒子の運動エネルギーに変換し、衝突や摩擦によって粒子の運動エネルギーを減衰するものである[54-65]。以降、このダンパーを粒状体衝撃ダンパーとする。また、鋼球やエラストマーの粒子が流動し、オリフィスやチョーク、環状隙間などを通過する際に生じる粒子間および粒子壁面間の接触抵抗を利用し、振動を抑制するための抵抗力を得るものもある[66-72]。以降、このダンパーを粒状体ダンパーとする。これらのダンパーは、粒子径によっては封入用のシール材

が不要であることや、鋼球やシリコンゴムなどの温度環境によって物性が変化しにくい材料を用いることで、温度による抵抗力の変動を抑えることができる。

粘性ダンパー、摩擦ダンパー、鋼材ダンパー、エラストマーおよびゴムを用いたダンパーは、ダンパーのストローク時に生じる抵抗力により振動を減衰させるものであり、それぞれ特有の抵抗力特性がある。抵抗力の特性をまとめたものをTable 1.1に示す。

本研究では、パッシブ制御によるダンパーを取り扱うこととしているため、アクティブやセミアクティブ制御を用いたダンパーについては考慮しないものとする。

1. 1. 2 ダンパーの用途

代表的なダンパーの用途としては、次のものが挙げられる。

a) 乗り物で用いられるダンパー

自動車などの乗り物が地面の凹凸から受ける振動を抑制するためにダンパーが用いられる。自動車では、これらのダンパーは一般的にはショックアブソーバーと呼ばれ、ばね下と呼ばれるタイヤとばね上と呼ばれる車体との間に、スプリングと共にサスペンションとして設置される。エアを用いたダンパーや摩擦ダンパーを使用する場合もあるが、ショックアブソーバーの多くはオイルを用いた粘性ダンパーが用いられている[4, 73]。また、自動車では、車両の足回り以外にもエンジンの振動の伝達を抑えるエンジンマウントや、車体の変形や振動を抑えるダンパーなどがあり[74]、エンジンマウントは主にエラストマーおよびゴムダンパーや粘性ダンパーが用いられ、車体の変形や振動を抑えるダンパーは主に粘性ダンパーとなっている。

b) 免震ダンパー

地震による地面からの振動を建築物に伝えないようにするためのダンパーが免振ダンパーである。粘性ダンパーや摩擦ダンパー、鋼材ダンパー、エラストマーおよびゴムダンパーなど、多種のダンパーが用いられる[75-77]。また、粘性ダンパーについては、良く用いられているずり速度に対して粘度が一定で、応力が比例して増加するニュートン流体ではなく、ずり速度に対して応力が降伏点を持ち、降伏点を過ぎると比例して増加する非ニュートン流体であるビンガム流体を用いたダンパーも存在する[78-80]。このダンパーは、ビンガム流体の降伏応力や中、高速のずり速度で生じる減衰力の飽和性を利用したものとなっている。

c) 制震ダンパー

地震による振動を建物内部の機構により減衰させたり増幅を防いだりすることで建物の振動を低減させ、建物の倒壊を防ぐのが制振ダンパーである[81-86]。粘性ダンパーや摩擦ダンパーが良く用いられており、マスダンパーは制震ダンパーの分類に入る。

d) ドアクローザー

ドアが勢い良く閉じるのを抑え、ドアの破損や怪我を防ぐために用いられるダンパーがドアクローザーである[87, 88]。粘性ダンパーや摩擦ダンパーが用いられており、振動の減衰における過減衰、臨界減衰を狙った減衰力に設計されている[89]。

e) 衝撃吸収ダンパー

搬送機械などの各種機械での衝撃吸収や、電車がホームの行き止まりに衝突した際の衝撃の緩和などに用いられるダンパーが衝撃吸収ダンパーである[90-94]。粘性ダンパーや摩擦ダンパー、エラストマーおよびゴムを用いたダンパーなどが用いられており、ドアクローザーと同様に、過減衰を狙った減衰力に調整されている。

乗り物用ダンパー、免震ダンパー、制震ダンパーは、抵抗力により繰り返し生じる振動を減衰させるものである。また、衝撃吸収ダンパーは圧縮時のみ抵抗力を生じ、解放時は力が生じない。それぞれ特有の抵抗力特性があるため、抵抗力の特性をまとめたものをTable 1.2に示す。Table 1.2では、代表的なダンパーとして、乗り物用ダンパーは自動車のショックアブソーバー、免振ダンパーは積層ゴム、制震ダンパーは摩擦ダンパー、衝撃吸収ダンパーは摩擦型の抵抗力を有する粘性ダンパーを示す。表中で、乗り物用のショックアブソーバーは単筒式、衝撃吸収用の粘性ダンパーは複筒式としている。

ここで、粘性ダンパーは液漏れや減衰力の温度依存性、摩擦ダンパーや鋼材ダンパーは耐久性などに課題があるが、これに対し、粒状体を用いたダンパーでは、摺動部の隙間が粒子径より小さければ、シールを用いることなく漏れを解消でき、温度により物性が変化しにくい材料を用いれば温度依存性を解決することが可能で、粒子を流動させることで粒子の同一面での摩耗を抑制し、高耐久性を得ることができると考えられる。また、オイルの代替とすることで環境負荷の低減が可能となる。以上の理由から、本研究では粒状体ダンパーを研究対象とした。

Table 1.1 Damper type and basic resistance force characteristics

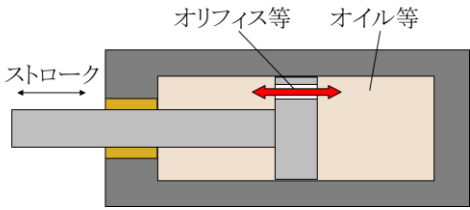
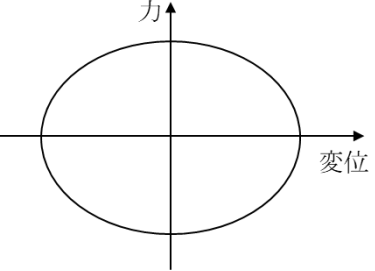
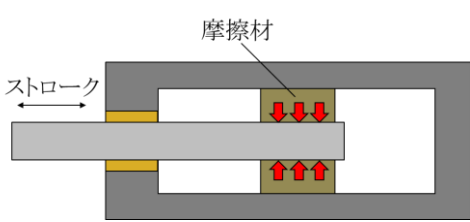
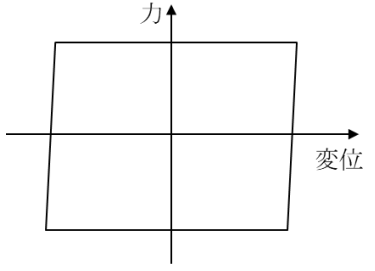
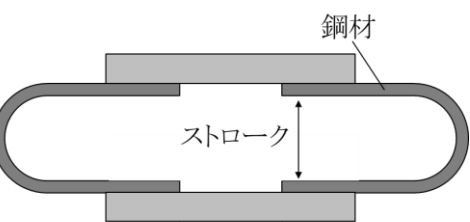
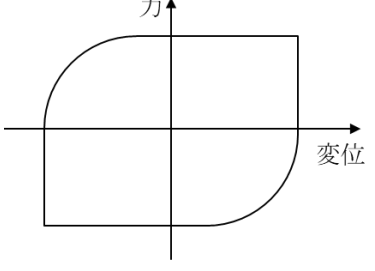
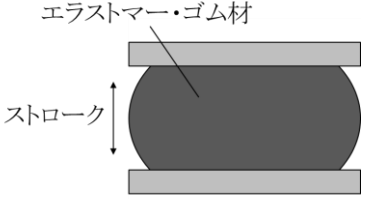
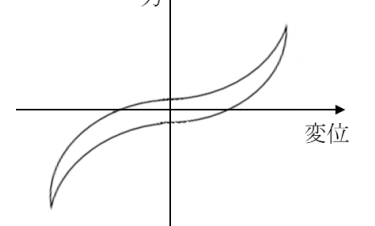
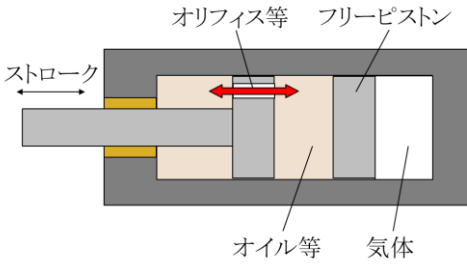
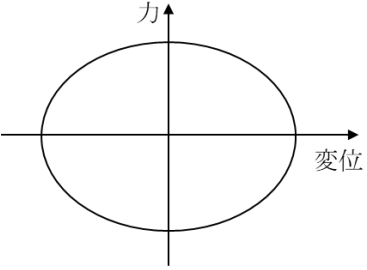
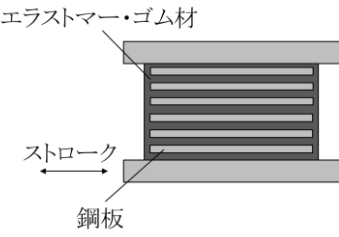
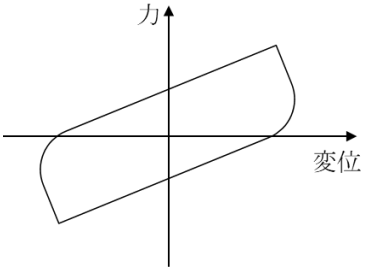
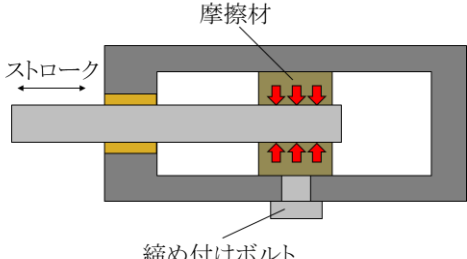
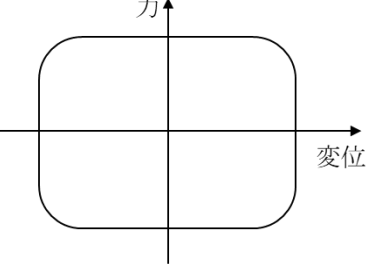
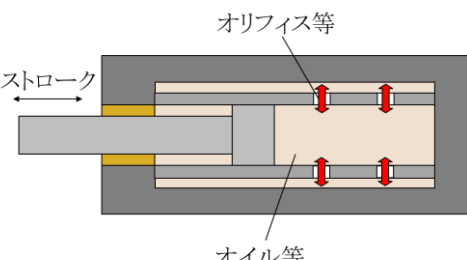
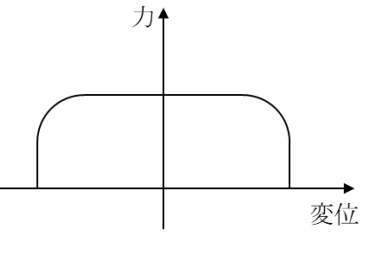
ダンパーの種類	概要図	抵抗力の特性
粘性ダンパー		 <p>速度, 温度依存がある</p>
摩擦ダンパー		 <p>変位, 速度, 温度依存が小さい</p>
鋼材ダンパー		 <p>低変位で速度依存がある</p>
エラストマー/ゴムダンパー [95]		 <p>変位, 速度依存がある 速度依存は粘性ダンパーと比較すると小さい</p>

Table 1.2 Damper applications and basic resistance force characteristics

ダンパーの種類	概要図	抵抗力の特性
乗り物用 ダンパー [96, 97]		 <p>速度, 温度依存がある</p>
免震 ダンパー		 <p>変位, 速度依存がある</p>
制震 ダンパー		 <p>変位, 速度, 温度依存が小さい</p>
衝撃吸収 ダンパー		 <p>変位, 速度依存が小さい</p>

1.2 先行研究

粒状体ダンパーは、1.1.1節で説明した通り、オイルやガスなどの代わりに軟質/硬質の粒子を使用したものであり、振動エネルギーを粒子の運動エネルギーに変換して減衰する粒状体衝撃ダンパーと、振動エネルギーを粒子間や粒子壁面間の摩擦などによる熱エネルギーに変換して減衰する粒状体ダンパーがある。それぞれについて、様々な手法を用いた先行研究がなされている。

1.2.1 粒状体衝撃ダンパー

粒子衝撃ダンパーに関する先行研究は多く存在する。粒状体衝撃ダンパーの研究としては、主に衝撃の減衰効果を高める方法や、離散要素法(以下、DEMとする)を用いた粒子挙動の計算について研究が行われている[54-65]。典型的な粒状体衝撃ダンパーの概略図をFig 1.1に示す。Panossianは減衰効果を高める方法として、容器形状や粒子数の変更、粒子の塑性変形の利用を提案している[54]。この研究では、球形もしくは不規則な形状の金属粒子や非金属粒子等を用いた場合、応答振幅を小さくする容器の構造についての設計最適化手順の開発およびその試験を行っており、ハニカム構造にした場合に応答振幅が最も小さくなることが示されている。また、Liuらによって容器を円筒形状にした場合の周波数応答特性についても議論されており、減衰は応答レベルに強く依存し、衝撃のエネルギーは主に粒子間、および粒子と空洞の壁との間の摩擦によって消散されることが明らかにされている[55]。粒子数に関しては、1つの粒子を使用した場合と、複数の粒子を使用した場合がDehghan-Niriらによって議論されている[56]。1つの粒子を使用したダンパーを水平方向に設置した場合の減衰効果について、反発係数、振動系の質量 M と粒子の質量 m の質量比 m/M 、クリアランスおよび振動系の剛性が減衰効果に与える影響が調査されている。ここで最適パラメータは、クリアランスおよび励起周波数を離散的に変化させることによって数値的に見出されることや、大きな振幅に耐えるようにダンパーを設計することによって、より小さい振幅の振動が与えられた際に振動を良好に減衰できることが示されている。また、Zahrai-Rodによって一部の振動モードにおいて、振動系の剛性を高めると減衰性が良好になることが示されている[57]。複数の粒子を使用した場合に関しては、ダンパーを水平方向に設置した場合、重力方向に設置した場合、および地震による振動が与えられた際の建物の揺れの減衰を確認するため、3階建て鉄骨フレームに粒状体衝撃ダンパーを用いたダンパーシステムを適用した事例が調査されている。水平方向に設置した場合については、2自由度に取り付けられたダンパーの減衰性能が議論されている。ここで、Luらによって粒子の質量を大きくすると特定の応答レベルまでの減衰性が良好になり、粒子の反発係数を高くすると広い応答レベルで減衰効果が得られることや、効率的に衝撃や調和振動を低減することが可能であることが示されている[58]。Zahraiらによって、粒子の質量、反発係数および粒子と容器のクリアランスが変化すると、システムの応答が変化する

ることが示されている[59]. また, Takahashiらにより, 圧電素子を用いた実験とDEMを用いたシミュレーションにより, 粒子の挙動が調査されており, 適切な粒子径と粒子充填率の組み合わせによって良好な減衰効果が得られることが示されている[60]. 重力方向にダンパーを設置した場合については, 粒子の質量比 m/M やクリアランスが減衰効果に与える影響がSaekiによって調査されている. SaekiはDEMを用いたシミュレーションにより, 質量比が計算式中の減衰と剛性の項に影響を与えることも示している[61]. また, Inoueらにより, 粒子の質量比やクリアランスを適切に設定すると, 広い周波数範囲にわたり効果的に共振ピークを抑えられることが示されている[62]. また, Sanchezらにより, 粒状体衝撃ダンパーの低メンテナンス性についても議論されている[63]. ここでは, 粒状体衝撃ダンパーの減衰性への粒子の摩擦や反発力の影響は小さいため, 温度や圧力の変化により粒子の摩擦特性に変化が生じた場合でもダンパーの特性は変化しないことや, 磨耗や変形および断片化により粒子に劣化が生じた場合でも, ダンパーとしての性能を損なう可能性が低いことが示されている. 3階建て鉄骨フレームに粒子を用いた粒状体衝撃ダンパーシステムについては, Luらによって地震に対して加速度や変位等を低減するのに優れていることが示されている[64]. 粒子を塑性変形させることにより振動を減衰させるダンパーに関しては, Duらによって従来の粒状体衝撃ダンパーと比べて優れた減衰性を発揮し, 低周波数の減衰が良好ではない従来のダンパーに対し, 振動周波数が50 Hzより低い場合でも良好な減衰効果を発揮することが示されている[65].

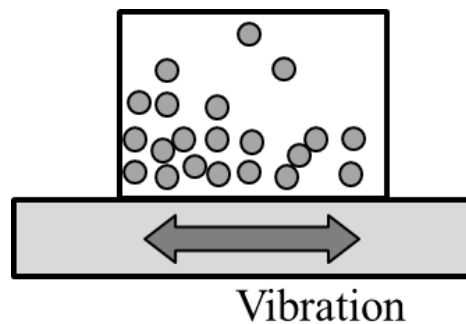


Fig. 1.1 Schematic of typical particle impact damper

1. 2. 2 粒状体ダンパー

粒状体衝撃ダンパー以外の粒状体ダンパーの構造として, 容器内に封入された粒子に対し, 外部からの振動を伝えるロッドが設けられたピストンにより力を伝えることで, 粒子同士や粒子と壁面間での圧縮や摩擦によって振動を減衰させる粒状体ダンパーがある[66-72]. このような粒状体ダンパーに関する研究として, Fig. 1.2のように直動型でロッドが容器の両側から出ている構造について, ガラスビーズや鋼球を用いた場合や, エラストマー粒子を用いた場合などについて減衰特性が報告されている[66-71]. ここで, 以降の粒状体ダンパーで発生する力は弾性と粘性の成分を持ち, 粘性のみの純粋な減衰力ではないため, ダンパー力と称することと

する。ガラスビーズや鋼球を用いた場合については、粒子の材質によるダンパー力特性の違い等や、鋼球を用いた場合には、磁場印加によってダンパー力特性を変化させることができることが示されている[66-69]。また、鋼球やガラスビーズを用いた場合の粒子挙動について、DEMを用いたシミュレーションが行われており、粒子がピストン側面を流動する時に生じる粒子壁面間の摩擦力と、ピストンテーパ部で生じる粒子の圧縮反力により、ダンパー力が生じていることが示されている[69]。Morishitaらはエラストマー粒子を用いた場合について、粒子の充填率、加振周波数、ストローク量を変更した場合のダンパー力特性を報告している[70]。ここでは、充填率、加振周波数、ストローク量を大きくすることで、ダンパー力が大きくなることが示されている。また、鋼球等とは異なり、エラストマー粒子の場合は粒子を変形させることによって充填率を高くし、ダンパー力を大きくすることが可能であることが示されている。また、エラストマー粒子にミクロンサイズの微粒子を混合・分散させると、粒子の表面が粗くなることや、粒子が変形した際に粒子内部で微粒子同士や微粒子とエラストマーが接触し、摩擦力が増加することによりダンパー力が大きくなることがKawamotoらによって示されている[71]。また、KalaiselvanらによってFig. 1.3のようにエラストマー粒子に鉄粉等を混合・分散させた磁性粒状体と永久磁石等を用いたロータリー型の粒状体ダンパーについての研究も行われている[72]。ここでは、任意の回転角に永久磁石を配置し、永久磁石の周辺に磁性粒状体を集め、局所的に磁性粒状体の充填率を高めることで、発生するトルクに角度依存性を付与できることが示されている。これは、バイクのステアリングダンパーやドアクローザーおよびダンパーヒンジなどへの適用が期待されている。

本研究では、Fig. 1.4のように簡素な構造で高い抵抗力を発揮することができると考えられる、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーの調査を研究テーマに選定した。

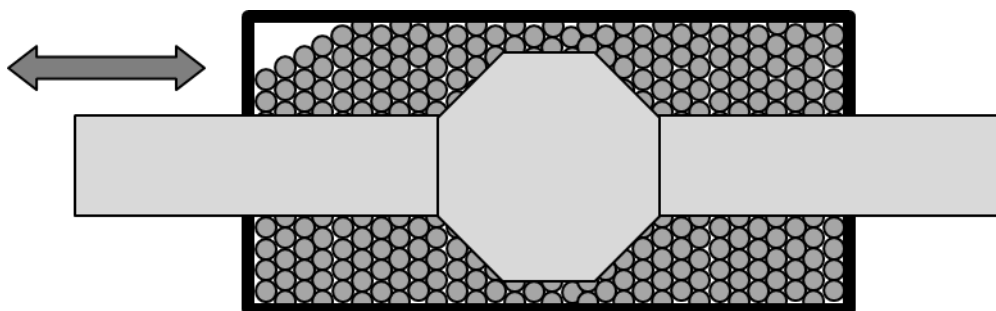


Fig. 1.2 Schematic of double rod type damper using a particle assemblage.

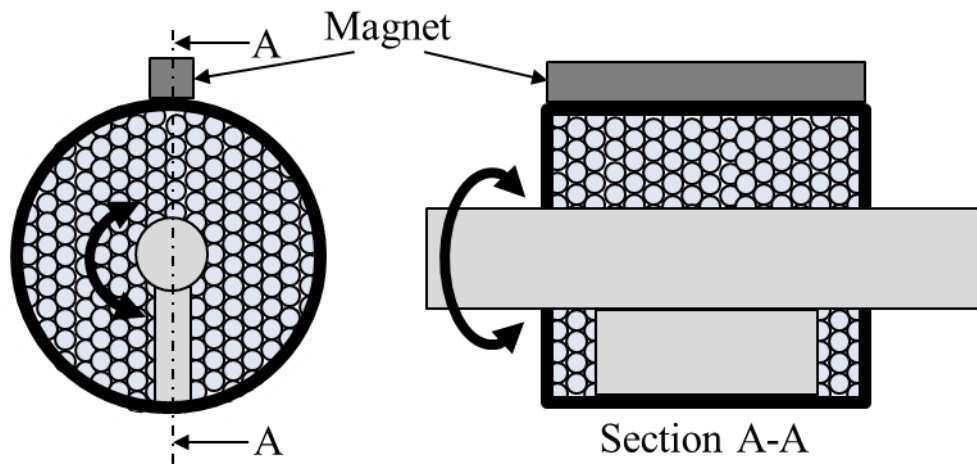


Fig. 1.3 Schematic of rotary damper using an elastomer particle assemblage.

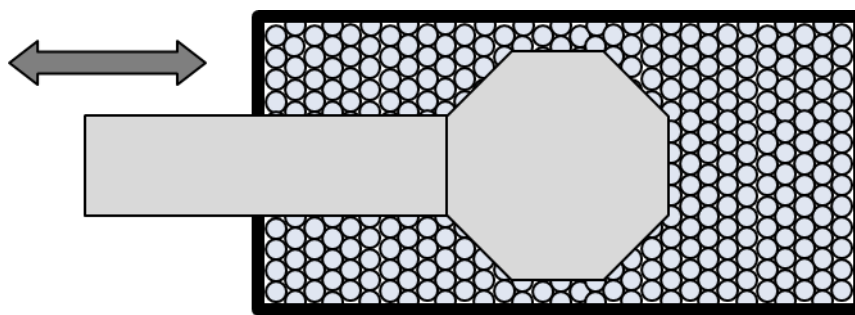


Fig. 1.4 Schematic of single rod type damper using an elastomer particle assemblage.

1. 3 本研究の目的

本論文での最終目的は、「エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーを用いた時に生じる抵抗力の生成メカニズムを解明すること」である。これを達成するための個々の目的について、以下に列挙する。

- 1) ダンパー内のロッドがない部屋とロッドがある部屋でのダンパー力特性と粒子挙動を明らかにする。また、ダンパー力の構成成分についても明確にする。
- 2) 実使用に向け、ダンパー力特性のチューニング要素を提示するため、ダンパー力特性に影響を及ぼす要素を明らかにする。
- 3) ダンパーを水平、鉛直に設置した場合で粒子に加わる重力の影響が異なるため、ダンパ

一の設置角度を変えた時のダンパー力特性と粒子挙動を明らかにする。

1. 4 本研究の実施内容

各目的を達成するため、本研究では、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーについて、以下の内容にて検証を行うこととした。

- ・DEMを用いたシミュレーションを行い、片室および両室に粒子を充填した場合で、粒子挙動やダンパー力特性、ダンパー力の構成成分を明らかにするため、ダンパー力の分解や各粒子の圧縮力分布、速度ベクトルおよびダンパーの設置角度がダンパー力に与える影響についての計算を行う。
- ・片室にのみ充填した場合のダンパー力特性のチューニング要素を提示するため、粒子充填率や材質、粒子径、および加振周波数やストローク中心位置による影響を調査する。
- ・両室にのみ充填した場合のダンパー力特性のチューニング要素を提示するため、粒子充填率や材質、硬度、および加振周波数や各室の充填率の違いによる影響を調査する。

1. 5 本論文の構成

本論文の構成を示す。第2章では、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーで、片室にエラストマー粒子を充填した場合のダンパー力特性および粒子挙動を調査し、本ダンパーの減衰メカニズムについて考察する。第3章では、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーで、両室にエラストマー粒子を充填した場合のダンパー力特性および粒子挙動を調査し、本ダンパーの減衰メカニズムおよび片室充填との特性の違いについて考察する。第4章では、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーで、片室および両室にエラストマー粒子を充填した場合において、ダンパーの設置角度がダンパー力特性および粒子挙動に与える影響を調査し、それらの結果について考察する。第5章では、本研究の総括を述べる。

第 2 章 片室に粒子を充填した場合の ダンパー力特性

本章では、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーで、片室にエラストマー粒子を充填した場合のダンパー力特性や粒子挙動をシミュレーションおよび実験により調査し、本ダンパーの減衰メカニズムについて考察している。シミュレーションおよび実験結果から、ダンパー力は条件に関係なく、圧縮過程で変位が進むにつれて大きくなる漸硬型の特性を示し、戻り過程で変位が進む際にはヒステリシスを持つ特性となっており、粒子の圧縮に伴うダンパー力の法線方向成分の弾性力と、粒子とシリンダー内壁面で生じる接線方向成分の摩擦力が大きく影響を及ぼすことが判明した。また、実験結果から、粒子の充填率、加振周波数、粒子材質に影響するヤング率および粒子径を大きくする、あるいはストローク中心位置を粒子充填空間が小さくなるように変更すると、最大ダンパー力、ヒステリシスおよび減衰エネルギーが増加することを確認した。以降、これらの内容について述べる。

2.1 ダンパー概要

Fig. 2.1に本研究で用いたダンパーの概略図を示す。ダンパーは、球形のエラストマー粒子、円筒状のシリンダー、エンドカバー、円柱状のロッドおよびピストンで構成されている。座標系はFig. 2.1に示すように、ダンパーの軸方向を z 軸と設定しており、ロッドと一体化したピストンは z 軸方向に変位可能となっている。重力は z 軸方向と垂直方向に作用し、重力が作用する方向を x 軸方向とする。ピストンは片側のみロッドが付いており、ピストン外周面とシリンダー内壁面との隙間に粒子が入り込まない外形寸法となっている。これにより、ピストンがシリンダーを二室に分離するような形になっている。粒子はロッドがない方の部屋のみ充填されており、ロッドに外力を加えると、ピストンが粒子を圧縮することによって発生する粘弾性による抵抗力と、粒子間および粒子とピストン・シリンダーの壁面との間に発生する摩擦力が得られるものとなっている(以降、ダンパーから生じる全ての抵抗力の総称をダンパー力と呼ぶ)。また、摺動部の摩擦の影響を考慮し、エンドカバーとロッドとの間にベアリングを取り付け、摺動部の摩擦力を軽減するようにした。摺動部の摩擦力の大きさについては、後述の実験装置を用いて、シリンダーに粒子を充填していないダンパーに正弦波振動を与えた時の発生力を測定し、数ニュートン程度と低い値であることを確認している。本研究で生成されるダンパー力は数百ニュートン程度と摺動部の摩擦力と比較して非常に大きい値であることから、摺動部の摩擦力は無視できるものとした。ダンパーの材質としては、シリンダー、エンドキャップ、ピストンは炭素鋼S45C、ロッドはステンレス鋼SUS440Cを使用している。座標系の原点は、シリンダーとエンドカバーで囲まれた空間の中心点であり、エンドカバー端面もしくはシリンダー内壁端面から39 mmの位置となっている。ピストンのストローク中心位置は原点からピストン中心点までの距離で定めるものとしている。

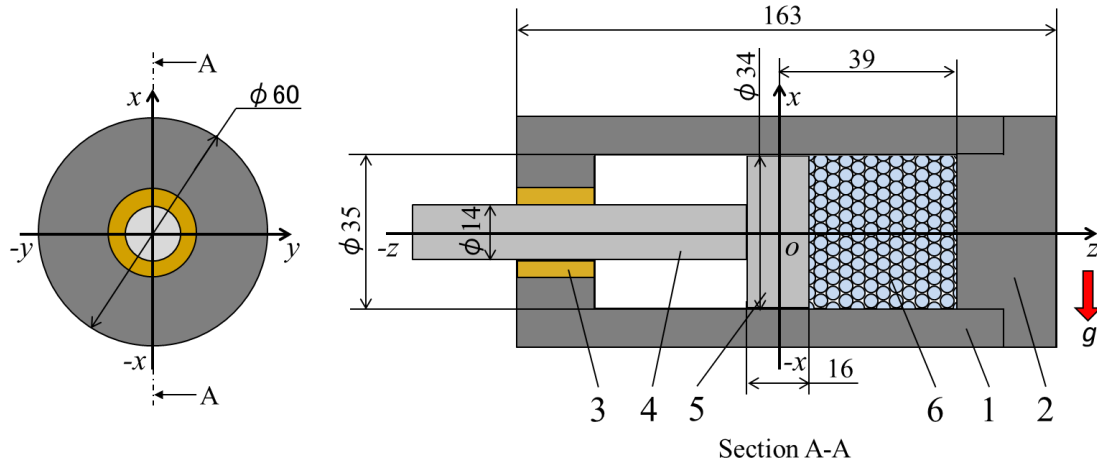


Fig. 2.1 Schematic diagram of the separated dual-chamber single-rod-type damper using an elastomer-particle assemblage. 1. Cylinder, 2. End cover, 3. Bearing, 4. Rod, 5. Piston, 6. Elastomer particles. The unit is mm.

2. 2 数値シミュレーション

2. 2. 1 離散要素法

本研究では、粒子の挙動やダンパー力の特性、ダンパー力の構成成分を明らかにするため、離散要素法 (DEM) を用いたエラストマー粒子の挙動解析を行った。DEM は、粒子間の接触を考慮し、各時刻において粒子の並進と回転に対する運動方程式を逐次計算することにより、粒子の挙動を解析する計算手法である。

2. 2. 2 基礎方程式

DEM では、個々の粒子に対して接触力を考慮し、式(1)で表される運動方程式と式(2)で表される角運動方程式を解くことにより、粒子の速度や位置を求めることができる。

$$m_i \frac{d^2 \mathbf{r}_i}{dt^2} = \mathbf{F}_i \quad (1)$$

$$I_i \frac{d\boldsymbol{\Omega}_i}{dt} = \mathbf{T}_i \quad (2)$$

ここで、式中の i は粒子番号、 t は時刻、 m_i は粒子質量、 \mathbf{r}_i は粒子の位置ベクトル、 \mathbf{F}_i は接触力の総和ベクトル、 I_i は慣性モーメント、 $\boldsymbol{\Omega}_i$ は粒子の角速度ベクトル、 \mathbf{T}_i は粒子に作用するトルクの総和である。また、 \mathbf{F}_i と \mathbf{T}_i および I_i については以下の式(3)から(5)で表される。

$$\mathbf{F}_i = \mathbf{F}_{cn} + \mathbf{F}_{ct} + m_i \mathbf{g} \quad (3)$$

$$\mathbf{T}_i = \mathbf{r}_i \times \mathbf{F}_{ct} \quad (4)$$

$$I_i = \frac{8}{15} \rho \pi r^5 \quad (5)$$

式中の接触点における法線方向を添字 n , 接線方向を添字 t で表しており, \mathbf{F}_{cn} , \mathbf{F}_{ct} は法線方向および接線方向の接触力となっている. また, m_i は粒子質量, \mathbf{g} は重力加速度, ρ は粒子密度, r は粒子半径である. 接触力はCundall とStrack [98]によって考案された, スプリング, ダッシュポット, 摩擦スライダーの要素で構成されるモデルFig. 2.2を用いており, 式(6), (7)で表される.

$$\mathbf{F}_{cn} = \left(-K_n \delta_n^{\frac{3}{2}} - C_n \mathbf{V}_{ij} \cdot \mathbf{n}_i \right) \mathbf{n}_i \quad (6)$$

$$\mathbf{F}_{ct} = -K_t \delta_t - C_t \mathbf{V}_{fij} \quad (7)$$

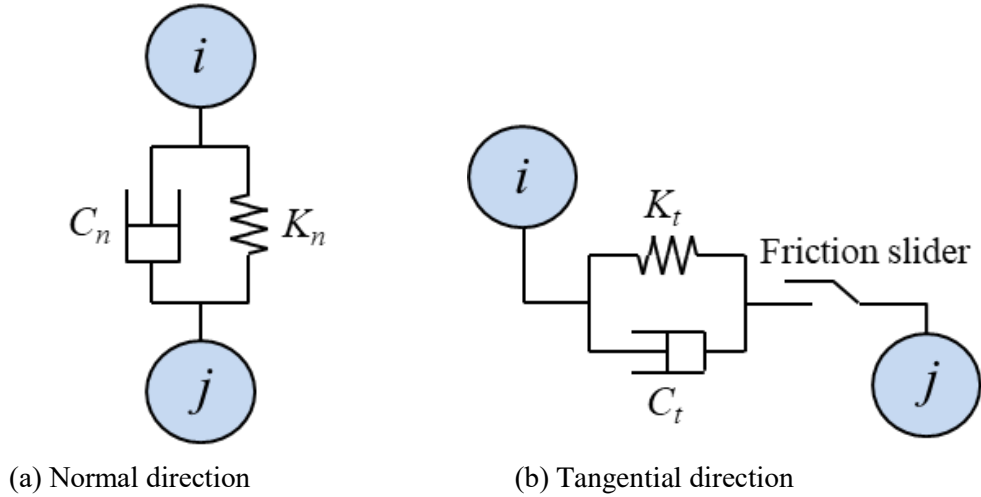


Fig. 2.2 Contact force model of particles.

式中の K_n , K_t は法線方向および接線方向の弾性係数, C_n , C_t は法線方向および接線方向の粘性係数, δ_n は接触点に対する法線方向の変位量, δ_t は粒子 i の粒子 j に対する接触点における接線方向の変位ベクトル, \mathbf{n}_i は接触点に対して粒子 i から粒子 j に向かう法線方向の単位ベクトル, \mathbf{V}_{ij} は粒子 i の粒子 j に対する相対速度ベクトル, \mathbf{v}_i , \mathbf{v}_j は粒子 i , j の速度ベクトル, \mathbf{V}_{fij} は接

触点における粒子*i*の粒子*j*に対する接線方向相対速度ベクトルである。 \mathbf{V}_{ij} , \mathbf{V}_{fij} , δ_i は式(8)から式(10)で表される。

$$\mathbf{V}_{ij} = \mathbf{v}_i - \mathbf{v}_j \quad (8)$$

$$\mathbf{V}_{fij} = \mathbf{V}_{ij} - (\mathbf{V}_{ij} \cdot \mathbf{n}_i) \mathbf{n}_i + 2a(\boldsymbol{\omega}_i - \boldsymbol{\omega}_j) \times \mathbf{n}_i \quad (9)$$

$$\delta_t = \Delta t - \mathbf{V}_{fij} \quad (10)$$

ここで、式中の a は粒子半径、 $\boldsymbol{\omega}_i$, $\boldsymbol{\omega}_j$ は粒子*i*, *j*の角速度ベクトルである。また、法線方向の弾性係数については、Hertz の接触理論を用いた式(11)から(14)で表される。

$$K_{nij} = \frac{4}{3\pi} \left(\frac{1}{2\delta_i} \right) \sqrt{\frac{a\delta_n}{2}} \quad (11)$$

$$K_{niw} = \frac{4}{3\pi} \left(\frac{1}{\delta_i + \delta_w} \right) \sqrt{a\delta_n} \quad (12)$$

$$\delta_i = \frac{1 - v_i^2}{E_i \pi} \quad (13)$$

$$\delta_w = \frac{1 - v_w^2}{E_w \pi} \quad (14)$$

式中の添字 w は壁面に関する量であることを表す。 K_{nij} は粒子同士の接触時の弾性係数 K_n , K_{niw} は粒子と壁面が接触する際の弾性係数 K_n で、 E_i , E_w は粒子および壁面の縦弾性係数、 v_i , v_j は粒子および壁面のポワソン比である。接線方向の弾性係数については、接触点でのすべりがないと仮定し、Mindlin [99]の理論に基づいた式(15), (16)で表される。

$$K_{tij} = \frac{2\sqrt{2a}G_i}{2 - v_i} \delta_n^{0.5} \quad (15)$$

$$K_{tiw} = \frac{8\sqrt{a}G_i}{2 - v_j} \delta_n^{0.5} \quad (16)$$

式中の K_{ij} は粒子同士の接触時の弾性係数, K_{iw} は粒子と壁面が接触する際の弾性係数である. G_i は粒子の横弾性係数で, 式(17)で表される.

$$G_i = \frac{E_i}{2(1 + \nu_i)} \quad (17)$$

また, C_n , C_t については式(18), (19)で表される.

$$C_n = \alpha \sqrt{m_i K_n} \delta_n^{0.25} \quad (18)$$

$$C_t = \alpha \sqrt{m_i K_t} \delta_{ct}^{0.25} \quad (19)$$

α は粘性力の大きさを決定する無次元定数であり, 反発係数測定実験を粒子に対して行い, 反発係数が実験と解析で一致するように α を決定した. 摩擦力については, 接触粒子表面での接線方向相対速度ベクトルが0より大きい場合, または接線方向の接触力が摩擦力より大きい場合に接触粒子表面で滑りが発生したとみなし, 以下の式(20)~(22)で表している.

$|V_{fij}| = 0$ の場合, $F_{ct} \leq \mu_f |F_{cn}|$ の時,

$$F_{ct} = F_{ct} \quad (20)$$

また, $F_{ct} > \mu_f |F_{cn}|$ の時,

$$F_{ct} = -\mu_f |F_{cn}| t_i \quad (21)$$

$|V_{fij}| > 0$ の場合,

$$F_{ct} = -\mu_f |F_{cn}| t_i \quad (22)$$

ただし, $t_i = V_{fij}/|V_{fij}|$ であり, 粒子の V_{fij} 方向の単位ベクトルである. また, μ_f は粒子の摩擦係数である.

以上から, 解析モデルは, 法線方向は弾性反発力と粘性力が考慮され, 接線方向はそれに加え摩擦力が考慮された粘弾性モデルとなっている. また, 本解析では速度, 変位, 角速度についての時間進行には, 2次精度のアダムス・バッシュフォース法を用いた.

2. 2. 3 解析条件

シミュレーションでは, 粒子の充填率0.60, 加振周波数1 Hz, 材質シリコーンゴムTSE3466, 粒子径3 mmを基準の条件とし(以下, 基準条件とする), 基準条件に対し充填率, 加振周波数, 材質, 粒子径が異なる場合の粒子挙動およびダンパー特性の傾向を確認した. 摩擦係数は, 一般的なゴム-ゴムの摩擦係数の値である0.5を採用した[100]. 壁面のヤング率には, 一般的な炭素鋼S45Cのヤング率を使用している. 粒子の密度は, アルコールを使用した液体置換法を用いて測定し, 10回の測定の平均値を使用している. 減衰係数は, 単一粒子の跳ね返りの高さが実験値とシミュレーション値で同じになるように調整するための値となっている. また, シリコーンゴムTSE3466, NBRおよび第3章で使用するシリコーンゴムTSE3453の粒子のヤング率については, それぞれの粒子単体を圧縮試験機(テクスチャーアナライザーTA.XT Plus, 英弘精機株式会社製)を用いた圧縮実験にて得られた弾性反発力から算出している. 粒子単体の圧縮実験から得られた力 F の結果をFig. 2.3に示す. また, 圧縮試験の概略図をFig. 2.4に示す. 実験は粒子に圧縮変位1.5 mmを加え, データの測定を5回行っている.

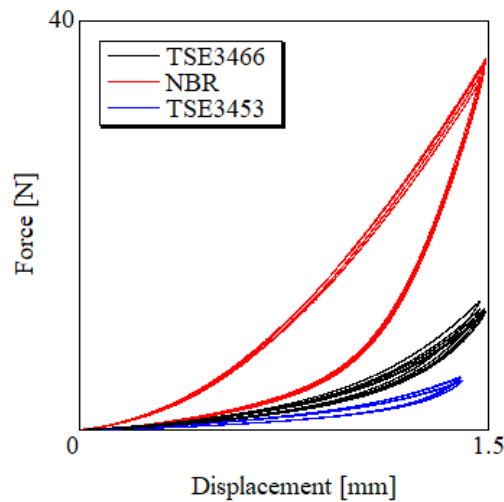


Fig. 2.3 Load vs. displacement

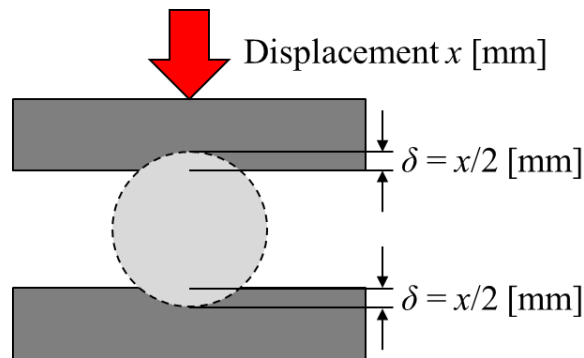


Fig. 2.4 Schematic of compression test

Fig. 2.3の時間進行は時計回りとなっている。ヤング率の計算には、粒子の圧縮が進む向きの値のみを用いる。ヤング率はFig. 2.3の結果とHertz の接触理論を用いて算出する。Hertz の接触理論から、球と平板の接触力 F と接近距離 δ の関係は式(23)で表される。

$$F = \frac{4\sqrt{r}}{3} \left(\frac{1 - \nu_i^2}{E_i} - \frac{1 - \nu_w^2}{E_w} \right)^{-1} \delta^{1.5} \quad (23)$$

ここで r は粒子半径、 ν_i は粒子のポワソン比、 E_w は平板のヤング率、 ν_w は平板のポワソン比である。 ν_w は0.3を用いている。また、接近距離 δ と変位 x の関係は、Fig. 2.4に示すように上下の圧縮が均等に $x/2$ 接近したとみなし、 $\delta = x/2$ となる。従って、 F と x の関係に対してHertz の接触理論を用いることで粒子のヤング率 E_i の値を求めることができる。また、ヤング率はFig. 2.3の5回測定分を求め、その平均値を使用する。これらから、ヤング率はTSE3466で4.08 MPa, NBRで17.6 MPa, TSE3453で2.28 MPaとなる。これらのパラメーター条件をまとめたものとして、Table 2.1に解析条件を示し、Table 2.2にシミュレーションで使用したエラストマー粒子と壁の物理的特性を示す。充填率については、ダンパーに充填される粒子量の指標であり、次式のように定義される。

$$\text{Packing fraction} = \frac{\text{Total mass of the particles}}{\text{Volume of the space in the container} \times \text{Density of the particle}} \quad (24)$$

式(24)中のVolume of the space in the containerは、容器内に粒子を充填できる空間の容積、すなわちシリンダー、エンドカバー、ロッドのない側のピストン面で囲まれた空間の容積のことを示している。ダンパーの構造上、ピストンの移動に伴い充填率が変化しているため、本論文で示す充填率は、ピストンがストローク中心の位置にある時の値を代表値としている。

Table 2.1 Numerical conditions

Material of the elastomer particles	Silicone elastomer (TSE3466), Nitrile rubber (NBR)
Diameter of particles [mm]	3, 5
Packing fraction of the particles [-]	0.60 or 0.70
Number of particles	1339 or 1562
Stroke of forced vibration [mm]	10
Frequency of forced vibration [Hz]	1, 5
Stroke center distance from the origin [mm]	0
Time step [s]	5.0×10^{-9}

Table 2.2 Mechanical properties for calculation

Density of particle [kg/m^3]	1.10×10^3
Poisson ratio ν_i	0.5
Friction coefficient μ_f (wall-particle)	0.5
Friction coefficient μ_f (particle-particle)	0.5
Young's modulus of wall E_w [GPa]	210
Compressive modulus of particles E_i [MPa]	4.08 (TSE3466), 17.6 (NBR)
Parameter of attenuation coefficient α	0.5311

2. 2. 4 ダンパー力の算出方法

シミュレーションでは、Fig. 2.5からFig. 2.8のように、ダンパー力はロッドのない側のシリンダー外側の底面に加わる z 軸方向の力 Dz と、ロッドのピストンのない側の端面に加わる z 軸方向の力 Rz に分けて算出している。 Dz はピストンが粒子を圧縮した時にシリンダー底面に伝わる圧縮力と、粒子とシリンダー壁面との間の抵抗力の合計値がシリンダー底面に加わるダンパー力として算出され、 Rz はピストンが粒子を圧縮した時にロッド底面に伝わる圧縮反力と、粒子とロッド壁面との抵抗力の合計値がロッド端面に加わる力のダンパー力として算出される。この時、ダンパー力の法線方向成分の力は粒子の圧縮変形による粘弾性によるものであり、接線方向成分の力は粒子のせん断変形による粘弾性と、粒子とシリンダー壁面間での滑り摩擦によるものとなる。これにより、 Dz では粒子とシリンダー壁面間の抵抗力、 Rz では粒子とロッド壁面間の抵抗力を確認することができるようになっている。ただし、片室充填の場合は粒子とロッド壁面間の抵抗力は発生しないため、片室充填の場合は Dz のみ、両室充填の場合は Dz と Rz の両方を用いて考察を行う。

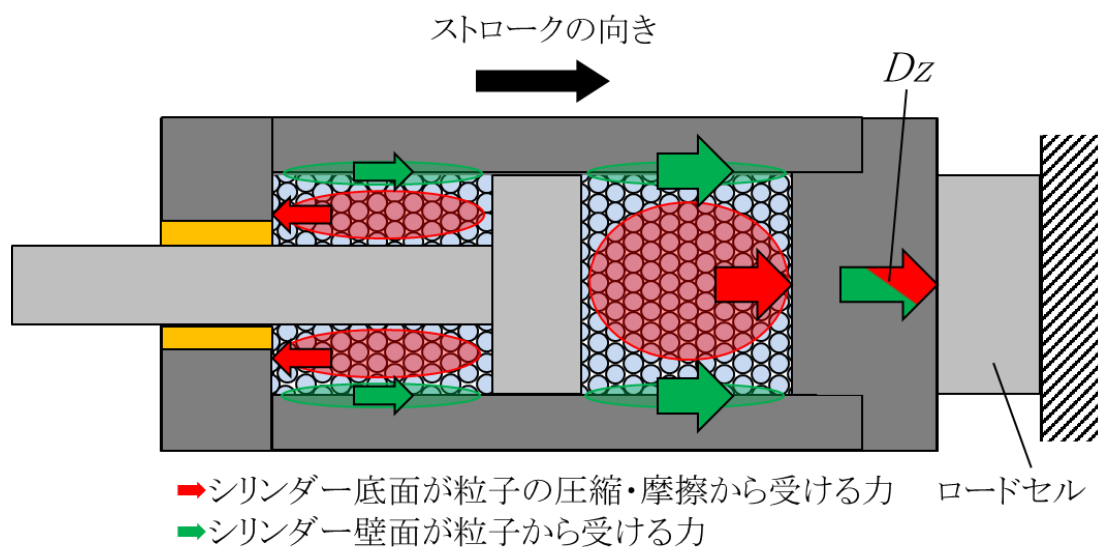


Fig. 2.5 +z direction force applied to the bottom of the cylinder.

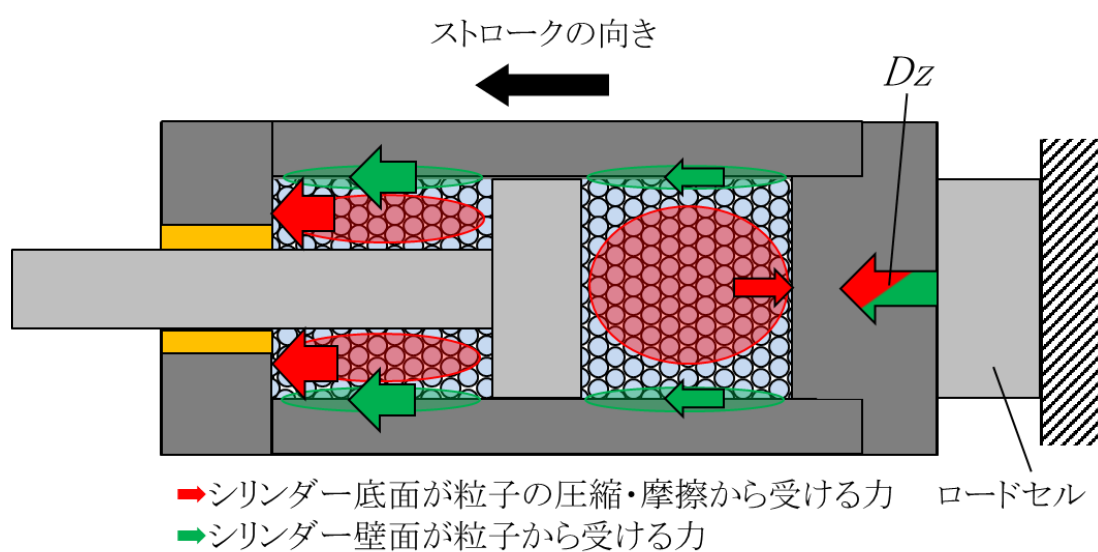


Fig. 2.6 -z direction force applied to the bottom of the cylinder.

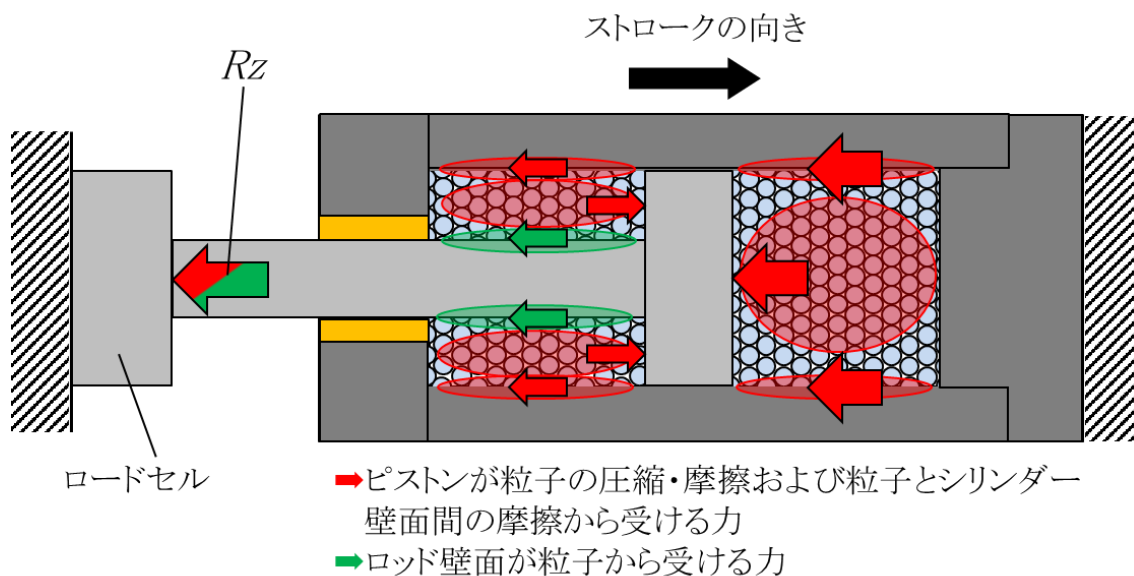


Fig. 2.7 +z direction force applied to the rod end face.

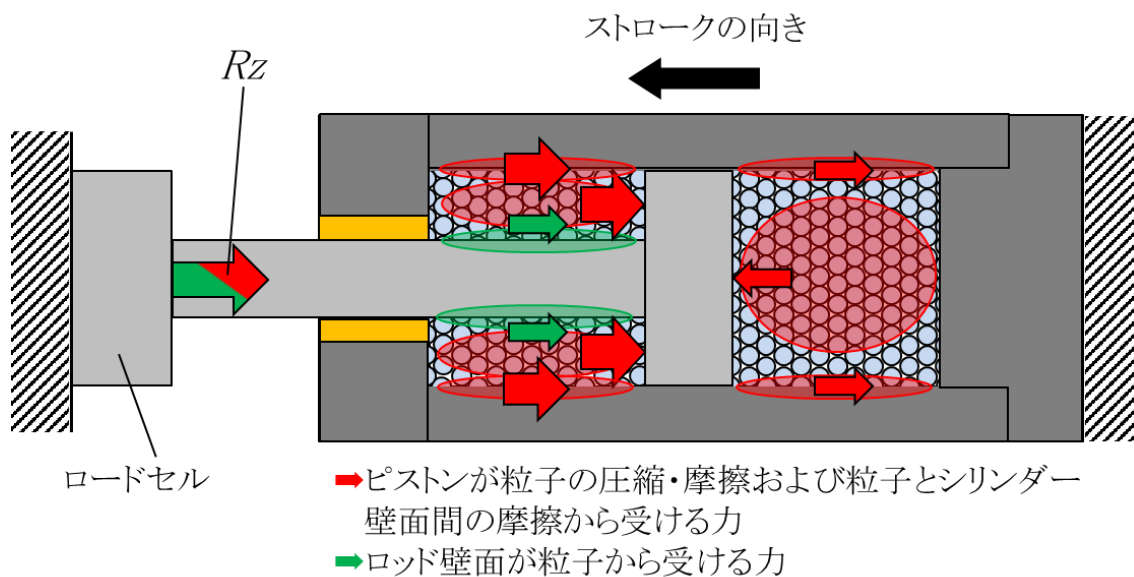


Fig. 2.8 -z direction force applied to the rod end face.

2. 3 実験条件

2. 3. 1 実験装置

Fig. 2.9に本研究で用いた実験装置の概略図を示す. ダンパーはFig. 2.1で示したものをしている. 本実験装置は水平に設置されており, ダンパーも水平方向に設置した状態で実験

を行った。実験装置は、ダンパーに一定周波数および一定振幅の正弦波状強制振動を与えることができるものであり、ピストン・クランク機構によりモーター（三菱電機，HA-LP801）の回転運動を往復直線運動に変換したものとなっている。ダンパー力の測定は、強制振動により発生するダンパー力をエンドキャップ側に設置したロードセル（共和電機，LUK-A-20kN）によって電圧を出力し、その出力を動ひずみアンプ（共和電機，DPM-751A）で増幅し、オシロスコープ（横河電機，DLM2024）で記録しており、実験でのダンパー力はシミュレーションにおける Dz と同様となるような測定方法となっている。変位は、レーザー変位計（キーエンス，センサーヘッドLB-300，アンプユニットLB-2000）でピストン変位を測定し、ダンパー力と同様にオシロスコープで記録している。また、本装置はモーターコントローラー（三菱電機製，MR-J3-11KA）により加振周波数を任意の値に設定することができる。実験は測定誤差を考慮し、各条件で3回測定した。

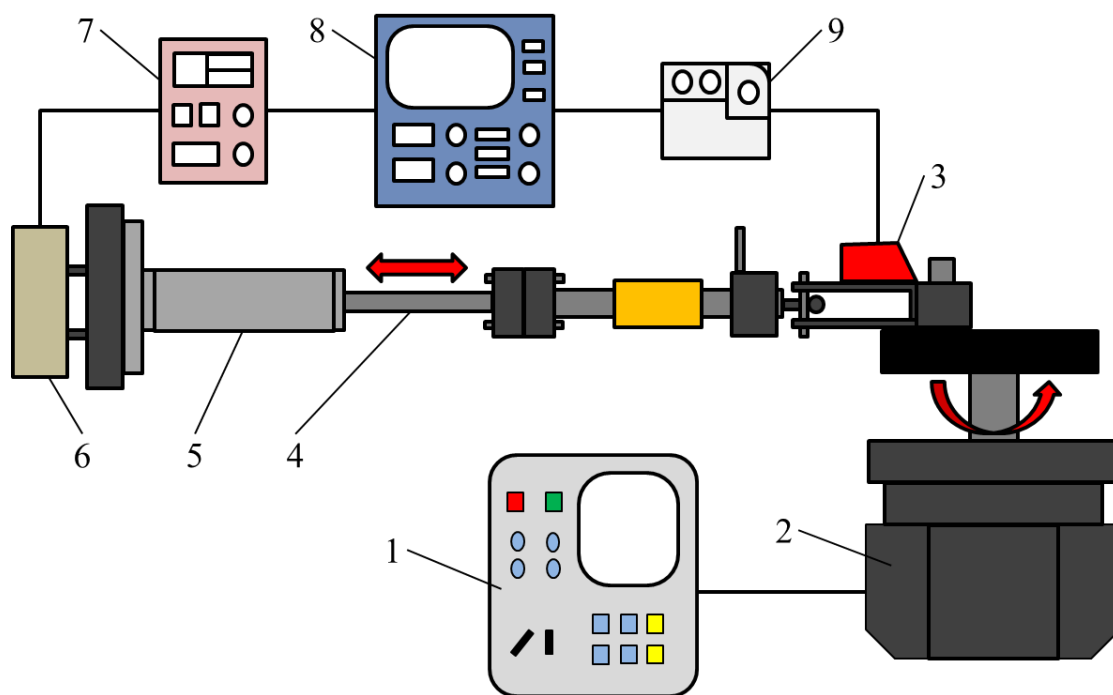


Fig. 2.9 Schematic diagram of the experimental apparatus. 1. Motor controller, 2. Motor, 3. Laser displacement sensor, 4. Rod, 5. Damper, 6. Load cell, 7. Strain amplifier, 8. Oscilloscope, 9. Amplifier unit.

2. 3. 2 実験条件および使用粒子

本研究では、充填率、加振周波数、粒子材質、粒子径およびストローク中心と原点からの距離を可変パラメーターとして用いている。また、エラストマー粒子の材質としては、二液添加型の高強度シリコーンゴム（モメンティブ・パフォーマンス・マテリアルズ，TSE3466）とニトリルゴ

ム(NBR) (イナバゴム)を使用した. 各粒子の表面の写真をFig. 2.10, 実験条件をTable 2.3に示す.



(a) Material: silicone elastomer TSE3466,
diameter of particles: 3 mm



(b) Material: silicone elastomer TSE3466,
diameter of particles: 4 mm



(c) Material: silicone elastomer TSE3466,
diameter of particles: 5 mm



(d) Material: nitrile rubber NBR,
diameter of particles: 3 mm

Fig. 2.10 Photographs of particles.

Table 2.3 Experimental conditions

Material of the elastomer particle	Silicone elastomer (TSE3466), Nitrile rubber (NBR)
Young's modulus [MPa]	4.08 (TSE3466), 17.6 (NBR)
Durometer A hardness	60
Diameter of particles [mm]	3, 4, 5
Packing fraction of particles [-]	0.60, 0.65, 0.70
Stroke of forced vibration [mm]	10
Frequency of forced vibration [Hz]	0.1, 1, 5
Stroke center distance from the origin [mm]	0, 10

本研究では、ダンパー内への粒子の充填を手作業で行っている。そのため、ダンパー内の粒子の初期配置に偏りが生じ、ダンパー力特性に影響を与える可能性がある。この粒子の初期配置の偏りを排除するため、実験データの測定を行う前に加振周波数1 Hzにて、200秒間の予備加振を行った。

2.4 シミュレーション結果および実験結果との比較

2.4.1 ダンパーカー変位曲線

Fig. 2.11に、2.2.3節で設定した基準条件でのダンパーカーピストン変位曲線のシミュレーション結果と実験結果を示す。Fig. 2.11は、1周期のデータをプロットしており、波形における時間進行は時計回りとなっている。Fig. 2.11から、ダンパー力は粒子を圧縮する向きに変位が進む（以下、圧縮過程とする）につれて大きくなる漸硬型の特性を示しており、ピストンが粒子の圧縮と逆の向きに変位が進む（以下、戻り過程とする）際は、ダンパー力にヒステリシスが生じているのがわかる。漸硬型の特性を示すのは、粒子の圧縮により生じる弾性反発力の影響が考えられ、ヒステリシスが生じる原因としては、エラストマー粒子の変形による粘性や、粒子間および粒子壁面間の摩擦による影響が考えられる。また、ダンパー力の波形はシミュレーション結果と実験結果共に細かなノイズがあり、高周波が重畳した重畳波であることがわかる。この重畳波は特に変位が+の領域でノイズが多くなっている。これは、ダンパー力は全体としては変位が進む向きに粒子の圧縮力と粒子壁面間の摩擦力が伝わるが、粒子1つ1つは加振に伴い様々な向きに動きながら全体として変位が進む方向に移動しており、粒子間や粒子壁面間で様々な向きに反発力や摩擦力が生じているためと考えられる。シミュレーション結果については、Fig. 2.11から明らかなように定性的、定量的に良く実験結果を再現できている。

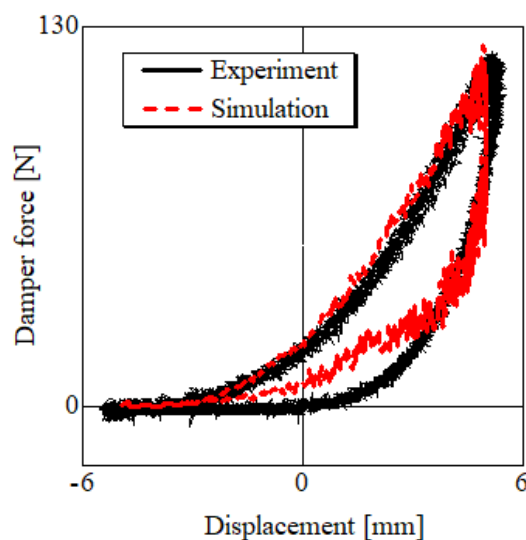


Fig. 2.11 Damper force vs. piston displacement. Comparison of the simulation and experimental results. Packing fraction is 0.60, frequency is 1 Hz, material is silicone elastomer TSE3466, diameter of particles is 3 mm, the stroke center distance is 0 mm.

Fig. 2.12からFig. 2.15に、基準条件から充填率、加振周波数、粒子材質、粒子径を変更した場合のダンパー力ーピストン変位曲線のシミュレーション結果と実験結果を示す。Fig. 2.12からFig. 2.15より、各条件においてシミュレーション結果は実験結果と定性的および定量的に良く一致しているのがわかる。また、ダンパー力は充填率や加振周波数、粒子材質、粒子径に関係なく、圧縮過程でダンパー力が大きくなる漸硬型の特性を持ち、圧縮過程から戻り過程に切り替わると、ダンパー力にヒステリシスが生じるのがわかる。各条件でダンパー力特性が定性的に同じであることから、ダンパー内の粒子の挙動も概ね同じであると判断し、以降のダンパー力の構成や発生メカニズムに関する調査については、基準条件にて調査、考察を進めることとする。

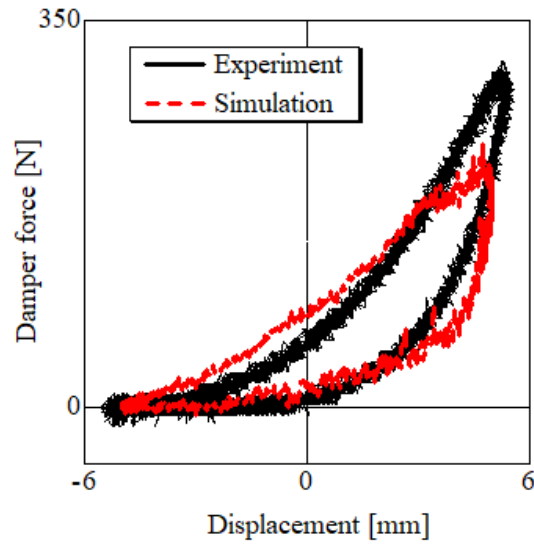


Fig. 2.12 Damper force vs. piston displacement. Comparison of the simulation and experimental results. Packing fraction is 0.70, frequency is 1 Hz, material is silicone elastomer TSE3466, diameter of particles is 3 mm, the stroke center distance is 0 mm.

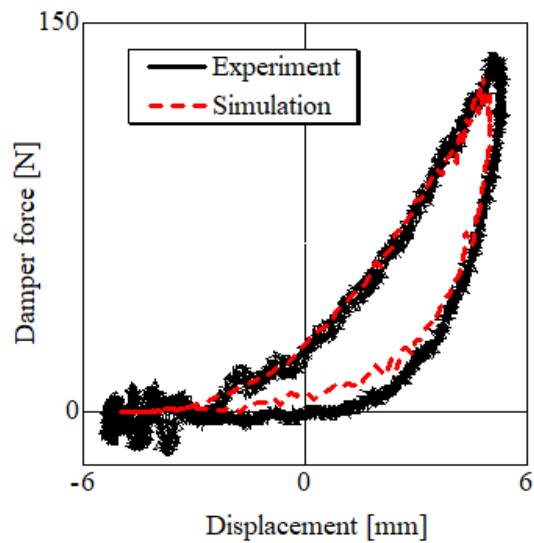


Fig. 2.13 Damper force vs. piston displacement. Comparison of the simulation and experimental results. Packing fraction is 0.60, frequency is 5 Hz, material is silicone elastomer TSE3466, diameter of particles is 3 mm, the stroke center distance is 0 mm.

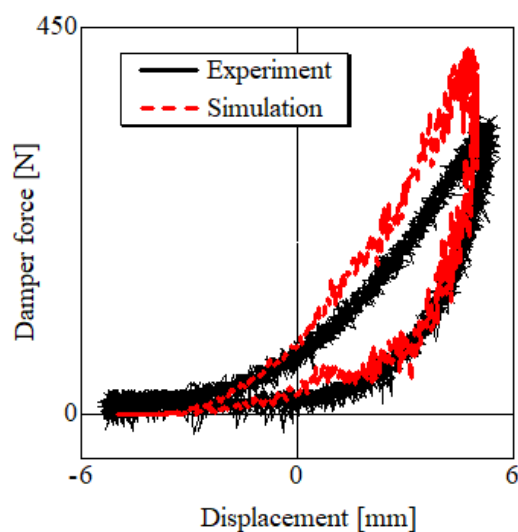


Fig. 2.14 Damper force vs. piston displacement. Comparison of the simulation and experimental results. Packing fraction is 0.60, frequency is 1 Hz, material is NBR, diameter of particles is 3 mm, the stroke center distance is 0 mm.

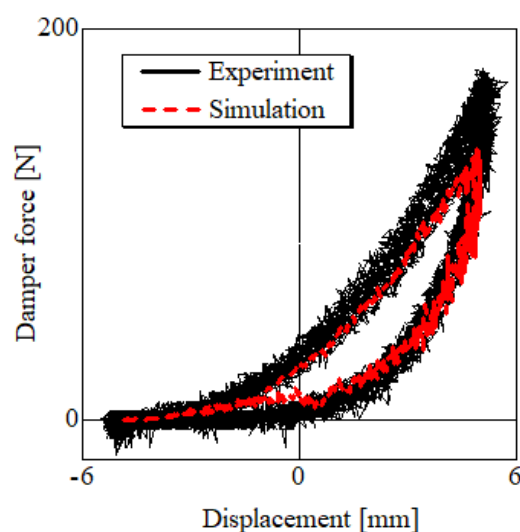


Fig. 2.15 Damper force vs. piston displacement. Comparison of the simulation and experimental results. Packing fraction is 0.60, frequency is 1 Hz, material is silicone elastomer TSE3466, diameter of particles is 5 mm, the stroke center distance is 0 mm.

2. 4. 2 ダンパーカー速度曲線

Fig. 2.16に、基準条件でのダンパーカーピストン速度曲線のシミュレーション結果と実験結果を示す。Fig. 2.16は、1周期のデータをプロットしており、波形における時間進行は反時計回りとなっている。Fig. 2.16から、速度0 m/s付近でダンパー力は最大となり、ピストン速度が最大の時のダンパー力は小さくなっていることがわかる。ダンパー力の特徴としては、オイルダンパ

一のようにオイルの粘性抵抗により速度に応じて発生力が増加するのではなく、スプリングやゴムのように、変位に応じて発生力が大きくなっている。ただし、ダンパー力が最大となるピストン速度は0 m/sからずれているため、ダンパー力には粒子が持つ粘性の影響による速度依存性も現れていることがわかる。また、Fig. 2.16で実験値のダンパー力の一部が負の値となっていることについては、ピストンは戻り過程でダンパー力が0になる変位に来た後に、ピストンやロッドの慣性力によりダンパー力が負となる向きに押されるため、実験のダンパー力は戻り過程で負の値になる領域が生じ、シミュレーションではピストンやロッドの慣性力は考慮していないため、ダンパー力が負になる領域が生じないと考えられる。

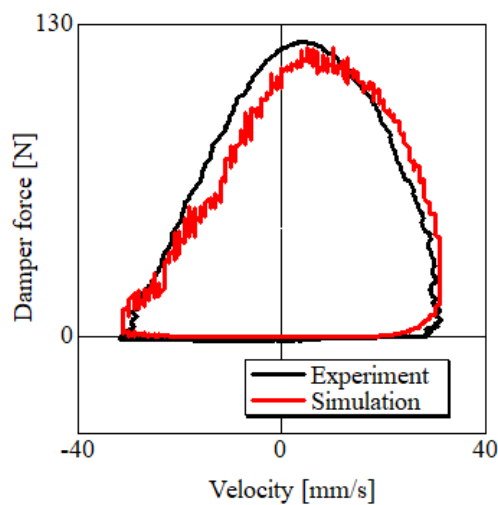


Fig. 2.16 Damp force vs. velocity. Comparison of the simulation and experimental results. Packing fraction is 0.60, frequency is 1 Hz, material is silicone elastomer TSE3466, diameter of particles is 3 mm, the stroke center distance is 0 mm.

2. 4. 3 ダンパー力の法線方向成分と接線方向成分

ダンパー力の法線方向成分と接線方向成分の寄与度合を確認するため、基準条件のダンパー力について、法線方向成分と接線方向成分の分解を行った。Fig. 2.17にダンパー力 D_z をピストンの圧縮面に対して法線方向成分と接線方向成分に分解した場合のダンパー力-変位曲線、Fig. 2.18はダンパー力-速度曲線のシミュレーション結果を示す。Fig. 2.17およびFig. 2.18は1周期分のデータをプロットしている。Fig. 2.5およびFig. 2.6から、ダンパー力の法線方向成分は主に粒子が圧縮されるときに生成される抵抗力が影響し、接線方向成分は粒子間および粒子壁面間で生成されるせん断力と、粒子が移動する際に発生する粒子間および粒子壁面間の抵抗力が影響する。Fig. 2.17から、圧縮過程でダンパー力の法線方向成分と接線方向成分の両方が増加し、漸硬型の特性となるのがわかる。また、ダンパー力の法線方向成分は、接線方向成分より最大値は大きいがヒステリシスは小さくなっている。これは、Fig. 2.18でダンパー力の法線方向成分が概ね速度0 m/sで最大となっていることから、法線方向の粒子

の圧縮変形による粘性成分の影響が非常に小さいため、漸硬型でヒステリシスが小さくなったと考えられる。ダンパー力の接線方向成分も漸硬型の特性だが、ヒステリシスが大きく、戻り過程では負の値となり、変位の進行と共に力小さくなっている。ヒステリシスに影響を与える粘性成分は速度に依存するが、Fig. 2.18から速度0 m/s付近で力が最大となっているため、ダンパー力の接線方向成分は粘性の影響が小さいと考えられる。また、力が圧縮過程の開始点である変位-5 mmで0 Nに収束していることから、ダンパー力の接線方向成分は粒子の弾性や粘性ではなく、ダンパー力の法線方向成分が垂直抗力として影響する摩擦力が主体となっており、摩擦力は変位の向きで正負の符号が切り替わるため、戻り過程では負の値となり、ヒステリシスが大きいと考えられる。ここで生じる摩擦力は、粒子とシリンダー壁面との間で生じる摩擦力である。

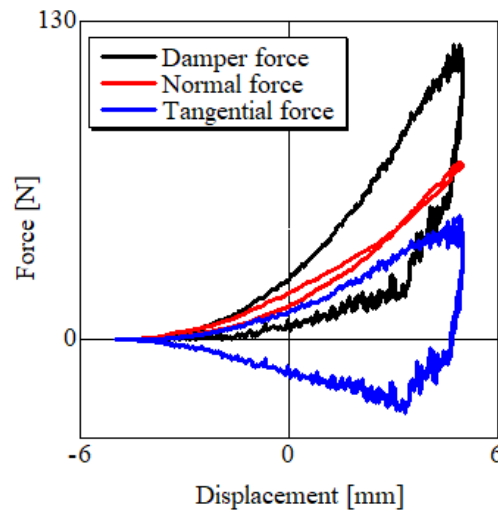


Fig. 2.17 Normal and tangential damper forces vs. displacement of the piston.

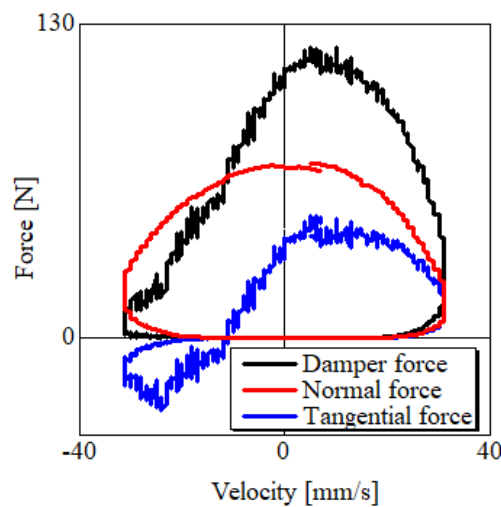


Fig. 2.18 Normal and tangential damper forces vs. velocity of the piston.

2. 4. 4 ダンパー力の弾性成分と粘性成分

Fig. 2.5およびFig. 2.6で示したように, ダンパー力の法線方向成分は粒子の圧縮変形による弾性成分と粘性成分, 接線方向成分は滑りがない場合は粒子のせん断変形による弾性成分と粘性成分および静止摩擦力, 滑りが生じた場合は動摩擦力から構成されている. これらがダンパー力の法線方向成分と接線方向成分に対してどのように影響しているかを確認し, ダンパー力の生成メカニズムを考察するため, ダンパー力を法線方向と接線方向の弾性成分, 粘性成分および摩擦成分に分離した. Fig. 2.19はダンパー力の法線方向成分を弾性成分の力である弾性力と粘性成分の力である粘性力に分離した結果, Fig. 2.20はFig. 2.19の粘性力を拡大した図, Fig. 2.21はダンパー力の接線方向成分を弾性力と粘性力および摩擦力に分離した結果を示している. Fig. 2.19から, ダンパー力の法線方向成分は弾性力と概ね一致することがわかる. この時, 粘性力の値は0ではなく, Fig. 2.20のように拡大すると微小だが力が発生していることがわかる. これにより, ダンパー力の法線方向成分は, 粒子の圧縮変形による弾性反発力が支配的であり, 粒子が変形する際に生じる粘性力の影響は非常に小さい. また, Fig. 2.21から, ダンパー力の接線方向成分は粒子とシリンダー壁面間の摩擦力のみで構成されており, 粒子とシリンダー壁面との間では粒子のせん断変形による弾性力と粘性力は生じておらず, 常に滑りが生じていることがわかる.

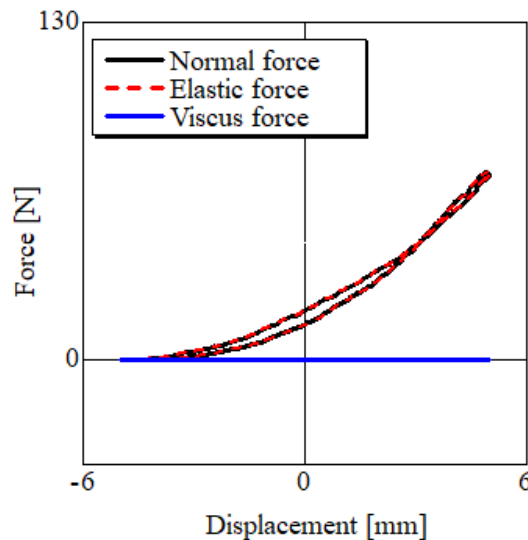


Fig. 2.19 The normal component of the elastic and viscous forces vs. displacement of the piston.

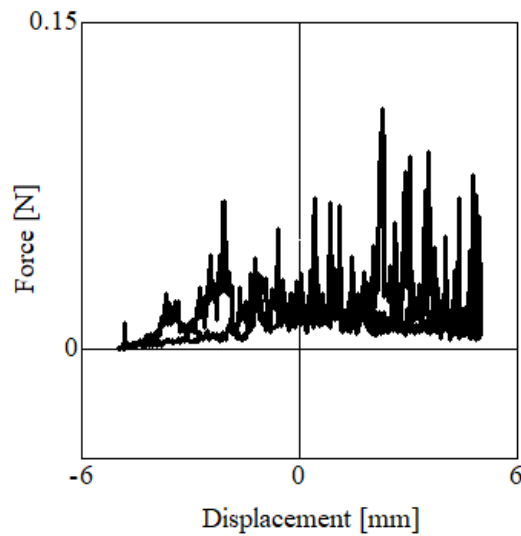


Fig. 2.20 Enlarged view of the normal component of the viscous force vs. displacement of the piston.

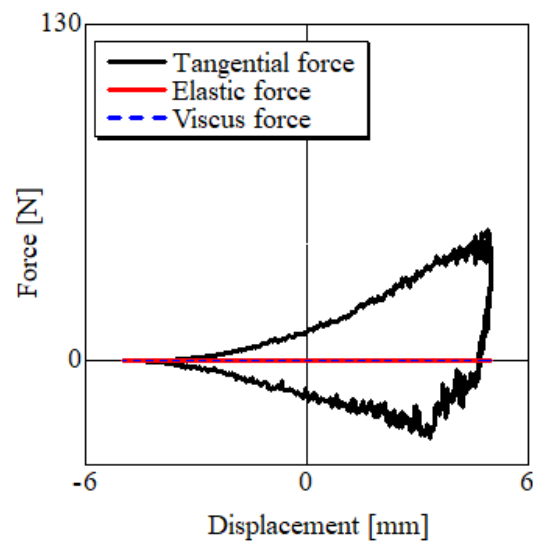


Fig. 2.21 The tangential component of the elastic and viscous forces vs. displacement of the piston.

以上から、ダンパー力には、粒子の圧縮変形により生じる法線方向の弾性力と、粒子とシリンダー壁面間との接線方向の摩擦力が大きく影響していることがわかった。ダンパー力が漸硬型の特性を持つことについては、主に粒子を圧縮変形させることによって生じる法線方向の弾性力が大きく影響しており、このダンパー力の法線方向成分に起因する粒子とシリンダー壁面間の摩擦力も影響している。ダンパー力がヒステリシスを持つことについては、粒子とシリンダー壁面間の摩擦力が主に影響している。また、Fig. 2.16に見られるダンパー力最大値が0 m/s

からずれた速度で取る原因は、法線方向および法線方向の力が垂直抗力として作用する摩擦力が持つ粘性成分の影響によるものである。ただし、この粘性力は微小であり、最大値を取る速度の0 m/sからのずれも微小である。

2. 4. 5 圧縮力分布

Fig. 2.17から、ダンパー力には法線方向成分の力が大きな影響を与えるため、ダンパー内の各粒子に働く圧縮力の影響、すなわち粒子の圧縮力分布を確認した。粒子に加わる圧縮力は、粒子の変形による法線方向と接線方向の粘弾性力で構成されるが、Fig. 2.21からダンパー力の接線方向成分は滑り摩擦のみとなっているため、法線方向の粘弾性力のみで成り立っていることになる。圧縮力分布については、各条件でのダンパー力のシミュレーション結果がどのような条件下でも概ね同じ傾向となり、シミュレーションと実験結果が一致することから、充填率等の条件によって分布の傾向が大きく異なることはないと考えられる。そのため、本研究では基準条件の圧力分布のみの調査を行った。Fig. 2.22にFig. 2.1のA-A断面から見たダンパー内のピストンおよび粒子の位置と、粒子の圧縮力分布を示す。Fig. 2.22中の時間 t は強制振動の周期 T で無次元化している。Fig. 2.22は、粒子の色が青から赤になるに従い、粒子に作用する圧縮力が大きくなっている。Fig. 2.22(a)から、圧縮過程ではピストン周辺に大きな圧縮力を持つ赤色に近い粒子が多く、粒子の圧縮によってピストンに加わる反発力が強くなる、すなわち、ピストンにかかるダンパー力が強くなることがわかる。ただし、シリンダー底側の粒子の圧縮力は青色に近い粒子が多く圧縮力が小さいため、ピストン側の粒子の圧縮力はシリンダーの底側に十分に伝達されていないと考えられる。また、Fig. 2.22(c)から、戻り過程ではピストン周辺に小さな圧縮力を持つ青色に近い粒子が多く、粒子からピストンへの反発力が小さくなり、ピストンに加わるダンパー力も小さくなる。ただし、シリンダ底面側は赤色に近い粒子が多く圧縮力が高いため、圧縮過程と同じような傾向で、シリンダ底面側の粒子の圧縮力はピストンに十分に伝達されていないと考えられる。これらから、圧縮された粒子の復元速度がピストンの移動速度に追従せず、ピストンの強制振動に対して粒子変形の応答遅れが生じていると考えられる。圧縮過程では粒子間の圧縮力、粒子をシリンダー壁面に押し付ける力、これらの力が垂直抗力として作用する摩擦力が増加し、シリンダー底面にダンパー力として作用する力が増加する。一方、戻り過程では粒子間の圧縮力や粒子が壁面に押し付けられる力が小さくなり、摩擦力も小さくなる。このとき、ピストンに加わる力は、粒子の圧縮反発力と摩擦力を足したものであり、摩擦力は圧縮過程と戻り過程では正負の符号が反転するため、圧縮過程と戻り過程では同変位においてダンパー力に差が生じることとなる。以上から、この粒子変形の応答遅れと圧縮力の影響を大きく受ける摩擦力は、ダンパー力がヒステリシスを持つ原因の一つであると言える。

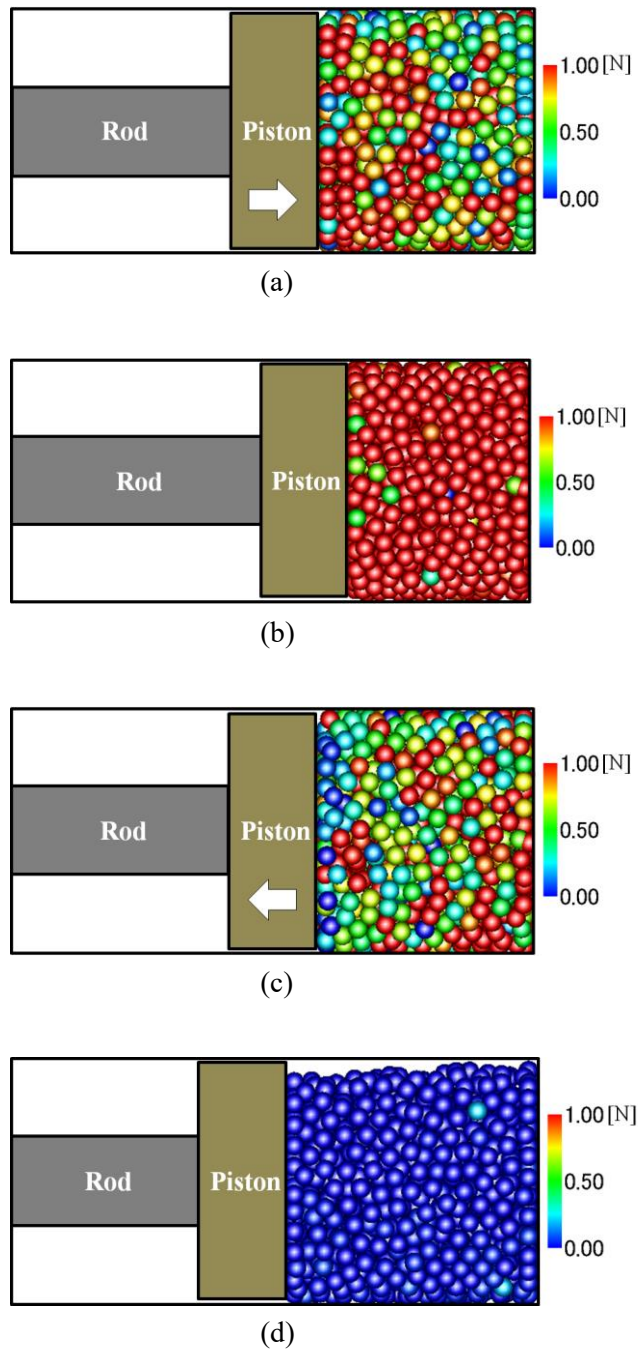
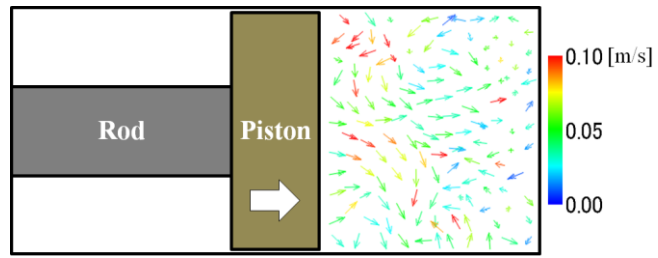


Fig. 2.22 Distributions of the compressive force acting on the particles. The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process), and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$. The arrow on the piston indicates the direction of the piston velocity.

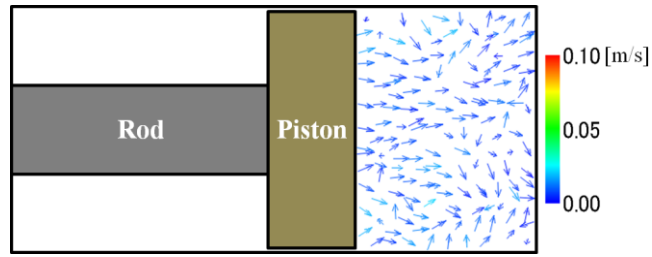
2.4.6 速度ベクトル線図

次に、加振時のダンパー内の粒子挙動を調査するため、基準条件における各粒子の速度ベクトルの計算を行った結果をFig. 2.23に示す。Fig. 2.23では、Fig. 2.1のA-A断面から見た粒子の速度ベクトルを表示しており、図中の時間 t は強制振動の周期 T で無次元化されている。Fig. 2.23(a)および(c)から、圧縮過程と戻り過程の両方で、ピストン周辺の粒子はピストンが進む向きに速度を持っており、ピストン周辺以外の粒子は全体的に様々な向きに速度を持っていることがわかる。この粒子が様々な向きに速度を持つ現象により、粒子間や粒子壁面間で様々な向きに反発力や摩擦力が生じるため、ダンパー力の曲線が重畳波になったと考えられる。ここで、粒子の速度が同じ向きの場合、粒子間の圧縮および摩擦は粒子接触面間の速度差によって生じ、粒子の速度が異なる向きの場合は、互いに反対の向きに速度を持った状態での粒子間の衝突および接触により生じる。このため、粒子の速度が同じ向きの場合と比較して、異なる向きの場合の方が粒子間および粒子壁面間の衝突および接触により大きな圧縮力と摩擦力が生じると考えられる。

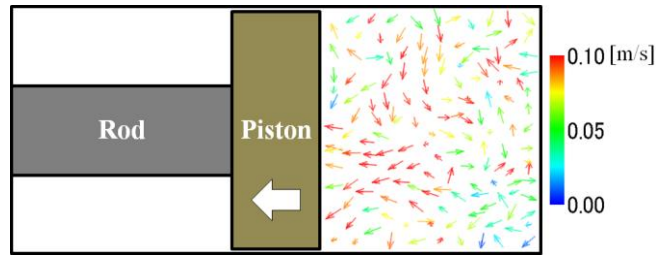
以上より、2.4節で行ってきた、各粒子の圧縮力の伝わり方や挙動およびダンパー力発生メカニズムの考察は、シミュレーションと実験のダンパー力波形が複数の条件で定性的・定量的に一致していることから、実際のダンパー内で生じている粒子間、粒子壁面間での事象と概ね同様であると言える。これらのシミュレーションによる結果を検証するため、ダンパー力の法線方向成分に影響を及ぼす粒子材質、粒子径、粒子と壁面間の摩擦力に影響を及ぼす充填率もしくは粒子数について、実験との比較による検証を行う。また、粘性の影響が小さいことを確認するため、加振周波数がダンパー力に与える影響についても実験によって調べる。



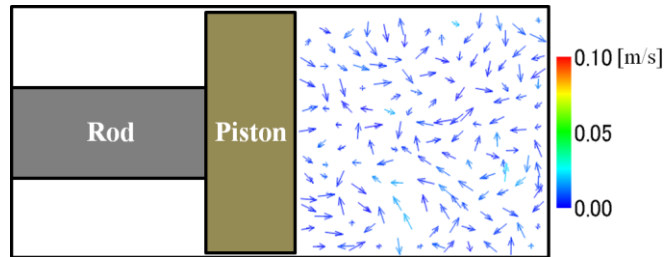
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 2.23 Selected velocity vectors of the particles inside the damper. The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process), and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$. The arrow on the piston indicates the direction of the piston velocity.

2.5 実験結果

2.5.1 ピストン変位に対するダンパー力の時間波形

Fig. 2.24に基準条件でのピストン変位に対するダンパー力の時間波形を示す. 本研究で用いる実験装置ではピストンクランク機構を採用しているが, Fig. 2.24より変位量はほぼ正弦波と一致していることが確認できる. Fig. 2.24から, ダンパー力が最大になる位相と変位が最大になる位相が異なっており, ダンパー力はピストンの変位に対して位相が進んでいることがわかる. これは, 2.4.5節の考察の通り, 粒子が持つ粘性の影響により, 圧縮過程で圧縮変形した粒子の復元が戻り過程でピストンの動きに追従しないためと考えられる. これにより, ダンパー力はヒステリシスを持つ特性になると考えられる. また, ダンパー力は最大変位となる少し前の時間で最大となっている. これは, ダンパーが正弦波で振動するため, 変位が最大に近づくにつれてピストン速度が低下し, ダンパー力に影響を与える粘性力が低下するためである. 変位が最大になるとピストン速度がゼロになり, 粘性力の影響がなくなるため, 最大変位直前の弾性成分と粘性成分による力は, 最大変位点での弾性成分のみによる力よりも大きくなると考えられる. また, 2.4節にて粘性力の影響は微小であることから, 位相の進み度合いも微小なものとなっている. ここで, 一般的な粘弾性体の説明として, 完全な弾性体に応力が加わると, 弾性力は最大変位点で最大になるため, 変位と同じ位相となり, 完全な粘性体に応力が加わると速度が最大となる変位ゼロの点で応力が最大になり, 応力の位相は変位の位相から 90° 進む[101]. したがって, 粘弾性体であるエラストマーに応力が加わった場合, 抵抗力は弾性力と粘性力を合わせたものとなり, 変位に対する応力の位相は 0° から 90° の間で進み, その位相の進み度合いは, 弾性成分と粘性成分のどちらが支配的かによって異なる. Fig. 2.24は, 最大ダンパー力が変位に対して 0° から 90° の間の位相進みを持ち, 位相進みが 0° に近いことを示しており, これは弾性成分の影響が大きいことを示している. このとき, 粒子に作用する弾性力と粘性力の合力が最大となる場合として, ピストンの変位により粒子が連続的に変形し, 弾性力と粘性力の両方の力を受けられる変位の時にダンパー力が最大となる. その変位からピストンがさらに移動すると, ピストンは最大変位に達して粒子の変形は停止し, ダンパー力は弾性力と粘性力の合力よりも小さい弾性力のみになる. これにより, ダンパー力は最大変位手前で最大となり, 最大変位で低下すると考えられる.

なお, ダンパー力という名称については, Fig. 2.24からダンパー力は変位と位相が 90° ずれておらず, 弾性と粘性に関連する両方の影響が含まれるため, 本研究では減衰力とは呼ばず, ダンパー力としている.

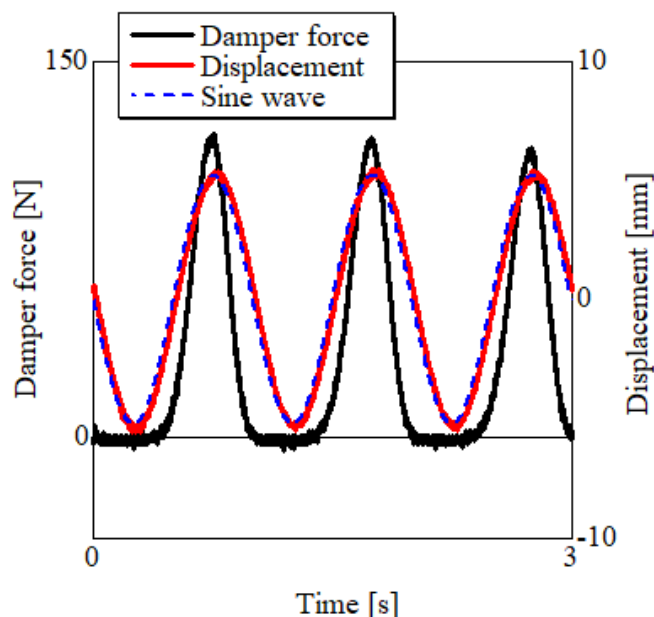


Fig. 2.24 Time history of the damper force and displacement

2. 5. 2 ダンパー力特性に与える充填率の影響

Fig. 2.25は、充填率が0.60, 0.65および0.70の場合のダンパー力-変位曲線, Fig. 2.26はダンパー力-速度曲線, Fig. 2.27はダンパー力-変位曲線の1周期の面積を積分して算出した減衰エネルギーである。以降のダンパー力-変位曲線およびダンパー力-速度曲線は、10周期の平均値のデータをプロットしており、減衰エネルギーについては、3回測定したデータの平均値となっている。Fig. 2.25から、ダンパー力は各充填率において圧縮過程で変位が進むにつれて大きくなる漸硬型の特性を示しており、戻り過程では、接線方向成分の摩擦力や圧縮されたエラストマー粒子の復元の遅れにより、ヒステリシスを持っている。ダンパー力が漸硬型の特性を示すのは、2.4節で説明した通り、圧縮過程で各粒子の弾性変形量が大きくなる、すなわち法線方向の弾性反発力が変位量に比例して大きくなるためと、その影響を受ける粒子とシリンダー壁面間の摩擦力が大きくなるためである。これはFig. 2.22に示すエラストマー粒子に作用する圧縮力分布より、圧縮過程で各粒子の圧縮力が次第に大きくなっていくことから推察される。戻り過程でヒステリシスを持つ特性となることについては、粒子とシリンダー壁面との接線方向成分の摩擦力と、粒子の粘性成分の影響による粒子変形の応答遅れが影響している。粒子の変形の応答遅れについては、2.4.5節の圧縮力分布で考察した通り、粒子の圧縮変形からの復元がピストンの戻り過程の変位に追従できないためであり、これにより、圧縮過程と戻り過程で同じピストン変位位置でも、圧縮過程と比較して戻り過程の方が同変位でのダンパー力は小さくなる。この時、圧縮によりエラストマー粒子に与えられるエネルギーは、粒子の持つ粘性により、熱エネルギーに変換されると考えられる。熱エネルギーについては、エラストマー粒子を構成する分子間の接触、すなわち内部摩擦により粒子の変形が熱に変換され

る[101, 102]. また, 2.4.6節の速度ベクトル線図で考察した通り, ピストン周辺以外の粒子はどの変位でも様々な向きに速度を持っているため, 粒子が動く時に生じる粒子の弾性反発力および粒子同士, 粒子壁面間の摩擦力もヒステリシスの発生に影響していると考えられる. ただし, Fig. 2.19およびFig. 2.21から, ヒステリシスは摩擦力の影響が支配的である. また, Fig. 2.25からFig. 2.27より, 充填率が高いほど, 最大ダンパー力, ヒステリシスおよび減衰エネルギーが大きくなることがわかる. これは, 最大ダンパー力については, 充填率を高くすると充填される粒子数が増加することから, 加振前のピストンがストローク中心にある状態(以下, 初期状態とする)でシリンダー内にある空隙が小さくなるため, 圧縮過程の変位が始まってから粒子の弾性変形が始まるまでの変位量が小さくなる, すなわち小さな変位から法線方向の弾性反発力が大きくなり, ダンパー力が大きくなっていくためと考えられる. また, 法線方向の弾性反発力の増加による摩擦力の増加や, 粒子数が増えることによる粒子間や粒子壁面間の摩擦の増加も要因となっている. ヒステリシスおよび減衰エネルギーについても, 粒子数が多くなることによる摩擦力の増加が影響していると考えられる. また, Fig. 2.26からダンパー力の最大値が速度0 m/sからずれた値で発生していることが確認できるが, これはダンパー力の変位に対する位相進みによるもので, 2.4節で説明した通り, ダンパー力の法線方向成分と摩擦力が持つ粘性力の影響によるものであると考えられる.

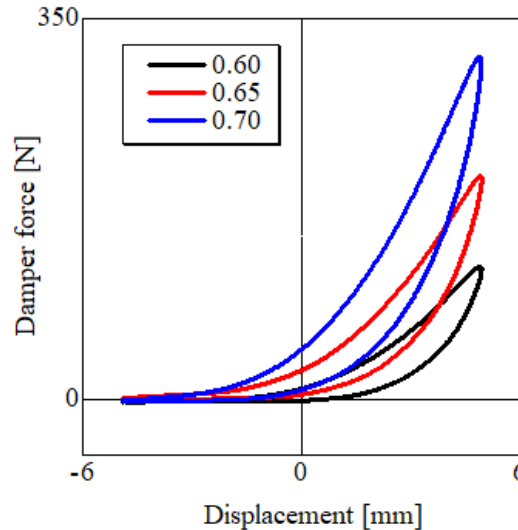


Fig. 2.25 Damper force vs. displacement (influence of packing fraction). The vibration frequency is 1 Hz, and the material of the particles is silicone elastomer TSE3466. The stroke center distance is 0 mm.

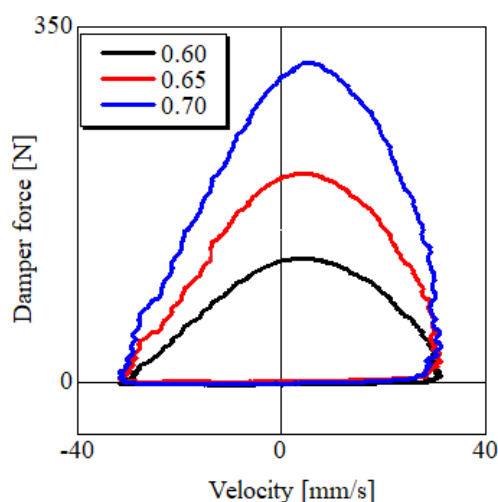


Fig. 2.26 Damper force vs. velocity (influence of packing fraction). The vibration frequency is 1 Hz, and the material of the particles is silicone elastomer TSE3466. The stroke center distance is 0 mm.

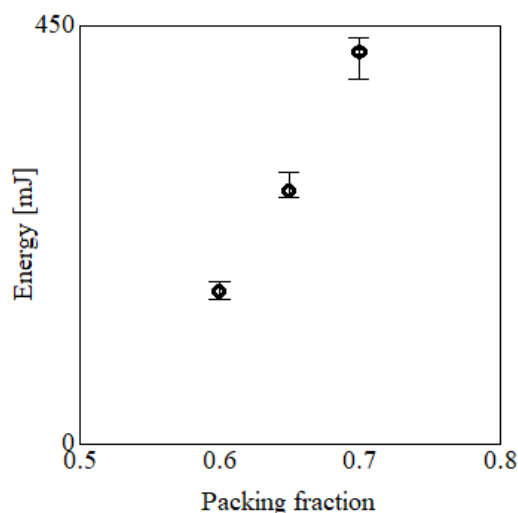


Fig. 2.27 Damping energy (influence of packing fraction). The vibration frequency is 1 Hz, and the material of the particles is silicone elastomer TSE3466. The stroke center distance is 0 mm.

2. 5. 3 ダンパー力特性に与える加振周波数の影響

Fig. 2.28に加振周波数が0.1 Hz, 1 Hzおよび5 Hzの場合のダンパー力ー変位曲線, Fig. 2.29にダンパー力ー速度曲線を示す. これらの減衰エネルギーは加振周波数0.1 Hz, 1 Hz, 5 Hzで, それぞれ148.3 mJ, 163.0 mJ, 208.6 mJとなっている. Fig. 2.28およびFig. 2.29から, 加振周波数が高いほど最大ダンパー力, ヒステリシスおよび減衰エネルギーが大きくなることがわかる. これは, 式(6), (7)および式(21)~(23)から, エラストマー粒子が持つ接触力の粘性項

は速度に比例して大きくなるため、加振周波数が高い、つまり粒子の圧縮速度が速いほど、粘弾性であるエラストマー粒子の粘性による抵抗力が大きくなるためであると考えられる。充填率の場合と比較して、加振周波数がダンパー力、ヒステリシスおよび減衰エネルギーに与える影響が小さいことについては、2.4.4節で説明した通り、粘性力がダンパー力に与える影響は弾性力や摩擦力と比較して非常に小さく、粘性力に影響する加振周波数を大きくしてもダンパー力の変化量は小さくなるためである。

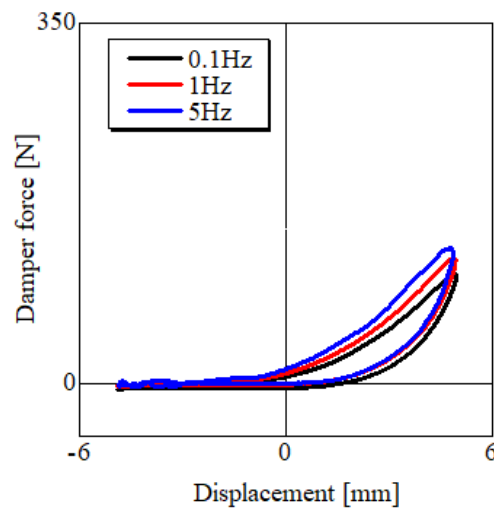


Fig. 2.28 Damper force vs. displacement (influence of frequency of forced vibration). The packing fraction is 0.60, and the material of the particles is silicone elastomer TSE3466. The stroke center distance is 0 mm.

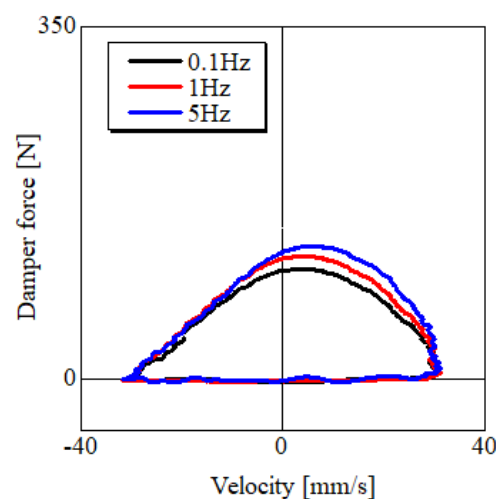


Fig. 2.29 Damper force vs. velocity (influence of frequency of forced vibration). The vibration frequency is 1 Hz, and the material of the particles is silicone elastomer TSE3466. The stroke center distance is 0 mm.

2. 5. 4 ダンパー力特性に与える粒子材質の影響

Fig. 2.30は粒子の材質がシリコーンエラストマーTSE3466とNBRの場合のダンパー力ー変位曲線, Fig. 2.31はダンパー力ー速度曲線である. 減衰エネルギーはTSE3466で163.0 mJ, NBRで547.1 mJであり, 材質が減衰エネルギーに与える影響が他の条件と比較して大きいことがわかる. Fig. 2.30およびFig. 2.31から, 最大ダンパー力, ヒステリシスおよび減衰エネルギーは粒子材料に依存することがわかる. これは, 材質により弾性力に影響するヤング率が異なるため, 材質を変更すると, ダンパー力の構成成分の一つである弾性反発力およびダンパー力の法線方向成分に起因する摩擦力に違いが生じるためと考えられる. また, Fig. 2.14は基準条件からヤング率のみを変更したシミュレーション結果であり, ヤング率の変更でダンパー力が大きく変化しているため, 弾性反発力と摩擦力に影響を与えるヤング率がダンパー力に影響していることが確認できる. したがって, 粒子材質を変更することはダンパー力に大きく影響する弾性反発力と摩擦力の両方の特性を大きく変えることができるため, エラストマー粒子を使用したダンパーのダンパー力を変更する場合, 粒子材質の変更は非常に有効である.

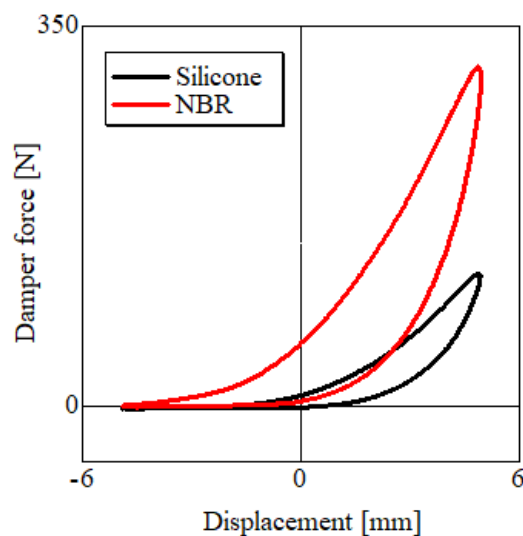


Fig. 2.30 Damper force vs. displacement (influence of material of the particles). The vibration frequency is 1 Hz, and the packing fraction is 0.60. The stroke center distance is 0 mm.

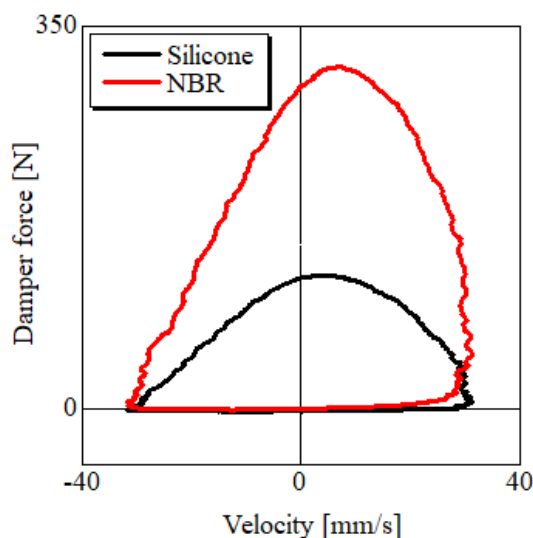


Fig. 2.31 Damper force vs. velocity (influence of material of the particles). The vibration frequency is 1 Hz, and the material of the particles is silicone elastomer TSE3466. The stroke center distance is 0 mm.

2. 5. 5 ダンパー力特性に与える粒子径の影響

Fig. 2.32に粒子径が3 mm, 4 mmおよび5 mmの場合のダンパー力－変位曲線, Fig. 2.33にダンパー力－速度曲線を示す. 減衰エネルギーは粒子径3 mm, 4 mm, 5 mmに対してそれぞれ163.0 mJ, 222.7 mJ, 261.2 mJである. Fig. 2.32およびFig. 2.33から, 粒子径が大きいほど最大ダンパー力, ヒステリシス, 減衰エネルギーが大きくなることがわかる. これは, 粒子のサイズが大きくなると粒子のかさ密度が高くなり, 同じ変位でも粒子サイズが大きい方が粒子は大きく圧縮され, 粒子の変形量が大きくなるためと考えられる. これにより, 粒子の法線方向の弾性力と接線方向の摩擦力が大きくなり, ダンパー力が大きくなる.

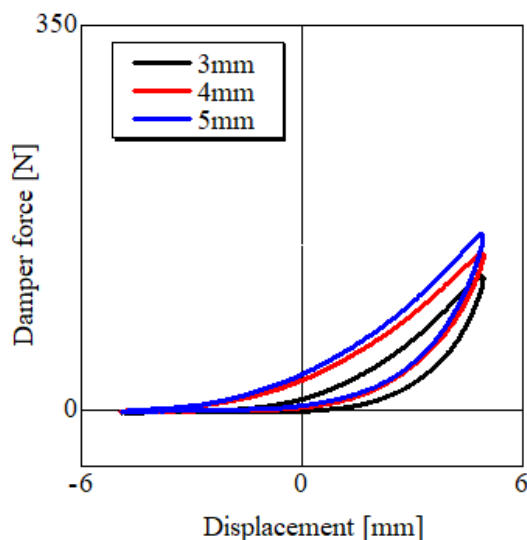


Fig. 2.32 Damper force vs. displacement (influence of the diameter of particles). The vibration frequency is 1 Hz, and the packing fraction is 0.60. The material of the particles is silicone elastomer TSE3466.

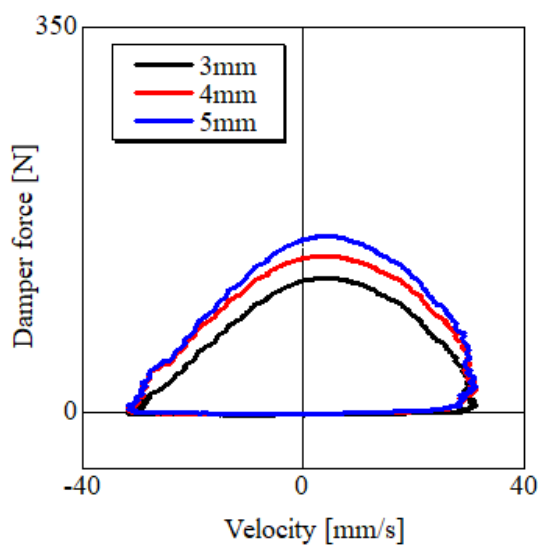


Fig. 2.33 Damper force vs. velocity (influence of the diameter of particles). The vibration frequency is 1 Hz, and the material of the particles is silicone elastomer TSE3466. The stroke center distance is 0 mm.

2. 5. 6 ダンパー力特性に与えるストローク中心の 0 点からの距離の影響

Fig. 2.34は原点からのストローク中心距離が0 mmまたは10 mmの場合のダンパー力-変位曲線, Fig. 2.35はダンパー力-速度曲線である. 原点からのストローク中心距離が0 mm, 10 mmでの減衰エネルギーはそれぞれ163.0mJ, 239.4mJとなっている. Fig. 2.34およびFig. 2.35から, 原点からのストローク中心距離が大きいほど最大ダンパー力, ヒステリシス, 減衰エネルギー

ギーが大きくなることがわかる。これは、同じ充填率でも原点からのストローク中心距離が大きくなると、粒子充填空間の体積が小さくなり、加振時のピストンの変位による充填空間体積の変化量が大きくなる、すなわち、見かけの充填率変化量が大きくなり、低い変位から大きなダンパー力が生じるためと考えられる。ここで、粒子径5 mmの場合の減衰エネルギーより最大ダンパー力は大きくなっているが、減衰エネルギーは小さくなっていることが確認できる。これは、ストローク中心距離を10 mmにすることで内容積が小さくなった分、充填率を0.60に維持しているため粒子数が少なくなり、内容積減少による弾性力と摩擦の増加と、粒子数減少による弾性力と摩擦の減少の差し引き分で上昇量が小さくなったと考えられる。

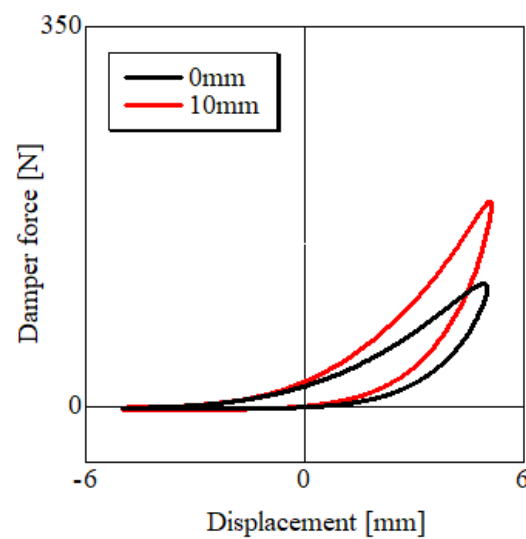


Fig. 2.34 Damper force vs. displacement (influence of the stroke center distance from the origin). The vibration frequency is 1 Hz, and the packing fraction is 0.60. The material of the particles is silicone elastomer TSE3466.

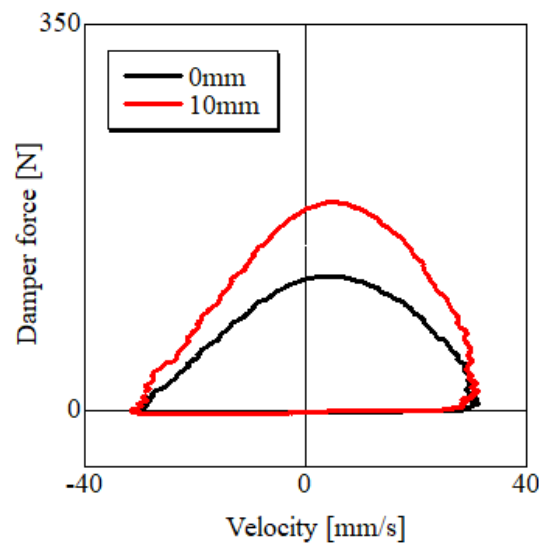


Fig. 2.35 Damper force vs. velocity (influence of the stroke center distance from the origin).
The vibration frequency is 1 Hz, and the material of the particles is silicone elastomer TSE3466.
The stroke center distance is 0 mm.

2. 6 結言

本章では、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーにおいて、片室のみにエラストマー粒子を充填した場合について、シミュレーションおよび実験を行った。その結果、ダンパー内の粒子挙動やダンパー力の特性から、ダンパー力の発生メカニズムの考察を行い、以下の結論を得た。

1. ダンパー力は条件に関係なく、圧縮過程で変位が進むにつれて大きくなる漸硬型の特性を示し、戻り過程で変位が進む際にはヒステリシスを持つ特性となる。また、エラストマー粒子が持つ粘性の影響により、変位に対する位相進みがある。ダンパー力の波形は粒子が様々な向きに速度を持つことで重畳波となる。
2. ダンパー力には、法線方向の弾性力と接線方向の摩擦力が大きく影響を及ぼす。また、ダンパー力の法線方向成分は弾性力と概ね一致し、接線方向成分は弾性と粘性の影響は現れず、常に粒子が滑っている状態で摩擦力が発生している。この時、弾性力は粒子が圧縮されることで生じる圧縮反発力が主体的であり、摩擦力は粒子とシリンダー壁面で生じている。
3. シミュレーション結果と実験結果は定性的、定量的に良く一致し、特に基準条件と加振周波数を変更した場合の結果は良く一致する。

4. 粒子充填率, 加振周波数, 粒子材質に影響するヤング率, および粒子径を大きくする, あるいはストローク中心位置を粒子充填空間が小さくなるように変更すると, 最大ダンパー力, ヒステリシスおよび減衰エネルギーが増加する. 特に, 粒子充填率と材質の影響が大きい.

第 3 章 両室に粒子を充填した場合の ダンパー力特性

本章では、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーで、両室にエラストマー粒子を充填した場合のダンパー力特性や粒子挙動をシミュレーションおよび実験により調査し、本ダンパーの減衰メカニズムについて考察している。シミュレーションおよび実験結果から、ダンパー力は条件に関係なく、変位が進むにつれて大きくなる漸硬型の特性を示し、変位が反転する際にヒステリシスを持つ特性となっており、その波形は原点に対して非対称となっており、粒子の圧縮に伴う法線方向の弾性力と、粒子とシリンダー内壁面およびロッド外壁面で生じる接線方向の摩擦力が大きく影響を及ぼすことが判明した。また、実験結果から、粒子の充填率、加振周波数、粒子のヤング率を大きくすると、最大ダンパー力、ヒステリシスおよび減衰エネルギーが増加することを確認した。以降、これらの内容について述べる。

3.1 ダンパー概要

両室に粒子を充填した場合のダンパーの概略図をFig. 3.1に示す。ダンパーの構造や動きは片室充填時のFig. 2.1と同様だが、Fig. 2.1とはピストンにより二室に分離されたシリンダー内の両室に粒子が充填されている点が異なっている。Fig. 3.1では、今後の説明のため、ロッドがない方の部屋をChamber A、ロッドがある方の部屋をChamber Bとした。

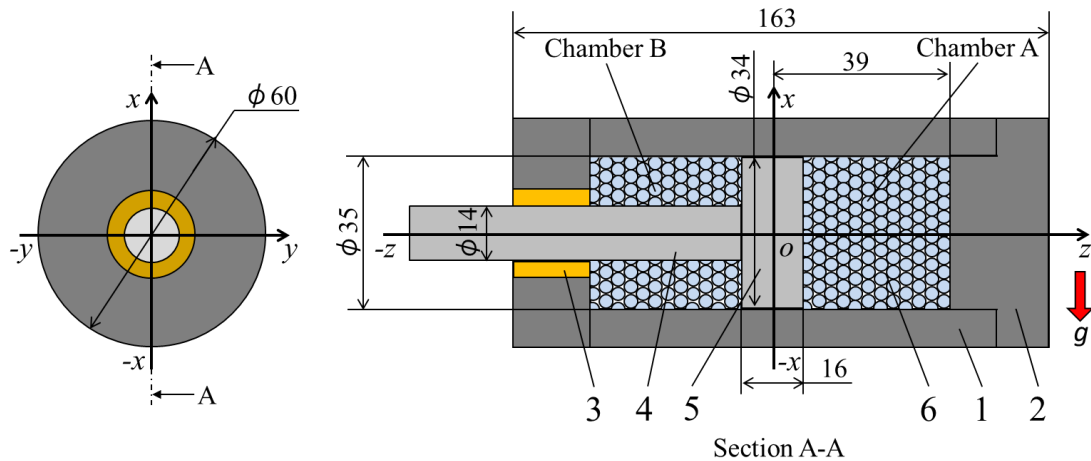


Fig. 3.1 Schematic diagram of the separated dual-chamber single-rod type damper with elastomer particle assemblage in filled with both chambers. 1. Cylinder, 2. End cover, 3. Bearing, 4. Rod, 5. Piston, 6. Elastomer particles. The unit is mm.

3.2 シミュレーション条件

両室に粒子を充填した場合のシミュレーションは、2.2.1節で説明した離散要素法と、2.2.2節に記載している基礎方程式を使用している。シミュレーションでは、充填率0.60、加振周波数1

Hz, 材質シリコーンゴムTSE3466, 粒子径3 mmを基準の条件とし(以下, 基準条件とする), 片室充填のシミュレーションにて, 充填率, 加振周波数, 粒子材質および粒子数は検証済みであるため, 基準条件に対し粒子硬度が異なる場合のダンパー特性の傾向を確認した. Table 3.1にパラメーター条件, Table 3.2にシミュレーションで使用したエラストマー粒子と壁面の物理的特性を示す.

Table 3.1 Numerical conditions

Elastomer particle material	Silicone elastomer (TSE3453, TSE3466)
Particle packing fraction [-]	0.60
Number of particles	2533
Diameter of particles [mm]	3
Stroke of forced vibration [mm]	10
Frequency of forced vibration [Hz]	1
Time step [s]	5.0×10^{-9}

Table 3.2 Mechanical properties for calculation

Density of particles [kg/m^3] (measured value)	1.10×10^3
Poisson ratio, ν_i	0.5
Friction coefficient, μ_f (wall-particle)	0.5
Friction coefficient, μ_f (particle-particle)	0.5
Young's modulus of the wall, E_w [GPa]	210
Compressive modulus of particles E_i [MPa]	2.28 (TSE3453), 4.08 (TSE3466)
Attenuation coefficient, α	0.5311

3.3 実験条件

本実験では, 充填率, 加振周波数, 粒子材質および硬度を可変パラメーターとして用いている. これらをまとめた実験条件をTable 3.3に示す. 粒子には, 片室充填とは異なる粒子材質として硬度40のシリコーンゴムTSE3453を使用しているため, TSE3453の粒子表面の写真をFig. 3.2に示す. また, 実験では各Chamberにおけるダンパー力特性のチューニング手段の1つとして, 各Chamberの充填率が異なる場合の特性と, Chamber Bのみに粒子を充填した場合の特性も確認している.

Table 3.3 Experimental conditions

Elastomer particle material	Silicone elastomer (TSE3453, TSE3466), Nitrile rubber (NBR)
Young's modulus [MPa] (measured value)	2.28 (TSE3453), 4.08 (TSE3466), 17.6 (NBR)
Durometer A (Shore A) hardness of the elastomer particle [-]	40 (TSE3453), 60 (TSE3466), 60 (NBR)
Particle packing fraction [-]	0.60, 0.65, 0.70
Diameter of particles [mm]	3
Stroke of forced vibration [mm]	10
Frequency of forced vibration [Hz]	0.1, 1, 5
Combination of the particle packing fractions in Chambers A and B	Chamber A: 0.60, Chamber B: 0.60 Chamber A: 0.60, Chamber B: 0.70 Chamber A: 0.70, Chamber B: 0.60 Chamber A: 0.70, Chamber B: 0.70



Fig. 3.2 Photographs of particles. Material: silicone rubber TSE3453, diameter of particles: 3 mm

3. 4 シミュレーション結果および実験結果との比較

3. 4. 1 ダンパーカー変位曲線

Fig. 3.3に基準条件の場合, Fig. 3.4にシリコンゴム粒子の硬度が40の場合のシミュレーション結果と実験結果を示す. Fig. 3.3およびFig. 3.4は, 1周期のデータをプロットしており, 波形における時間進行は時計回りとなっている. Fig. 3.3およびFig. 3.4から, ダンパー力は変位が進むと大きくなる硬化型を示し, 変位の最大値で変位の向きが切り替わるとヒステリシスを有することがわかる. また, Chamber B側の粒子が主に圧縮される $z < 0$ の変位で生じる最大ダンパー力は, Chamber Aの粒子が主に圧縮される $z > 0$ の変位で生じる最大ダンパー力よりも大きくなっ

ており、これにより、ダンパー力の波形は原点に対して非対称な形となっている。- z の向きの最大ダンパー力がシミュレーションと実験で僅かに異なっているが、これはシミュレーションではエラストマー粒子による付着力が考慮されておらず、ダンパー力にChamber B側の粒子とロッド間の付着力の成分が入っていないためと考えられる。ただし、シミュレーションの結果はFig. 3.3およびFig. 3.4共に定性的および定量的に実験結果とよく一致しているため、本研究のシミュレーションでは、付着力は考慮していない。また、前章では複数条件でのシミュレーションを行ったが、本章で実施したシミュレーションは、基準条件と粒子硬度を変更した場合の2つのみとなっている。これは、前章の片室充填のシミュレーション結果が各条件において定性的および定量的に一致しており、本章の両室充填のシミュレーション結果も基準条件において定性的・定量的に一致しているため、両室充填時の場合も片室充填時で確認した条件においては、シミュレーション結果が定性的・定量的に一致するものと考えられるためである。

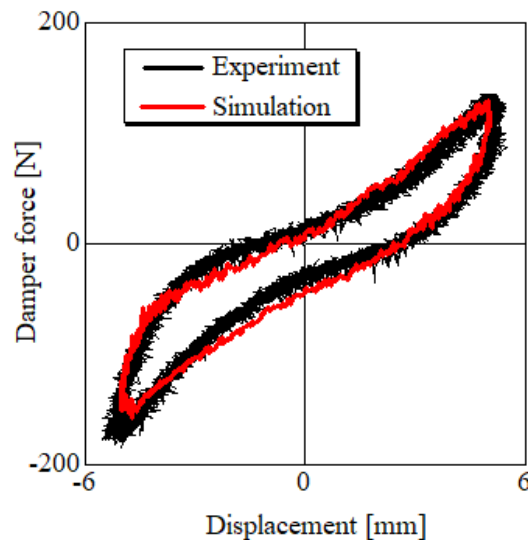


Fig. 3.3 Damper force vs. piston displacement curves. Comparison of the simulation and experimental results. Packing fraction is 0.60, frequency is 1 Hz, material is silicone elastomer TSE3466, hardness is 60.

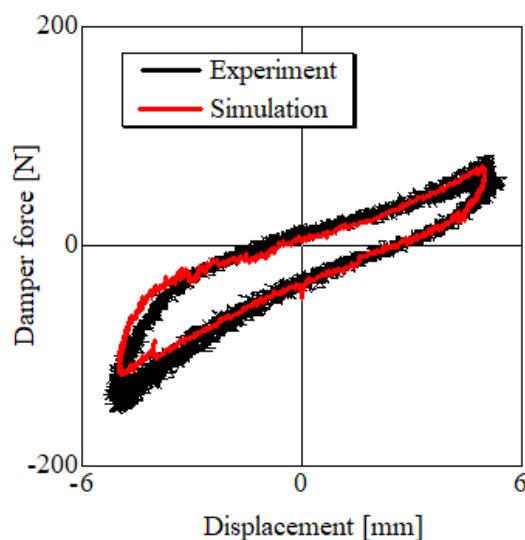


Fig. 3.4 Damper force vs. piston displacement curves. Comparison of the simulation and experimental results. Packing fraction is 0.60, frequency is 1 Hz, material is silicone elastomer TSE3453, hardness is 40.

3. 4. 2 ダンパー力-速度曲線

Fig. 3.5に基準条件のダンパー力-速度曲線を示す. Fig. 3.5は, 1周期のデータをプロットしており, 波形における時間進行は反時計回りとなっている. Fig. 3.5から, ダンパー力は速度 0 m/s付近の速度で最大となっていることがわかる. これにより, ダンパーの特性はオイルダンパーのように流体の粘性抵抗により速度に応じてダンパー力が増加するのではなく, 主にバネやゴムのように変位によってダンパー力が増加するものである. ただし, 最大ダンパー力となる速度は 0 m/sから少しずれているため, ダンパー力には粘性抵抗による速度依存の成分も含まれていることがわかる. この粘性抵抗は2.5.1節で説明したように変位に対するダンパー力の位相進みに影響し, ダンパー力のヒステリシスの大きさに影響を及ぼすと考えられる.

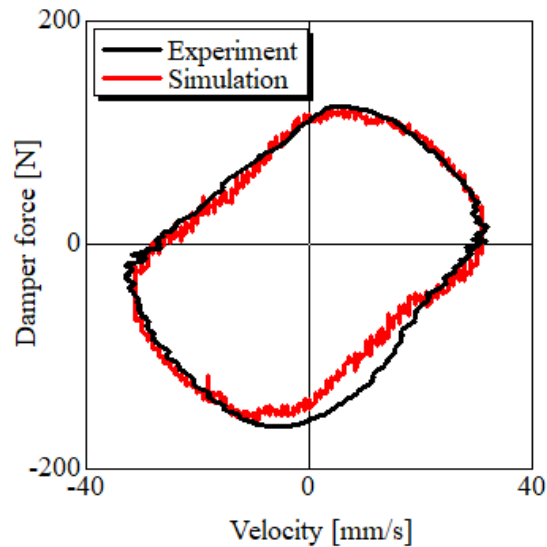


Fig. 3.5 Damper force vs. velocity. Comparison of the simulation and experimental results. Packing fraction is 0.60, frequency is 1 Hz, material is silicone elastomer TSE3466, hardness is 60.

3. 4. 3 ダンパー力の法線方向成分と接線方向成分

Fig. 3.6にダンパー力 D_z をピストンの圧縮面に対して法線方向成分と接線方向成分に分解した場合のダンパー力-変位曲線, Fig. 3.7にダンパー力-速度曲線のシミュレーション結果を示す. ここで, ダンパー力の法線方向成分は, 主に粒子が圧縮されるときに生成される抵抗 force に影響され, 接線方向成分は, 粒子間および粒子壁面間で生成されるせん断力と, 粒子が移動する際に発生する粒子間および粒子壁面間の抵抗 force に影響される. Fig. 3.6から, 変位が各向きに進行するとダンパー力の法線方向成分と接線方向成分の両方が増加することがわかる. この時, ダンパー力の法線方向成分は漸硬型であるのに対し, 接線方向成分は変位の向きの切り替わりから急激に力が上昇し, ある変位からは法線方向成分より傾きの小さい漸硬型の特性を示す. このため, ヒステリシスはダンパー力の接線方向成分の影響が大きく, 力の最大値は法線方向と接線方向で同程度となっている. 以上から, ダンパー力の特性として, ダンパー力の最大値は法線方向成分の最大値と接線方向成分の最大値が同程度に影響し, ヒステリシスの大きさは接線方向成分の影響が大きいことがわかった. また, ダンパー力生成のメカニズムとしては, ロッドのない側のシリンダー外部底面に加わるダンパー力は, ピストンが移動し粒子を圧縮した際に受ける法線方向成分の反力と, 粒子とシリンダー壁面との接線方向成分の抵抗 force から生成されることが考えられる. ダンパー力の最大値が $+z$ 側と $-z$ 側で異なっており, 波形が原点に対して非対称となっていることについては, Chamber Bにあるロッドと粒子の接触力による影響と考えられる. また, Fig. 3.7から, ダンパー力の法線方向成分と接線方向成分の最大値が速度0 m/sから少しずれた点にあることがわかる. これは, 式(6)と式(7)から法線方向と接線方向の粘性の影響であると考えられ, ダンパー力も最大値が速度0 m/sから少しず

れた特性となっている。

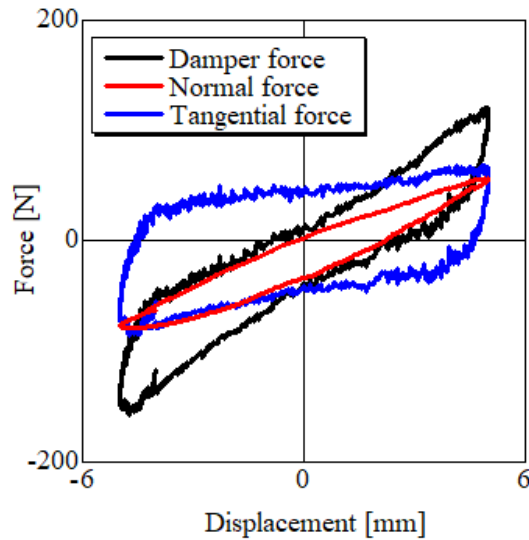


Fig. 3.6 Normal and tangential damper forces vs. displacement of the piston. In the case of Dz .

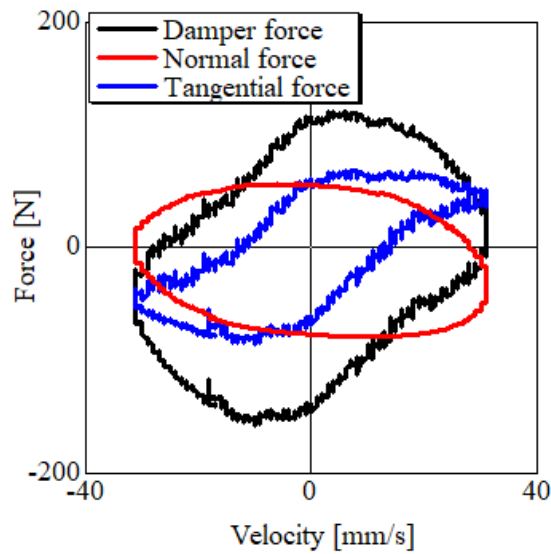


Fig. 3.7 Normal and tangential damper forces vs. velocity of the piston. In the case of Dz .

Fig. 3.8にダンパー力 Rz をピストンの圧縮面に対して法線方向成分と接線方向成分に分解した場合のダンパー力-変位曲線, Fig. 3.9にダンパー力-速度曲線のシミュレーション結果を示す. Fig. 3.8から, ダンパー力の法線方向成分は Dz の場合と同様に漸硬型の特徴となるのに対し, 接線方向成分は $-z$ の向きに変位が進む場合は力が0 Nから最大になるまで漸硬的に上昇する特性となるが, 反対の向きに進行する場合はある変位まで急激に力が上昇するが,

その後は概ね0 Nになるまでなだらかに減少していることがわかる. ダンパー力の法線方向成分の特性については, 式(6)より変位が進むにつれて粒子の弾性力が増加するため漸硬型の特性を示し, 粘性成分とFig. 2.7およびFig. 2.8より粒子とシリンダー壁面間の摩擦力の影響でヒステリシスを有すると考えられる. ダンパー力の接線方向成分の特性については, 変位が $-z$ の向きに進み, Chamber B側の粒子が圧縮されると, 式(21)と式(22)より, 圧縮された粒子の法線方向の弾性力が粒子とロッド壁面間の摩擦力に影響する垂直抗力として作用し, 圧縮が進むにつれて摩擦力が増加するためと考えられる. また, 変位が $+z$ の向きに進むと, Chamber Bの粒子に加えられる圧縮力が徐々に減少するため, 粒子とロッド壁面間の摩擦力が減少し, ダンパー力の接線方向成分も減少する. そのため, ダンパー力特性に非対称性が生じていると考えられる. ただし, ダンパー力の接線方向成分は法線方向成分と比較して小さい. これは, シリンダーの内径と比較してロッドの外径が小さく, シリンダー内部の表面積とロッド外周部の表面積はFig. 3.10のように推移するようになっており, ロッドが粒子から受ける摩擦の影響がシリンダーが受ける影響よりも小さいためであると考えられる. 以上より, ダンパー力の特性として, ダンパー力の最大値およびヒステリシスの大きさは法線方向成分が支配的であることがわかる. また, Dz と Rz に関する考察をまとめると, ダンパー力生成のメカニズムは, ピストンのない側の部屋では主にピストンが粒子を圧縮した際に生じる法線方向の反発力および粒子とシリンダー壁面間で生じる接線方向の抵抗力からダンパー力が生成され, ロッドがある側の部屋ではさらに粒子とロッド壁面間で生じる接線方向の抵抗力が加わることで生成される. また, Fig. 3.9からダンパー力の法線方向成分と接線方向成分は共に最大値が速度0 m/sからずれているため, それぞれがエラストマー粒子が持つ粘性の影響を受けていることがわかる.

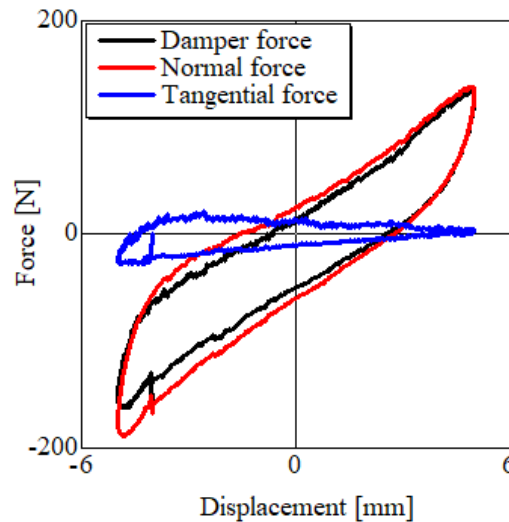


Fig. 3.8 Normal and tangential damper forces vs. displacement of the piston. In the case of Rz .

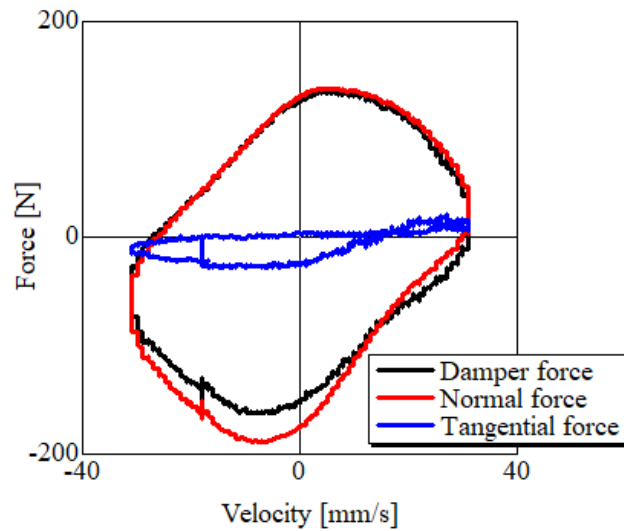


Fig. 3.9 Normal and tangential damper forces vs. velocity of the piston. In the case of R_z .

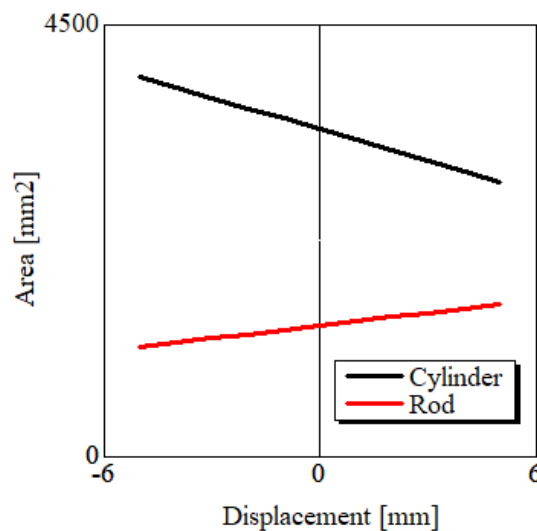


Fig. 3.10 The surface area of the cylinder and the rod.

3. 4. 4 ダンパー力の弾性成分と粘性成分

片室充填の場合と同様に、弾性力、粘性力および摩擦力がそれぞれ法線方向の力と接線方向の力に与える影響を確認し、ダンパー力生成のメカニズムを考察するため、法線方向と接線方向の力を弾性成分、粘性成分および摩擦成分に分離した。

Fig. 3.11に D_z の法線方向成分を弾性成分と粘性成分に分離した結果、Fig. 3.12にFig. 3.11の粘性成分を拡大したグラフ、Fig. 3.13に D_z の接線方向成分を弾性成分と粘性成分および摩擦力に分離した結果を示す。Fig. 3.11から、ダンパー力の法線方向成分は弾性力が支配的で、弾性力は漸硬型でヒステリシスを有する特性であり、ダンパー力の法線方向成分と弾性力は概ね一致することがわかる。したがって、片室充填の場合と同様に、ダンパー力の法線方向成

分は、粒子の圧縮変形による弾性反発力が支配的であり、粒子が変形する際に生じる粘性力の影響は非常に小さい。また、片室充填の場合と異なり、弾性力がヒステリシスを持つ理由について、Fig. 3.14の進行する向きにより異なる二つの非線形弾性反発力を有する場合の力-変位曲線を用いて説明する。Fig. 3.14から、Chamber A側で生じる弾性反発力Force AとChamber Bで生じる弾性反発力Force Bは、ロッドの有無の影響によりそれぞれの弾性係数が異なり、非線形の弾性係数を有する。これらの異なる非線形の弾性反発力が+zから-zに変位が切り替わる場合はChamber A側の粒子の圧縮からの復元力にChamber B側の粒子の圧縮反発力が加わり、逆の場合はChamber B側の粒子の圧縮からの復元力にChamber A側の粒子の圧縮反発力が加わるという具合に、互いに影響し合うためヒステリシスが生じると考えられる。粘性力の値は0ではなく、Fig. 3.12より微小だが力が発生していることがわかる。また、Fig. 3.13から、ダンパー力の接線方向成分は粒子と壁面間の摩擦力のみで構成されており、粒子とシリンダー壁面間で粒子の変形における弾性力と粘性力は生じないことがわかる。これにより、片室充填の場合と同様に、接線方向では粒子と壁面間は常に滑りが生じている。

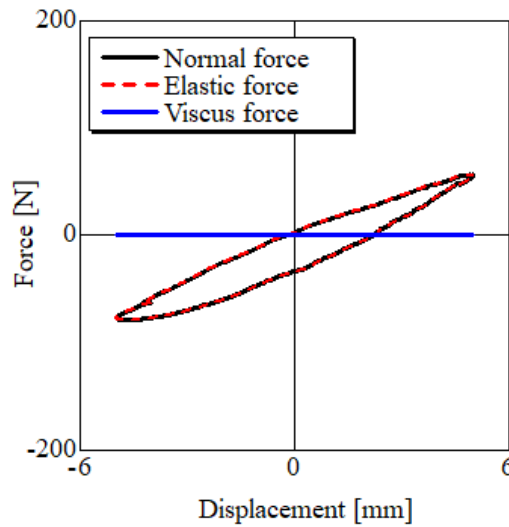


Fig. 3.11 The elasticity and viscosity forces of the normal component vs. displacement of the piston. In the case of Dz .

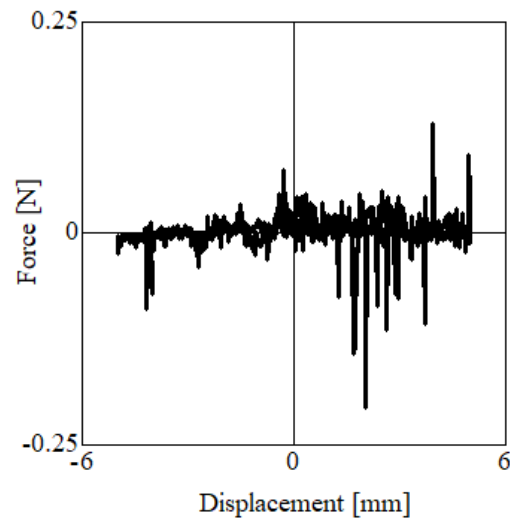


Fig. 3.12 The viscosity force of the normal component vs. displacement of the piston.
Enlarged view. In the case of Dz .

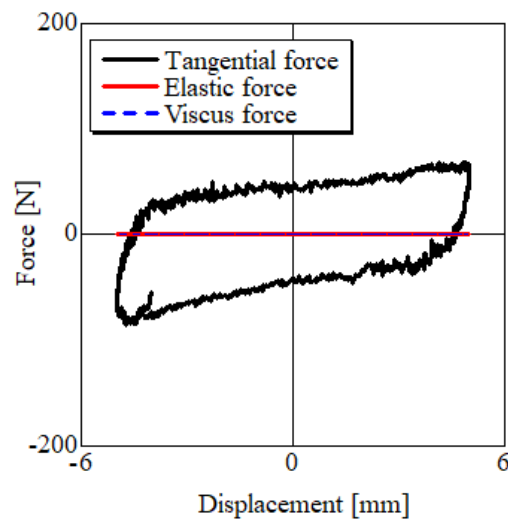


Fig. 3.13 The elasticity and viscosity forces of the tangential component vs. displacement of the piston. In the case of Dz .

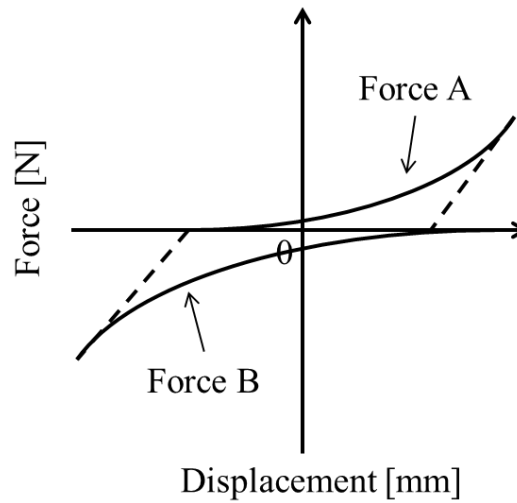


Fig. 3.14 Consideration of hysteresis of elastic component in normal direction.

Fig. 3.15に R_z の法線方向成分を弾性成分と粘性成分に分離した結果, Fig.3.16にFig. 3.15の粘性成分を拡大したグラフ, Fig. 3.17に R_z の接線方向成分を弾性成分と粘性成分および摩擦成分に分離した結果を示す. Fig. 3.15から, ダンパー力の法線方向成分は弾性力が支配的で, 弾性力は漸硬型でヒステリシスを有する特性であり, ダンパー力の法線方向成分と弾性力は概ね一致することがわかる. この時, Fig. 2.7およびFig. 2.8から, 弾性力は粒子を圧縮変形した際の弾性反発力と, 粒子とシリンダー壁面間の摩擦力で構成されている. 弾性力がヒステリシスを持つ理由としては, D_z と同様, ロッド有無の影響でそれぞれのChamberで異なる非線形の弾性係数を有するため, これらの異なる非線形の弾性力が合わさることでヒステリシスが生じると考えられる. Fig. 3.16より粘性力の値については, D_z と同様に微小だが力が発生していることがわかる. また, Fig. 3.17から, ダンパー力の接線方向成分も D_z と同様, 粒子とロッド壁面の間の摩擦力のみで構成されており, 粒子とロッド壁面間で粒子の変形における弾性力と粘性力は生じないことがわかる. したがって, 粒子とロッド壁面間では常に滑りが生じていることがわかる.

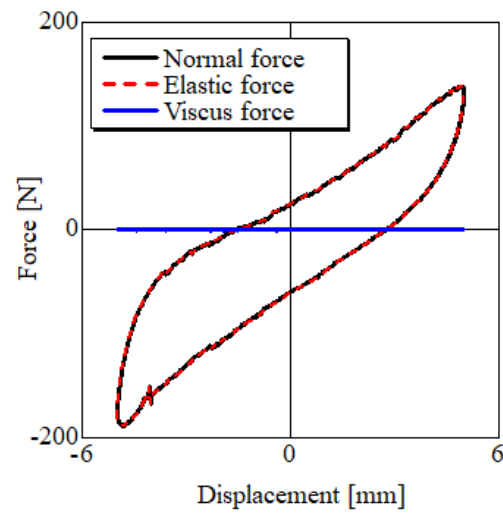


Fig. 3.15 The elasticity and viscosity forces of the normal component vs. displacement of the piston. In the case of Rz .

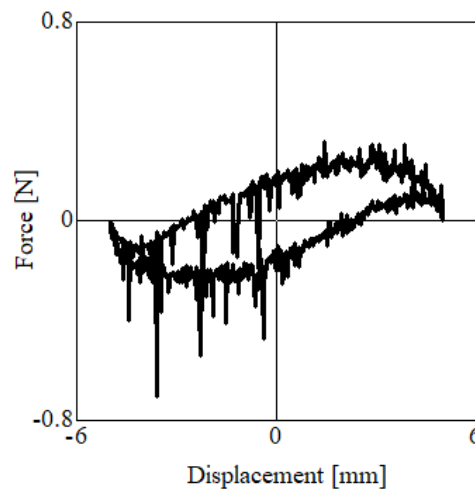


Fig. 3.16 The viscosity force of the normal component vs. displacement of the piston. Enlarged view. In the case of Rz .

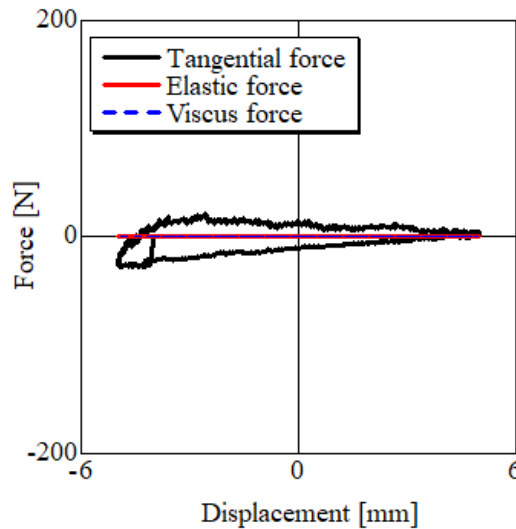


Fig. 3.17 The elasticity and viscosity forces of the tangential component vs. displacement of the piston. In the case of R_z .

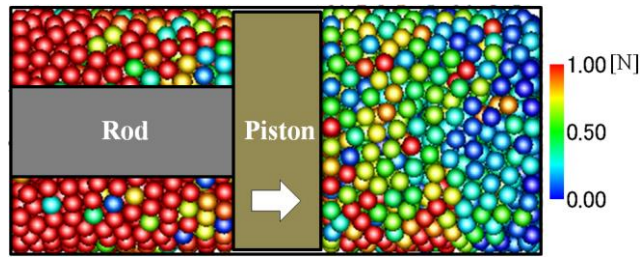
ここで、円柱状などのエラストマーの塊を圧縮する場合の反発力特性と本ダンパーのダンパー力特性の違いを考察する。円柱状のエラストマーは、一般的にはTable 1.1のように圧縮するとヒステリシスが小さい線形もしくは非線形の反発力特性を示す。これに対し、本ダンパーの特徴である、ダンパー力に対して粒子とシリンダーやロッド壁面との摩擦力の影響が大きいことは、円柱状のエラストマーを圧縮する場合では発生しない現象であるため、同じ体積のエラストマーの塊を圧縮した場合の特性と比較すると、本ダンパーの方がダンパー力やヒステリシスが大きくなると考えられる。

これらのシミュレーションによる結果を検証するため、ダンパー力の法線方向成分に影響を及ぼす粒子硬度および材質、粒子と壁面間の摩擦力に影響を及ぼす充填率もしくは粒子数について、実験での検証を行った。また、片室充填の場合と同様に、粘性の影響が小さいことを確認するため、加振周波数がダンパー力に与える影響についての実験も行った。

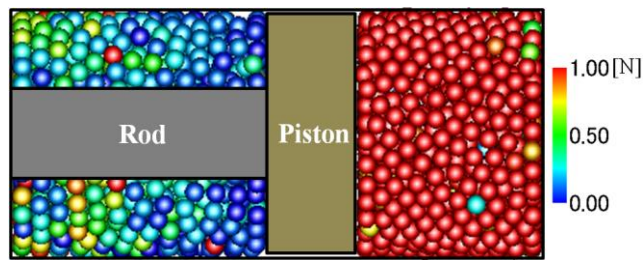
3. 4. 5 圧縮力分布

ダンパー内の粒子の圧縮力の伝わり方を明確にするため、基準条件における加振時の粒子の圧縮力分布を調査した。Fig. 3.18はFig. 3.1のA-A断面から見たダンパー内のピストンおよび粒子の位置と、ダンパー内の粒子に加わる圧縮力を示している。図中の時間 t は強制振動の周期 T で無次元化している。ここでの圧縮力は、法線方向と接線方向の接触力の合計値となっている。Fig. 3.18(a)から、ピストンが $+z$ の向きに移動すると、Chamber A内でピストン周辺で圧縮力が大きい赤色に近い粒子が多く、ピストンから遠い場所では圧縮力が小さい青色に近い粒子が多いことがわかる。この時、Chamber B内ではピストン周辺で圧縮力の小さい青色に近い粒子が多く、ピストンから遠い場所では圧縮力の大きい赤色に近い粒子が多くなっている。

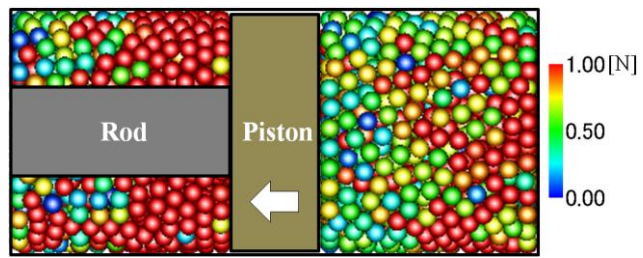
これは、ピストンが $+z$ の向きに移動すると、Chamber A内の粒子がピストンに与えるダンパー力が大きくなることを示しており、この時、Chamber B内の粒子は、ピストン周辺から圧縮力が小さくなり、ピストンに加わるダンパー力が低下している。これはFig. 3.18(c)から、反対の向きでも同様の傾向であることがわかる。ただし、Fig. 3.18(a)と(c)を比較すると、(c)のChamber Bの方が(a)のChamber Aより圧縮力の高い粒子が多く、(c)のChamber Aの方が(a)のChamber Bより圧縮力の小さい粒子が多いため、Chamber B側にピストンが移動した時に粒子に働く圧縮力の影響の方が大きくなっていることがわかる。これは、Fig. 3.19より、Chamber Bの内容積がロッドの体積分だけChamber Aより小さいため、粒子の逃げ場がなく、粒子の圧縮がChamber Aよりも小さい変位で始まるためであると考えられる。また、片室充填の場合と同様に、粒子変形の応答遅れも確認できる。ここで、Fig. 3.18(a)と(c)で同じChamber A内で同じ変位 $z = 0$ の位置で比較すると、 $+z$ の向きで圧縮力が高い粒子より、 $-z$ の向きで圧縮力が高い粒子の方が全体的に数量が多くなっており、Chamber B内ではその逆となっている。そのため、ピストンが $+z$ の向きに移動する場合と $-z$ の向きに移動する場合で、シリンダーおよびピストンに伝わるダンパー力に差が生じていることがわかる。



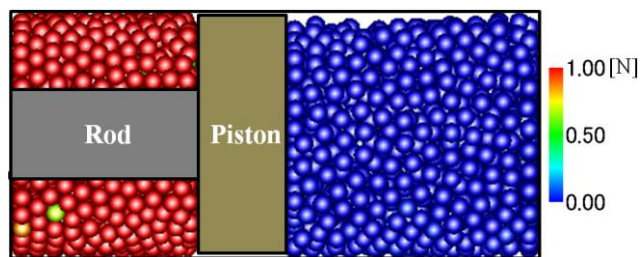
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 3.18 Distributions of the compressive force acting on the particles. The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process), and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$. The arrow on the piston indicates the direction of the piston velocity.

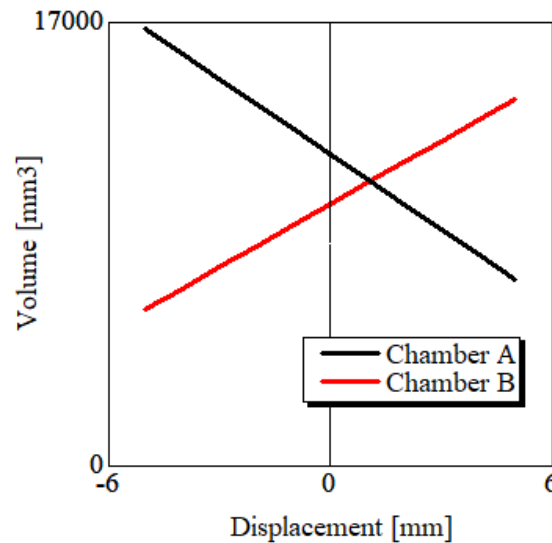


Fig. 3.19 The relationship between displacement and void volume. The vibration frequency is 1 Hz, the particle packing fraction is 0.60, the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60, and the particle material is silicone elastomer

3. 4. 6 速度ベクトル線図

次に、加振時のダンパー内の粒子挙動を明らかにするため、基準条件における各粒子の速度ベクトルの計算を行った。Fig. 3.20は、Fig. 3.1のA-A断面から見たダンパー内の粒子の速度ベクトルを示している。また、図中の時間 t は強制振動の周期 T で無次元化している。Fig. 3.20(a)と(c)から、ピストンが $+z$ または $-z$ の向きに移動すると、各Chamber内のピストン周辺の粒子は概ねピストンの移動する向きに速度を持ち、ピストン周辺以外の粒子は様々な向きに速度を持っていることがわかる。この時、各粒子が同じ向きに速度を持つ場合は、粒子間の接触力は接触する粒子間の速度の差が影響し、各粒子が異なる向きに速度を持つ場合は、粒子間の接触力は粒子間の速度の和が影響する。また、粒子とシリンダー壁面間の接触力については、シリンダー壁面は常に静止しているため、粒子の速度ベクトルのみが影響する。Fig. 3.20(a)と(c)からシリンダー壁面周辺の粒子も様々な向きに速度を持っているため、粒子とシリンダー壁面間でも接触力が生じていることがわかる。Chamber B側の粒子とロッド壁面の場合、Fig. 3.20(a)と(c)から粒子はピストンの進行する向きに移動するが、ロッドもピストンの進行する向きに動くため、粒子とロッド壁面の間で生じる摩擦力は粒子とロッドの速度差によるものとなっている。Fig. 3.20(a)と(c)を見ると、実際にはピストンおよびロッドの進む向きを向いていない粒子もあるため、粒子壁面間の速度差と速度の和の両方の影響を受けている。

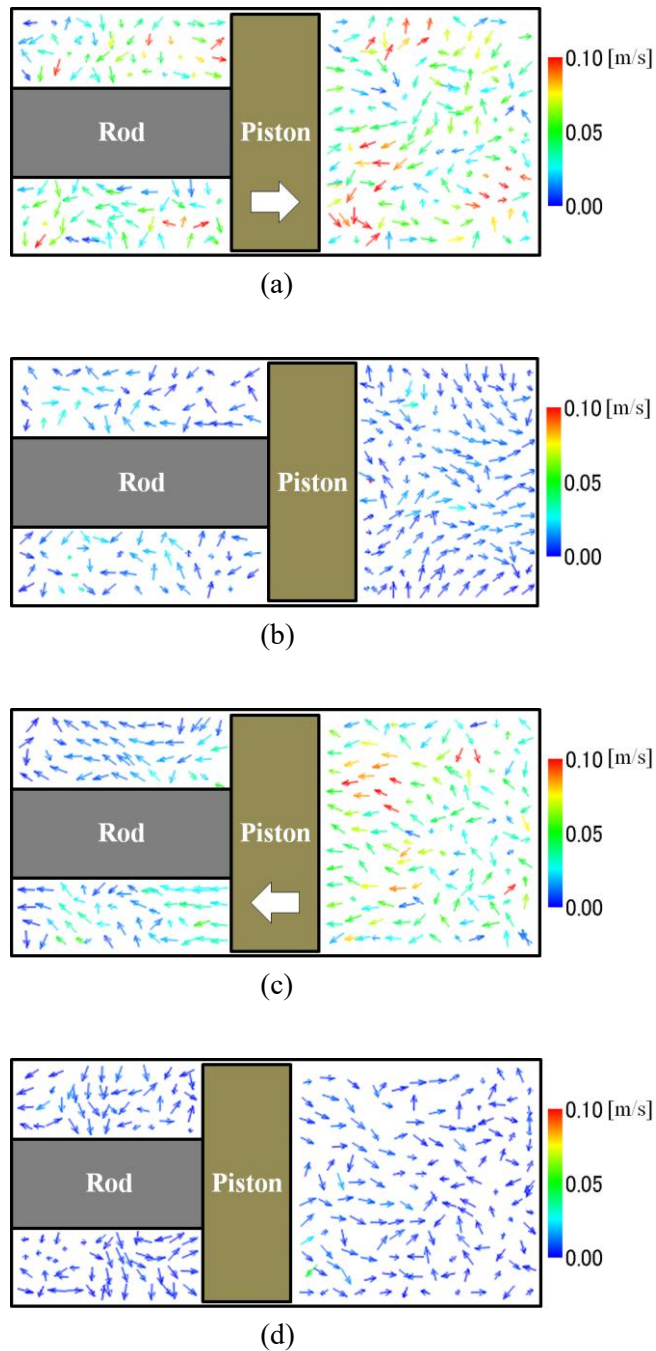


Fig. 3.20 Selected velocity vectors of the particles inside the damper. The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process), and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$. The arrow on the piston indicates the direction of the piston velocity.

また, Fig. 3.20 (a)と(c)からChamber Bのピストンから離れた位置の各粒子は, Chamber Aのピストンから離れた位置の各粒子よりも青色に近い矢印が多いため, 全体的に粒子の速度が小さくなっていることがわかる. これは, 圧縮力分布で説明したように, ロッドの体積により

Chamber Bの内容積がChamber Aの内容積より小さく、粒子の逃げ場が少ないことから、粒子の移動が制限されて速度が小さくなるためと考えられる。反対に、Chamber A側の粒子の方が速度が大きいことについても、内容積がChamber Bより大きいため、粒子が大きく移動でき、速度が大きくなると考えられる。また、ピストン周辺の粒子は、ピストンの移動に伴い、ピストンの移動する向きと反対側に空隙が生じるため、粒子は大きく移動することができ、速度も大きくなると考えられる。

ここで、第2章のChamber Aのみに粒子を充填した場合の圧縮力分布と速度ベクトルの結果との違いをまとめる。Chamber Aのみに粒子を充填した場合も、両室に粒子を充填した場合のChamber A側の粒子の動きと同様に、ピストンが粒子を圧縮する向きに進むと、ピストン周辺の粒子から圧縮力が増加し、粒子はピストンと同じ向きに速度を持つ。反対の向きにピストンが進むと、ピストン周辺の粒子から圧縮力が低下し、粒子はピストンと同じ向きに速度を持つ。このことから、粒子がChamber Aのみに充填されているか、両室に充填されているかに関係なく、Chamber A側の粒子は同じ挙動を示すことがわかる。また、粒子がChamber Aのみに充填されている場合、変位の進行が $-z$ から $+z$ に切り替わる $z = -5$ の点がヒステリシスの影響が消えるタイミングだったが、粒子を両室に充填した場合、ヒステリシスの影響が $+z$ 側で消えるタイミングは、Chamber B内の粒子が $-z$ 側の最大変位で非圧縮の向きに切り替わり、その後Chamber B側の粒子による反発力が次第に減少していき、Chamber A側の粒子による反発力の影響が現れ始めるゼロ点付近である。これは、 $-z$ 側でも同様の傾向となる。

以上のシミュレーション結果は、ダンパー力の各曲線が複数条件において実験結果と定性的・定量的に一致することから、シミュレーション結果で行ってきた各粒子の圧縮力の伝わり方や挙動、ダンパー力発生メカニズムは、実際のダンパー内で生じている粒子間、粒子壁面間での現象と概ね同様であると考えられる。

3.5 実験結果

3.5.1 ピストン変位に対するダンパー力の時間波形

Fig. 3.21に基準条件下でのピストン変位に対するダンパー力の時間履歴を示す。Fig. 3.21から、変位が負の場合、つまりロッドが配置されているChamber B側にピストンが移動している場合、反対側にピストンが移動する場合と比較して最大ダンパー力が大きくなることがわかる。これは、3.4節のダンパー力の非対称性で考察したChamber B側のロッドと粒子との接触力によるものと、Chamber Bの方がロッドの体積分だけ内容積が小さく、粒子の逃げ場がないため、ピストンによる圧縮の影響を受けやすいことが考えられる。この時、各Chamberの充填率は粒子数で調整されるため、平均充填率が0.60から変化することはない。また、ダンパー力と変位の変化を比較すると、変位が最大となる位相よりダンパー力が最大になる位相の方が早いことがわかる。すなわち、変位に対するダンパー力の位相進みが見られる。Chamber AまたはB側

の粒子の圧縮から向きが切り替わるタイミングでダンパー力と変位がずれるため、ダンパー力はエラストマー粒子の法線方向の粘性力によるエネルギー損失の影響を受けており、ダンパー力のヒステリシスに影響を与えと考えられる。ここで、粒子の圧縮がChamber A側からChamber B側、もしくはその反対に切り替わるゼロ点付近でダンパー力の時間変化率が変化していることから、粒子の圧縮による弾性成分のエネルギー貯蔵時には位相進みはなく、変位の符号が切り替わり、エネルギーを損失する時に位相進みが生じていることがわかる。また、片室充填の場合と同様に、ダンパー力は最大変位となる少し前の位相で最大となっている。これは、正弦波で加振しているため、最大変位ではピストン速度がゼロになり、粘性力の影響がなくなるため、最大変位での弾性成分のみの力より、最大変位直前の弾性成分と粘性成分の和による力のほうが大きくなるためであると考えられる。

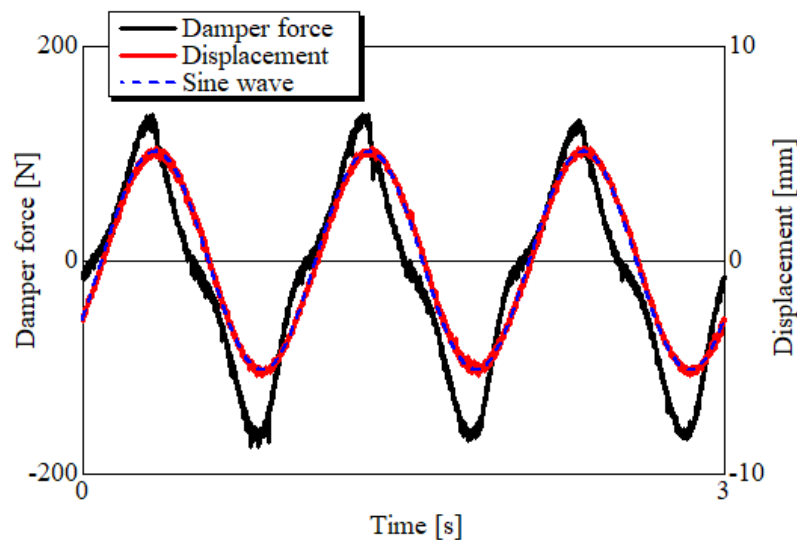


Fig. 3.21 Time history of the damper force and displacement

3. 5. 2 ダンパー力特性に与える粒子充填率の影響

Fig. 3.22に粒子充填率が0.60, 0.65および0.70の場合のダンパー力-変位曲線, Fig. 3.23にダンパー力-速度曲線, Fig. 3.24にダンパー力-変位曲線の1周期の面積を積分にて算出した減衰エネルギーを示す。以降のダンパー力-変位曲線およびダンパー力-速度曲線は、10周期の平均値のデータをプロットしている。Fig. 3.22から、どの充填率においても $+z$ の向きに変位が進むにつれてダンパー力が増加する漸硬型の特性であり、 $-z$ の向きに変位が進むとヒステリシスを有し、この反対の動きの時も同様の傾向となることがわかる。また、ダンパー力の曲線は原点に対して非対称となっている。ダンパー力が漸硬型の特性を示すことについては、3.4節で説明した通り、粒子を圧縮変形させることによって生じる法線方向の弾性力と、粒子と壁面間の摩擦力の影響によるものと考えられる。ダンパー力がヒステリシスを持つことについては、粒子と壁面間の摩擦力と法線方向の弾性力の影響によるものと考えられる。ダンパー

力の非対称性については、ロッドの有無で生じるChamber AとChamber Bの内容積の違いにより、粒子の逃げ場となる空隙の大きさがChamber Bの方が小さいことと、Chamber B側ではロッドと粒子の摩擦が追加されるためと考えられる。また、Fig. 3.22およびFig. 3.24は充填率が高いほど最大ダンパー力、ヒステリシスおよび減衰エネルギーが大きくなることを示している。これは、充填率の増加によりChamber内の粒子数が増加し、シリンダー内の空隙が減少することで、低充填率より高充填率の方が同じ変位でも粒子の変形量が大きくなるためと考えられる。また、粒子数の増加に伴い、粒子間および粒子壁面間の接触が増えるため、摩擦力が大きくなることも考えられる。また、片室充填の場合と同様に、図Fig. 3.23から最大ダンパー力をとる速度が0 m/sからずれていることが確認できる。これはダンパー力の変位に対する位相進み、すなわち、ダンパー力の法線方向成分と摩擦力が持つ粘性力の影響によるものである。

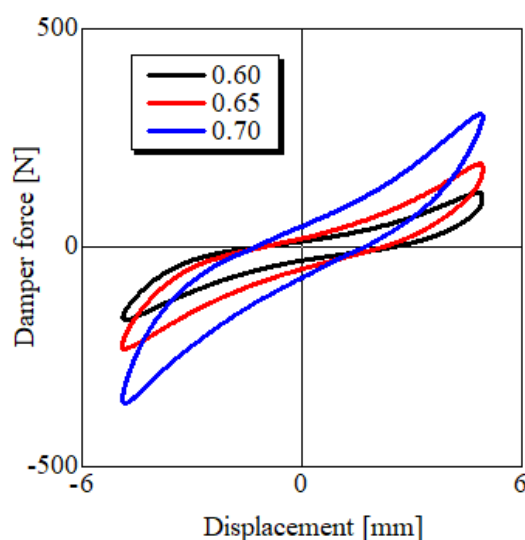


Fig. 3.22 Damper force vs. displacement (influence of packing fraction). The vibration frequency is 1 Hz, the material of the particles is silicone elastomer TSE3466, and the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60.

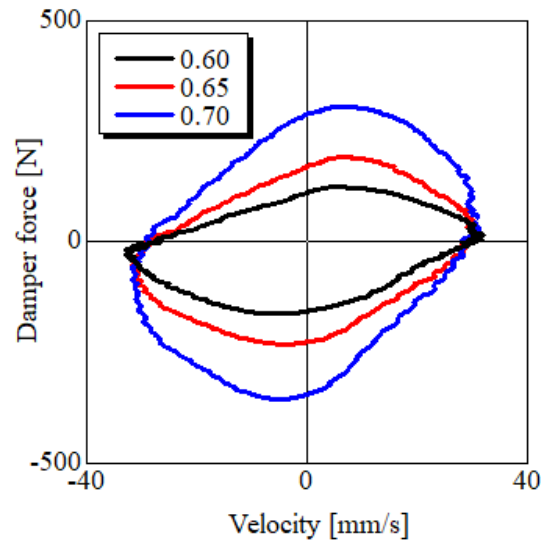


Fig. 3.23 Damper force vs. velocity (influence of packing fraction). The vibration frequency is 1 Hz, the material of the particles is silicone elastomer TSE3466, and the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60.

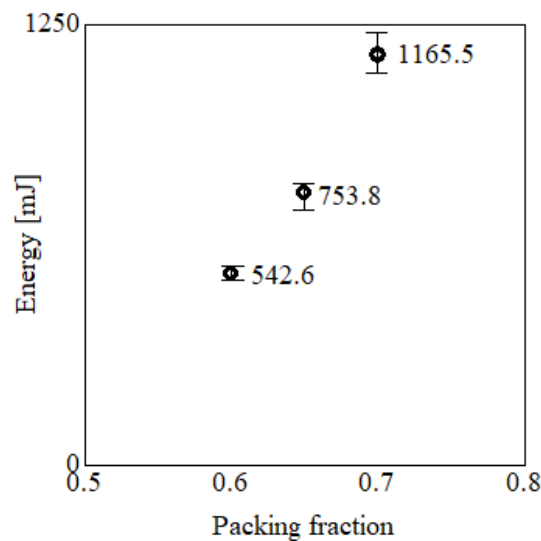


Fig. 3.24 Damping energy (influence of packing fraction). The vibration frequency is 1 Hz, the material of the particles is silicone elastomer TSE3466, and the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60.

また、ダンパーを設計する際に必要となる充填率の下限値を明確にするため、低充填率でのダンパー力特性を確認した。Fig. 3.25(a)に充填率が0.60, 0.50および0.40の場合、Fig. 3.25(b)に0.30, 0.20, 0.10および粒子を充填していない状態である0の場合のダンパー力変位曲線を示す。Fig. 3.25(a)および(b)から、+z側と-z側共に充填率0.20までは粒子によるダンパー力が発揮されており、充填率0.10になるとダンパー力は粒子を充填していない状態の充

充填率0の場合の抵抗力和概ね同じになることがわかる。また、充填率0.30まではダンパー力の曲線が原点に対して非対称になっているが、充填率0.20では曲線の非対称性が小さくなっていることがわかる。これは、充填率0.20でロッドと接触する粒子が著しく少なくなったためと考えられる。

ここで、充填率0の結果から、粒子を充填していない場合の本装置の摺動摩擦による抵抗は、充填率0.60のダンパー力と比較して非常に小さいことがわかる。これにより、本装置の摺動抵抗は無視できるものとした。

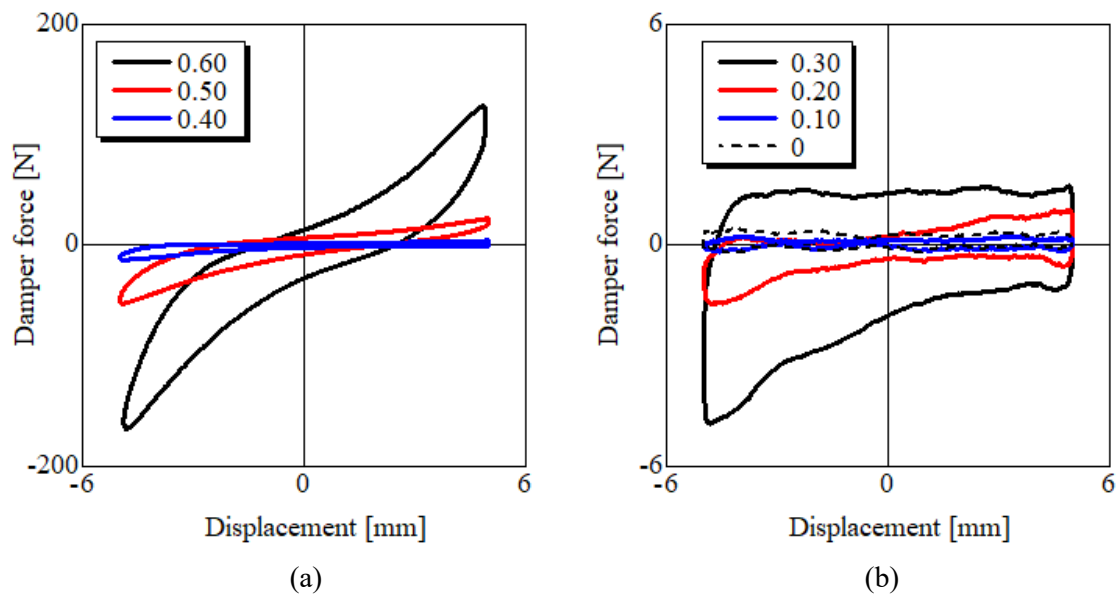


Fig. 3.25 Damp force vs. displacement (influence of packing fraction). The packing fractions are (a) 0.60 to 0.40, (b) 0.30 to 0. The vibration frequency is 1 Hz, the material of the particles is silicone elastomer TSE3466, and the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60.

3. 5. 3 ダンパー力特性に与える加振周波数の影響

Fig. 3.26は、加振周波数が0.1 Hz, 1 Hzおよび5 Hzの場合のダンパー力ー変位曲線、Fig.3.27はダンパー力ー速度曲線を示し、これらの減衰エネルギーはそれぞれ476.7 mJ, 542.6 mJ, 810.5 mJとなっている。Fig. 3.26およびFig. 3.27から、加振周波数が高いほど、最大ダンパー力、ヒステリシスおよび減衰エネルギーが大きくなっているのがわかる。これは、粘弾性体であるエラストマー粒子が持つ、粒子の変形速度に依存する成分である粘性成分の抵抗力が、加振周波数が高くなることにより粒子圧縮の速度が増加するにつれて大きくなったためである。ここで、加振周波数がダンパー力、ヒステリシスおよび減衰エネルギーに与える影響が粒子充填率の与える影響より小さいことについては、3.4.4節のダンパー力の弾性成分と粘性成分の節で説明した通り、粘性成分がダンパー力に与える影響は弾性成分や摩擦

力と比較して小さいためである。また、充填率の場合と比較して、加振周波数を大きくしても波形の非対称性の大きさの変化が小さいことがわかる。これは、加振周波数はダンパー力の粘性成分に影響を与えるが、粘性成分は波形の非対称性の要因の一つである粒子とロッド壁面間の摩擦力へは影響を及ぼさないため、加振周波数を変えても波形の非対称性が変化しないと考えられる。また、もう一つの波形の非対称性要因である各チャンバー間の空隙量の違いについても、空隙量の違いは粒子の変形量、すなわちダンパー力の弾性成分に影響を与えるが、加振周波数が影響を及ぼすのは粘性成分であるため、加振周波数によるダンパー力特性への影響には関係しない。

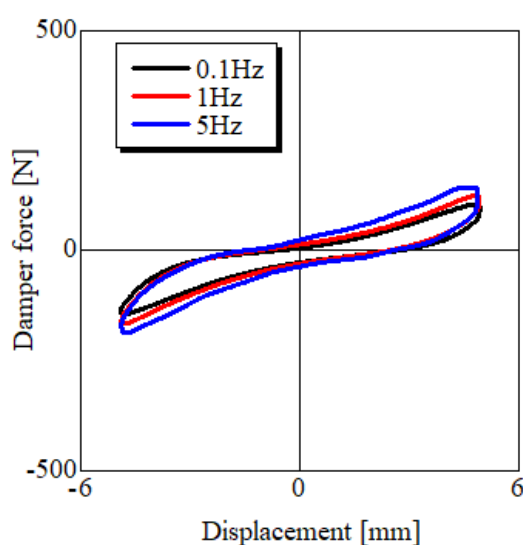


Fig. 3.26 Damper force vs. displacement (influence of frequency of forced vibration). The packing fraction is 0.60, the material of the particles is silicone elastomer TSE3466, and the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60.

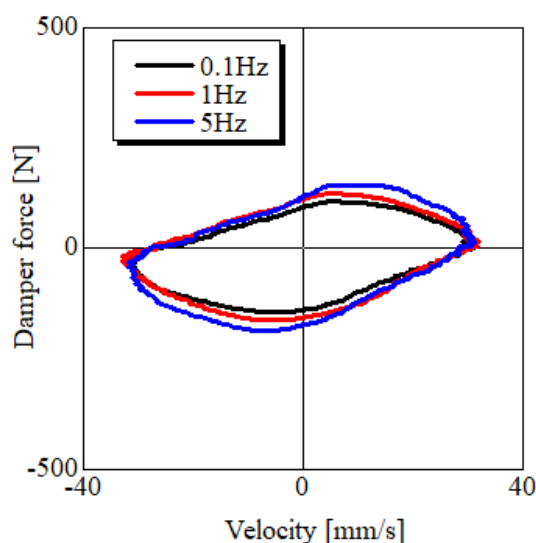


Fig. 3.27 Damper force vs. velocity (influence of frequency of forced vibration). The packing fraction is 0.60, the material of the particles is silicone elastomer TSE3466, and the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60.

3. 5. 4 ダンパー力特性に与える粒子材質の影響

Fig. 3.28は粒子硬度40および60のシリコーンゴムTSE3453とTSE3466を使用した場合のダンパー力-変位曲線, Fig. 3.29はダンパー力-速度曲線を示し, Fig.3.30は粒子材質がシリコーンゴムTSE3466およびNBRの場合のダンパー力-変位曲線, Fig. 3.31はダンパー力-速度曲線を示す. これらの減衰エネルギーは, 硬度が40と60のシリコーンゴムではそれぞれ437.1 mJと542.6 mJ, シリコーンゴムとNBRではそれぞれ542.6 mJと1591.5 mJとなっている. Fig. 3.28およびFig. 3.29から, 硬度が高いほど, 最大ダンパー力, ヒステリシスおよび減衰エネルギーが大きくなっているのがわかる. また, Fig. 3.30およびFig. 3.31から, 材質を変更するとダンパー力特性が変わり, シリコーンゴムTSE3466よりNBRの方がダンパー力, ヒステリシスおよび減衰エネルギーが大きくなっている. これらは, ダンパー力の特性が粒子硬度と粒子材質に依存することを示している. これについては, 粒子硬度が高くなる, もしくは粒子の材質をシリコーンゴムからNBRに変更すると, 弾性力に影響を与えるヤング率が高くなり, ダンパー力の法線方向成分とダンパー力の法線方向成分が垂直抗力として作用する摩擦力が大きくなるためである. これは, 2.4.1節のダンパー力-変位曲線と3.4.1節のダンパー力-変位曲線からも, ヤング率を変更することでダンパー力の特性が変わることが示されている.

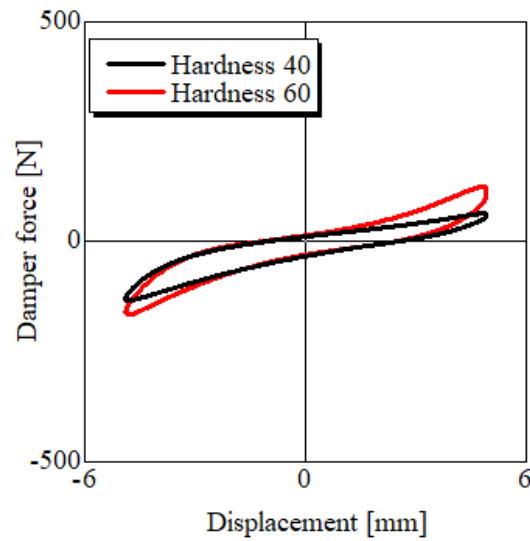


Fig. 3.28 Damper force vs. displacement (influence of hardness of the particles). The packing fraction is 0.60, the vibration frequency is 1 Hz, the material of the particles is silicone elastomer TSE3453 and TSE3466.

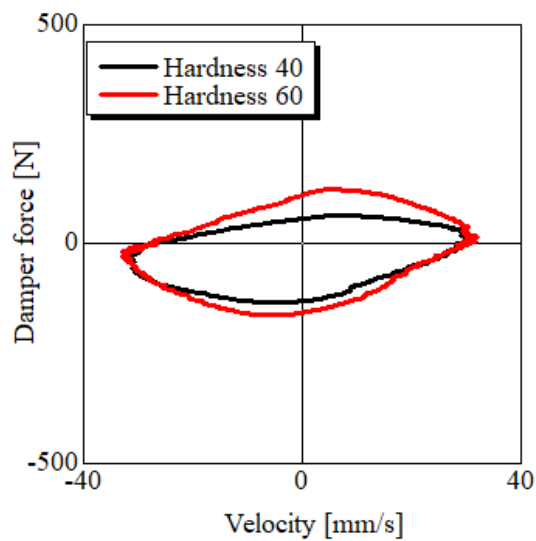


Fig. 3.29 Damper force vs. velocity (influence of hardness of the particles). The packing fraction is 0.60, the vibration frequency is 1 Hz, the material of the particles is silicone elastomer TSE3453 and TSE3466.

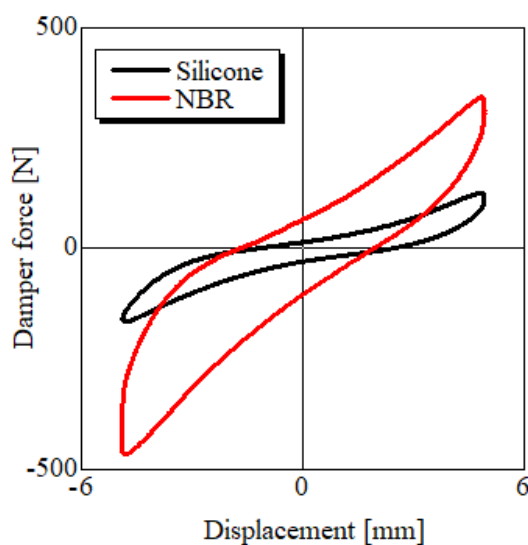


Fig. 3.30 Damper force vs. displacement (influence of hardness of the particles). The packing fraction is 0.60, the vibration frequency is 1 Hz, and the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60.

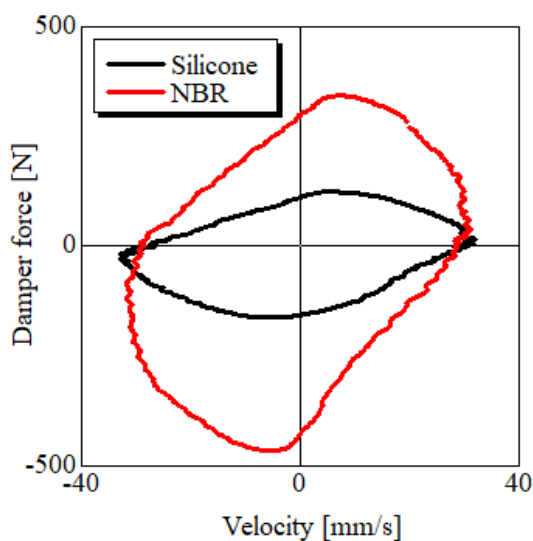


Fig. 3.31 Damper force vs. velocity (influence of hardness of the particles). The packing fraction is 0.60, the vibration frequency is 1 Hz, and the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60.

3. 5. 5 各粒子室の充填率を変えた場合のダンパー力特性

Fig. 3.32は、Chamber AおよびBの充填率を別々に設定した場合のダンパー力ー変位曲線を示している。これらの減衰エネルギーは、両方のChamberが充填率0.60で542.6 mJ、両方のChamberが充填率0.70で1163.2 mJ、Chamber Aの充填率が0.60でChamber Bの充填率が0.70の場合で1001.2 mJ、Chamber Aの充填率が0.70でChamber Bの充填率が0.60の場合で822.6

mJとなっている. Fig. 3.32から, Chamber Aの充填率が0.60でChamber Bの充填率が0.70の場合,ダンパー力の曲線は $z = 0$ から $+z$ の向きに変位が進行する時に,両方のChamberの充填率が0.60の場合の曲線と良く一致し, $z = 0$ から $-z$ の向きに変位が進行する場合は,ダンパー力は両方のChamberの充填率が0.60の場合よりも大きく,両方のChamberの充填率が0.70の場合の曲線と良く一致していることがわかる.これとは対照的に,Chamber Aの充填率が0.70でChamber Bの充填率が0.60の場合は, $z = 0$ から $+z$ の向きに変位が進行する時に,両方のChamberの充填率が0.60の時のダンパー力よりも大きくなり,両方のChamberの充填率が0.70の場合の曲線と良く一致し, $z = 0$ から $-z$ の向きに変位が進行する時は,両方のChamberの充填率が0.60の場合の曲線と良く一致している.これは,2つのChamber間で充填率が異なる場合,各Chamber内の充填率でのダンパー力特性を組み合わせた特性になることを示している.また,この結果はChamber AとChamber Bで発生するダンパー力を個別に調整できることを示しており,例えば,自動車の足回りで用いられるダンパーでは圧縮する向きと非圧縮の向きで求められるダンパー力が異なっている場合が良くあるため,このようなダンパー力特性は非常に有効である.

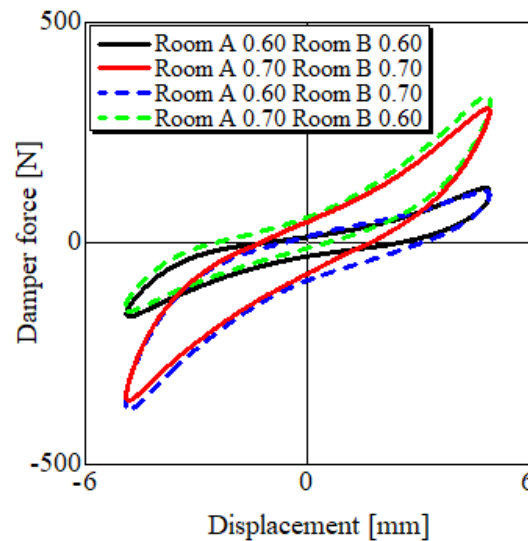


Fig. 3.32 Damper force vs. displacement curves (influence of different particle packing fraction in each chamber). The vibration frequency is 1 Hz, the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60, and the particle material is silicone elastomer TSE3466.

3. 5. 6 各粒子室間の相互作用

Fig. 3.33にChamber Aのみに粒子が充填率0.60で充填された場合と, Chamber Bのみに粒子が充填率0.60で充填された場合, およびこれらの結果を足し合わせた場合のダンパー力ー変位曲線を示す. また, Fig. 3.34はChamber AのみとBのみの結果を足し合わせた場合と, Fig. 3.22の粒子充填率0.60の場合のダンパー力ー変位曲線を示している. これらの他の条件は基

準条件となっている. Fig. 3.33から, ダンパー力は $+z$ の向きではChamber B内で粒子の圧縮変形から復元する時に発生する復元力や摩擦力から, 変位が約-3 mmの時にChamber A内で粒子の圧縮により発生する圧縮反発力や摩擦力に切り替わっていることがわかる. また, $-z$ の向きでは, Chamber B内での粒子の圧縮変形により発生する圧縮反発力や摩擦力の影響が, $+z$ から $-z$ の向きに切り替わった直後に現れる. $-z$ の向きの変位が始まって直ぐにChamber B側の圧縮反発力や摩擦力の影響が現れるのは, Chamber Aと比較して空隙が小さいため, 小さい変位から粒子の圧縮変形が始まるためである. また, Fig. 3.34からChamber AのみとBのみの結果を足し合わせた結果と両室に粒子を充填した結果は良く一致することがわかる. ヒステリシスの大きさに多少の違いがあるが, これは実験誤差の範囲内である. 以上から, ダンパー力はChamber A側のみに粒子を充填した場合に発生する力とChamber B側のみに粒子を充填した場合に発生する力の総和である.

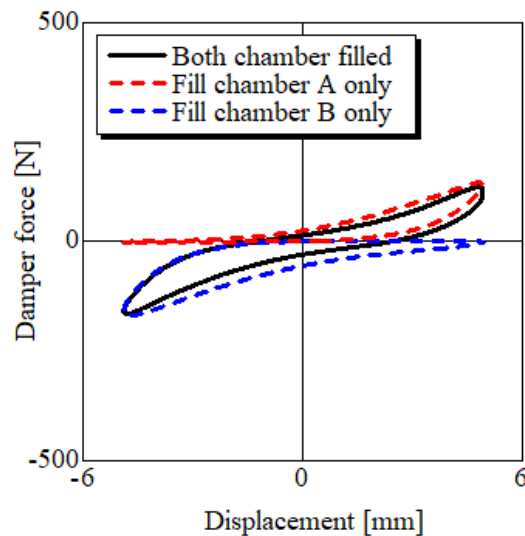


Fig. 3.33 Damper force vs. displacement curves. (interaction between chambers). The vibration frequency is 1 Hz, the particle packing fraction is 0.60, the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60, and the particle material is silicone elastomer.

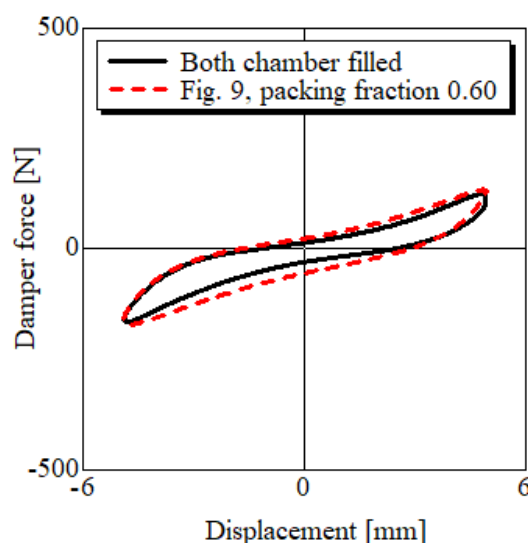


Fig. 3.34 Damper force vs. velocity curves. The vibration frequency is 1 Hz, the particle packing fraction is 0.60, the Durometer A (Shore A) hardness of the particles is 60, and the particle material is silicone elastomer.

3. 6 結言

本章では、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーにおいて、両室にエラストマー粒子を充填した場合の粒子挙動とダンパー力特性をシミュレーションおよび実験によって調査した。その結果から、ダンパー力の発生メカニズムの考察を行い、以下の結論を得た。

1. ダンパー力は、条件によらず粒子の圧縮に伴って非線形に増加する漸硬型の特性を示し、ピストンが粒子を圧縮から解放する向きに移動するとヒステリシスを持ち、各Chamber内で生じる力の合力となっている。また、エラストマー粒子が持つ粘性の影響により、変位に対して位相が進んでいる。
2. ダンパー力は、法線方向の弾性力と接線方向の摩擦力が支配的である。弾性力は主に粒子が圧縮されることで生じる圧縮反発力によるものであり、摩擦力は粒子とシリンダー壁面およびロッド壁面で生じている。この時、接線方向では弾性と粘性の影響は現れず、粒子は常に壁面との間で滑っている状態となっており、摩擦力のみが発生している。
3. ダンパー力のダンパー力-変位曲線および速度曲線は原点に対して非対称であり、この非対称性はChamber内のロッドの有無のよる各Chamber内の空隙の大きさの違いと、粒子とロッド壁面との摩擦が影響している。

4. 条件によらず、シミュレーション結果と実験結果は定性的および定量的に良く一致する.
5. 粒子充填率, 加振周波数および粒子のヤング率が増加すると, 最大ダンパー力, ヒステリシスおよび減衰エネルギーが増加する.
6. 本ダンパーを製品に適用する際のダンパー力の調整手段として, 各室で充填率を変えることにより, ダンパー力の非対称性を調整できる.

第 4 章 ダンパー力の設置角度依存性

本章では、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーについて、ダンパー力の設置角度依存性を確認するため、片室もしくは両室にエラストマー粒子を充填し、ダンパーの設置角度を変化させた場合のDEMによる数値シミュレーションを行った。その結果、ロッドのない側の部屋のみに粒子を充填した場合では、ロッドのある側の部屋が鉛直上側となるようにダンパーの設置角度を水平から鉛直に近づけていくと、最大ダンパー力とヒステリシスが大きくなることが分かった。この時、設置角度によって粒子が最も圧縮されていない変位での空隙の大きさが異なっている。また、この設置角度依存性は充填率を高め、粒子数を増やすことで低減できることを確認した。両室に粒子を充填した場合では、設置角度を変更してもダンパー力特性に大きな変化は無く、粒子の挙動についても、設置角度による粒子の圧縮力分布や速度ベクトルの傾向に大きな違いはないことが分かった。以降、これらの内容について述べる。

4.1 シミュレーション条件

シミュレーションに用いるダンパーの構造はFig. 2.1およびFig. 3.1の通りである。解析条件は、粒子径や粒子の材料物性値等は同条件で統一し、粒子の充填率とダンパーの設置角度のみを変更値としている。設置角度は、Fig. 4.1のように z 軸が水平となるように設置した状態を 0° とし、ロッドのある側が上に来るように傾けたときの z 軸と水平方向とのなす角とした。基準条件を充填率0.60、設置角 0° としている。条件をまとめたものをTable 4.1およびTable 4.2に示す。シミュレーション結果の妥当性については、第2章と第3章で示されている。

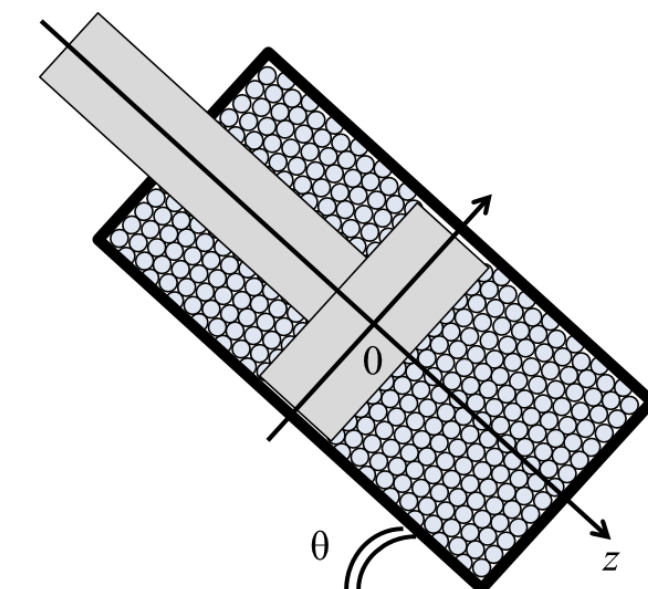


Fig. 4.1 Damper installation angle.

Table 4.1 Numerical conditions

Material of the elastomer particle	Silicone elastomer TSE3466
Diameter of particles [mm]	3
Packing fractions of particles [-]	0.60, 0.65
Number of particles	Chamber A: 1339, Chamber B: No particles Chamber A: 1451, Chamber B: No particles Chamber A:1339, Chamber B:1125
Stroke of forced vibration [mm]	10
Frequency of forced vibration [Hz]	1
Installation angle [°]	0, 45, 90
Time step [s]	5.0×10^{-9}

Table 4.2 Mechanical properties for calculation

Density of particle [kg/m ³]	1.10×10^3
Poisson ratio ν_i	0.5
Friction coefficient μ_f (wall-particle)	0.5
Friction coefficient μ_f (particle-particle)	0.5
Young's modulus of wall E_w [GPa]	210
Compressive modulus of particles E_i [MPa]	4.08
Attenuation coefficient α	0.5311

4. 2 結果および考察

4. 2. 1 粒子を片室に充填した場合の粒子挙動とダンパー力特性

粒子を片室に充填した場合について、設置角度0°, 45°, 90°で充填率0.60の場合の粒子挙動とダンパー力特性について調査した。Fig. 4.2に設置角度0°, 45°, 90°のダンパー力-変位曲線, Fig. 4.3に各角度でのダンパー力の法線方向成分, Fig. 4.4に各角度でのダンパー力の接線方向成分, Fig. 4.5およびFig. 4.6に設置角度45°, 90°の場合の加振時の粒子の位置および圧縮力分布, Fig. 4.7およびFig. 4.8に設置角度45°, 90°の場合の粒子の速度ベクトル線図を示す。Fig. 4.2から、設置角度0°, 45°, 90°のどの場合においても圧縮過程では変位が進むにつれてダンパー力が大きくなる漸硬型の特性を示し、戻り過程では接線方向の摩擦力やエラストマー粒子の粘弾性変形によるヒステリシスを持った特性になることがわかる。設置角度0°, 45°, 90°の最大ダンパー力を比較すると、0°より45°の方が僅かに大きくなり、45°より90°の方が大きくなっている。また、Fig. 4.3およびFig. 4.4から、ダンパー力の法線方向成分と接線方向成

分では共に変位が大きくなるに従って作用する力も大きくなっていることがわかる。Fig. 4.2でダンパー力が $+z$ の向きに変位が進むにつれて大きくなる漸硬型の特性を示すのは、2.4節で説明したように、 $+z$ の向きに変位が進むにつれて粒子を圧縮変形させることで生じる法線方向の弾性力が影響しているためである。 $-z$ の向きに変位する際にヒステリシスを持つ特性となるのは、2.4節で説明したように粒子とシリンダー壁面間の摩擦により熱エネルギーに変換されることで損失したためである。また、Fig. 4.5およびFig. 4.6の圧縮力分布から、粒子は $+z$ の向きへの変位ではピストン周辺の粒子から圧縮力が大きくなり、 $-z$ の向きへの変位ではピストン周辺から圧縮力が小さくなっていることがわかる。Fig. 4.7およびFig. 4.8の速度ベクトル線図から、ピストン周辺の粒子はピストンの進行する向きに速度を持っているが、ピストン周辺以外の粒子は様々な方向に速度を持っていることがわかる。これらとFig. 2.22およびFig. 2.23から、設置角度による粒子挙動の違いはシリンダー内の空隙のでき方以外はないことがわかる。ここで、Fig. 4.2で設置角度により最大ダンパー力に違いがあることについては、ピストンが最も粒子を圧縮していない変位-5 mmでの粒子室内の空隙の形が影響していると考えられる。Fig. 2.22(d)の空隙が粒子室シリンダー側面上部のピストン面からシリンダー端面まで続いているのに対し、Fig. 4.5の空隙はピストン面側が大きくシリンダー端面までには続いておらず、Fig. 4.6の空隙はピストン面側のみにある。このため、設置角度 0° では、変位が進んでも粒子がFig. 2.22(d)の空隙に逃げ込めることと、粒子とシリンダー壁面の接触面積が小さく摩擦力が小さいため最大ダンパー力が小さいが、設置角度を大きくすると変位量に対して粒子が逃げ込める空隙が狭くなる。また粒子とシリンダー壁面の接触面積が大きくなることで摩擦力が大きくなり、設置角度 90° では、ピストン面側の空隙部の下面以降ではシリンダー側面側に粒子が逃げ込める空隙が無く、粒子とシリンダー壁面の接触面積が最も大きくなることで摩擦力も大きくなり、最大ダンパー力が設置角度 0° 、 45° より大きくなっていると考えられる。この時、空隙に移動する粒子の量がダンパー力の法線方向成分に影響し、粒子とシリンダー側面との摩擦がダンパー力の接線方向成分に影響すると考えられ、Fig. 4.3およびFig. 4.4から設置角度でダンパー力の法線方向成分、接線方向成分が変化しているのが確認できる。

以上から、ダンパー力特性の設置角度依存性は粒子が最も圧縮されていない変位-5 mmでの空隙の形が影響することが考えられるが、これにより、空隙を無くす、もしくは小さくすれば、設置角依存性を低減できるという仮説を立てることができる。

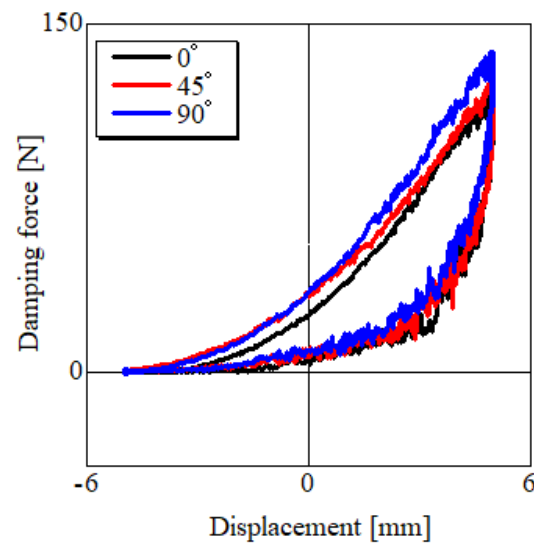


Fig. 4.2 Damper force vs. piston displacement curves. Packing fraction is 0.60, frequency is 1 Hz, material is silicone elastomer TSE3466.

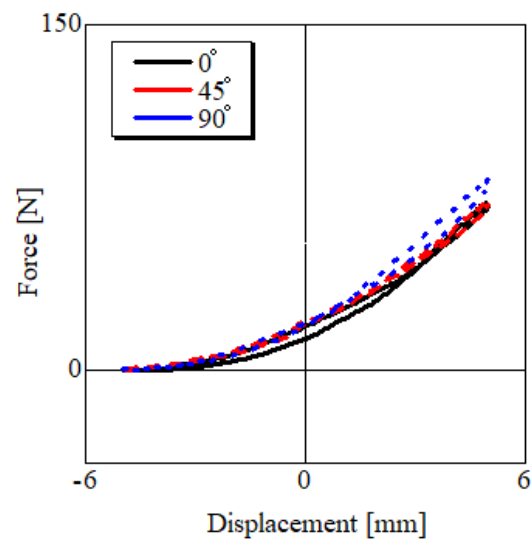


Fig. 4.3 Normal damper forces vs. displacement of the piston.

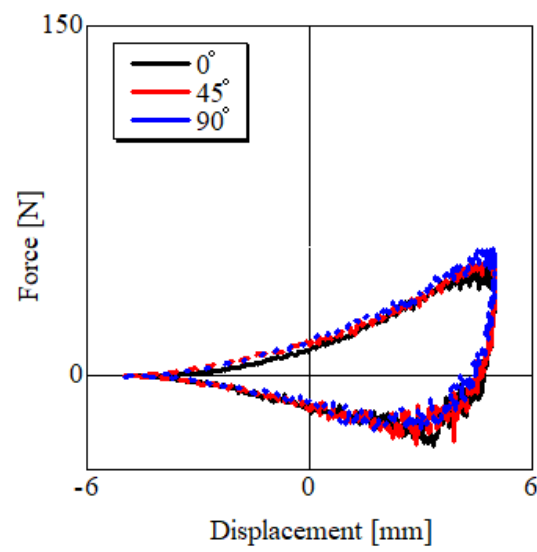


Fig. 4.4 Tangential damper forces vs. displacement of the piston.

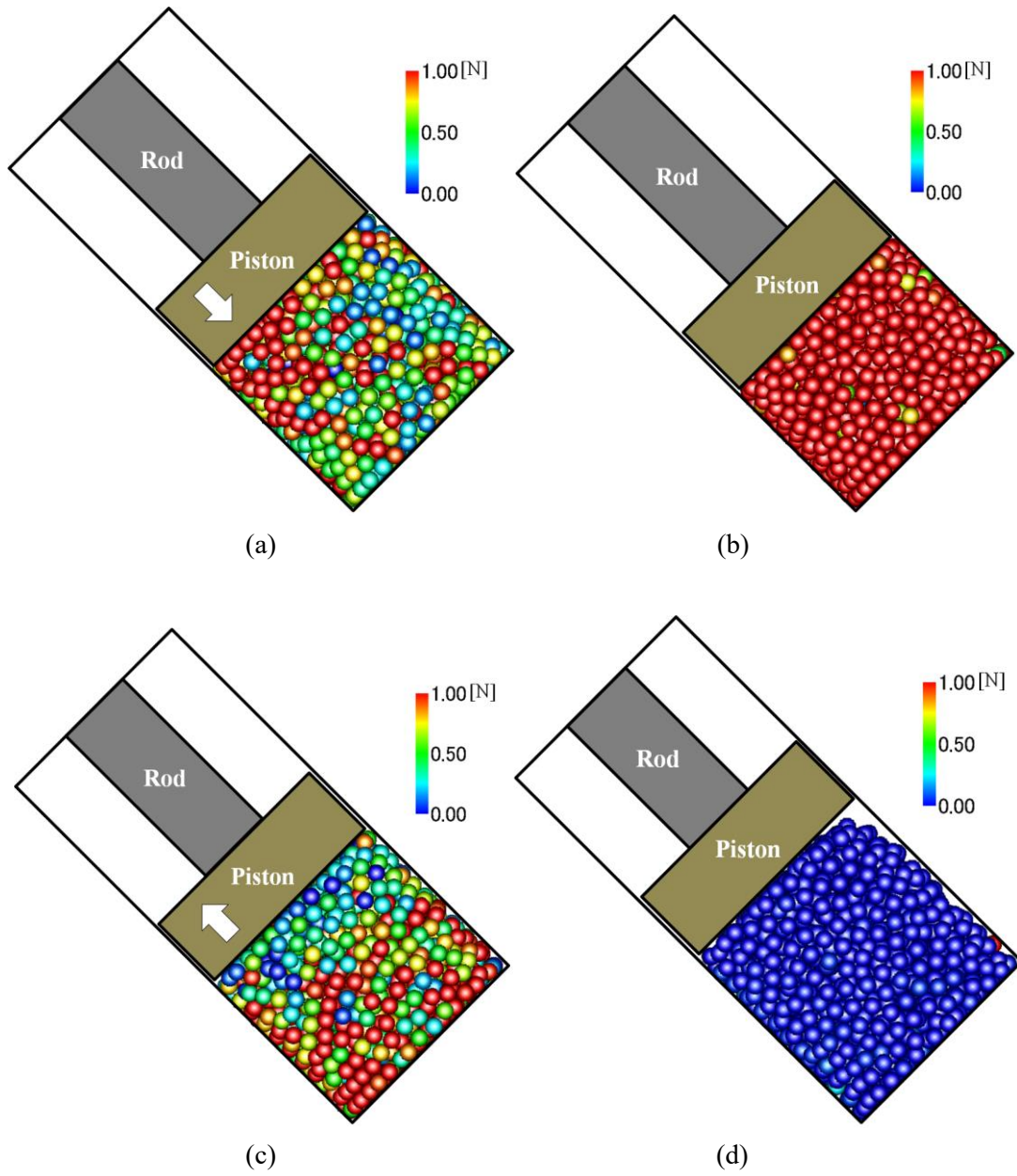


Fig. 4.5 The position of the particles and the distributions of the compressive force acting on the particles. The installation angle is 45° . The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process) and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$.

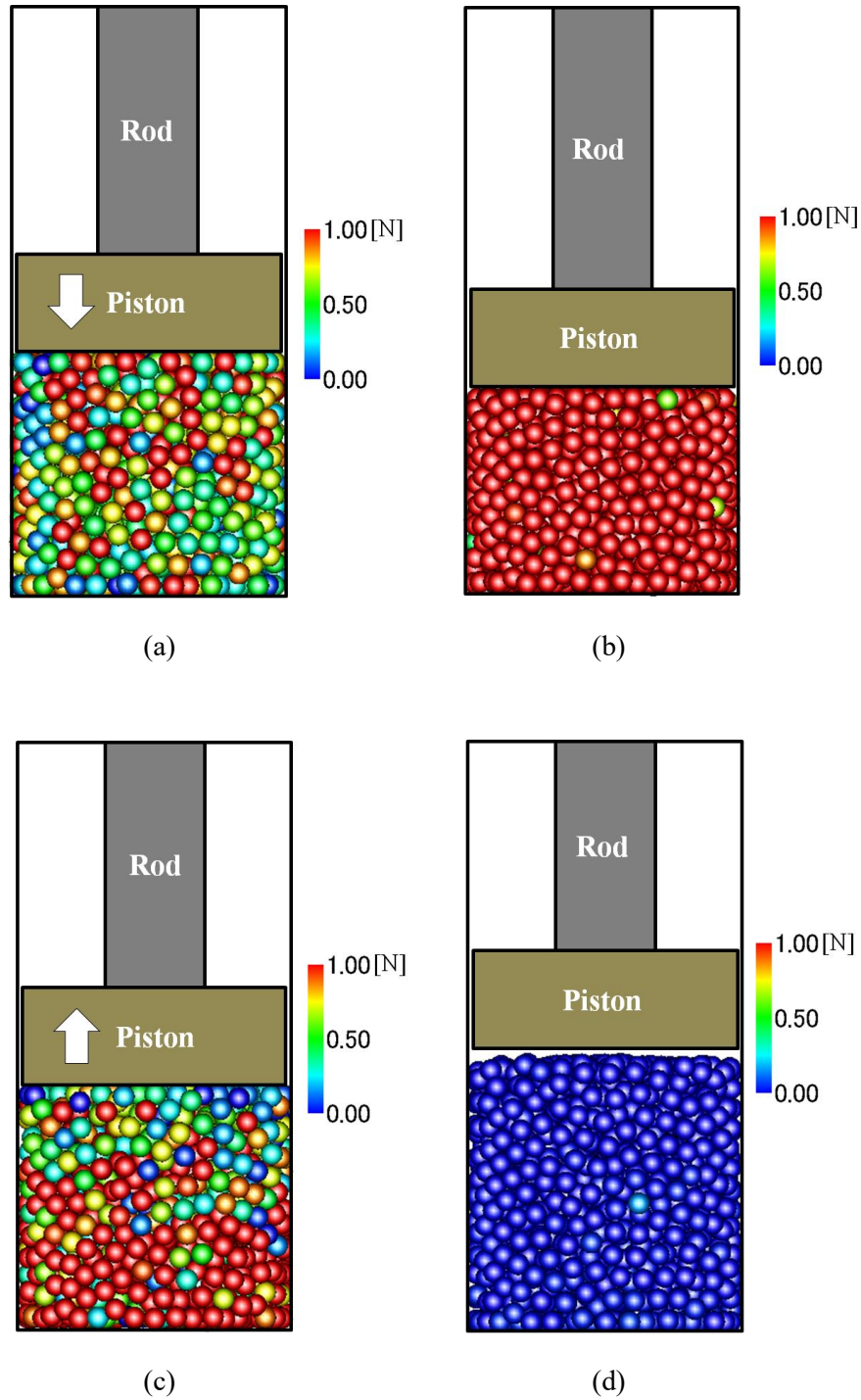


Fig. 4.6 The position of the particles and the distributions of the compressive force acting on the particles. The installation angle is 90° . The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process) and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$.

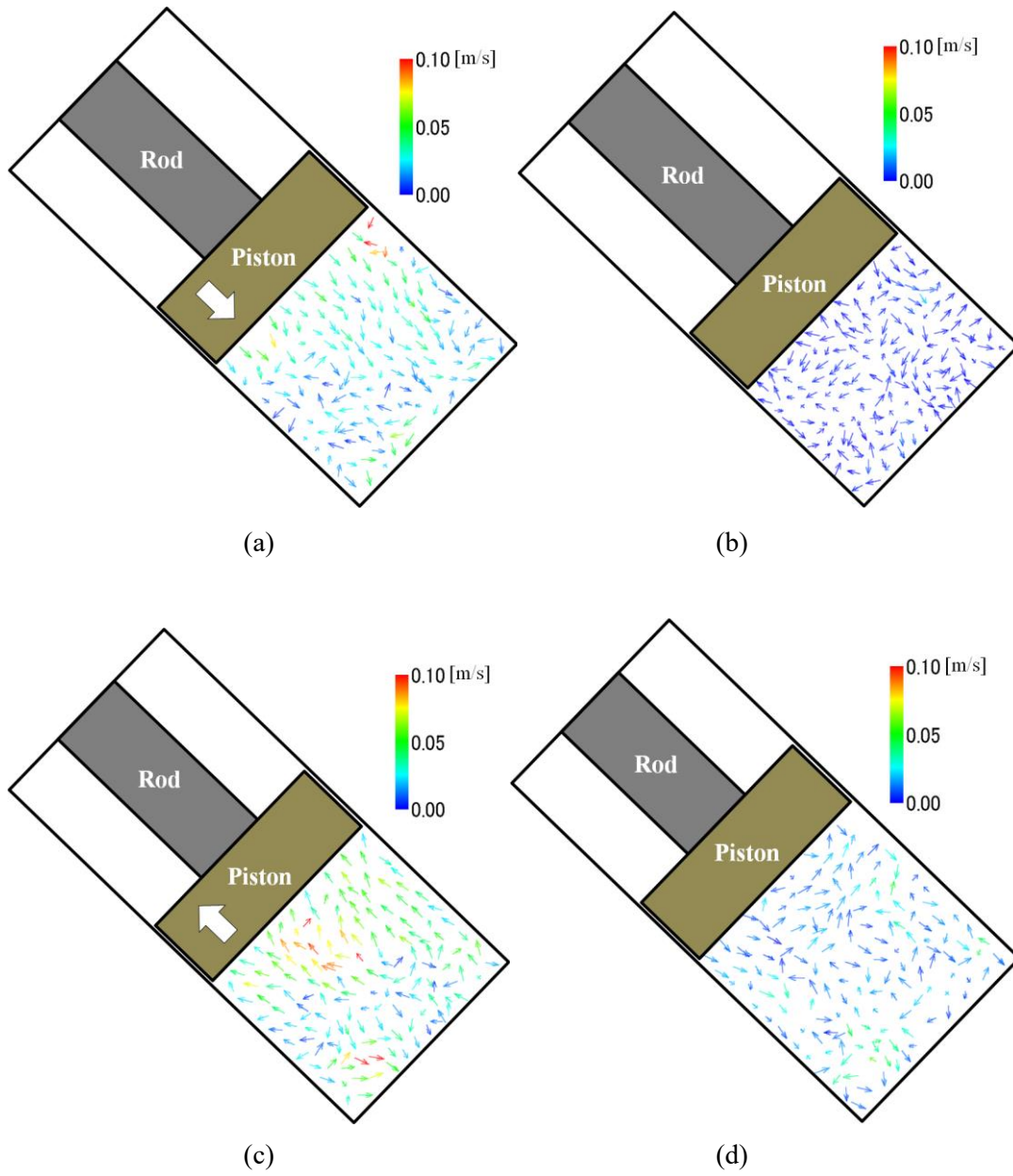


Fig. 4.7 Selected velocity vectors of the particles inside the damper. The installation angle is 45°. The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (Compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process) and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$.

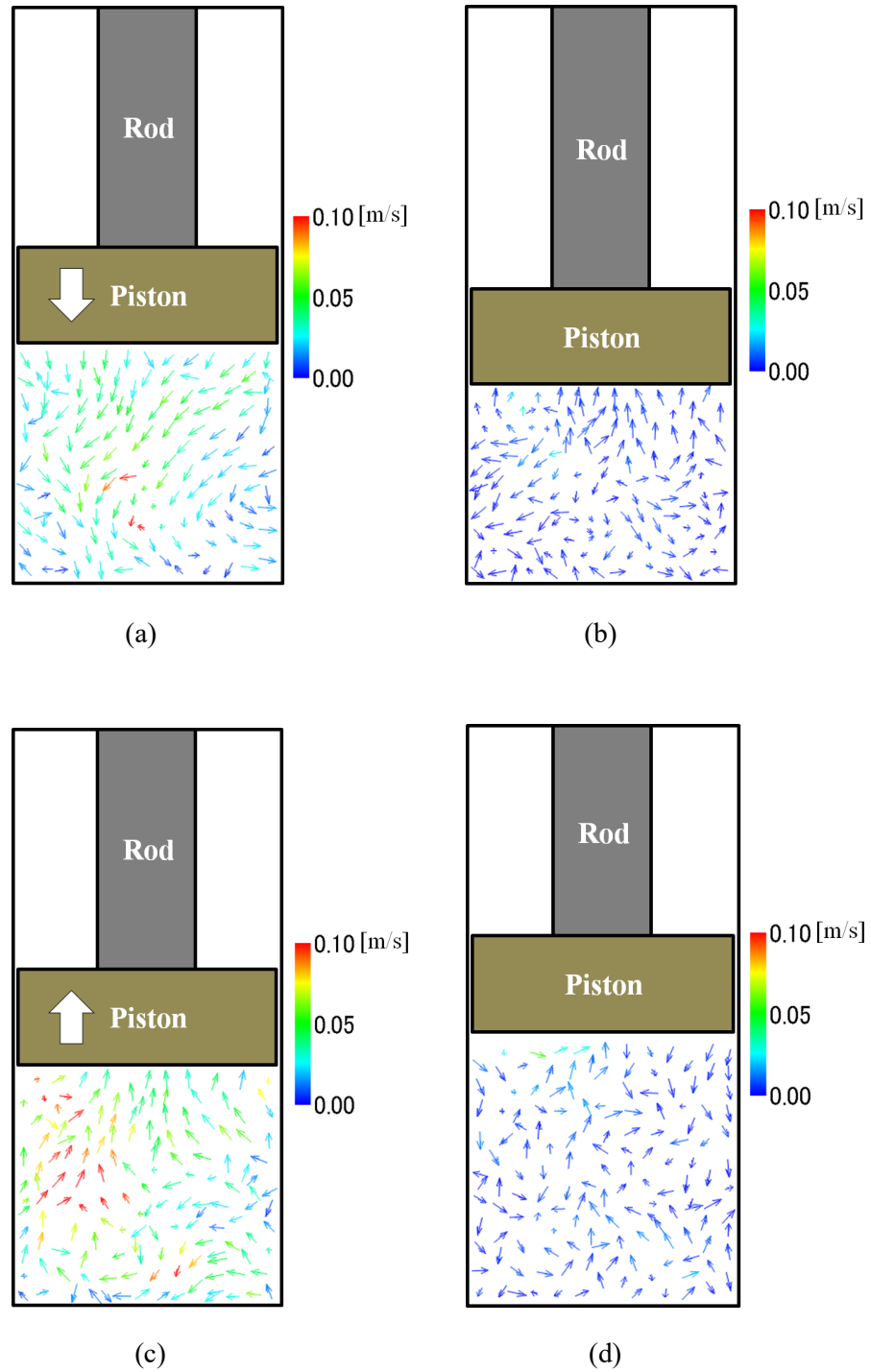


Fig. 4.8 Selected velocity vectors of the particles inside the damper. The installation angle is 90° . The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (Compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process) and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$.

4. 2. 2 粒子を片室に高充填率で充填した場合の粒子挙動とダンパー力特性

最大ダンパー力およびヒステリシスがダンパーの設置角度によって変化することについて、4.2.1節でのピストンが最も粒子を圧縮していない変位-5 mmでの粒子室内の空隙の形が影響するという考察と、空隙を小さくすることによってダンパー力特性の設置角依存性を低減できるという仮説を検証するため、充填率を0.60から0.65に高め、空隙を小さくした場合の解析を行った。Fig. 4.9に設置角度0°と90°を比較したダンパー力ー変位曲線、Fig. 4.10に設置角度0°の場合、Fig. 4.11に設置角度90°の場合の粒子の位置および圧縮力分布を示す。Fig. 4.9から、設置角度0°と90°で最大ダンパー力およびヒステリシスに大きな違いはないことがわかる。これは、Fig. 4.10およびFig. 4.11から、充填率が0.60から0.65になって粒子数が増えたことにより、変位-5 mmでのダンパー内部の空隙が無くなり、仮説の通り、設置角度を変更しても粒子が設置角度0°の場合と同じような動きをするようになったためと考えられる。以上から、ダンパーの設置角依存は充填率を高める、すなわち粒子数を増やして粒子室内の空隙を小さくすることによって低減され、充填率0.60から0.65の間で無視できる状態になることが確認できた。

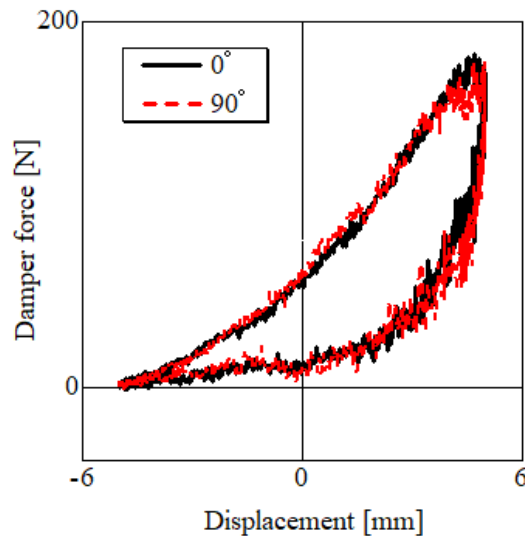


Fig. 4.9 Damper force vs. piston displacement curves of simulation results of installation angle 0° and 90°.

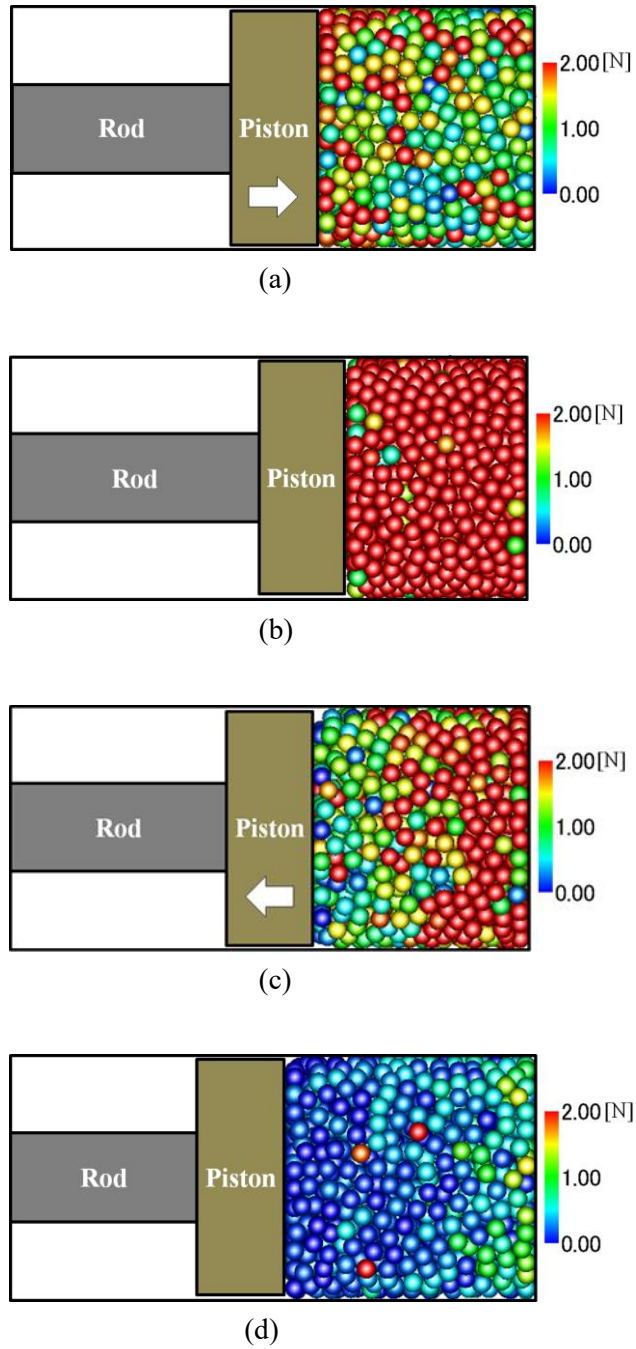


Fig. 4.10 The position of the particles and the distributions of the compressive force acting on the particles. The packing fraction is 0.65. The installation angle is 0° . The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process) and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$.

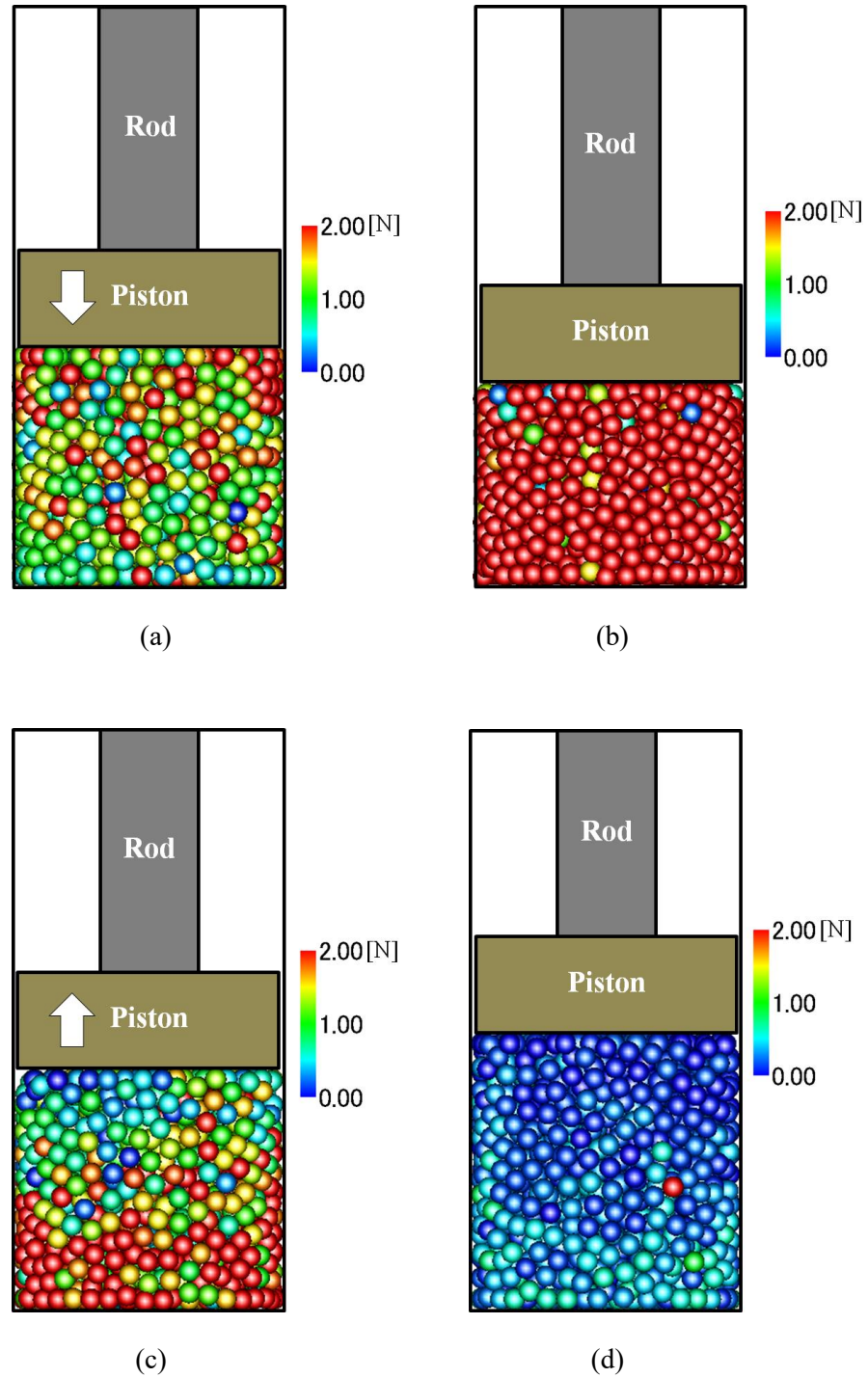


Fig. 4.11 The position of the particles and the distributions of the compressive force acting on the particles. The packing fraction is 0.65. The installation angle is 90° . The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process) and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$.

4. 2. 3 粒子を両室に充填した場合の粒子挙動とダンパー力特性

粒子を両室に充填した場合について、設置角度 0° 、 90° で充填率0.60の場合の粒子挙動とダンパー力特性について調査した。Fig. 4.12に設置角度 0° 、 90° のダンパー力-変位曲線、Fig. 4.13に設置角度 90° の場合の加振時の粒子の位置および圧縮力分布、Fig. 4.14に設置角度 90° での粒子の速度ベクトル線図を示す。Fig. 4.12から、設置角度 0° と 90° でダンパー力に大きな違いがないことがわかる。これは、粒子が片室のみに充填された場合では、 $+z$ の向きに変位が進むときはピストンにはChamber Aの粒子を圧縮する際の弾性反発力のみが作用するのに対し、粒子が両室に充填されると、Fig. 3.14のように $+z$ の向きに変位が進むときはピストンにChamber Aの粒子の圧縮による弾性反発力とChamber Bの粒子からの復元力が作用する。そのため、Chamber Aの空隙によるダンパー力の低下がChamber Bの復元力により補われることになり、設置角度によるダンパー力の違いが低減されると考えられる。これについては、 $-z$ の向きに変位が進む場合でも同様の効果が現れる。また、Fig. 4.13およびFig. 4.14から、粒子に加わる圧縮力や各粒子の挙動についてはダンパーの設置角度による変化はないことがわかる。

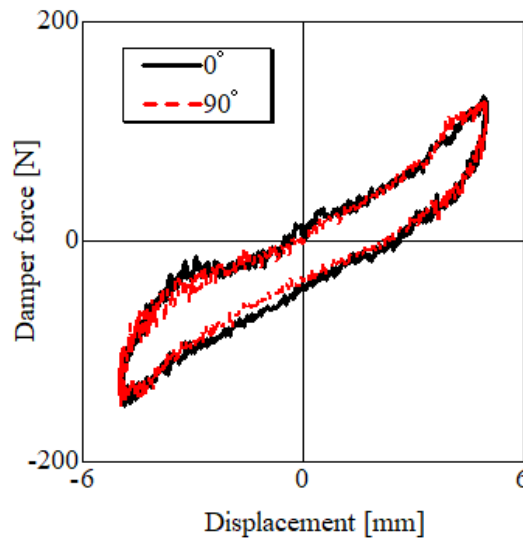


Fig. 4.12 Damping force vs. piston displacement curves of simulation results.

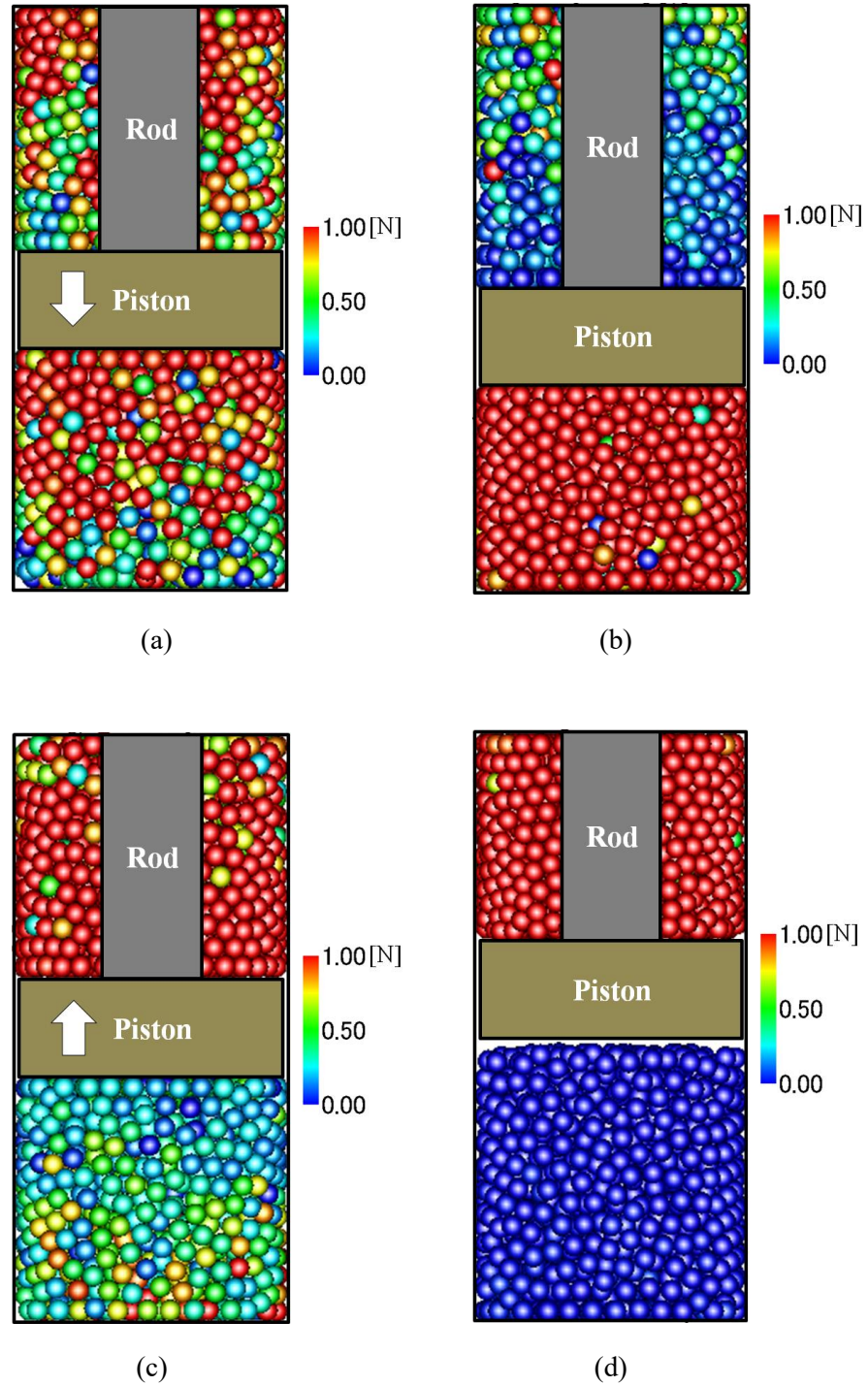


Fig. 4.13 The position of the particles and the distributions of the compressive force acting on the particles. The installation angle is 90° . The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process) and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$.

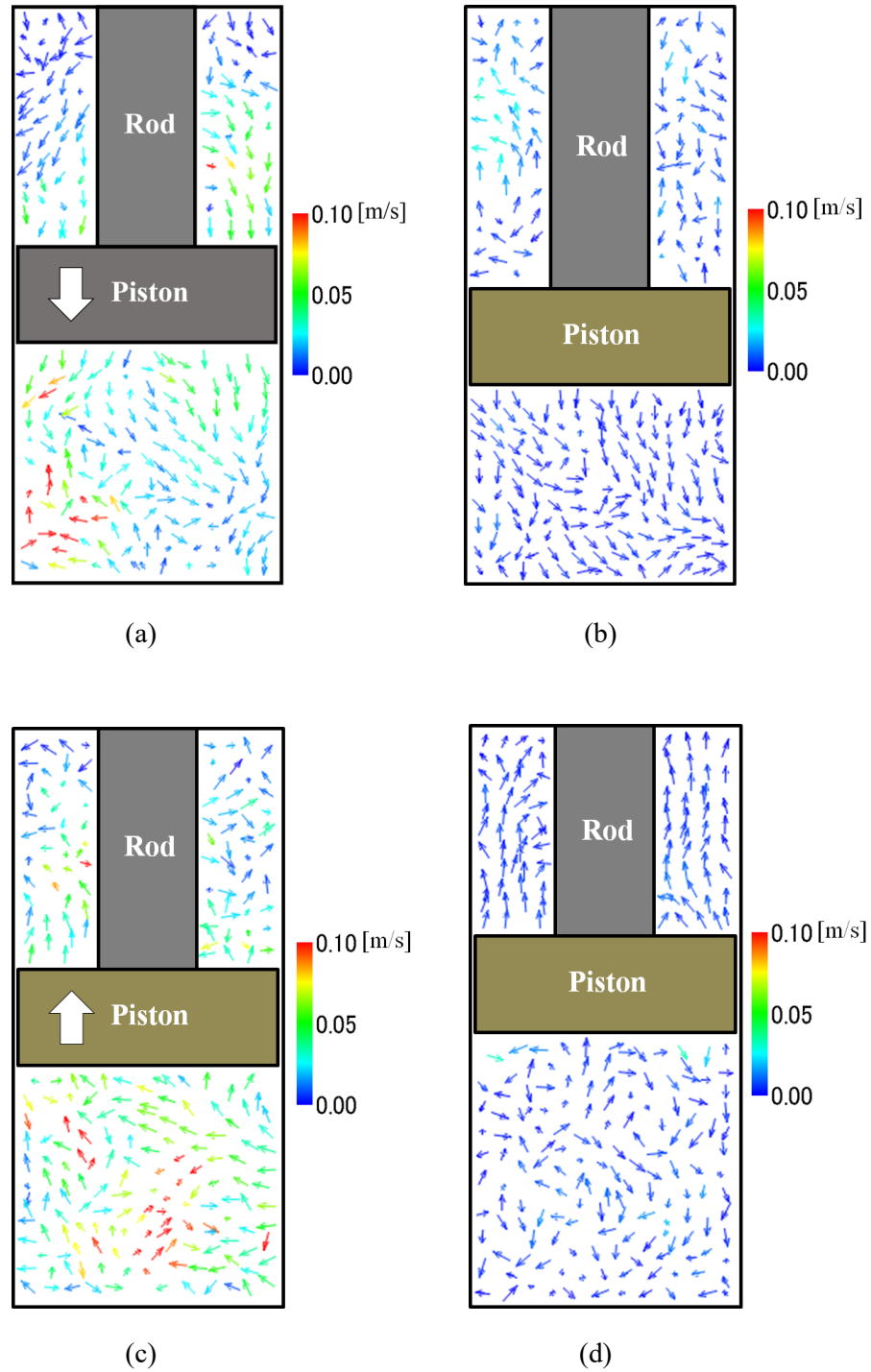


Fig. 4.14 Selected velocity vectors of the particles inside the damper. The installation angle is 90° . The position of the piston center and time are (a) $z = 0$ mm, $t/T = 0$ (Compression process), (b) $z = 5$ mm, $t/T = 0.25$, (c) $z = 0$ mm, $t/T = 0.50$ (non-compression process) and (d) $z = -5$ mm, $t/T = 0.75$.

4. 3 結言

本章では、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーについて、ダンパー力の設置角度依存性を確認するため、片室あるいは両室にエラストマー粒子を充填し、ダンパーの設置角度を変化させた場合についてDEMによる数値シミュレーションを行った。その結果から、設置角度がダンパー力に与える影響の考察を行い、以下の結論を得た。

1. ロッドのない側の部屋のみ粒子を充填した場合は、ロッドのある側の部屋が鉛直上側となるようにダンパーの設置角度を水平から鉛直に近づけていくと、最大ダンパー力とヒステリシスが大きくなる。この時、ダンパー力は水平設置の場合と変わらず、法線方向の弾性反発力と接線方向の摩擦力が支配的である。
2. 粒子の挙動については、設置角度による粒子の圧縮力分布や速度ベクトル線図の傾向に大きな違いはないが、設置角度によって粒子が最も圧縮されていない変位でのピストン面側の空隙の大きさが異なる。空隙のでき方によって粒子の逃げ場が変化することが設置角度依存の原因と考えられる。
3. 設置角度依存性は、粒子の充填率を高め、粒子数を増やすことによって低減できる。これは、シリンダー内の空隙が小さくなるためである。
4. 両室に粒子を充填した場合では、設置角度を変更してもダンパー力特性に大きな変化はなく、粒子の挙動についても、設置角度による粒子の圧縮力分布や速度ベクトル線図の傾向に大きな違いはない。反対側の部屋にある粒子の圧縮復元力がダンパー力の変化を低減する方向に作用するためであると考えられる。

第 5 章 総括

本研究では、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーにて、片室および両室にエラストマー粒子を充填した場合のダンパー力特性、ダンパー力の生成メカニズムおよびダンパーの設置角度がダンパー力特性に与える影響についての調査、考察を行った。以下、各章における総括を述べ、最後に本論文の結論を述べる。

第2章では、片室にエラストマー粒子を充填した場合のダンパー力特性およびダンパー力生成メカニズムの調査、考察を行った。ダンパー力は各条件においてヒステリシスを持つ漸硬型の特性を有し、変位に対し位相進みがある。ダンパー力は、法線方向の弾性力と接線方向の摩擦力の影響を大きく受け、弾性力は粒子が圧縮されることによって生じる圧縮反発力が主体的であり、摩擦力は粒子とシリンダー壁面との滑り摩擦によって生じている。また、粒子充填率、加振周波数、粒子材質に影響するヤング率、および粒子径を大きくする、あるいはストローク中心位置を粒子充填空間が小さくなるように変更すると、最大ダンパー力、ヒステリシスおよび減衰エネルギーが増加する。

第3章では、両室にエラストマー粒子を充填した場合のダンパー力特性およびダンパー力生成メカニズムの調査、考察を行った。ダンパー力は各条件においてヒステリシスを持つ漸硬型の特性を有し、変位に対し位相進みがあり、ダンパー力の曲線は原点に対して非対称となっている。法線方向の弾性力と接線方向の摩擦力がダンパー力に大きく影響を及ぼし、弾性力は粒子が圧縮されることによって生じる圧縮反発力が主であり、摩擦力は粒子とシリンダー壁面およびロッド壁面との滑り摩擦により生じており、ダンパー力の曲線の非対称性は粒子とロッド壁面との摩擦力と各Chamber内の空隙の大きさが影響している。この非対称性は各Chamberの充填率を変えることによって調整できる。また、粒子充填率、加振周波数、粒子材質および硬度に影響するヤング率を大きくすると、最大ダンパー力、ヒステリシスおよび減衰エネルギーが増加する。

第4章では、ダンパーの設置角度がダンパー力特性に与える影響についてシミュレーションによる調査、考察を行った。ダンパー力は、ロッドのない側の部屋のみ粒子を充填した場合では、ダンパーの設置角度を水平から鉛直に近づけていくと、最大ダンパー力とヒステリシスが大きくなり、法線方向の弾性力と接線方向の摩擦力が支配的となる。設置角度による粒子の圧縮力分布や速度ベクトル線図の傾向に大きな違いはないが、設置角度によって粒子が最も圧縮されていない変位でのピストン面側の空隙の大きさが異なり、この空隙がダンパー力設置角依存の原因と考えられる。設置角度依存は、粒子の充填率を高めて粒子数を増やし、空隙を小さくすることによって低減できる。両室に粒子を充填した場合では、設置角度を変更してもダンパー力特性に大きな変化は無く、設置角度による粒子の圧縮力分布や速度ベクトル

ル線図の傾向に大きな違いもない。また、第2章から第4章で行われたシミュレーション結果は、実験結果と定性的および定量的に良く一致する。

本研究により、エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーの様々な条件がダンパー力特性に与える影響とダンパー力生成メカニズムの解明、およびダンパー力特性の基本的なチューニング手段が確立された。

ここで、本研究で用いたダンパーの製品への適用性について述べる。粒子を片室のみに充填したダンパーについては、一つの向きにのみ抵抗力を持つ特性から、衝撃吸収ダンパーへの適用が期待される。粘性を利用した複筒式の衝撃吸収ダンパーと比較すると、液漏れの防止や構造を簡素化できる可能性があるため、本ダンパーの利点を生かすことができる。粒子を両室に充填したダンパーについては、ヒステリシスをもつ漸硬型のダンパー力特性を持つことから、免振ダンパーへの適用が期待される。積層ゴムなどではダンパー力特性はゴムの持つ粘弾性の特性に依存するため、本ダンパーの粒子と壁面間の摩擦力を利用することで、積層ゴムなどより高い減衰エネルギーを有するダンパーにできる可能性がある。以上から、本研究は社会的およびダンパーの今後の研究に有用であると考ええる。

最後に、本研究で得られた成果が様々なダンパーを必要とする場面で活かされ、幅広い産業で実用化されることを期待する。

参考文献

- [1] IMV株式会社, なるほど! 振動計, Chapter3 テクニカルガイド, https://www.imv.co.jp/pr/naruhodo_vibrograph/chapter03/, 2020.
- [2] JISB0153:2001, 機械振動・衝撃用語, <https://kikakurui.com/b0/B0153-2001-01.html>, 2001.
- [3] 国松 直, シリーズ「振動に関わる苦情への対応」第2回 振動の基礎:振動の発生と伝搬, 総務省公害等調整委員会機関誌ちようせい, Vol. 74, 2013.
- [4] KYB株式会社, 自動車のサスペンションー構造・理論・評価, グランプリ出版, 2013, p. 103-104.
- [5] 大亦 絢一郎, 各種ダンパの特徴と実用例, 日本機械学会誌, Vol. 110(1062), 2007, p. 49-52.
- [6] 日立オートモティブシステムズ株式会社, 免震・制震オイルダンパーカタログ, https://www.hitachi-automotive.co.jp/products/aft/aft_03/aft_03.pdf, 2014.
- [7] 坂本 政明, オイルダンパの各方面への応用, 日本機械学会誌, Vol. 65(522), 1962, p. 53-59.
- [8] 下田 郁夫, 高粘性ダンパーに関する研究(粘弾性モデル化と設計手法の提案), 日本機械学会論文集C編, Vol. 60-570, 1994, p. 112-117.
- [9] 深沢 剛司, 岡村 茂樹, 柚木 孝裕, 宮川 高行, 山本 智彦, 渡壁 智祥, 諸菱 亮太, 藤田 聡, 高振動数・低振幅に着目したオイルダンパーの解析モデルに関する検討, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 83(754), 2018, p. 1777-1787.
- [10] 高橋 治, 露木 保男, 五十幡 直文, 松崎 育弘, 藤田 隆史, 減衰特性および各種依存性を考慮した建築用オイルダンパーの開発と解析モデルに関する研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 70(594), 2005, p. 49-56.
- [11] 浅見 敏彦, 関口 久美, 流体減衰器のダンピング特性(オイルフィルタダンパ, オイルダンパと空気ダンパ), 日本機械学会論文集C編, Vol. 57-534, 1991, p. 95-103.
- [12] 高橋 治, 関口 洋平, 露木 保男, 松崎 育弘, 藤田 隆史, 微小振幅下のオイルダンパーの力学モデルに関する研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 71(602), 2006, p. 103-110.
- [13] 樋渡 健, 藤谷 秀雄, 可変オイルダンパーの減衰性能の簡易定量化手法に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 73(629), 2008, p. 1071-1077.
- [14] 関口 久美, 浅見 敏彦, オイルダンパの基礎的研究(第1報, 定常流として解析した場合), 日本機械学会論文集C編, Vol. 47-423, 1981, p. 1476-1483.
- [15] 関口 久美, 浅見 敏彦, オイルダンパの基礎的研究(第2報, 非定常流として解析した場合), 日本機械学会論文集C編, Vol. 48-433, 1982, p. 1427-1435.

- [16] 浅見 敏彦, 関口 久美, オイルダンパの基礎的研究(第3報, デカルト座標系と円筒座標系による解の比較), 日本機械学会論文集C編, Vol. 49-442, 1983, p. 1011-1021.
- [17] 浅井 福太郎, 尾崎 正巳, 篠原 昌寿, 五十田 博, 高橋 治, 富澤 徹弥, 中村 仁, 松田 昌洋, 応答低減目標を定めた高減衰オイルダンパーの木造住宅への適用, 日本建築学会技術報告集, Vol. 21(48), 2015, p. 597-601.
- [18] 葉山 眞治, オイルダンパー内粘性力の振動数依存性について, 日本船舶機関学会誌, Vol. 22(8), 1987, p. 529-532.
- [19] 浅見 敏彦, 入部 恭輔, 桃瀬 一成, 細川 敬延, オイルダンパにおける油の圧縮性の影響について, 日本機械学会論文集C編, Vol. 58-549, 1992, p. 1592-1600.
- [20] 浅見 敏彦, 木村 文義, 動圧オイルダンパの減衰力の温度依存性について, 日本機械学会論文集, Vol. 65(629), 1999, p. 88-95.
- [21] 波田 雅也, 蔵治 賢太郎, 右高 裕二, 牛島 栄, 橋梁の耐震補強に用いるダイス・ロード式摩擦ダンパーの開発, 土木学会論文集A1(構造・地震工学), Vol. 75(2), 2019, p. 95-110.
- [22] オイレス工業株式会社, CFD 摩擦ダンパー, <https://www.oiles.co.jp/menshin/building/seishin/products/cfd/>, 2020.
- [23] 白井 和貴, 佐野 剛志, 鈴井 康正, 蔭山 満, 菊池 優, 変位依存型の可変減衰力特性を有する摩擦ダンパーの開発, 日本建築学会技術報告集, Vol. 18(38), 2012, p. 85-90.
- [24] 森下 邦宏, 平井 潤, 本田 誠, 井上 幸一, 複数摺動面を有する摩擦型ダンパーの実験的研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 68(574), 2003, p. 61-68.
- [25] 若林 信宏, 大亦 絢一郎, 齋藤 宏和, 漸硬形抵抗力特性を有する摩擦ダンパの研究, 日本機械学会論文集, Vol. 73(732), 2007, p. 2189-2196.
- [26] 山口 秀谷, 吉田 秀久, 円柱形摩擦ブロックと傾斜レバーで構成された比例摩擦ダンパに関する研究(基本的特性の検討), 日本機械学会論文集C編, Vol. 76-765, 2010, p. 1178-1184.
- [27] 岡野 恭久, 松岡 太一, 大亦 絢一郎, ニリンク・三関節をもつアーム形摩擦ダンパの研究, 日本機械学会論文集C編, Vol. 69-678, 2003, p. 335-342.
- [28] 渡邊 鉄也, 鈴木 浩平, 飯山 文也, 袖山 博, 回転型磁気摩擦ダンパの基本特性に関する研究, 日本機械学会論文集C編, Vol. 67-659, 2001, p. 2136-2142.
- [29] 寺井 雅和, 佐藤 孝典, 吉岡 智和, 南 宏一, アルミを挟んだ風地震ハイブリッド摩擦ダンパーに関する研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 73(633), 2008, p. 2037-2044.
- [30] 株式会社トキワシステム, 制震ダンパーとは? その種類や特徴について解説, <http://www.tokiwa-system.com/column/column11/>, 2020.
- [31] 日鉄エンジニアリング株式会社, 免震NSUダンパー, https://www.eng.nipponsteel.com/steelstructures/product/base_isolation/damper_u/lineup_du/, 2020.

- [32] 吉敷 祥一, 大河原 勇太, 山田 哲, 和田 章, 免震構造用U字形鋼材ダンパーの繰り返し変形性能に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 73(624), 2008, p. 333-340.
- [33] 笠井 和彦, 馬場 勇輝, 西澤 恵二, 引野 剛, 伊藤 浩資, 大木 洋司, 元結 正次郎, 鋼材ダンパーを有する試験体の実験結果, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 77(673), 2012, p. 499-508.
- [34] 宮津 裕次, 大崎 純, 野添 順規, 鋼材パネルダンパーの開口部形状最適化, 構造工学論文集, Vol. 61B, 2015, p. 489-494.
- [35] 山田 哲, 小林 良平, エネ・ディアナ, 焦 瑜, 吉敷 祥一, 小西 克尚, 帆足 勇磨, 西本晃治, 免震構造用U型鋼材ダンパーの水平2方向載荷実験に用いる標準載荷履歴の提案, 日本建築学会技術報告集, Vol. 22(50), 2016, p. 127-132.
- [36] 小池 洋平, 谷中 聡久, 宇佐美 勉, 葛 漢彬, 尾下 里治, 佐合 大, 鶴野 禎史, 高機能補剛せん断パネル型ダンパーの開発に関する実験的研究, 構造工学論文集, Vol. 54A, 2008, p. 372-381.
- [37] 中原 浩之, 伊藤 優佑, 廣田 周一郎, 楠本 美里, 普通鋼を用いた履歴型ダンパーの塑性変形性能に関する解析的研究, 長崎大学大学院工学研究科研究報告, Vol. 49(92), 2019, p. 35-42.
- [38] 頭井 洋, 田中 賢太郎, 松村 政秀, 佐合 大 姫野 岳彦, 地震動に対するベローズダンパーの疲労損傷評価, 鋼構造論文集, Vol. 26(101), 2019, p. 43-56.
- [39] wikipedia, 動吸振器, <https://ja.wikipedia.org/wiki/%E5%8B%95%E5%90%B8%E6%8C%AF%E5%99%A8>, 2020.
- [40] 京都工芸繊維大学, 産学公連携推進センター, 知のシーズ集2019, https://www.liaison.kit.ac.jp/liaison/db/seeds_9f7dab4b50a438998897297df610708ef6623fa2.pdf, 2020.
- [41] 杉村 義文, 五十子 幸樹, 後藤 航, 斉藤 賢二, 井上 範夫, 同調粘性マスダンパーの鉄筋コンクリート造建物への有効性の検討, 日本建築学会技術報告集, Vol. 17(37), 2011, p. 841-846.
- [42] 荒井 達朗, 油川 健樹, 五十子 幸樹, 堀 則男, 井上 範夫, 同調粘性マスダンパーの有効性の検証と弾塑性構造物への適用性, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 74(645), 2009, p. 1993-2002.
- [43] 株式会社ブリヂストン, 防振ゴム標準品カタログ, https://www.bridgestone.co.jp/products-/dp/rubber/pdf/V023_catalog.pdf, 2015.
- [44] 株式会社ブリヂストン, 建築免震用積層ゴム製品仕様一覧, Vol. 2, 2018, p. 1-14.
- [45] 鈴木 公平, 中尾 貞治, 津之下 睦, 高島 英幸, 非線形型粘弾性ダンパーを有する間柱型制振架構の減衰性能評価と動的挙動, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 83(745), 2018, p. 373-383.

- [46] 曾田 五月也, 高橋 雄司, ランダム加力による粘弾性ダンパーの振動数依存性の定量化, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 62(498), 1997, p. 43-49.
- [47] 黄 一華, 加藤 敬史, 和田 章, 岩田 衛, 竹内 徹, 大熊 潔, 振動数と温度に依存する粘弾性ダンパーの動的力学モデル, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 64(516), 1999, p. 91-98.
- [48] 大木 洋司, 笠井 和彦, 振幅依存性を持つイソブチレン・スチレン系粘弾性ダンパーの等価線形化と制振構造設計法への応用, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 75(653), 2010, p. 1209-1216.
- [49] 正木 信男, 太田 雅巳, 藤田 聡, 山家 弘行, 高減衰ゴムダンパの微小変位振幅領域における減衰特性に関する研究, 日本機械学会論文集C編, Vol. 63-611, 1997, p. 2243-2249.
- [50] 曾田 五月也, 柿本 和茂, 関谷 英一, 軟化型・硬化型非線形粘弾性ダンパーの力学モデル, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 67(551), 2002, p. 45-52.
- [51] 石川 理都子, 諏訪 仁, 関 松太郎, 非線形粘弾性ダンパーのモデル化に関する検討, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 66(544), 2001, p. 47-52.
- [52] 中村 尚弘, 鈴木 琢也, 笠井 和彦, 大木 洋司, 振動数・温度・歪レベルに依存する粘弾性ダンパーの実用的な時刻歴応答解析法, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 74(640), 2009, p. 1063-1072.
- [53] 竹内 徹, 岩田 衛, 大熊 潔, 黄 一華, 笠井 和彦, 和田 章, ばね付き粘弾性体によるテンション構造の制振, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 65(527), 2000, p. 117-124.
- [54] H.V. Panossian, Structural damping enhancement via non-obstructive particle damping technique, *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 114(1), 1992, pp. 101-105.
- [55] W. Liu, G.R. Tomlinson, J.A. Rongong, The dynamic characterization of disk geometry particle dampers, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 280(3-5), 2005, pp. 849-861.
- [56] E. Dehghan-Niri, S.M. Zahrai, A.F. Rod, Numerical studies of the conventional impact damper with discrete frequency optimization and uncertainty considerations, *Scientia Iranica Transaction A: Civil Engineering*, Vol. 19(2), 2012, pp. 166-178.
- [57] S.M. Zahrai, A.F. Rod, Shake table tests of using single-particle impact damper to reduce seismic response, *Asian Journal of Civil Engineering*, Vol. 16-3, 2015, pp. 471-487.
- [58] Z. Lu, S.F. Masri, X. Lu, Studies of the performance of particle dampers attached to a two-degrees-of-freedom system under random excitation, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 17, 2011, pp. 1454-1471.
- [59] S.M. Zahrai, A.F. Rod, Effect of impact damper on SDOF system vibrations under harmonic and impulsive excitations, *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 181, 2009, 012066.

- [60] Y. Takahashi, M. Sekine, Examination of particle behavior in container on multi-particle collision damper, *Machines*, Vol. 3, 2015, pp. 242-255.
- [61] M. Saeki, Energy dissipation model of particle dampers, *50th AIAA/ASME/ASCE/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, 2009, AIAA, pp. 2009-2692.
- [62] M. Inoue, I. Yokomichi, K. Hiraki, Particle damping with granular materials for multi degree of freedom System, *Shock and Vibration*, Vol. 18, 2011, pp. 245-256.
- [63] M. Sanchez, G. Rosenthal, L.A. Pagnaloni, Universal response of optimal granular damping devices, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 331, 2012, pp. 4389-4394.
- [64] Z. Lu, X. Lu, W. Lu, S.F. Masri, Shaking table test of the effects of multi-unit particle dampers attached to an MDOF system under earthquake excitation, *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, Vol. 41, 2012, pp. 987-1000.
- [65] Y. Du, S. Wang, Y. Zhu, L. Li, G. Han, Performance of a new fine particle impact damper, *Advances in Acoustics and Vibration*, Vol. 2008, 2008, Article ID 140894.
- [66] Y. Ido, K. Hayashi, Damping force of damper utilizing a spherical particle assemblage, *Proceedings of 15th International Conference on Experimental Mechanics*, 2012, Paper ref: 2714.
- [67] K. Hayashi, T. Kawai, Y. Ido, Y. Kiuchi, Damping force of a particles damper in the presence of magnetic field, *Journal of the Japan Society of Applied Electromagnetics and Mechanics*, Vol. 20(1), 2012, pp. 274-279, in Japanese.
- [68] Y. Ido, M. Hanai, T. Kawai, K. Hayashi, A. Toyouchi, Effects of container size, stroke and frequency on damping properties of a damper using a steel particle assemblage, *Advanced Experimental Mechanics*, Vol. 1, 2016, pp. 105-110.
- [69] M. Hanai, Y. Ido, Y. Iwamoto, T. Nishizawa, K. Hayashi, Discrete element method simulation of dynamic behavior of particles in a damper using a steel particle assemblage, *Asian Conference on Experimental Mechanics 2016 Abstract PDF Files*, No.160310, 2016. pp. 352-353.
- [70] Y. Morishita, Y. Ido, K. Maekawa, A. Toyouchi, Basic damping property of a double rod type damper utilizing an elastomer particle assemblage, *Advanced Experimental Mechanics*, Vol. 1, 2016, pp. 93-98.
- [71] R. Kawamoto, Y. Ido, A. Toyouchi, Damping properties of a damper using an elastomer particle assemblage containing fine particles, *Advanced Experimental Mechanics*, Vol. 1, 2016, pp. 99-104.
- [72] Kathir Kishan Kalaiselvan, Yasushi Ido, Yuhiro Iwamoto and Atsushi Toyouchi, Experimental Investigation of Angle Dependent Torque Properties of a Particle Rotary Damper Using a Magnetic Elastomer Particle Assemblage, *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, Vol. 64, 2020, pp. 737-743.

- [73] 飯田 和幸, 魚井 玲, 徳永 裕之, 見坐地 一人, 柴田 耕一, 非対称復元力特性を示す車両用ダンパーアセンブリの振動応答解析, 日本機械学会論文集C編, Vol. 74-748, 2008, p. 84-91.
- [74] ヤマハ発動機株式会社, コンポーネント技術 特集, パフォーマンスダンパーの開発, https://global.yamaha-motor.com/jp/design_technology/technical/feature/pdf/browse/38ts_01.pdf#_ga=2.85352848.888074891.1604305058-610420353.1602830419, 2020.
- [75] 一般社団法人日本免震構造協会, 免震について, 免震建築とは?, https://www.jssi.or.jp/menshin/m_kenchiku.html, 2020.
- [76] 東野 さやか, 北村 春幸, 粘性ダンパーを付与した免震構造のエネルギーの釣合に基づく応答評価法, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 70(588), 2005, p. 79-86.
- [77] 藤田 聡, 皆川 佳祐, 長田 修一, 田中 剛, 産業施設を対象とした粘性-摩擦直列ダンパーに関する研究(ダンパーの構造と基本性能), 日本機械学会論文集, Vol. 82-838, 2016, 15-00493.
- [78] 下田 郁夫, 池永 雅良, 田中 剛, ビンガム特性ダンパー, 日本機械学会関東支部第8期総会講演会講演論文集, 2002, p. 69-70.
- [79] 嶺脇 重雄, 山本 雅史, 曾根 孝行, 中原 学, 露木 保男, 高減衰オイルダンパーの実大性能実験, 日本建築学会技術報告集, Vol. 22(52), 2016, p. 881-884.
- [80] 田部井 直哉, 堀 則男, 井上 範夫, 性能可変オイルダンパーの開発および免震構造物への適用性, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 74(636), 2009, p. 259-266.
- [81] 日鉄エンジニアリング株式会社, 免制震デバイス, 免制震デバイスとは?, https://www.eng.nipponsteel.com/steelstructures/product/base_isolation/, 2020.
- [82] 池田 学, 豊岡 亮洋, 松本 信之, 市川 篤司, 長谷川 淳史, 西村 昭彦, 家村 浩和, パッシブ型負剛性摩擦ダンパーの適用による鉄道橋の耐震性評価, 土木学会構造工学論文集, Vol. 58(A), 2012, p. 504-517.
- [83] 笠井 和彦, 山際 創, 西島 正人, 馬場 勇輝, 伊藤 浩資, 引野 剛, 大木 洋司, 粘性ダンパーをもつ実大5層鉄骨建物の3次元震動台実験, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 79(695), 2014, p. 47-56.
- [84] 坂田 弘安, 笠井 和彦, 和田 章, 緑川 光正, 大木 洋司, 中川 徹, 松田 和浩, 速度依存ダンパーをもつ木質架構の振動台実験, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 72(615), 2007, p. 161-168.
- [85] 丹羽 直幹, 構造物に設置されたオイルダンパの必要減衰力に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 66(545), 2001, p. 43-50.
- [86] 高橋 治, 露木 保男, 五十幡 直文, 松崎 育弘, 藤田 隆史, ブレース型オイルダンパーの減衰特性および解析モデルに関する研究, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 70(594), 2005, p. 57-64.

- [87] リョービ株式会社, 建築用品総合カタログ, <https://www.ryobi-group.co.jp/projects/builder/catalog/book/01/dpm/html5.html#page=1>, 2019.
- [88] 杉田エース株式会社, DORMA ハートカムドアクローザ, https://www.sugitace.co.jp/products/dorma/pdf/door_closer_vol6.pdf, 2020.
- [89] 岸野正剛, 今日から使える物理数学普及版 難解な概念を便利な道具にする, 講談社 BLUE BACKS, 2018, p. 89.
- [90] 不二ラテックス株式会社, ショックアブソーバ製品カタログ, https://www.fujilatex.co.jp/wp/wp-content/uploads/2020/07/FA-1212CFA-1212L_2020.pdf, 2020.
- [91] 伊岳商事株式会社, 取扱商品, バッファストップ, <http://www.itake.co.jp/products/10-7.html>, 2020.
- [92] 荒木 嘉昭, 結城 康式, 横道 勲, 陣内 靖介, 粉粒体衝撃ダンパの特性, 日本機械学会論文集C編, Vol. 50-458, 1984, p. 1978-1984.
- [93] スーチュー クラウデュ ヴァレンティン, コロイダルダンパーの衝撃特性に関する実験的研究, 日本機械学会Dynamics and Design Conference 2009 CD-ROM論文集, No. 09-23, 2009.
- [94] 梶原 伸治, 重量物搬送装置の段差乗越え時の衝撃吸収性能向上, 日本実験力学学会誌 実験力学, Vol. 17(2), 2017, p. 147-152.
- [95] 今泉 一仁, 渡辺 徹也, 鎌田 恒夫, 仁木 誠, 中井 一郎, 防振ゴム成形体, 特開平 6-50384, 1994.
- [96] KYB株式会社, ショックアブソーバの構造・種類について, <http://www.kybclub.com/shockabsorber/structure.html>, 2020.
- [97] 合同会社富樫研究開発, 35. 減衰力の測定-減衰力特性図, http://a011w.broada.jp/cantalwaysget/D_course/pages/d-35.html, 2020.
- [98] P.A. Cundall, O.D.L. Strack, A discrete numerical model for granular assemblies, *Géotechnique*, Vol. 29 Issue 1, 1979, pp. 47-65.
- [99] R.D. Mindlin, Compliance of elastic bodies in contact, *Transaction of ASME, Series E, Journal of Applied Mechanics*, Vol. 16 1949, pp. 259-268.
- [100] The Japan Society of Mechanical Engineers, JSME Mechanical Engineers' Handbook, Vol. 6, 1977, pp. 3-34, Maruzen Publishing Co., Ltd.
- [101] 五十野 善信, 動的粘弾性とは何か, 日本ゴム協会誌, Vol. 74, No. 6, 2001, p. 212-217.
- [102] 日本ゴム協会誌編集委員会, ゴム弾性の熱力学, 日本ゴム協会誌, Vol. 80, No. 12, 2007, p. 475-482.

研究業績

主論文を構成する主な論文

[1] Atsushi Toyouchi, Makoto Hanai, Yasushi Ido, Yuhiro Iwamoto, Damper force characteristics of a separated dual-chamber single-rod-type damper using an elastomer-particle assemblage, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 488, 2020, 115625.

主論文の第2章に相当する.

[2] Atsushi Toyouchi, Yasushi Ido, Yuhiro Iwamoto, Makoto Hanai, Damping Force Characteristics of a Separated Dual-chamber Single-rod Type Damper utilizing an Elastomer Particle Assemblage in the Case of both Chambers Containing Particles, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 143(4), 2021, 041008.

主論文の第3章に相当する.

[3] 豊内 敦士, 井門 康司, 岩本 悠宏, 花井 誠, エラストマー粒子を用いた二室セパレート型片出し粒状体ダンパーの減衰特性(減衰力角度依存性の調査とその考察), 日本機械学会論文集, 2021, accepted.

主論文の第4章に相当する.

参考論文

[1] Kathir Kishan Kalaiselvan, Yasushi Ido, Yuhiro Iwamoto and Atsushi Toyouchi, Experimental Investigation of Angle Dependent Torque Properties of a Particle Rotary Damper Using a Magnetic Elastomer Particle Assemblage, *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, Vol. 64, 2020, pp. 737-743.

学会発表

[1] 豊内 敦士, 花井 誠, 岩本 悠宏, 井門 康司, エラストマー粒子を用いた二室型片出し粒状体ダンパーの試作, 日本実験力学学会2018年度年次講演会, 山梨大学, 2018.

[2] 豊内 敦士, 花井 誠, 岩本 悠宏, 井門 康司, エラストマー粒子を用いた片出し粒状体ダンパーの減衰力特性, 日本実験力学学会2018年度年次講演会, 山梨大学, 2018.

[3] Atsushi Toyouchi, Makoto Hanai, Yuhiro Iwamoto and Yasushi Ido, Damping Force Characteristics of Particle Compression Single-Rod Type Damper using an Elastomer Particle Assemblage, *The 2nd International Conference on Mechanics2018*, 台湾 宜蘭 シルクスプレイス, 2018.

学会発表(参考)

[1] 萩原秀郁, 井門康司, 岩本悠宏, 豊内敦士, エラストマー粒子を用いた試作回転型粒状体ダンパーのトルク特性, 日本実験力学学会2017年度年次講演会, 岡山理科大学, 2017.

[2] 堀田俊介, 花井誠, 井門康司, 岩本悠宏, 豊内敦士, 粒状体磁性エラストマーを用いたエネルギー回生型ダンパーの基本的特性, 平成29年度磁性流体連合講演会, 首都大学東京秋葉原サテライト教室, 2017.

[3] 小畑孝介, 堀田俊介, 豊内敦士, 岩本悠宏, 井門康司, 磁性エラストマー粒子を用いた回転型エネルギー回生ダンパーの基本特性調査, 第27回MAGDAコンファレンス, 東京理科大学葛飾キャンパス, 2018.

[4] Syunsuke Hotta, Kosuke Obata, Atsushi Toyouchi, Yuhiro Iwamoto and Yasushi Ido, *Fundamental Properties of Energy-Regenerative Damper Using Particle Assemblage of Magnetic Elastomers, Japan-Taiwan International Conference on Magnetic Fluids 2018*, Keio University, Yokohama, 2018.

[5] 小坂亮輔, 堀田俊介, 井門康司, 岩本悠宏, 豊内敦士, 磁性エラストマーを用いた両出し型セミアクティブダンパー, 第31回電磁力関連のダイナミックシンポジウム, 東京工業大学すずかけ台キャンパス, 2019.

[6] 小畑孝介, 井門康司, 岩本悠宏, 豊内敦士, 磁性エラストマー粒子を用いた回転型エネルギー回生ダンパーの基本特性, 2019年度磁性流体連合講演会, 名古屋工業大学, 2019.

[7] Kathir Kishan Kalaiselvan, Yasushi Ido, Yuhiro Iwamoto, Atsushi Toyouchi, Experimental Study of Angle Dependency in a Particle Rotary Damper Using Magnetic Elastomer Particles, 2019年度磁性流体連合講演会, 名古屋工業大学, 2019.

[8] Kathir Kishan Kalaiselvan, Yasushi Ido, Yuhiro Iwamoto and Atsushi Toyouchi, Investigation of angle dependent torque properties of a particle rotary damper using a magnetic elastomer particle assemblage, *19th International Symposium on Applied Electromagnetics and Mechancis*, Nanjing, China, 2019.

主論文に関連する特許

[1] ダンパ

関根 伸一, 中里 雅一, 豊内 敦士, 福沢 祐二, 井門 康司
特開2017-227237

[2] ダンパ

中里 雅一, 太田 晶久, 関根 伸一, 豊内 敦士, 福沢 祐二, 井門 康司
特開2018-13191

参考特許出願

[1] ダンパ

太田 晶久, 関根 伸一, 豊内 敦士, 福沢 祐二, 井門 康司, 岩本 悠宏
特開2018-179227

[2] ロータリーダンパ

太田 晶久, 関根 伸一, 豊内 敦士, 福沢 祐二, 井門 康司, 岩本 悠宏
特開2018-179229

[3] ダンパ

豊内 敦士, 井門 康司, 岩本 悠宏, カライセルワン・カティル・キシヤン
特願2020-047094

[4] 発電機能付きダンパ

太田 晶久, 関根 伸一, 豊内 敦士, 福沢 祐二, 井門 康司, 岩本 悠宏
特許第6343060号

謝辞

末筆ではございますが、本研究の遂行ならびに本論文の執筆にあたり、多くの方々からご指導やご支援をいただきました。ここに謹んで感謝の意を表します。

名古屋工業大学大学院 井門康司教授(副学長)には、入学から本論文の執筆まで大変お世話になりました。文章の構成や論理的な思考の仕方から英語論文のチェックなど、色々にご教授いただき、多くのものを得ることができたと実感いたしております。ここに深甚なる感謝の意を表します。

名古屋工業大学大学院 岩本悠宏准教授には、ダンパーのシミュレーションや国内外の学会発表、海外学術雑誌への投稿論文の執筆で大変お世話になりました。また、新型コロナウイルスの影響による出張規制中にノートPCを用意して下さり、自宅でもシミュレーションのプログラムを修正できるようにして下さるなど、色々にご配慮いただきました。厚く御礼申し上げます。

研究会などで、貴重なご意見をいただいた井門・岩本研究室の皆様方に厚く御礼申し上げます。特に、同じ粒状体グループの同研究室博士後期課程3年Allah Rakhio Golo様、同じく粒状体グループでシミュレーションコードの実行やデータの送付などを手伝っていただいた同研究室博士前期課程2年 小坂亮輔様、博士前期課程1年 鈴木悠太様、学士4年 山田剛士様には、深く感謝しております。また、在学中に同研究室粒状体グループでシミュレーション等に関するご相談に乗っていただきました修了生 萩原秀郁様、堀田俊介様、小畑孝介様およびKalaiselvan Kathir Kishan様に感謝申し上げます。

KYB株式会社の社内およびグループ会社におきましては、粒状体ダンパーに関する共同研究という形で名古屋工業大学 井門教授との繋がりを作って下さった元KYB株式会社 事業開発推進部 部長 中里雅一様、名古屋工業大学博士後期課程への進学の手助けを下さったジャパン・アナリスト株式会社 太田晶久社長(博士課程入学時 KYB株式会社 事業開発推進部 部長)、進学の後押しをしていただきました同社 関根伸一郎(博士課程入学時 KYB株式会社 事業開発推進部 専任課長)に謹んで感謝の意を表します。部署異動の際に粒状体ダンパーの研究および博士後期課程での研究活動を引き継いでいただきましたKYB株式会社 オートモーティブコンポーネンツ事業部 技術統轄部 榎本一憲部長、異動後の博士後期課程の学費の精算および留学期間の延長を了承していただきました同製品企画開発部 近藤卓宏部長には、大変感謝しております。また、名古屋工業大学大学院修了後も4年に渡りシミュレーションや論文の内容に関する相談に乗っていただきました同製品企画開発部 花井誠様には、深く感謝しております。

最後に、実家の家族と妻の実家のご家族、仕事や家事、育児と生活面で優しく支えてくれた妻 美樹、家では笑顔で疲れを癒してくれた娘 結女、息子 彩斗に心から感謝します。