

粉体ダンパの振動特性と
トポロジー最適化による
ピストンへの応用に関する研究
(Research on vibration characteristics of powder
dampers and application to pistons
by topology optimization)

2021年9月

氏名 市川 和男

目次

第 1 章 緒論	1
1.1 研究背景	1
1.1.1 自動車の歴史と技術の進化.....	1
1.1.2 地球環境の変化と石油問題.....	3
1.1.3 内燃機関車両が抱える課題.....	7
1.2 内燃機関の効率改善	9
1.2.1 内燃機関の熱効率	9
1.2.2 正味熱効率と熱損失	13
1.2.3 レシプロエンジンの構造	14
1.3 内燃機関の振動騒音課題.....	16
1.3.1 騒音規制の推移	16
1.3.2 騒音の発生原理	18
1.3.3 燃焼振動の低減手段	24
1.4 本研究の目的.....	27
1.5 本論文の構成.....	28
第 2 章 摩擦を利用した振動減衰のモデル化	30
2.1 振動減衰系のモデル化.....	30
2.1.1 自由度粘性減衰振動	30
2.1.2 粘性減衰の強制振動モデル化	33
2.1.3 クーロン摩擦による減衰自由振動.....	36
2.2 摩擦による振動減衰モデルの検証.....	40
2.2.1 接触摩擦を考慮した 2 自由度強制振動モデル	40
2.2.2 接触摩擦による減衰性能評価手法の検討	42
2.2.3 振動試験による減衰性能検証	46
2.3 摩擦を利用した, 減衰構造の検討	49
2.3.1 減衰計測手法	49
2.3.2 中央加振法による損失係数の計測	52
2.3.3 摩擦減衰検証のための設計構造の検討.....	53
2.4 結言	58

第 3 章 微細粒を用いた粉体ダンパの性能	59
3.1 粉体ダンパ概要.....	59
3.1.1 粉体ダンパの適用例.....	60
3.2 粉体ダンパの動作原理.....	61
3.2.1 粒子が壁面衝突する反力による制振.....	62
3.2.2 内部摩擦損失.....	63
3.2.3 粒子および粘弾性体の充てん.....	64
3.3 減衰性能の評価方法と計測装置概要.....	65
3.3.1 試験体と粒子概要.....	67
3.4 粉体充填による振動減衰効果.....	69
3.4.1 粉体充填による振幅依存性.....	69
3.4.2 粒子の充填量・粒子径に対する減衰効果.....	77
3.5 結言.....	81
第 4 章 粉体ダンパのシミュレーションモデル	82
4.1 モデル概要.....	82
4.1.1 粉体のシミュレーション概要.....	83
4.1.2 粉体シミュレーションの適用例.....	84
4.2 離散要素法.....	85
4.2.1 DEM 計算式.....	86
4.2.2 計算アルゴリズム.....	88
4.3 粉体間摩擦係数の同定.....	93
4.4 結果および考察.....	95
4.5 結言.....	99
第 5 章 ガソリンエンジンピストンの減衰設計	100
5.1 ピストンの挙動モデル.....	100
5.2 ピストン構造最適化設計.....	105
5.3 最適化手法の実装.....	108
5.4 結果考察.....	109
5.4.1 構造最適化手法を用いたピストン構造.....	109
5.4.2 ラティス構造適用による構造最適化.....	112
5.5 ピストンによる振動減衰検証.....	113

結論 結論	116
参考文献.....	118
出版物	126
謝辭	127

第 1 章 緒論

1.1 研究背景

1.1.1 自動車の歴史と技術の進化

人類が荷物を運ぶために、ころや車輪を考案した時代は極めて古く、紀元前数千年紀より車輪を使った乗り物を馬や家畜などに引かせていた記録が残っている。機械を動力源とした車両の起源は、16 世紀の Leonardo da Vinci による渦巻きばねを用いて動力を得る自走車の考案や、Simon Stevin による風力を利用した帆掛け車などの発明まで時代はさかのぼる。18 世紀になると蒸気機関を動力源とした自動車が現れ、その後約 1 世紀にわたり様々な蒸気自動車が作られた。Nicolas-Joseph Cugnot の開発した蒸気運搬車は、世界で初めて自らの動力で、トラクション（摩擦を利用した推進力）で動き、人を載せて、人が操縦できる車両とされている。当時は 15 分ごとに燃料となる水の補給を必要とするエネルギー効率や、パワーウエイト・レシオの低さから車両の重量が重く、操縦が困難なことから小型な乗用車用の動力源としての普及には至らなかった。そのため蒸気機関よりも小型軽量な動力源として注目されたのが、内燃機関と電動機である。内燃機関は 19 世紀に、ドイツの Nikolaus August Otto によってガソリン 4 サイクル・エンジンが發明されて、1885 年には Gottlieb Wilhelm Daimler によって世界発となるガソリンエンジン搭載の乗用車製作が行われている。一方で電動機を搭載した電気自動車の歴史はガソリン自動車より半世紀も古く、1830 年代にはスコットランドの Robert Anderson によって一次電池を搭載した電気自動車の發明が世界初となる。電気自動車はガソリンエンジン車と較べて構造がシンプルなため、20 世紀初頭には北米乗用車の 4 割を電気自動車が占めるほど普及をした。しかしながら航続距離の短さや充電の行えない一次電池を利用していたため利便性が悪く、内燃機関に主役の座を奪われる。その後も内燃機関特有の課題である、石油の調達リスクや排気ガスによる大気汚染が社会問題になると電気自動車の開発が活発化するものの、航続距離や充電時間に対する十分な性能確保が課題となって置き換わることはなかった。転機となったのは、20 世紀後半における、導電性プラスチックポリアセチレンの發明に端を発する、リチウムイオン二次電池と小型高出力なモータに組み込むネオジム磁石の実用化である。これによって電気自動車の劇的な利便性向上が図られ、自動車産業は再び内燃機関車、電気自動車と、双方を併せ持つハイブリッド車両の 3 つの駆動方式によって持続可能な社会実現に向けた技術革新を積み重ねている（表 1.1）。

Table 1.1 Car development chronology

西暦	発達のあらまし
1500年頃	Leonardo da Vinci(伊)が、渦巻きばね式や人力による自走車を考案した。
1599	Simon Stevin(蘭)が、渦巻きばね式や人力による自走車を考案した。風力により動く車両を製作した。
1769	Nicolas-Joseph Cugnot(仏)が、蒸気三輪車を製作した。
1839	Robert Anderson(英)が、電気自動車を製作した。
1876	Nikolaus August Otto(独)が、4サイクル・エンジンを製作した。
1878	Dugald Clark(英)が、2サイクル・エンジンを製作した。
1885	Gottlieb Wilhelm Daimler(独)が、4サイクル・ガソリンエンジンの自動車を製作した。
	Karl Friedrich Benz(独)が、ガソリンエンジン付き三輪自動車を製作した。
1892	Rudolf Christian Karl Diesel(独)が、ディーゼルエンジンを発明した。
1904	山羽虎夫が、蒸気自動車を製作した。
1907	内山駒之助と吉田真太郎が、ガソリンエンジンを使用した乗用車(タクリー号)を製作した。
1908	ヘンリーフォードがT型フォードを発表し、大衆自動車の生産を始めた。
1936	Bentzがディーゼル乗用車を製作した。
1950	ローバー社(英)が、ガス・タービン車を製作した。
1959	NSU社とバンケル社(西独)が、共同開発により、1ロータのロータリーエンジンを製作した。
1967	東洋工業(現マツダ)が2ロータのロータリーエンジン自動車の生産を始めた。
1970	アメリカで自動車の有害排出ガスが社会問題化し、大気浄化法(マスキー法)が成立した。
1978	ガソリンエンジンを使用した乗用車について、53年度排出ガス規制が実施され、有害排出ガス発散防止装置を備えた自動車が生産された。
1991	乗用車についてガソリンとディーゼルの10・15モード走行によるNo _x の規制が強化され、これに適合した車両が生産された。
1997	トヨタ自動車がガソリンエンジンと電動機を併用したハイブリッド自動車の生産を始めた。
2009	三菱自動車が電気自動車の生産を開始した。
2015	トヨタ自動車が水素を燃料とした電池式電動自動車の生産を開始した。

1.1.2 地球環境の変化と石油問題

2020年代の自動車産業は、小型かつ高効率な電気駆動車両の普及拡大が進むなかで内燃機関の熱効率改善も一層、地球規模でのCO₂削減に重要な役割を担うものになると予測する。2014年に発表された気候変動に関する政府間パネル(IPCC; Intergovernmental Panel on Climate Change)第5次評価報告書では、19世紀後半から世界平均での気温上昇が顕著であることを公表し、気温上昇の主たる要因として人類の社会活動で排出されるCO₂が寄与していることを明示した^[1]。図1.1は、世界の年平均気温の経年変化を全世界および北/南半球それぞれの平均気温で観測した結果である。年次推移は、エジソンが電気信号伝送(ラジオ)に関する特許を取得した1891年から2020年までを記している。測定の記録は、1991年から2000年までの平均気温をゼロとしたときの気温差を年次毎に示したもので、100年周期に0.75°Cの速さで気温上昇したことを表している。平均気温と同様に、大気中の温室効果ガスであるCO₂濃度も18世紀後半の第一次産業革命以降、増加の一途をたどっている。図1.2は1750年以降の大気のCO₂濃度と化石燃料の消費量の年次推移を示している。2014年時点での大気に含まれるCO₂濃度は、第一次産業革命以前と比較して約1.4倍にも増加しており、年間約300億トンを超える排出量に達しようとしている^[2]。

上記の関係性から世界的な平均気温上昇の主たる要因は、人為起源によるCO₂の排出によって発生していると結論づけ、現在の温室効果ガスの排出量が続いた場合に、2030年から2052年には産業化以前(1850~1900年)の平均気温と較べて1.5°Cよりも高い水準まで気温上昇する予測が導かれた。これらの試算をもとに、各国政府は2015年パリで開催された第21回気候変動枠組条約締約国会議(COP21: 21st Conference of Parties)において、世界全体の平均気温の上昇を工業化以前よりも2°C高い水準を十分に下回るものに抑えること、ならびに世界全体の平均気温の上昇を工業化以前よりも1.5°C高い水準までのものに制限するための努力を継続することを宣言した。これを実現するため、各国がCO₂削減量の目標を定めて国策をたてることを義務付けるとともに今世紀後半には人間活動による温室効果ガス排出量を実質ゼロにする、「パリ協定」が合意された。

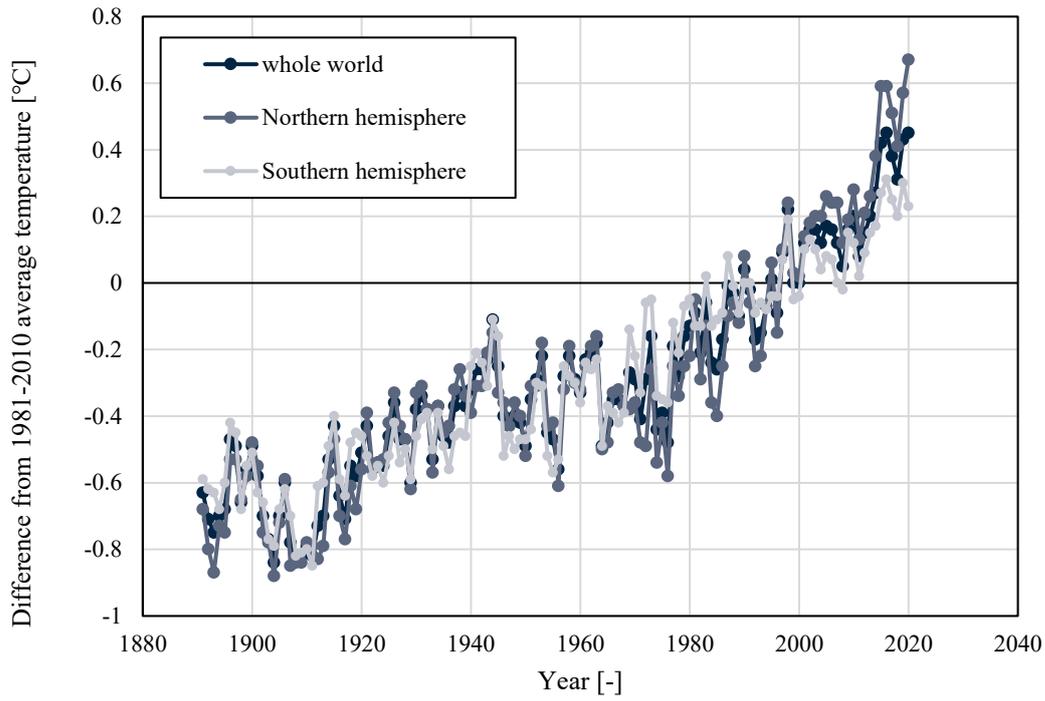


Fig.1.1 Annual average temperature anomaly deviation over time (1891-2020).

(Source : Japan Meteorological Organization)

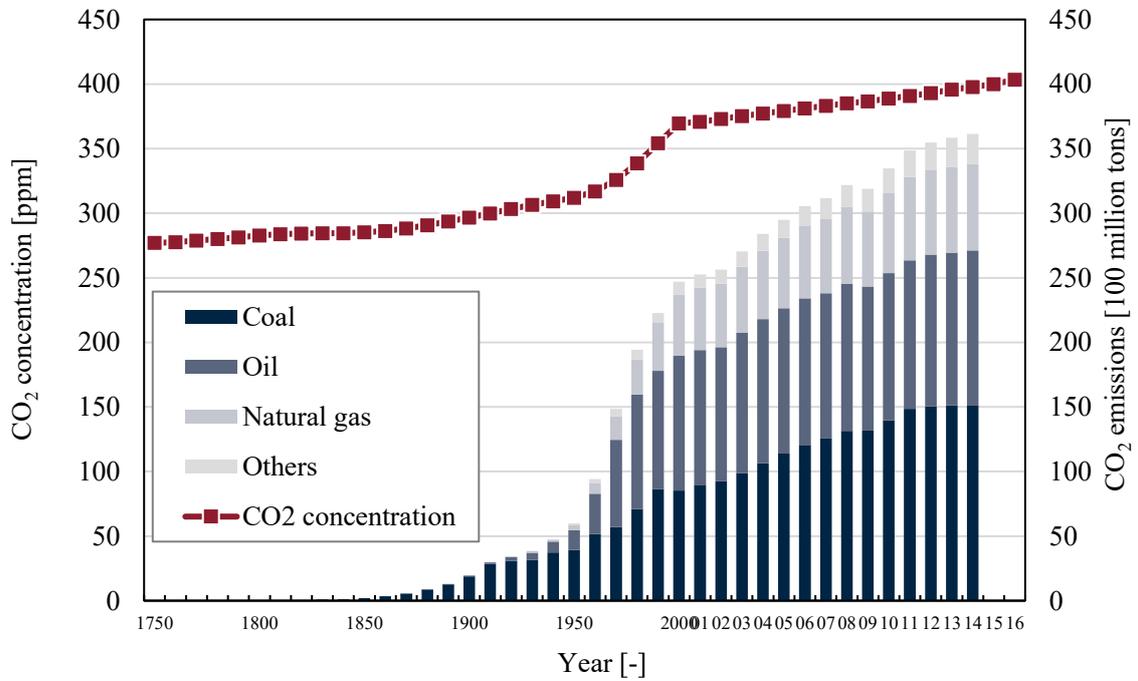


Fig.1.2. Changes in CO₂ emissions from fossil fuels and atmospheric CO₂ concentration.

(Source: Japan Atomic Energy Relations Organization)

人為的に排出される CO₂ の大半は、化石燃料を燃焼することによって炭化水素と空気中の酸素とが結合することで発生している。今日の化石燃料の主な原料は、液状の鉱物資源である石油である。石油の成り立ちには諸説あるが水中に生息するプランクトンの死骸などが土砂とともに海や湖に堆積してケロジェンという有機物に変化をして化学反応することで液状化したものが石油、ガス化したものが天然ガスであると考えられている。20 世紀以降、石油は輸送機器の燃料や発電資源、ゴムやプラスチック、洗剤や衣類の原料として活用されている。図 1.3 は、石油の年次毎採掘量と産油地域の変遷を示している^{[3][4]}。主たる採掘地は、中東および北米地域で、今日でも産油量は増加の一途をたどり 2017 年時点で 1 日あたり 9,000 万バレル（約 143 億 L）の原油を生産している。石油産業の始まりは、1859 年米国ペンシルベニア州タイスタビル近郊のオイルクリークで E.L.Drake が油井の掘削を行い、一日当たり 30~35 バレル（4,770~5,565 L）の出油に成功したのが起源と言われている。以降、オイルラッシュと言われる採掘事業の拡大が行われているが上記以前にも自然に浸みだす石油（オイルシープ）の流通は行われており、当時ランプの光源として使われていた鯨油の代替品として重用されて以降、我々の暮らしの中で適用範囲を拡大している。

上述のとおり石油の主な原料は微生物の死骸であることからその採掘量には限りがあると考えられている。そのため石油の普及拡大以前となる 1956 年の米国石油学会において、地質学者の M. K.Hubbert が、石油の産出量が最大となる時期・時点となる、“オイルピーク”を予測するモデルを導出している^[4]。このモデルでは、米国 48 州（ハワイ、アラスカ州を除く）の石油生産量が 1966 年と 1971 の間でピークをむかえて、以降は減少に転ずる予測結果を示したものであった。1956 年当時の米国は世界の石油生産国であったため、モデルに対して多くの専門家が否定的であったが 1971 年にピークを迎えて減少に転じる予測通りの結果となった。しかしながらその後米国では天然ガス液を含めた新規採掘源の開拓や採掘技術の進化、中東地域へも進出をすることで新たな油井・油田を開発しながら採掘量を増加して現在に至っている。図 1.4 は 2017 年時点での原油の埋蔵量を国別で示している。2017 年時点、原油は全世界で 1 兆 6966 億バレル（約 27 兆 L）の埋蔵量を確認しており、今後 50 年は採掘可能な量を有している。しかしながら既存の石油消費を維持し続けなければいずれ資源が枯渇するリスクを含むものと換言することにもなる。そのため自動車動力源の進化によって石油使用量を抑制することは、エネルギーセキュリティ確保はもちろんのこと、地球温暖化抑制双方で必要なものといえる。

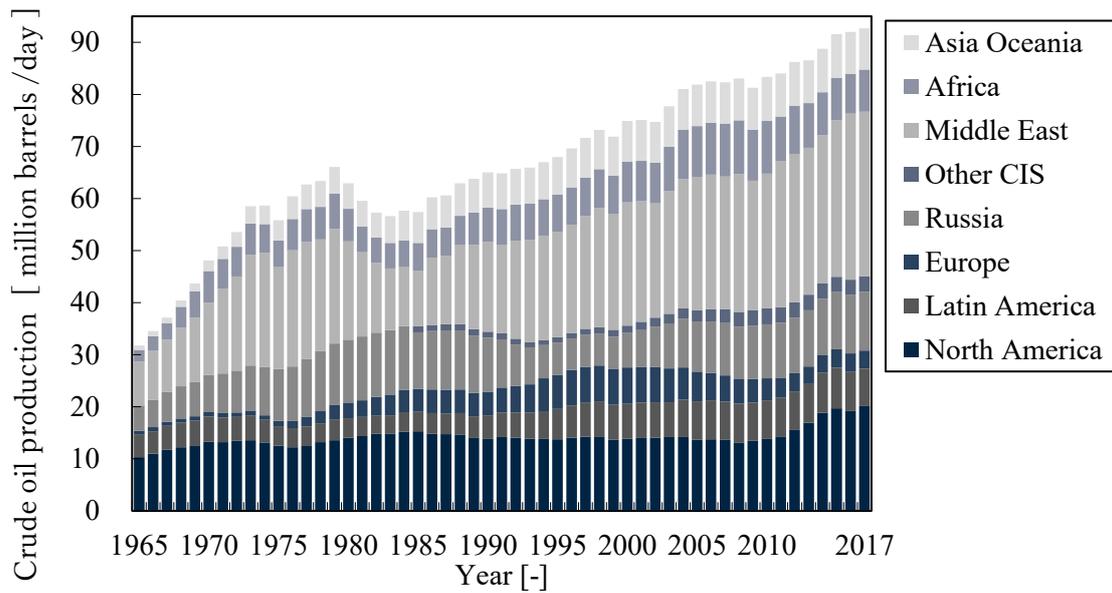


Fig.1.3 Changes in CO₂ emissions from fossil fuels and atmospheric CO₂ concentration
 (Source : Japan Atomic Energy Relations Organization)

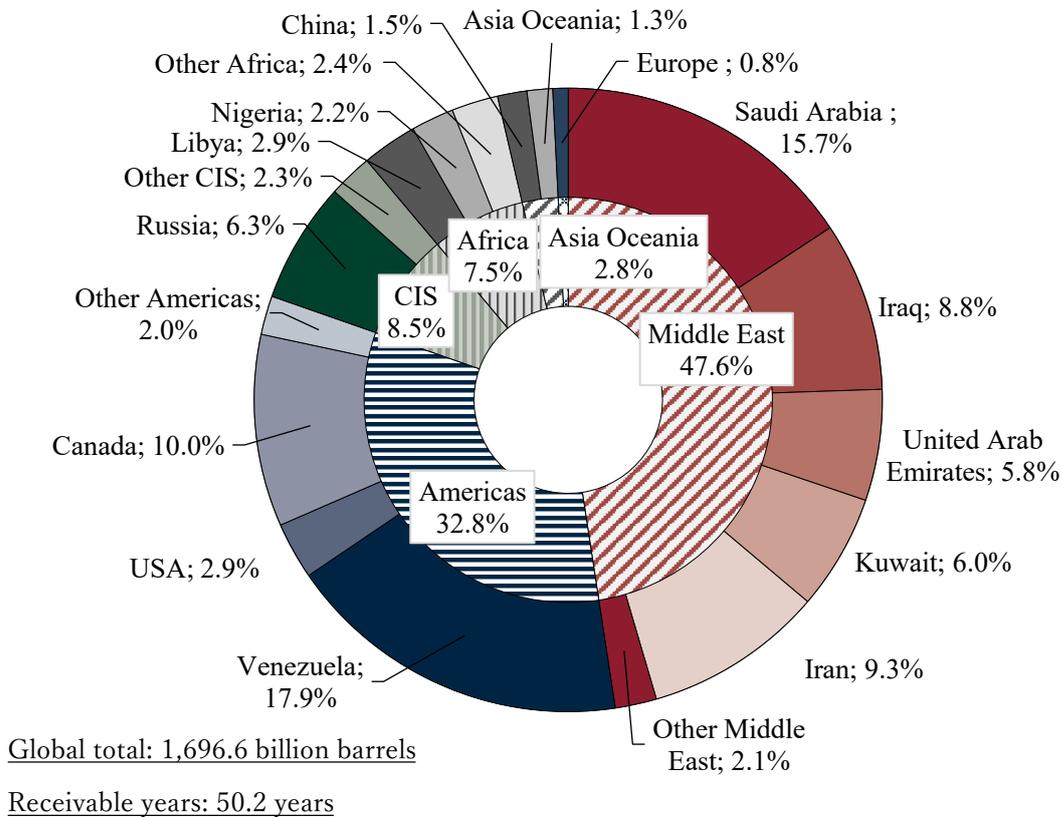
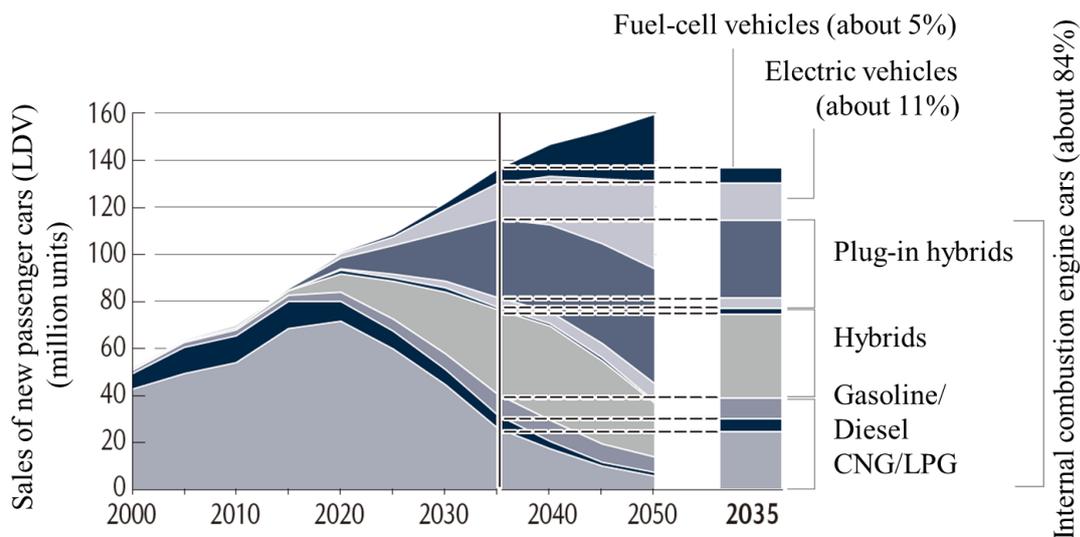


Fig.1.4 World crude oil reserves (end of 2017)

(Source: Created based on BP "Statistical Review of World Energy 2018")

1.1.3 内燃機関車両が抱える課題

世界の燃料供給・エネルギー問題を検討する、国際エネルギー機関 (IEA : International Energy Agency) によると、全世界の乗用車販売台数とその車両ごとの燃料供給・駆動方式に関わる比率のうち、BEV (Battery electric vehicle), PHEV (Plug-in hybrid electric vehicle)の保有台数は2019年時点で720万台に達しようとしている^[5]。まだ総生産台数の2%にとどまるものの、今後欧州や中国を中心に更なるシェアの拡大が予測されている。図1.5に、年次毎の乗用車総生産台数と動力方式の割合に関する同機関が算出した予測推移を示す。2015年時点での予測では、2020年前後からエンジンに加えてモータによって駆動力を得る、PHEVおよびHEV、BEVの拡大が顕著になるものの、2035年時点でも約84%が何らかの内燃機関を搭載した車両になると予測をしている^[6]。しかしながら本予測は、2015年時点での導出結果であり、今後大幅に変化が生じうる。契機となるのは、2020年後半から、日本含めた各国で排出するCO₂と吸収量が同一となる、“カーボンニュートラル”支援を表明する動きが加速していることに端を発する。これを実現すべく2025~2035年にかけて電動車の普及を拡大して純内燃機関車(ICEV; Internal combustion engine vehicle)の販売を停止する政策決定が加速しつつある。しかしながらEVの普及には、前述した2次電池進化による航続距離の伸長や充電効率、電力供給時の脱炭素化といった課題があることから、内燃機関搭載車も一定数存続する見通しもあり、継続的な効率改善が重要となる。

Fig.1.5 Outlook for global market of passenger cars. ^[6]

(Source: Created based on BP "Statistical Review of World Energy 2015")

また、脱炭素化への取り組みは自動車の走行中に排出される環境負荷物質の抑制のみならず、今後は各々の製品に関わる製造～輸送～販売～使用～廃棄～再利用における一連のCO₂排出量を低減する、“ライフサイクルアセスメント”(LCA)の観点を加えて評価される。図1.6は、自動車のライフサイクルで排出されるCO₂を各駆動方式で比較した、IEAの算出結果である^{[7]・[8]}。グラフは車両ごとの原料調達、車両製造～ライフサイクル、バッテリー、石油生成から燃料給油までと、走行時の積算排出量を比較した結果を示している。計算前提は、新車購入時から10年間の使用を想定し、電力供給に際して排出するCO₂を全世界供給状況の平均値を用いて算出したものとなる。そのため個々の排出量は、車両の燃費性能や電力供給事情によって変化する。

内燃機関搭載車両(ICEV/HEV/PHEV)は、燃料となるガソリンを燃焼することで走行時のCO₂排出量が最も多く、反対に製造時、燃料供給時の排出量が小さい。これは基本となる材料構成が鉄やアルミ、樹脂となることと石油精製時に大きなエネルギーを要していないことに起因している。走行中のCO₂削減には内燃機関の効率改善が最も有効であるが、近年では燃料そのものを石油由来としないことで環境負荷を低減する代替燃料車の研究も活発に行われている。一方、CO₂排出量がゼロであるBEVは、リチウムイオン二次電池製造時の排出量がバッテリー交換も含めると最大30%になる可能性があるとともに電力供給時に排出される発電時のCO₂排出が多い特徴がある。これは電力供給を火力主体で行うことがライフサイクルでのCO₂排出に影響を与えているためである。そのためBEVに関わるLCA視点での低減削減策は、再生可能エネルギーや原子力といった、電力供給時の低～脱炭素化が有効になるため、電池の効率進化に加えて各国地域での電力供給状況を踏まえた対策を講じていく必要がある。

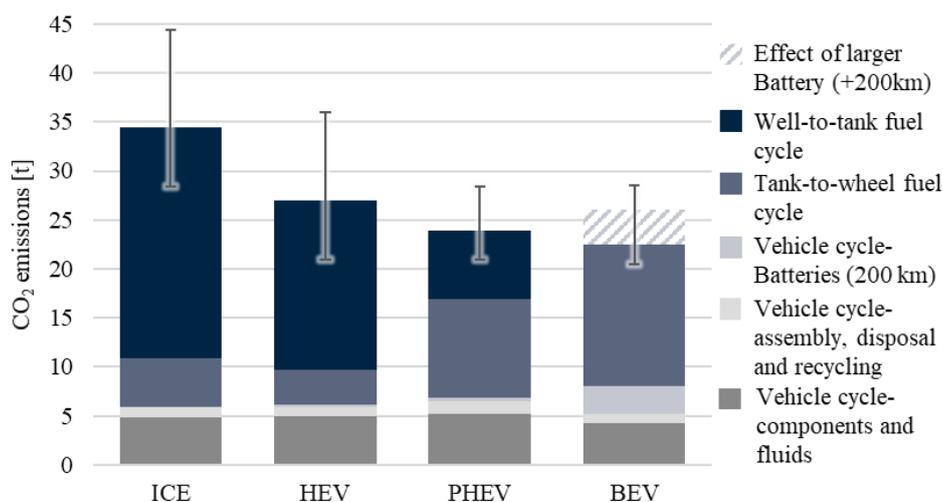


Fig.1.6 Comparison of Life-cycle greenhouse gas emissions 10 years use, medium-sized car, 2018 power train ^[7] (Source: IEA Global EV Outlook 2020)

1.2 内燃機関の効率改善

1.2.1 内燃機関の熱効率

内燃機関の効率は、一定量の燃料から多くの仕事を得られることおよび一定の容積からできるだけ多くの仕事を発生することによって決まる。これを表すのに“熱効率”を用いている。内燃機関の熱効率は、仕事に変換された熱量と機関に供給した総熱量との比を用いるが、仕事の解釈によってさまざまな名称の効率を使い分け定義をしているため、次よりその定義について述べる^[9]。

(i) 理論熱効率 η_{th}

理論熱効率とは、熱力学上避けられない不可逆変化に基づく損失のみをもったサイクルによって仕事に転換された熱量と、そのサイクルに供給した熱量との比をいう。熱力学の第一法則から仕事に変えられた熱量はそのサイクルに供給した熱量 Q_1 と取り出した熱量 Q_2 との差から、次のように表す。

$$\eta_{th} = \frac{AW_{th}}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1.1)$$

このとき、 A は仕事の熱当量、 W_{th} は1サイクル中の理論仕事である。この場合作動ガスを空気と仮定したものを空気サイクル(air cycle)、動作ガスの特性を考慮したものを燃料空気サイクル(fuel-air cycle)という。実際の内燃機関サイクルは、燃料—空気サイクルに熱損失や機械損失を減じたものとなる。この理論効率を成立する上での前提は以下の通りとなり、実際の機関ではこれらが損失として生じていることになる。

- ・ 作動流体の吸入～排気において抵抗がない
- ・ 作動流体の比熱が、温度によって変化しない
- ・ 作動流体の圧縮膨張の間においてガスに熱の出入りがない
- ・ ガスは外部から熱を受け取ってその一部を外部に放出する

また、内燃機関の場合には供給する熱量とは、燃料の燃焼によって生じる熱量であり、この熱量は燃焼の起きる条件によって変化をする。通常では燃料温度 0°C において一定容積のもと完全に燃焼した場合の低位発熱量 $[\text{J/kg}]$ を用いる。

図 1.7 は、理論仕事が成立した場合の熱サイクルを示した筒内圧力線図となる。図のように吸入～排出行程は大気圧線と一致し、圧縮膨張過程は断熱線となる。図中各地点での作動流体の変化は、1-2 は断熱圧縮、2-3 は等積受熱、3-4 は断熱膨張、4-1 は等積排熱となり、1-2-3-4 で 1 サイクルとなる。ここで、曲線で囲まれた面積 (1-2-3-4) 内にて仕事の大きさを表している。

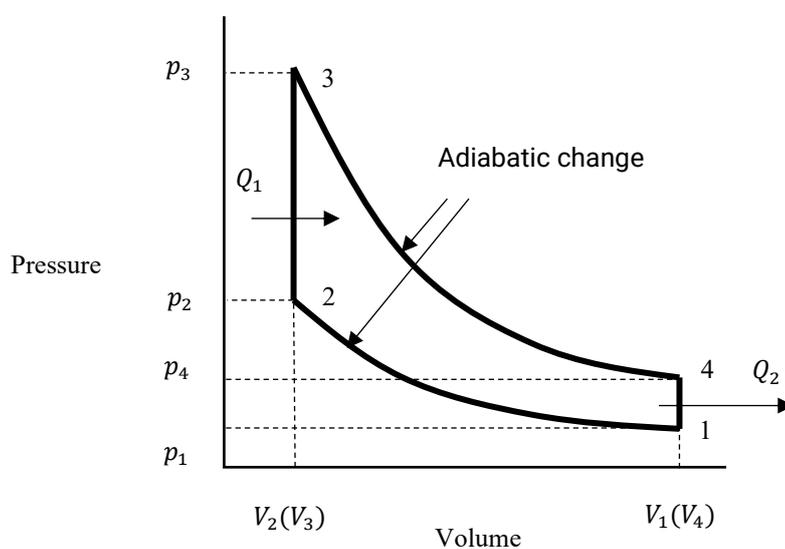


Fig.1.7 P-V diagram of constant-volume cycle

図 1.7 において、 $1 \rightarrow 2$ および $3 \rightarrow 4$ に容積変化する際の比を圧縮比といい、 $\varepsilon = V_1/V_2 = V_4/V_3$ で表わすと、理論熱効率は、式 1.2 で示すことができる。

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (1.2)$$

上式 κ はガスの定圧、定積比熱の比を表す、比熱比となる。比熱比は作動ガスにより決まることから、理論熱効率は比熱比一定の条件では供給熱量に関わらず圧縮比により決まり、高いほど効率の良い熱機関となることを表している。式 1.2 を用いた時の理論熱効率を示したものが、図 1.8 の通りとなる。

図より熱効率 η_{th} は、比熱比 κ を一定としたとき、供給熱量に関係なく圧縮比 ε によって決まる。等容サイクルを採用する内燃機関で圧縮比を高めようとするのはこのためである。この熱サイクルはガソリン機関、石油機関などにおいて用いられており、総称として Otto cycle engine と呼ばれる。

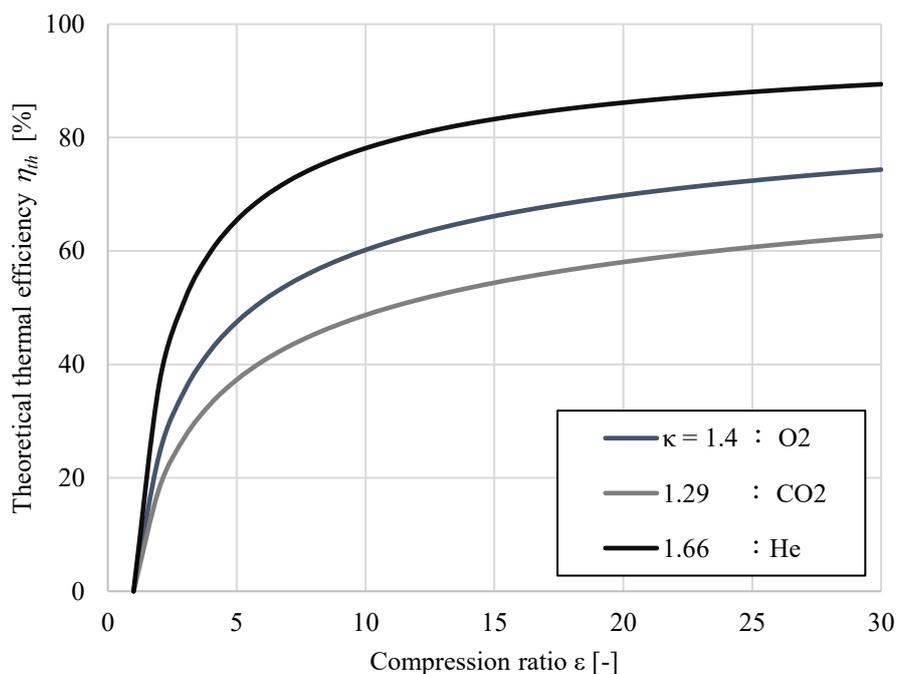


Fig.1.8 Theoretical thermal efficiency of constant-volume cycle

(ii) 図示熱効率 η_i

シリンダ内でガスがピストンの上にする仕事は、理論サイクルにより得られる仕事よりも小さくなる。主な発生要因は、仕事変換時の不完全燃焼、燃焼期間の遅延、ガス漏れ、シリンダ壁への熱損失、あるいは吸排気ガス交換に際して費やされる仕事である。動作ガスが燃焼室内内部で行う仕事を図示仕事(W_i)、その動力を図示出力 N_i といい、これに関する熱効率を図示熱効率 η_i といい、式 1.3 で示すことができる。

$$\eta_i = \frac{AW_{th}}{Q_1} \quad (1.3)$$

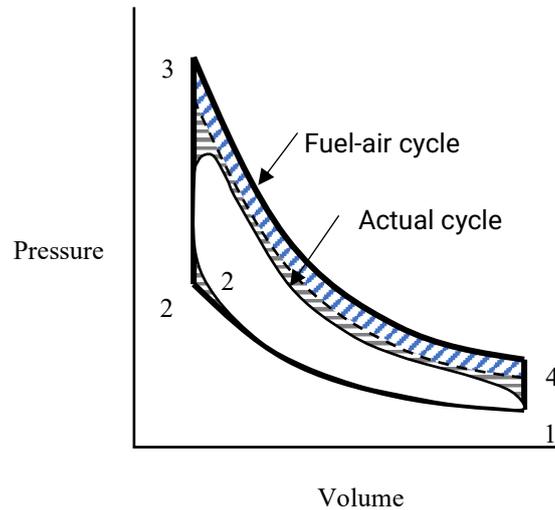


Fig.1.8 Comparison of fuel-air cycle and actual cycle

(iii) 正味熱効率 η_e

実際に機関軸から得られる正味仕事(W_e)には図示仕事から運動部分の摩擦、弁・ポンプその他運転に必要な補助装置を駆動するのに要する仕事を差し引いたものとなり式 1.4 となる。

$$\eta_e = \frac{AW_e}{Q_1} \quad (1.4)$$

(iv) 機械効率 η_m

正味熱効率が低い要因に、もともとの燃焼が不十分で図示効率が低い場合と動作によって生じる摩擦が多いためがある。これを切り分けるために次のように定義された機械効率を用い、式 1.5 で示される。

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_1} = \frac{N_e}{N_1} = \frac{\eta_e}{\eta_1} \quad (1.5)$$

1.2.2 正味熱効率と熱損失

内燃機関の熱効率を高める上で、供給する燃料がもつエネルギーを効率よく必要動力へと変換するには、サイクル各行程で生じる損失を低減することが重要となる。燃料の発熱量に相当するエネルギーは、動力に変換されない場合も何らかの形で存在する必要があるため（熱力学第一法則）、動力以外に変換されたエネルギーは熱損失となって失われる。熱損失の発生形態と、それぞれの割合を図示した熱勘定線図は、図 1.9 のようになる。図は、一般的なガソリン内燃機関における効率ならびに損失の割合を示したものであり、軽油燃料を用いるディーゼル機関ではその収支も若干異なる。実際のサイクルでは不完全燃焼、燃焼の遅延、ガス漏れ、冷却損失、あるいは吸排気に費やされるポンプ仕事によって損失が生じていることに起因して熱効率向上を阻害しており、最大で 40% 前後の効率で動力を得ている^[10]。

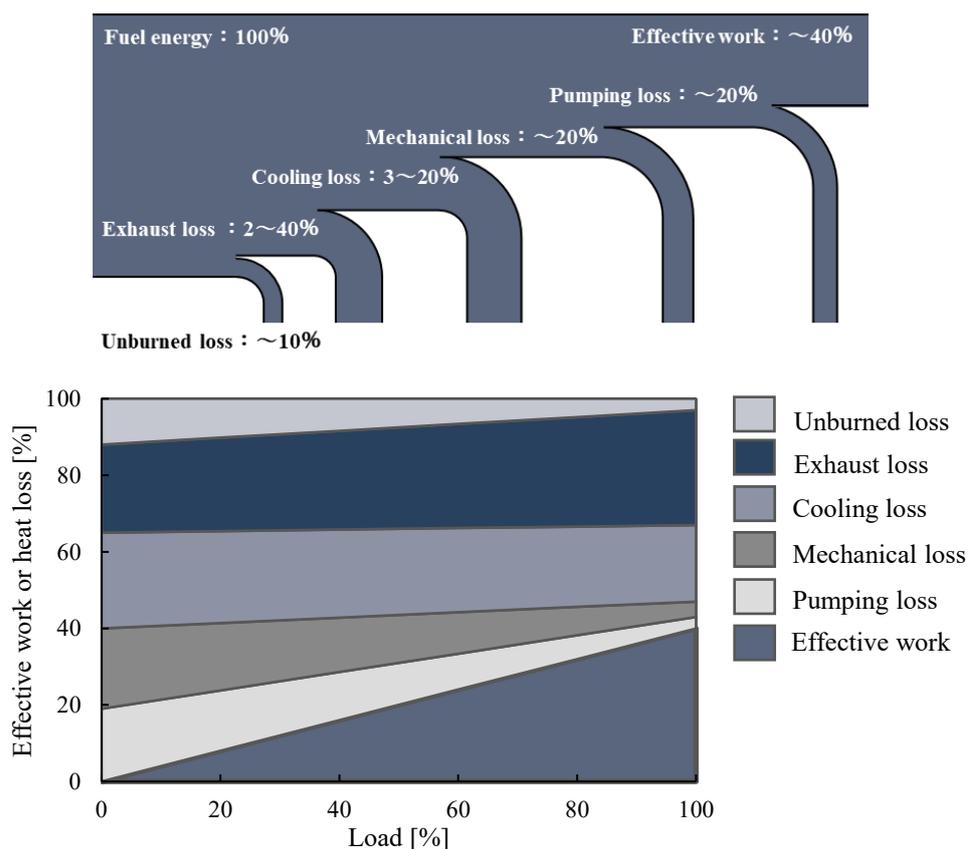


Fig.1.9 Internal combustion engine heat account diagram

The figure above: The flow until effective work is obtained when the energy of the fuel is 100%.

The figure below: Shows the effective work and the ratio of each loss in a general gasoline engine.

1.2.3 レシプロエンジンの構造

エンジン本体は、ガソリンと空気の混合気を燃焼室内で燃焼させて発生するガスの圧力を回転運動へと変えて動力を発生させている。作動方式には上下往復運動のレシプロエンジンと回転型のロータリーエンジンがあり、レシプロエンジンのシリンダ配置には直列、V型、水平対向型がある。図 1.10 は、直列 6 気筒型エンジンの構造例となる^[11]。本体は、シリンダヘッド、シリンダブロック、ピストン、コンロッド、クランクシャフト、カムシャフト、バルブなどで構成されている。また、エンジンによっては、騒音振動を極力抑えるためのバランス機構や体積効率を高めるためのバルブタイミングやリフト量をコントロールする可変バルブ機構が設けられている。

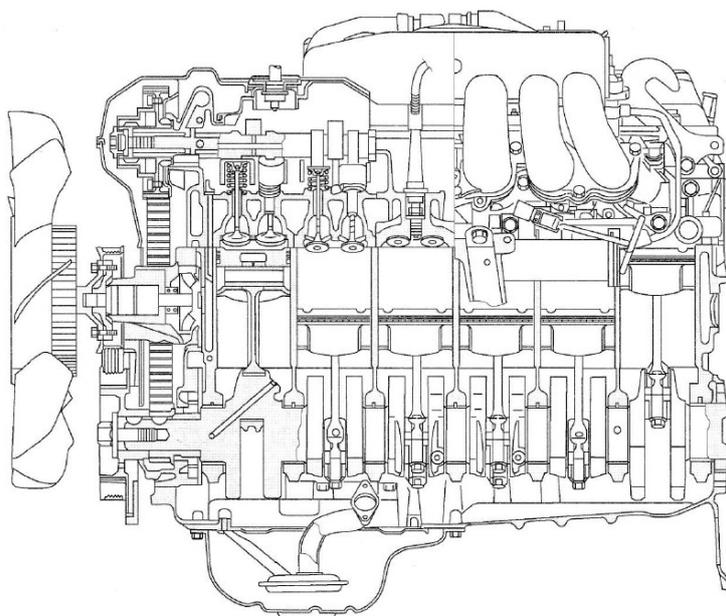


Fig.1.10 Schematic diagram of reciprocating engine ^[11]

エンジンを作動方式で分けると、4サイクル・エンジン、2サイクル・エンジンおよびロータリーエンジンがある。このうち4サイクル・エンジンは以下のような特徴がある。

- ・クランクシャフトの2回転ごとに燃焼が行われるため、回転力の変動が大きいがクランクシャフト端部にフライホイールを設けることでその変動幅を小さくしている。
- ・バルブ機構が必要なるため、構造が複雑になるが燃焼の安定性が高く、エンジン回転速度に対して軸トルク変化が小さい。

図 1.11 は、レシプロ 4 気筒エンジンのピストンおよびクランクシャフト構造の一例となる^[1]。燃焼サイクルとして生じた圧力は、ピストン頂部に作用してコンロッド、クランクシャフトへと伝わることで、往復運動を回転運動に変換する。ピストンには、シリンダ内で容積が変化する気密室を形成するためのピストンリング、潤滑膜を形成するためのオイルリングを装着して、リング自体の張力によってシリンダと密着するようにしている。ピストンとコンロッドの小端部との間にはピストンピンを介して接続することでクランクシャフトへ回転動力を加える。クランクシャフトは、コンロッドと接続して往復動力を受けるクランクピンと回転軸に自身を固定するクランクジャーナル、回転部の質量不均衡を取り除くバランスウェイトで構成される。クランクシャフトのバランスウェイトは、シャフトの 1 回転に対して同軸で慣性力が働くことから一次の慣性力を低減する役割を持つ。しかしながらピストンが最も速度が速くなるのはストロークの中間よりも上死点側へ移動するため慣性力を完全に打ち消すことができない。これを抑制するため、ピストンの重量の重たいエンジンや、慣性重量が均等にならない 3 気筒エンジンや 4 気筒エンジンでより 2 次振動を抑制するなど、一部のエンジンではクランクシャフトの 2 倍の回転速度で回転しながら慣性力を打ち消す、バランスシャフトを設けて振動を低減させている。

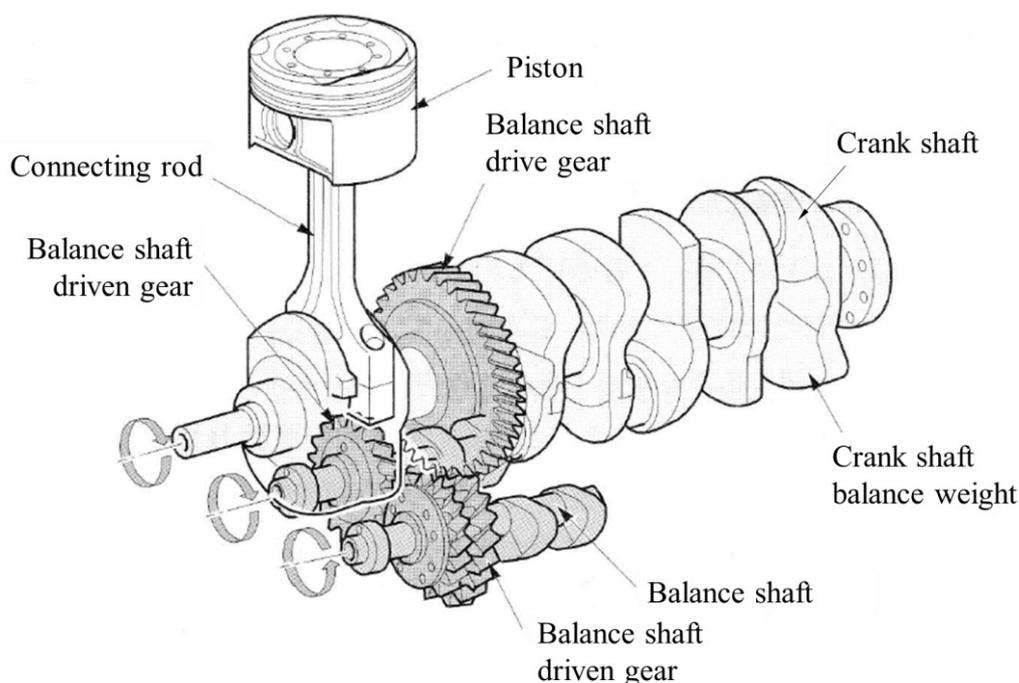


Fig.1.11 Basic structure of piston crank mechanism in reciprocating engine ^[1]

1.3 内燃機関の振動騒音課題

高い熱効率で燃焼を行いつつ動力を取り出すためには、圧縮比や空燃比の向上が極めて重要となることは理論熱効率からも明らかである。しかしながら圧縮比は、ピストンがシリンダ内を上下する際の上下限の動きで生じる容積比から圧縮圧力を生むため、高いほど大きな燃焼圧力変化を生じさせる。また、空気と燃料との混合比である空燃比もまた値が大きいほど空気過剰もしくは少ない燃料で急峻に燃焼を行うことにつながるため、燃焼圧力変化をもたらす。結果、急速な圧力エネルギー変換は、クランクシャフト回転軸の速度変動や軸受け部への衝撃発生によって機械の振動騒音を引き起こす要因となりうる。

1.3.1 騒音規制の推移

日本国内で騒音が社会問題になったのは、第二次大戦後の混乱期を経て経済成長期に入った、1950年代からとなる。交通騒音をはじめとした各種騒音（工場・事業所、建設作業現場、鉄道・航空機など）が公害の一つとして取り上げられはじめ、1960年代には社会問題として顕在化してきたのが起源となる^[12]。当時は自動車から排出されるNO_xや黒煙といった環境負荷物質による大気汚染への対策が強く求められた状況下で、1967年制定の公害対策基本法から派生して1968年（昭和46年）に騒音規制法が制定された。この騒音規制は、一定の車両走行条件下で騒音値を測定し、基準値以下に抑えることを義務付け、新たに加速走行時の走行騒音に基準を設けたものとなる。それぞれの騒音基準値は、バスやトラックといった大型なものから乗用車や小型バイクなど、車格に応じた基準値を設けている。本規制の主な狙いは、車両の保有台数の増加による市街地の住居環境保全を第一に、より車室内の快適性を高めて社会調和を図ることが求められていることから現在もなお熱効率の向上と同様に自動車開発における重要な開発要素となっている。表1.2は、国内における自動車騒音規制の年次推移を表している。自動車騒音は、加速走行時、定常走行、排気騒音毎に規制値を設け、その規制値は段階的に高い静粛性確保が求められている。また、これまで日本独自の規格での試験方法と規制値設定を行っていたものも、2016年より国際基準と統一が図られている。図1.12に、日本、欧州における乗用車加速走行時の騒音値規制の年次推移を示す。2021年に販売されている新車の加速騒音値は、70dB以下に抑えられている。これは1970年当時と比較して14dBの低減に相当し、およそ80%の音圧を低減してきたこととなり、車両台数の増加や周辺社会環境に調和した音圧に抑えるため進化を続けている。

Table1.2 Changes in automobile noise regulations
(Source : Japan Automobile Manufacturers Association)

年	1950	1960	1970	1980	1990	2000	2010	2020	2030
	国内独自基準							国際基準調和	
加速走行騒音			S46年規制 (新車)	S51~52年規制	S54年規制	S57~62年規制	H10~13年規制	UN R51-03 規制 フェーズ 1	フェーズ2
定常走行騒音	S26年規制		S26年規制		H10~13年規制	S46年規制 (新車)			
排気騒音	S26年規制		S26年規制		S46年規制				
近接排気騒音					H10~13年規制	S61~H元年規制		相対値規制	
圧縮空気騒音								圧縮空気騒音規制	

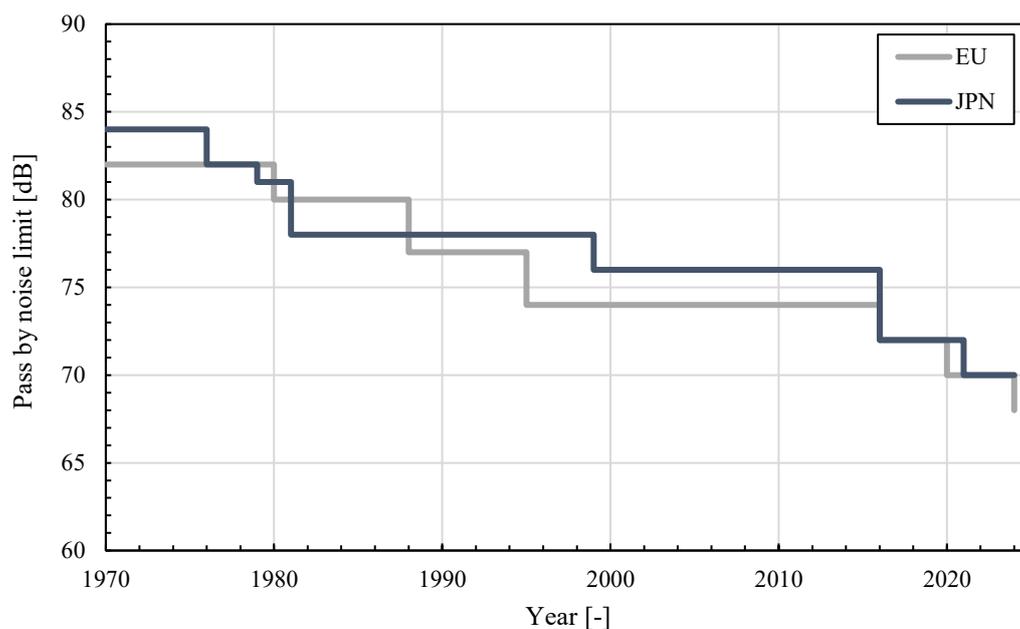


Fig.1.12 Annual transition of external noise regulations when accelerating passenger cars.

1.3.2 騒音の発生原理

音とは、空気を媒質として伝わる波の一種である。媒質を構成する微小な粒子が波の進行方向と同じ方向に振動する縦波（粗密波）によって、空気が振動することで音を発生させている。そのため音は、大気圧からの圧力の変化分（体積粒子の密な部分では圧力が大気圧より高く、粗な部分では低くなる）を音圧と呼んでいる。空気中の音は「音圧の波」と「粒子速度の波」の2つで構成されて、これらによって「音圧」と「強さ（エネルギー）」で表現する。音の強さを表す「音圧」は、空気粒子が振動する際の変化量の大きさである波の振幅によって決まり、以下式で求めることができる^[13]。

$$p(t) = P_{max} \sin\left(\frac{2\pi fx}{c}\right) \quad (1.6)$$

$p(t)$: 時間 t における瞬時音圧 [Pa]

P_{max} : 音圧の最大値 [Pa]

f : 周波数 [Hz]

x : 距離 [m]

c : 音速 [m/s]

ここで人が聞くことのできる音圧の範囲（可聴範囲）は、約 $20 \mu\text{Pa}$ から 20Pa と振幅の幅が大きいため音圧レベルを評価する指標として、デシベル [dB] を用いている。ある音圧実効値を p 、基準となる音圧実効値を p_0 としたとき、音圧レベル SPL (Sound Pressure Level) は、以下のように表す。

$$SPL = 10 \log\left(\frac{p^2}{p_0^2}\right) = 20 \log\left(\frac{p}{p_0}\right) \quad [\text{dB}] \quad (1.7)$$

p_0 は、人が認識できる最小可聴音圧として、 $20 [\mu\text{Pa}]$ を使い、音圧の2乗が音の強さになることから、デシベル表記時には対数に20を乗じた上式を用いるのが一般的である。また、人が感じる音の要素には、音の強さのほか高さ、音色といったものがある。音の高さは時間当たりの粒子の振動回数である周波数 [Hz] によって決まり、通常 $20\sim 20\text{kHz}$ の音が人の可聴範囲とされている。音色は複数の音波(sin波)が組み合わさった際のスペクトルによって決まり、心地よく感じたり、あるいは騒々しく感じるようになる。一般的に楽器などでは特定の振動数 (p_1, p_2, p_3, \dots) の純音が重なることで音色を出している。

音を発生させる原因には、空気を媒質とした粒子の振動が関係していることから空気中を伝わっていく空気伝搬音（air-bone sound）と構造物を伝わってくる固体伝搬音（solid-bone sound）の2つがある。エンジンなどの機械部品が運動することによって外部に放出される音は空気伝搬音となり、部品の振動あるいは衝撃が車体を振動させ、車体がスピーカとなって聞こえてくるのが固体伝搬音である。自動車における音の発生要因にはエンジンのほかにもタイヤと路面との接地による振動の伝わりや走行風とボディパネルやブレーキ本体の摩擦、電動モータでさえ微小な振動が高い周波数の音となって伝わるなど極めて多岐に渡る箇所では振動が伝わり、音となって現れる（図 1.13）。これら騒音は、規制値への対応はもちろんのこと、自動車車室内の快適性に深く関わることからより優れた静粛性を確保する必要がある。

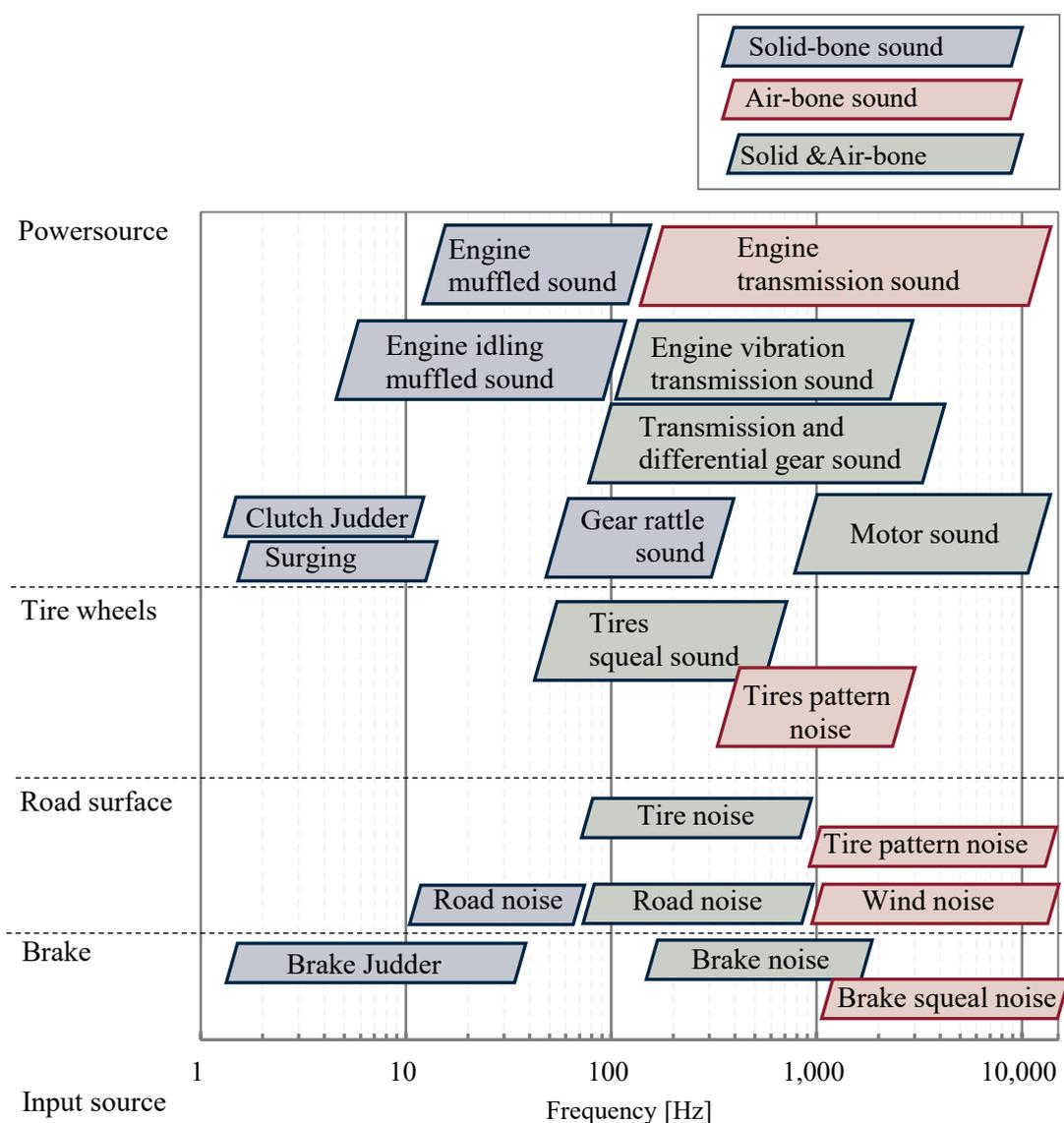


Fig.1.13 Comparison of car noise types and frequencies^[14]

図 1.14 は、乗用車における加速走行騒音の発生要因を年次規制別に比較した結果を示している^{[15]・[16]}。騒音の発生要因は、エンジン、冷却ファン、吸排気系部品とタイヤに分けて寄与率を示したものとなる。車種やエンジンサイズによってその寄与率は変化するものの、騒音発生部位はエンジン本体から発する音が約半数を占めて、次いで排気系からの音やタイヤなどから発するロードノイズとなる。タイヤと路面との接触による騒音は、自動車の走行速度が高くなるほど寄与度が高くなる傾向になる。これまでもエンジン周辺の騒音低減が図られてきていることや、相対的に騒音の少ない、BEV への移行が加速することで今後タイヤへの騒音低減もより重要になってくる。

上記のほか吸排気系に起因した走行騒音は、エンジンへの新気吸入～排気一連の行程においてガスの流れに脈動が生じることが起点となって部品を振動させて音を発する、あるいは車体を振動させて車室内にこもるような音となって現れる。対策としてエアクリーナボックスやサイレンサの容積を拡大して脈動波を直接外部へ放出しない構造に変更することや、管の振動を車体へと伝えないようにラバーマウントで保持する構造にしている。これら部品での騒音対策も、容積を確保することが低減に効果的となるが、車両のラゲッジスペースへの圧迫や重量増加へとつながる。そのため更なる静粛性向上にはタイヤと同様、抜本的な対策を行っていく必要がある。

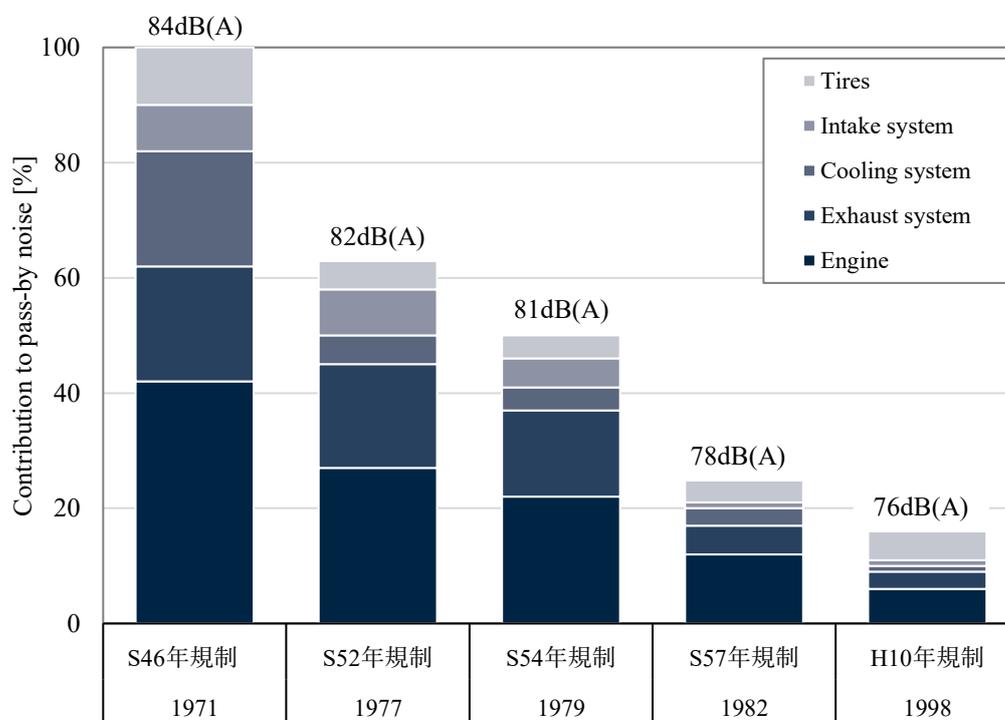


Fig.1.14 Contribution rate of each sound source to noise during acceleration of passenger cars ^[15]

加速走行時の騒音のうち、影響の大半を占めるエンジン本体からの騒音原因は、以下のようなものが要因として挙げられる。エンジン騒音は、燃焼圧力を起点とした、ピストンへの起振力の伝達と機械の回転運動とが主な起振源となって発生をしている。発生した燃焼振動はピストン、コネクティングロッド、クランクを介してシリンダ・ヘッドカバー、シリンダヘッド、シリンダブロックやオイルパン等へと伝達して放射される。上記のほか燃焼によるトルク変動が慣性力となってエンジン自身あるいは燃料ポンプやオルタネータなどの補器類、吸排気系部品を揺らすことで車体へと振動伝達することで車室内に音となって現れる（図 1.16）。

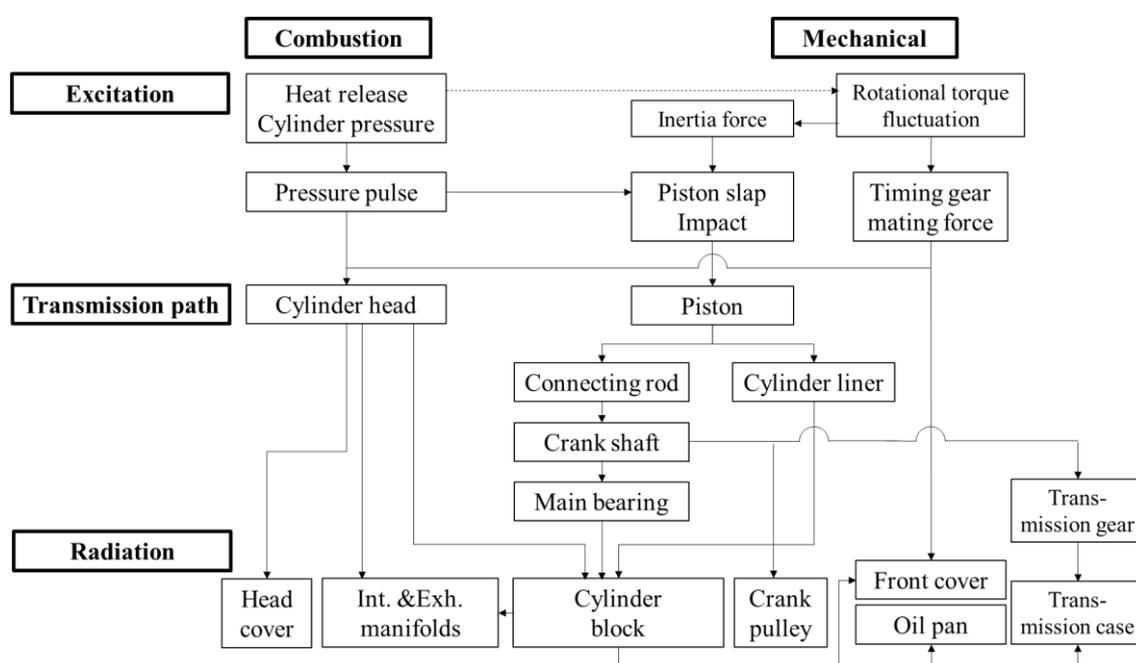


Fig.1.15 Generate mechanism of engine noise^{[17]-[19]}

上図より、エンジンから生じる音の発生形態は、以下3種類に分類され、以下より現状主要対策と併せて述べる。

- (a) 燃焼圧力、運動部品の慣性力を起点とした振動 : 起振力系
- (b) 起振力を車軸へと伝える際に生じる振動 : 伝達系
- (c) 振動を介して部品表面から発する音 : 放射音系

(a) 燃焼圧力を起点とした振動起振力

エンジン騒音の発生源となる主な起振力は、燃焼加振力そのものとそれが慣性力となってクランク軸を経由し、シリンダブロックへと伝わる軸受け加振力、ピストンスラップ・動弁系などの機械的加振力がある。このうち燃焼加振力は、筒内の燃焼圧力およびその圧力の上昇率が大きくなるほど寄与率が高くなる傾向がある。これら騒音は、“燃焼騒音”と総称され図 1.16 に示すように燃費と相反する性能をもつことが知られている^{[20]-[21]}。グラフは、ディーゼルエンジンにおける燃焼起振力を高めた場合の燃料消費率を表している。より高効率な燃焼を行うことで燃料消費率が減少する一方で縦軸の燃焼起振力が増大していることを表しており、結果増大した振動がエンジン本体を伝搬してエンジン騒音レベルの増大や、車体へ振動伝搬することによって静粛性を損なうこととなる。同様にエンジンから排出される排気ガス成分として大気や人体に影響を及ぼす NOx や煤の排出量も変化する。そのため燃費、エミッション、騒音それぞれが相反する関係になることから燃焼特性のみで各種性能の両立を図ることが困難になってきている。したがって、高効率化にともなって大きくなっていく燃焼振動に対しエンジン本体構造にて機械振動を低減して静粛性の確保を行うことが、熱効率と静粛性の両立を図るうえで重要な技術といえる。主要な対策としては起振力としての燃焼圧力の最大値を低減しつつ膨張仕事を確保することを狙いとした、燃焼制御による低減方法および振動伝達した起振力を外部へと放出しないためのシリンダブロックの制振構造の採用や吸遮音材を装着する方法が一般的に採られている^{[22]-[24]}。

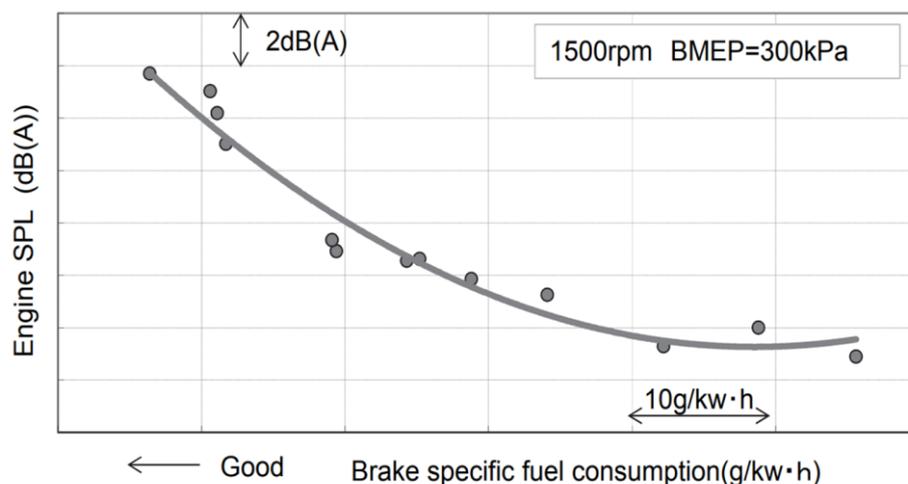


Fig.1.16 Tradeoff between sound pressure level and fuel consumption.^[20]

(b) 起振力を車軸へと伝える際に生じる伝達系振動

燃焼の起振力は、クランク軸を経由した主軸受加振力としてシリンダブロックを加振する。シリンダブロックは自身が放射音源としてスピーカになると同時に、オイルパンやシリンダ・ヘッドカバーなどへも伝搬するため大きな影響をもっている。シリンダブロックでの振動伝達系を低減するには、振動の伝わり方や振動の周波数によってその対策も異なってくる。100Hz以下の低周波数域における振動対策としては、ピストンなどの往復慣性部品の質量低減や、バランスシャフトによる2次慣性力の低減やエンジンマウントの高減衰化が有効となる。クランク軸を経由した主軸受けへの加振力低減には、シリンダブロックメインジャーナル部の剛性確保が有効となる。これは、シリンダブロック自身が放射音源であると同時に、オイルパンやカバー類への振動伝達経路としても影響を与えることに起因する。そのためエンジン騒音の低減において、シリンダブロックを中心とする、基本的な骨格部品での振動伝達低減が重要になる。そのためシリンダブロックへの振動伝達改善を狙いに外壁部分へ吸遮音材を付与して発生した騒音を低減することや、ラダーフレーム構造を採用するなどの対策がなされている。

(c) 振動伝達系を介して部品表面から生じる放射音

高周波数域でのエンジン起振力は、一般に燃焼起振力とピストンスラップ、動弁系や燃料噴射ポンプやギヤチェーンの機械系振動とがある。ガソリンエンジンにおける燃焼起振力は、ディーゼルエンジンと比較して低い傾向にあるが高効率化の観点からエンジン圧縮比や空燃比を高めるほどディーゼルエンジンの特性に近い傾向になる。高周波数域での騒音要因は、エンジン回転数の低い運転領域では燃焼騒音による寄与が高く、高回転になるほど負荷による騒音が増加して主に燃料噴射系による騒音が増加する^{[25][26]}。ピストンクランク系を介して伝搬した燃料振動は、シリンダブロックを媒介として系外へと放出される成分と、ピストンスラップと呼ばれるライナーに衝撃を与える振動になる。主要対策として近接カバー、吸遮音材付与、制振鋼板への置き換えやゴムなどの粘弾性材料を用いた振動絶縁での対策が主となる。これら対策は一定の効果が見込まれる反面、重量やコストの増大を伴う場合が多く、その対策範囲も広範囲に渡るため最小限に抑えることが望まれる。

1.3.3 燃焼振動の低減手段

燃焼振動の低減手段には、発生する燃焼起振力を緩やかに伝達する起振力の抑制手段と、発生した振動が構造体を介して伝達放射する際に不要な振動を低減あるいは抑制する手段とに大別される。換言すると、近年のエンジン騒音対策には、燃焼および構造双方による低減が行われている。図 1.17 に主要となる対策の系統図を示すとともに行われている対策について述べる。

(i) 燃焼方法からの振動低減手段

燃焼方式による騒音の低減手段としては、初期の燃焼速度を下げるのが有効である。このためガソリンエンジンでは圧縮比の低下や排気ガス再循環（EGR）の割合を増加するなどの対策が採用されている。ディーゼルエンジンなどの場合では、着火遅れ時間の短縮には圧縮端温度を上げることが有効であり、高圧縮比化のほか燃焼室の断熱化、過給などが行われている。また、主噴射の直前に少量の燃料を噴射する、パイロット噴射による急峻な燃料圧力上昇の抑制や、コモンレール燃料噴射系の圧力上昇および噴射ノズルの微粒化が燃費や排出ガスと燃焼騒音との相反解消に効果があるため、今日でも数多くの研究が行われている^{[27][28]}。

(ii) エンジン構造からの振動低減手段

構造側からのアプローチとしては、クランク軸を経由した主軸受けへの加振力としてシリンダブロックを加振する燃焼起振力の低減が有効である。これは、シリンダブロック自身が放射音源であると同時に、オイルパンやカバー類への振動伝達経路としても影響を与えることに起因する。そのためエンジン騒音の低減において、シリンダブロックを中心とする、基本的な骨格部品での振動伝達低減が重要となる。そのためシリンダブロックへの振動伝達改善を狙いに外壁部分でリブや肉厚を確保して剛性を得る方法や、クランクメインベアリングキャップとクランクケースの一部を一体化した、ラダーフレーム構造を採用するなどの対策がなされている。上記の他にもシリンダブロックのボルト締結部に着目し、結合部面圧を均一化することで結合部における減衰能を向上させる対策案が検討されている^[29]。

また、クランク軸への対策としては、回転変動を吸収するダンパの装着やクランク形状の最適化が一般的となる。従来は振り振動低減を目的とした振りダンパが主であったが、クランクシャフトの軽量化やエンジン騒音レベルが低減してきたことにより

これまでマスキングされていた曲げ振動による騒音が顕在化し、その低減のために曲げダンパを装着した検討例もある^{[30][31]}。

燃焼起振力を直接受けるピストンでの振動対策では、ピストンの2次運動によって発生する衝撃力を低減するための軽量化およびピストンスカートとライナーとの接触面圧の低減が有効である。接触面圧の低減には、CAEを活用した挙動解析を行うことでスラップ音を低減するスカートプロファイルの最適化やピストンピン中心のオフセットあるいはシリンダライナ中心とクランク軸とをオフセットした、オフセットクランクとすることでスラップ力の適正管理を進めている^{[32]-[34]}。また、ピストン重量低減の取り組みでは、ディーゼルエンジンなどではアルミ鋳造品と比較して薄肉で高剛性なスチールピストンへの変換を行うなどの取り組みも行われている。

上記のほかピストンからコンロッドへの伝達抑制の観点から、ピストンピン内部にダイナミックダンパを設置することで燃焼起振力が持つ特定周波数の振動を打ち消す機構を備えたピストンも実用化されている^{[35]-[36]}。

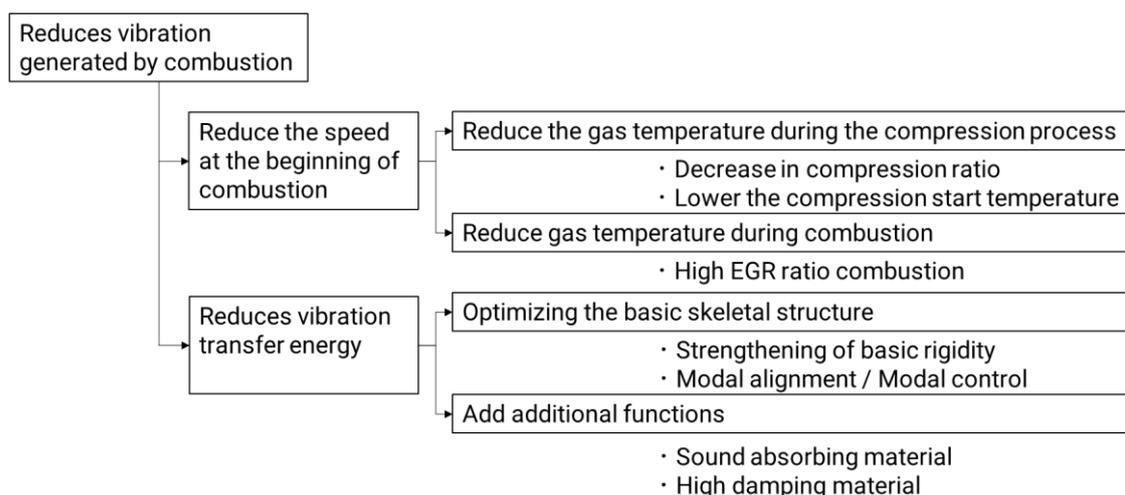


Fig.1.17 Propagation path and reduction means of vibration generated by combustion

組立部品や可動部分をもつ構造体は、ボルト締結面での摩擦や軸受け部のオイルダンピングのように相対的な運動により発生する構造的なダンピング効果（構造減衰）をもつため、材料固有のダンピング効果と組み合わせて考慮することができる。一般に、構造減衰は、構造の相対的振動振幅に依存した機能であり、材料減衰が大きくなって相対振幅が大きくなれば、その分だけ構造減衰の効果が減少するためである。制振材料とみなされるのは、対象物の減衰特性に対して相対的に大きいダンピング性能をもつことが要求される。結果、高剛性が要求される機械部品の多くは主要部品の多くを金属で構成するために材料減衰よりも構造による減衰効果の方がはるかに大きいことが知られている。これは部品間の接触部分から引き起こされる微小な滑り摩擦によって発生する振動の熱散逸によって生じる減衰であり、この構造減衰を積極的に利用してエンジンの振動を低減する研究なども行われている^{[37]-[38]}。

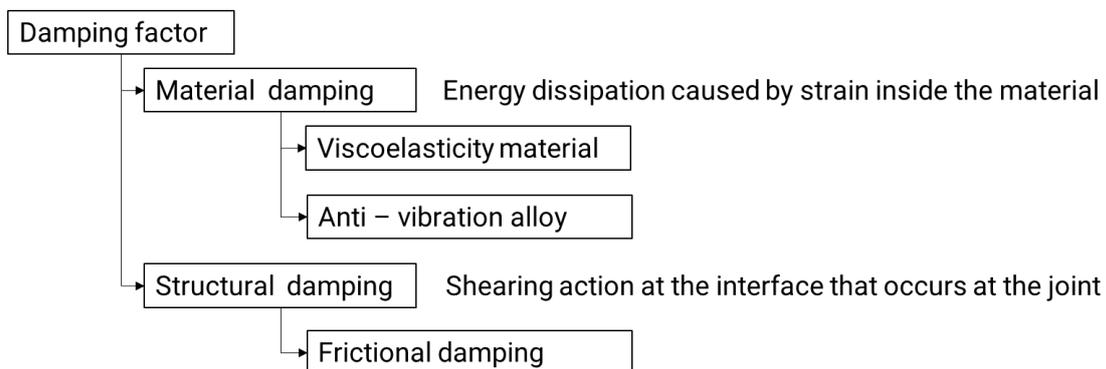


Fig.1.18 Types and functions of damping factors

1.4 本研究の目的

自動車内燃機関の振動騒音対策は、1960年代に開始された車外騒音規制の強化に加えて、電動化技術も視野に入れたマルチパワーソース時代への移行期をむかえ、より一層の対策強化が求められている。これは、2050年に向けた社会全体での脱炭素化を推し進める上で内燃機関もまた持続可能な環境性能へと高めていくことも重要であることを意味する。上記を実現するために必要不可欠となるのは、内燃機関の熱効率向上に直結する、圧縮比の上昇をはじめとした燃焼技術の進化であることは間違いない。これを可能にするためには、革新的な振動対策を、ライフサイクルでの環境負荷物質低減を考慮した簡素な構成で実現することが最も重要である。

本研究では振動低減手段のひとつとして熱効率と直結する燃焼圧力を損なうことなく振動伝搬のみを抑制する手段について実現手段検討を行った。振動低減には、加振力を低減することは最も基本的で有効な手段であるが、エンジン構造体での振動応答低減に着目し、制振手法を検討した。実施に際しての一つ目の課題は、構造体での振動抑制機構の選定である。燃焼起振源近傍での振動抑制には200℃超の高温かつ高荷重が作用するとともに高い剛性が求められるため対策手段が限られる。そのため構造体間の微小振動の抑制を目的に、振動によって生じる摩擦熱散逸現象を利用した振動減衰による原理解明について検証を行なうことを目的とする。振動減衰の原理解明には、エンジン部品設計段階から減衰性能を組み込みモデルとして適用するモデルベースでの開発手法を踏襲し、近年進化を遂げている付加価値造形技術(AM: Additive Manufacturing)を活用した実験および解析から現象を定式化する。定式化された振動減衰の1次元モデルから、より省スペースかつ高効率な減衰機構として高温かつ高荷重場での適用を想定した構造を創造する一手段として、金属粉末を使った“粉体ダンパ”の基礎検証とモデル化を通じてその活用方法についての考察と提案を行う。

二つ目の課題は、微小スケールでの減衰機構をエンジン部品スケールへと展開するための設計手法の構築である。発生した燃焼振動はピストンクランク機構を介して外部放出される。これを最も効率的に抑制する上で重要となるのは、振動起振源となるピストンであることは間違いない。したがってガソリンエンジンへの振動減衰性を確保するための設計手法の検討例として、ピストン内部に減衰機構を設置するための最適設計について検討を行う。検討に際して燃焼に伴って発生する熱および圧力エネルギー変換にも耐えうる構造設計指針を、実挙動も考慮したトポロジー最適化により導出を試みる。得られた設計指針を基にしてAM技術を活用してピストンに減衰機構を適用した際の期待効果について検証を行うことを2つ目の目的とする。

1.5 本論文の構成

本論文では、振動低減手段のひとつとして構造間の摩擦振動によって生じる摩擦減衰による原理を応用した摩擦減衰構造や、粉体ダンパに関する研究および本構造のピストン適用方法について、提案を行う。

第2章「摩擦を利用した振動減衰のモデル化」では、パッシブ型の制振器である粉体ダンパによる機能検証方法について検討を行う。粉体ダンパは、構造体内の空隙に粉末などの粉体を充てんした構成をしている。振動減衰の原理として、制振対象が振動する運動エネルギーを粒子間の擦れおよび制振対象との衝突によって発生する熱エネルギーに変換することで振動低減を行う。本減衰手法の利点の一つとして、構造内の空隙に複数粒子を封入することで制振性能を得るため、既存の部品耐久性を損なわずに減衰を行える、設置の容易性が挙げられる。粉体ダンパの研究は、これまでも減衰性能に関する実験的な研究、および計算解析による手法の研究がなされてきている。ただし、これら研究は対象の粒径がミリメートルスケールのサイズであり、比較的大型の機器に使用することを前提としている。一方で、小型部品を対象に基本粒径 $100\ \mu\text{m}$ 程度の微細粒を用いた粉体ダンパの制振性能を連続体として定義して実験を行った事例ならびに現象解析に用いる材料物性の導出方法について考察を行った研究は少ない。本研究では、限られた部品空間内での振動減衰を実現可能性にするため、基本粒径 $100\ \mu\text{m}$ 以下の微細粒を用いた粉体ダンパの性能評価手法についての実験検証方法について検討する。

第3章「微細粒を用いた粉体ダンパの性能」には、内部に中空形状を有する短冊試験片の内部に封入する微細粒子の粒子径、充填率、振動振幅をパラメータとして振動減衰性能の評価指標である、損失係数の変化について述べる。

また、第4章「粉体ダンパのシミュレーションモデル」では、上述したパラメータに対する封入粒子の挙動ならびに減衰に寄与するエネルギー収支を計算解析によって求めることで実験との対比を行う。パラメータの同定には、振動シミュレーションに先立ち摩擦係数の設定を行う精度検証方法について考察を行う。計算解析の実施には、Hertz の接触理論をベースに材料の機械的特性を考慮した離散要素法 (discrete element method, 以下 DEM) シミュレーションを用いる静止摩擦係数の同定を行い、第5章「離散要素法による粒子挙動の考察」にて、減衰特性の予実差について考察を行う。

第5章「ガソリンエンジンピストンへの減衰設計」では、近年進化の著しい積層造形 (Additive Manufacturing) 技術の進化によって従来の鋳造や鍛造、切削加工では製造が難しかった複雑な形状をも造形を可能にする技術のピストンへの適用検討を行

う。積層造形技術は樹脂および金属材料においてもサブミリオーダーサイズの微細造形を可能としているため、微細な空隙を含む格子構造を意図して造形することも可能になっている。著者らは、トポロジー最適化によってポーラス材料の内部構造を設計して積層造形技術で忠実に造形することにより、軽量かつ高剛性さらには自動車に求められる様々な機械特性を実現しうる構造を創出するための取り組みを行っている。本報は、ガソリンエンジンの軽量化と強度の両立に向けて設計者の意図通りに製造することが可能な **Additive Manufacturing** による造形を前提とした、理想形状の導出について検討を行った結果を報告する。検討には、トポロジー最適化によって現行のガソリンエンジン用ピストンと同材質にて同等以上強度を得るための指針について導出を行った。導出した形状は、2種類の手法を用いており、1つは任意質量で剛性を最大化する単位構造（ラティス構造）を周期的に配置するもので、2つ目は一般的なCAEソフトウェアによるトポロジー最適化によるものである。それぞれを比較分析した結果、最も効率的に軽量化を行うためには、ピストンへと作用する様々な荷重のうちエンジンの燃焼によって発生する圧力荷重に対する応力を緩和することが重要となる。これを質量最小限に実施するには、ラティス構造の適用が効果的となる。

第2章 摩擦を利用した振動減衰のモデル化

本章では、運転中の内燃機関や外乱を受ける構造体の振動応答予測に必要な減衰による振動系のモデル化と応答特性について物体間の摩擦で発生する減衰振動を例に述べる。次に、摩擦減衰を発現する構造体を小型軽量で実現する可能性について実験的に検証を行う。

2.1 振動減衰系のモデル化

ダンピング（減衰）とは、一般的に材料や構造物に繰り返し荷重や振動荷重を受けたときに生じるエネルギーの散逸現象のことである。エネルギーは、荷重を受ける材料や構造物の内部で散逸して多くの場合熱エネルギーに変換されることで振動を吸収する。また、空気抵抗や内部摩擦の作用によって振動エネルギーが媒介物質を通じて外部に逃げることもある。すなわち材料や構造物のダンピングには、材料内部の特性によりエネルギーの散逸が行われる材料減衰(material damping)または内部減衰(internal damping)と呼ばれる減衰と、構造部材の接合部隙間に生じる摩擦などによってエネルギーの散逸が行われる、構造減衰(structural damping)またはシステム減衰(system damping)と呼ばれる減衰がある。これら減衰は、振動の発生部位の最大応力や耐用寿命、使用温度などに応じて使い分けて適用することが重要となる。このうち、構造減衰は、構造物の接合部で発生する界面のせん断作用に起因したもので、通常、材料減衰と比較して大きな減衰が期待できる^[39]。

2.1.1 1自由度粘性減衰振動

振動減衰系のモデル化では、質量およびばねと減衰系を基にした動解析を行うことが減衰の種類や現象把握につながるため、基本原理について整理を行った。

いま、図2.1のような1自由度の振動減衰に関し、質量 m 、ばね定数 k 、減衰定数 c に対して外力を加えたときの運動方程式および初期条件は次の通りとなる。

$$f(t) = m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x \quad (2.1)$$

$$x(0) = x_0, \quad \dot{x}(0) = v_0 \quad (2.2)$$

上式において、振動系がもつ固有角振動数を ω_n 、減衰比を ζ と定義し以下で表す。

$$\omega_n = \sqrt{k/m}, \quad \zeta = c/c_c = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (2.3)$$

式 2.3 にて物体の変位は外力を $f(t)=F_0 \cos\omega t$ を用いて以下式で表すことができる。

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \left[A \cdot e^{\sqrt{\zeta^2-1}\omega_n t} + B \cdot e^{-\sqrt{\zeta^2-1}\omega_n t} \right] \quad (2.4)$$

ここで ζ は、減衰係数と臨界減衰係数との比で、減衰比と呼ばれる。また、2.4 式の解は、減衰比の値によって動きが大きく異なる。そこで、減衰の大きさを $0 < \zeta < 1$, $\zeta = 1$, $1 < \zeta$ の 3 条件に分けて示すと以下のように表すことができる。

- ・減衰比が 1 以下のとき ($0 < \zeta < 1$)

$$x(t) = X_0 e^{-\zeta t} \cos(\omega_d - \phi_0),$$

$$X_0 = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0 + \zeta\omega_n x_0}{\omega_d} \right)^2}, \quad \phi_0 = \tan^{-1} \left(\frac{v_0 + \zeta\omega_n x_0}{x_0 \omega_d} \right) \quad (2.6)$$

- ・減衰比が 1 のとき ($\zeta = 1$)

$$x(t) = \{x_0 + (v_0 + \omega_n x_0)t\} e^{-\omega_n t} \quad (2.7)$$

- ・減衰比が 1 より大きいとき ($\zeta > 1$)

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \left\{ x_0 \cosh(\sqrt{\zeta^2-1}\omega_n t) + \frac{v_0 + \zeta\omega_n x_0}{\sqrt{\zeta^2-1}\omega_n} \sinh(\sqrt{\zeta^2-1}\omega_n t) \right\} \quad (2.8)$$

$0 < \zeta < 1$ は振動的な減衰運動を、 $\zeta \geq 1$ では単調な減衰運動をする。

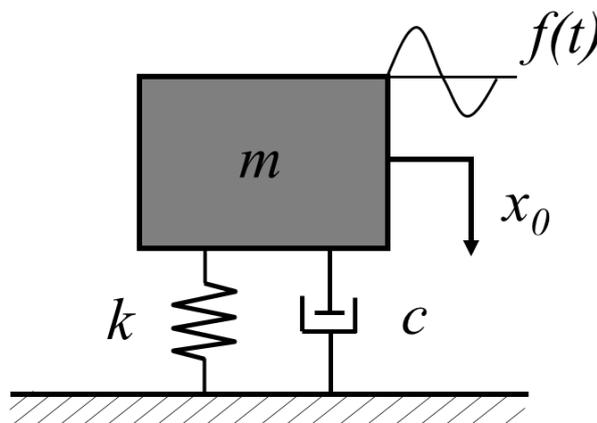


Fig.2.1 1-axis viscous vibration system model

図 2.2 は、 $x_0 = 0$ から一定荷重を加えたときの減衰振動の変位履歴を示した計算結果を示している。計算は、バネマス系の値を一定として、減衰比 $\zeta (= c/\sqrt{mk})$ を 0.05 から 1.5 まで増加させた際の比較となる。変位量はそれぞれの曲線において時間経過とともに減少し、変位がゼロの点で静止をする。減衰比が高いほど初期の変位量および静止までの時間も早くなる。これは、各周期での変位最大値が $\pm x_0 e^{-\zeta \omega_n t}$ となるため、減衰比に依存しているためである。

理論式より、減衰比 ζ を高めるほど振動の収まりが早く、1.0 より大きい場合早期に減衰をしている。よって振動部品の減衰比をより高い材料を選定して製造すればよいことになるが、前述通り材料自体が持つ減衰比の多くは 1.0 よりも小さい値をとる。表 2.1 は、自動車部品各種で一般的に用いられる材料の減衰比に関する文献値となる。一般的に高強度な材料ほど減衰能が低く、振動や衝撃入力に対して減衰が得にくいため、振動機械の多くはダンパなどの制振装置を備えることが必須となる。

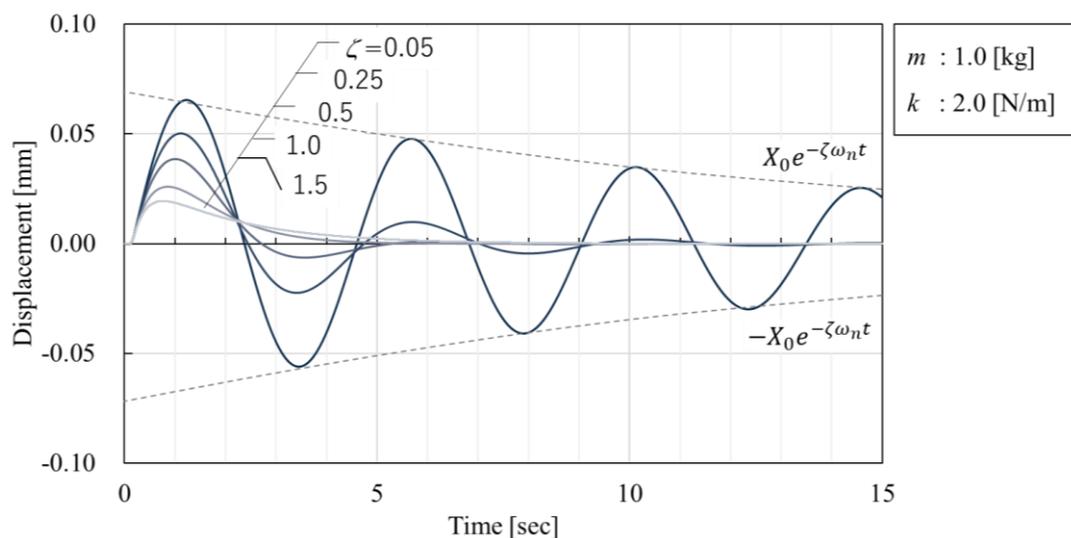


Fig.2.2 Displacement response of viscous vibration system

Table 2.1 Attenuation ratio of various materials (excerpt)^[39]

Material	Maximum	Minimum
Aluminum (6036-T6)	0.005	0.0005
Brass	0.004	0.002
Pure iron	0.10	0.001
SAE1020 steel	0.002	0.0004
Natural rubber	0.05	0.001
Chloroprene synthetic rubber	0.08	0.03

2.1.2 粘性減衰の強制振動モデル化

次に、粘性減衰を備えた系に外部刺激を与えた場合の運動モデルについて検討を行う。図 2.3 に示すような、質点に周期的外力 $F \sin \omega t$ が働く場合の運動方程式は、

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \sin \omega t \quad (2.9)$$

となる。この運動方程式の解は式 2.4 に示す外力が働かない場合の自由振動の一般解と、強制振動の特解の和で与えられる。しかし、自由振動の解は時間とともに減衰し、十分時間が経てば、定常応答と呼ばれる特解のみになる。定常的な振動を扱う場合の特解を、以下に示す。

$$x = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.10)$$

これを 2.2 式に代入すると、以下の式で示すことができる。

$$-m\omega^2 X \sin(\omega t - \phi) + c\omega X \cos(\omega t - \phi) + kX \sin(\omega t - \phi) = F \sin \omega t \quad (2.11)$$

上式を $\sin \omega t$ と $\cos \omega t$ で整理すると以下の式となる。

$$\begin{aligned} & \left[\left((-m\omega^2 + k) \cos \phi + c\omega \sin \phi \right) X - F \right] \sin \omega t \\ & + \left[\left((m\omega^2 - k) \sin \phi + c\omega \cos \phi \right) X \right] \cos \omega t = 0 \end{aligned} \quad (2.12)$$

この式が任意の時刻 t について成り立つためには、 $\sin \omega t$ と $\cos \omega t$ の係数が 0 になればよいので、以下式で表すことができる。

$$\left((-m\omega^2 + k) \cos \phi + c\omega \sin \phi \right) X - F = 0 \quad (2.13)$$

$$\left((m\omega^2 - k) \sin \phi + c\omega \cos \phi \right) X = 0 \quad (2.14)$$

したがって、振幅 X と位相角 ϕ が次のように求められる。

$$X = \frac{F}{\sqrt{(-m\omega^2 + k)^2 + c^2\omega^2}} \quad (2.15)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{c\omega}{-m\omega^2 + k} \quad (2.16)$$

ここで、変位 x は、

$$x = \frac{F}{\sqrt{(-m\omega^2 + k)^2 + c^2\omega^2}} \sin(\omega t - \phi) \quad (2.17)$$

となる。なお、特解を

$$x = A \sin \omega t + B \cos \omega t \quad (2.18)$$

とおき、運動方程式 2.9 に代入して、同様に時刻 t に関する恒等式とすると、 A と B は次のように求められる。

$$A = \frac{-m\omega^2 + k}{(-m\omega^2 + k)^2 + c^2\omega^2} F$$

$$B = \frac{-c\omega}{(-m\omega^2 + k)^2 + c^2\omega^2} F \quad (2.19)$$

これらを式 2.18 に代入し変形すると、式 2.17 と同じものになる。式 2.15 を、

加振振動数比 ω/ω_n 、減衰比 $\zeta = c/2\sqrt{mk}$ と静変位 $X_{st} = F/k$ を用いて無次元化すると、次の変位の応答倍率 M_d が得られる。

$$M_d = \frac{X}{X_{st}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\omega/\omega_n\right)^2\right)^2 + 4\zeta^2\left(\omega/\omega_n\right)^2}} \quad (2.20)$$

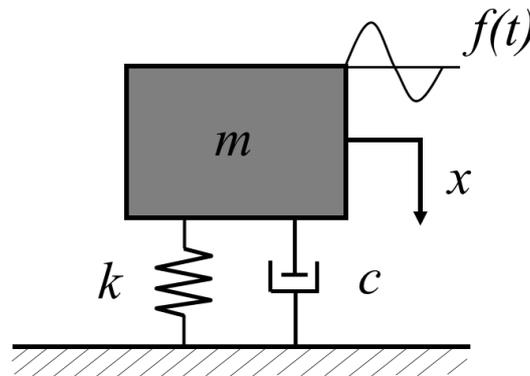


Fig.2.3 1-axis viscous vibration system model

図 2.4 は、式 2.15 および 2.16 の変位振幅比 X/X_d および位相角 ϕ について、減衰比 ζ を変化させたときの振動数に対する周波数応答関数を示している。曲線がピークを示す加振振動数比 ω/ω_n が 1 となるとき、物体の変位は入力振幅以上の変位となることを表している。また、減衰比が高いほど外力が作用する周波数に対してずれが生じることで振幅が生じ、位相にも遅れが生じている。

また、減衰比 ζ は値が 1 よりも十分に低い場合、強制加振時の最大振幅量を X_{max} とすると、以下で表すことができる。

$$X_{max} = \frac{1}{2\zeta} \quad (2.21)$$

すなわち減衰比の小さい金属平板や建造物などでは、減衰比を求めることで振動のピーク倍率を概算で求めることができる。例として $\zeta = 0.03$ で設計された建造物の振幅倍率は、 $X_{max} = 16.7$ となり、入力に対して約 17 倍の振幅を持つことが概算ではあるが見積もることができる。

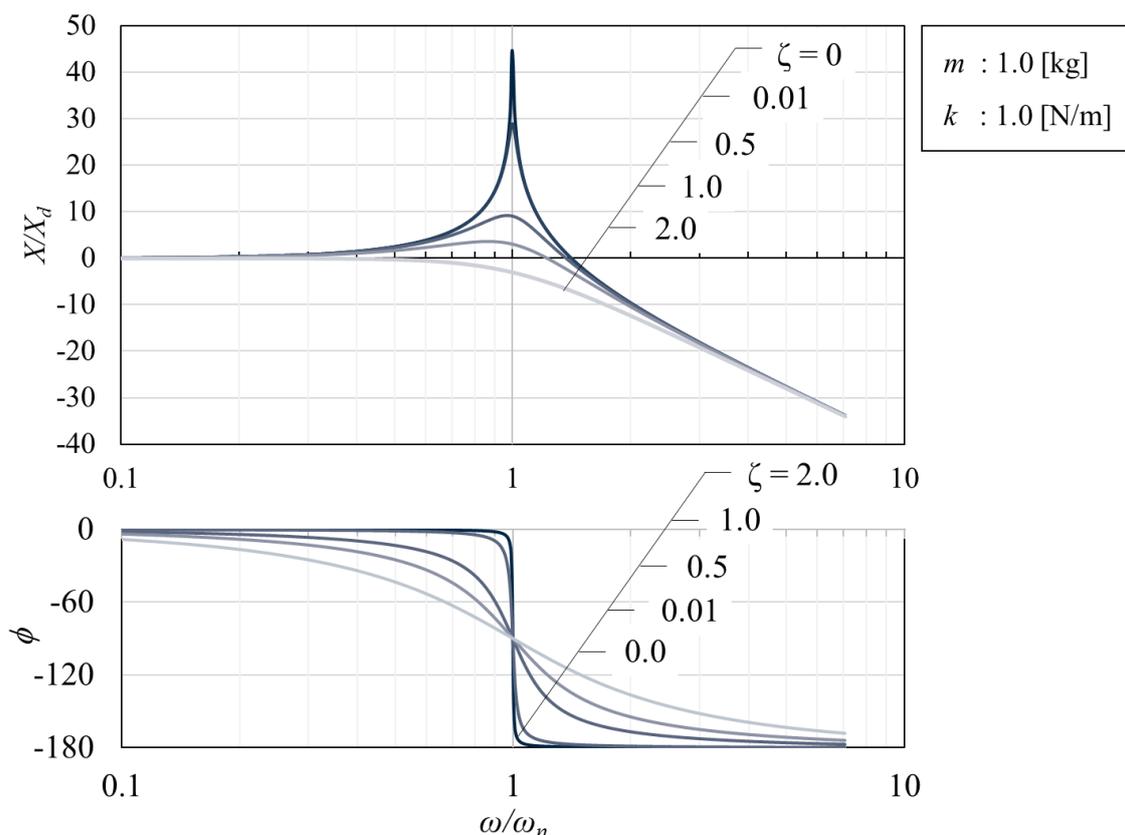


Fig.2.4 Displacement frequency response function to force excitation of viscous damping system. Upper: Amplitude, Lower: Phase

2.1.3 クーロン摩擦による減衰自由振動

質点とばねからなる振動系やひもとおもりからなる単振り子などは初期条件を与えて自由振動させると、時間経過につれて振幅が減少して最後には停止する。これは、振動系に質点の動きを妨げようとする何らかの減衰要素があるからである。このように、振幅が減少する自由振動を減衰自由振動という。振動を減衰させる要因は、気体や液体の粘性減衰や物体間に働く摩擦減衰、物体自体の影響による構造減衰などがあげられ、いずれも振動のエネルギーを系外へ散逸させる作用をするものである。ここでは、本研究に関わる摩擦減衰についての基本メカニズムについて述べる^[40]。

図 2.5 に示すように、粗い水平面上を往復運動する質点に働く摩擦力 F は動摩擦係数を μ 、重力加速度 g とすると、式 2.22 で示すことができる。

$$F = \mu mg \quad (2.22)$$

このとき摩擦力は、運動方向と逆向きの力が作用するため、質点の速度が正 ($\dot{x} > 0$) の場合に $-\mu mg$ 、負 ($\dot{x} < 0$) の場合に μmg となる。そのため、運動方程式は式 2.23 のように表すことができる。

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + kx &= -\mu mg \quad (\dot{x} > 0) \\ m\ddot{x} + kx &= \mu mg \quad (\dot{x} < 0) \end{aligned} \quad (2.23)$$

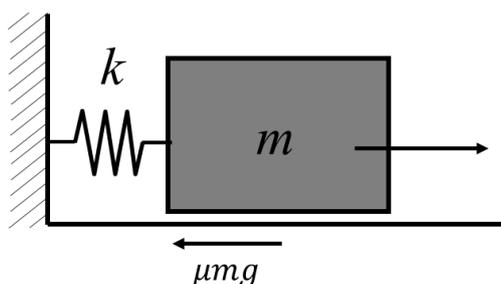


Fig.2.5 Friction damping model

静摩擦係数が動摩擦係数に等しいとすると、最大摩擦力とばねの復元力が釣り合う変位 a は式 2.24 で示すことができる。

$$a = \mu mg/k \quad (2.24)$$

したがって式 2.23 の運動方程式は以下式に置き換えることができる.

$$\begin{aligned}\ddot{x} + \omega_n^2(x + a) &= 0 \quad (\dot{x} > 0) \\ \ddot{x} + \omega_n^2(x - a) &= 0 \quad (\dot{x} < 0)\end{aligned}\tag{2.25}$$

この方程式の一般解は次のようになる.

$$\begin{aligned}x(t) &= A_1 \sin \omega_n t + B_1 \cos \omega_n t - a \quad (\dot{x} > 0) \\ x(t) &= A_1 \sin \omega_n t + B_1 \cos \omega_n t + a \quad (\dot{x} < 0)\end{aligned}\tag{2.26}$$

すなわち、摩擦力が働く場合、速度 \dot{x} の値によって二つの運動方程式が存在し、 \dot{x} の符号が変わるごとに、解も一方から他方に移り変わる. 初期条件として、 $t=0$ で変位 $x=x_0 > 0$ 、速度 $\dot{x}=0$ の場合を考える. $t > 0$ では、最初質点は変位 x が減少する方向に運動する. このため、 $\dot{x} < 0$ となり、式 2.26 の下の式を適用する. この場合、未定係数は $A_2 = 0$ 、 $B_2 = x_0 - a$ となり、解は、以下となる.

$$x(t) = (x_0 - a) \cos \omega_n t + a\tag{2.27}$$

式(1.6) は $x = a$ を基準にした単振動を表し、その振幅は $(x_0 - a)$ である. この解は $\dot{x} < 0$ の条件で成立するため、 $\dot{x}(t) = 0$ をみたす最初の時間を求めると、 $\omega_n t = \pi$ となる. このときの変位は、

$$x\left(\frac{\pi}{\omega_n}\right) = -x_0 + 2a\tag{2.28}$$

となる. 次に、時間 $t_1 = \pi/\omega_n \leq t < 2\pi/\omega_n = t_2$ では、 $\dot{x} > 0$ となり、式 2.26 における上式より、

$$x(t) = (x_0 - 3a) \cos \omega_n t - a\tag{2.29}$$

となる. 式 2.29 は、 $x = -a$ を基準にした単振動で振幅は $(x_0 - 3a)$ となる. 以下、同様にして時間 $t_2 = 2\pi/\omega_n \leq t < 3\pi/\omega_n = t_3$ では、 $\dot{x} < 0$ のときの変位は、

$$x(t) = (x_0 - 5a) \cos \omega_n t + a\tag{2.30}$$

時間 $t_3 = 3\pi/\omega_n \leq t < 4\pi/\omega_n = t_4$ では、 $\dot{x} > 0$ のときの変位は、

$$x(t) = (x_0 - 7a) \cos \omega_n t - a\tag{2.31}$$

を得る. 速度の符号が切りかわるときに、変位 x によるばねの復元力 kx が摩擦力 μmg 以下になると、振動は停止する. ただし、停止位置は原点とは限らない. また、クーロン摩擦による減衰自由振動は、粘性とは違い、1/2 周期ごとに基準点 $x = \pm a$ を交互に繰り返し、極大値は 1 周期で $4a$ ほど減少をする. 減衰振動の極大値を結ぶ直線の傾きは、一定値で以下式となる.

$$\frac{-4a}{2\pi/\omega_n} = \frac{-2a\omega_n}{\pi} \quad (2.32)$$

クーロン摩擦系における振動波形を図 2.6 に示す。振動変位は、2.1.1 項で述べた粘性減衰モデルとは異なり、1/2 周期ごとに基準点 $x = \pm a$ を交互に繰り返し、極大値は 1 周期で $4a$ ほど減少をする。減衰振動の極大値を結ぶ包絡線の傾きは、一定値で減衰するのが特徴となる。また、摩擦が十分に大きい場合、静止する変位は 0 とならずに質量と摩擦力が釣りあう点で静止をする。

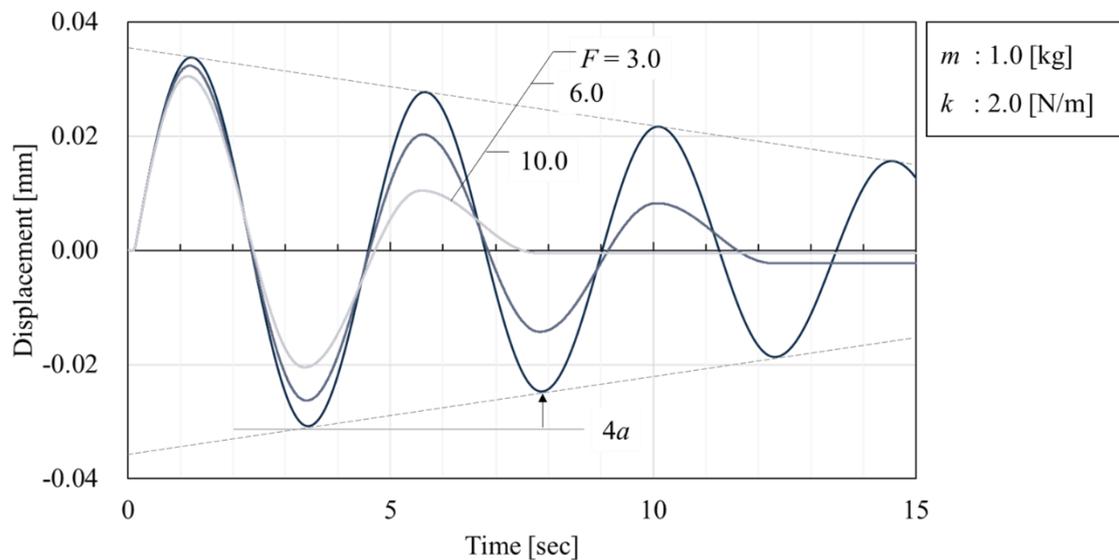


Fig.2.6 Displacement response of frictional vibration system

次に、クーロン摩擦による減衰モデルに強制変位 $x = a \sin \omega t$ を加えたときに発生する減衰力は、

$$F_D = F_c \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (2.33)$$

となり、変位と減衰力の関係を、減衰容量 W で定義すると以下のように表すことができる。

$$W = \oint F_D dx = \int_0^{2\pi/\omega} F_D \cdot \dot{x} dt = 4F_c a \quad (2.34)$$

クーロン摩擦減衰と同一の減衰容量をもつ等価粘性減衰 c_{eq} を、式 2.34 を用いて以下の式で表す。

$$c_{eq} = \frac{4 F_c}{\pi a \omega} \quad (2.35)$$

また、クーロン摩擦が作用する強制運動系の運動方程式，定常調和振動の解 $x(t)$ を以下のように定義する．

$$m\ddot{x} + kx = -F_c \operatorname{sgn}(\dot{x}) + F_0 \cos \omega t \quad (2.36)$$

$$x(t) = X_c \cos(\omega t - \phi_c) \quad (2.37)$$

つぎに，粘性減衰系の振幅 X_d の式 2.15, 2.16 における ζ に，式 2.35 の等価粘性減衰を代入すると，クーロン摩擦系の振幅 X_c が $X_c = x_{st} / [(1 - \lambda^2)^2 + (4x_c / \pi X_c)^2]^{1/2}$ として，近似的に求めることができる．これを X_c について整理すると，式 2.38 となる．

$$X_c = x_{st} \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{4F_c}{\pi F_0}\right)^2}}{|1 - \lambda^2|} \quad (2.38)$$

図 2.7 は，上式にて求めた変位倍率を周波数に対してプロットした計算結果となる．この結果から，クーロン摩擦の強制振動に対する減衰現象の特徴として，以下がある．

- ・ 共振振動周波数は，系がもつ固有振動数 ω_n に等しく，1.0 となる．
- ・ 共振点における変位倍率 X_c/x_{st} は， $(4/\pi)(F_c/F_0) < 1$ にて常に無限大となる．

すなわち，クーロン摩擦系における摩擦力 F_c 低い場合，共振を抑えることができないことを表している． $(4/\pi)(F_c/F_0) > 1$ では式 2.38 における近似式が虚数となるため，2.2 項にて，モデルの詳細検討を行う．

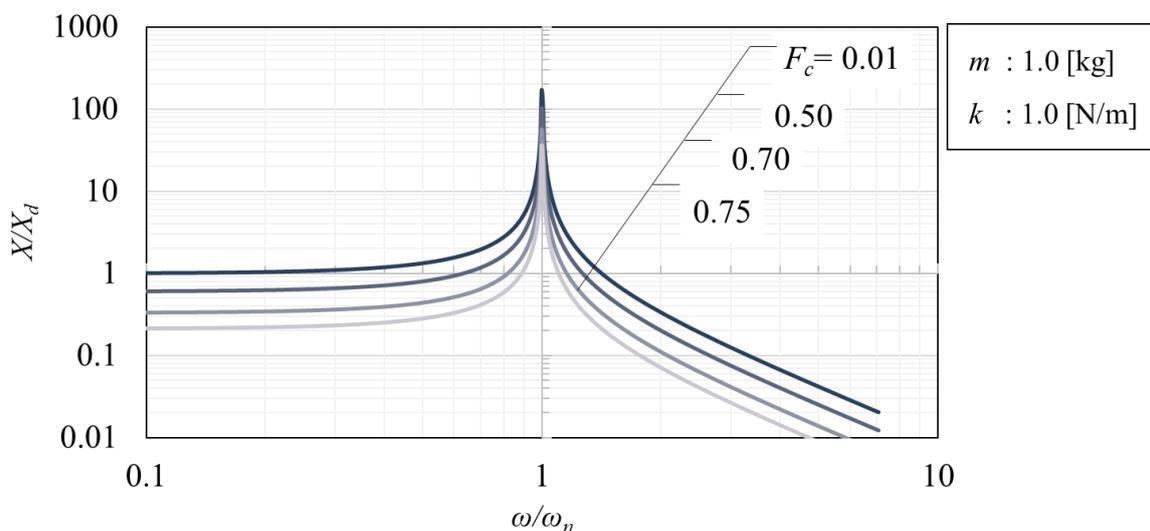


Fig.2.7 Displacement frequency response function to force excitation

2.2 摩擦による振動減衰モデルの検証

2.2.1 接触摩擦を考慮した 2 自由度強制振動モデル

次に、構造体間の接触摩擦を模擬した 2 自由度の減衰強制振動モデルを作成し、減衰に寄与する構造について詳細検討を行った。検討に先立ち、簡易モデルにて物体間の摩擦力が作用する現象について実スケールに近い対象にて強制振動を加えたときの周波数と変位について比較を行った。検討に用いる簡易モデルを図 2.8、運動方程式を以下に示す^[41]。

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = F \cos \omega t - f \quad (2.39)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = f \quad (2.40)$$

$$m_1 = m_2 = 1, k_1 = 1, k_2 = 0.8, c_1 = c_2 = 0.005, F = 1$$

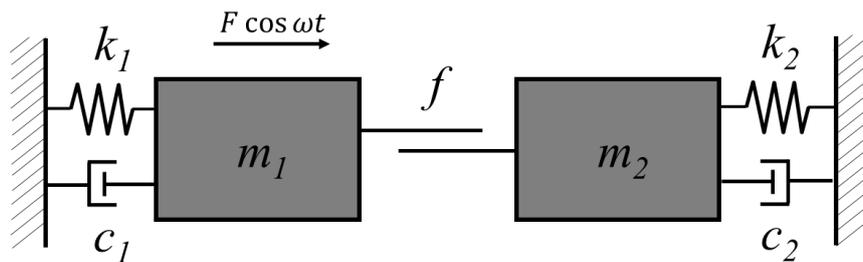


Fig.2.8 Vibration test model

このモデルは構造内に摩擦を働かせることで減衰を表現したものである。質点 m_1 に強制加振力 $F \cos \omega t$ を負荷したときに、摩擦力 f を媒介にして質点 m_2 へと振動が伝搬して双方が振動する現象を表す。すなわち振動起振源が m_1 、伝達構造が m_2 の系をなしている。このモデルで周波数に対する変位応答を評価することで、摩擦による減衰の大小について差異の確認を行う。検討に際しては、摩擦力 f を変化させたときの最大変位量について、検証を行っている。図 2.9 は m_1 質点の変位について、摩擦力を変化させたときの周波数応答解析結果を示している。最大となる変位量は、物体間の摩擦力上昇にともなって低減し、その後再び上昇する。摩擦力に対する最大変位量の変化は図 2.10 の通りとなる。この現象は、最大変位となる周波数が摩擦力上昇に伴って低下する傾向をもつことから、系全体の固有振動数が低下しており、十分に高い摩擦力を有した際には剛体振動に近づくことを表している。そのため摩擦を活用した減衰性能を確保するためには、物体同士の質量や剛性を踏まえたいうで敵値となる接触摩擦力を確保することが重要となる指針を得た。

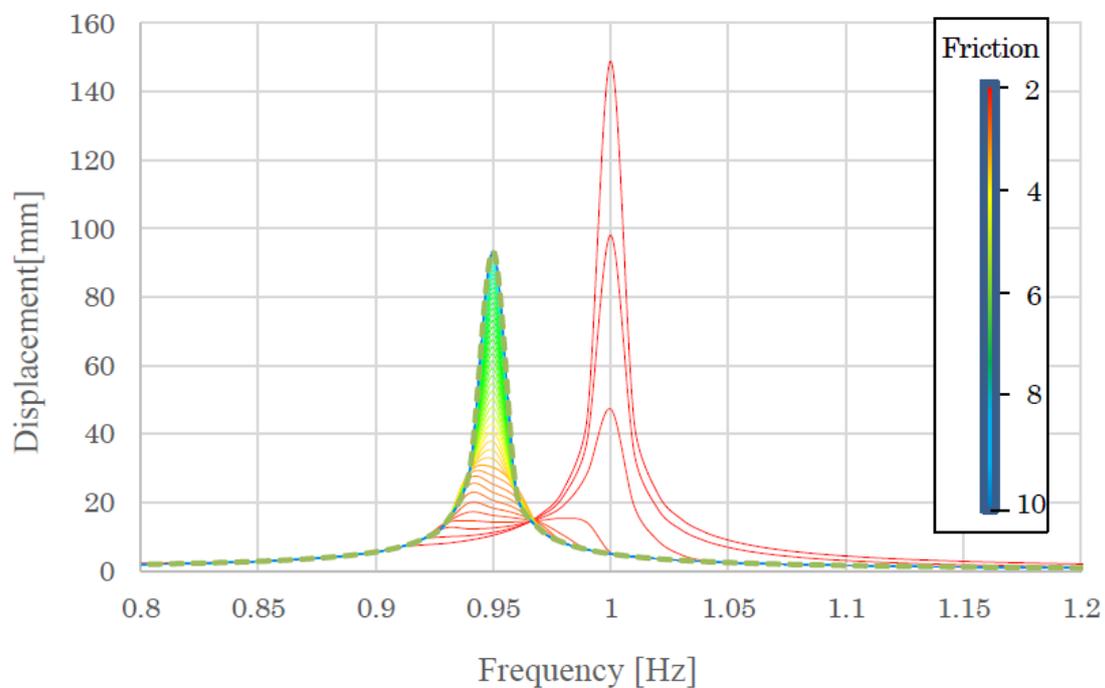
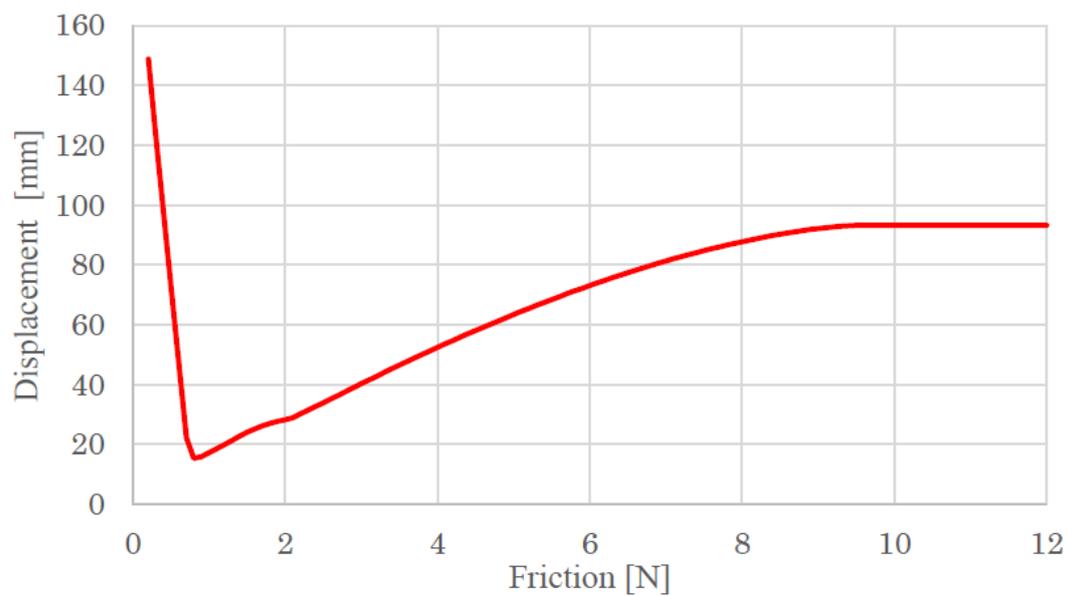


Fig.2.9 Response of displacement due to friction change

Fig.2.10 Response of displacement due to friction change.^[40]

2.2.2 接触摩擦による減衰性能評価手法の検討

次に、2.2.1 項で得られた知見をもとに強制加振時の減衰性能を評価する試験片を作成し、摩擦による減衰発現メカニズムについて検討を行った。図 2.11 に試作した試験片の外観写真を示す。試験片は限られたスペース内で複数の摩擦発生を想定し、長さ 10mm 角の立法体の 1 平面に櫛歯状のスリットを設けた組木状構造を用いた。本形状の狙いは、櫛歯間の振動によって生じる摩擦減衰効果の検証である。

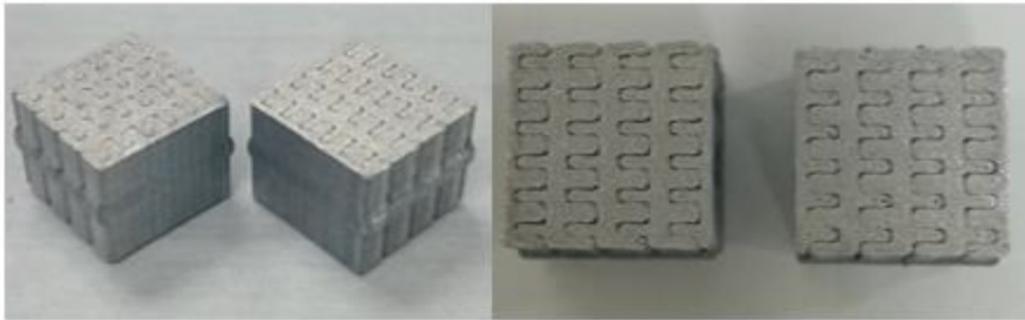


Fig.2.11 Lattice test pieces

減衰性能評価に用いる試験片は、櫛歯間のスリットの長さや隙間量を任意に変更可能な試作方法を選択する必要がある。スリット同士の間隔を 1mm 以下で制御するには、放電加工等の後加工では限界があるため、積層造形法による試験片造形を選択した。積層造形法とは通称 3D プリンタと呼び、材料の層を約 10~60 μ m ずつ重ねて造形するプロセスである。素材となるブロックから削り出して製品を作成する切削加工とは異なり、積層造形では材料を付加しながら最終製品を形成していく。そのため従来製造方法では成形困難な構造を造形することも可能になり、新たな機能を付与することも可能となることから、付加価値造形とも呼ばれている^{[42]-[44]}。近年、レーザー加工技術の高出力化によって高融点な金属に対しても造形が可能になったことから、航空機部品をはじめとして自動車部品等への応用研究も盛んに行われている^{[45]-[49]}。

本研究では減衰構造のエンジン適用を目的とした性能検証を行うため、主要な構造材料の一つであるアルミニウム素材を用いて造形を実施した。造形は、SLM Solutions 社製金属 3D プリンタ_SLM280HL を用い、金属 3D プリンタ用造形粉末である LPW 社製アルミニウム合金 (LPW AlSi10Mg AAGH) にて造形を行った。本材料の成分は Al10Si0.4Mg であり、AC4 相当の組成となる。試作に用いた造形装置の仕様を表 2.2、造形に用いたアルミ粉末材料の SEM 観察画像を図 2.12 に示す。なお、本試作に際しては、近畿大学工学部 次世代基盤技術研究所保有の装置を利用して造形を行った。

Table2.2 Specification of SLM280HL

Maximum modeling area	280×280×350 mm
Laser output	400W+1000W
Maximum modeling speed	35 cm ³ /h
Laser scanning speed	15 m/sec
Single layer overlay	20~150 μm
Gas used	5bar, Max 4 L/min
Machine dimensions	1800×1900×1000 mm
Weight	1000 kg

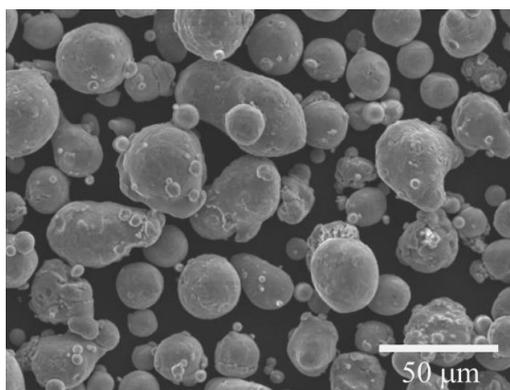


Fig. 2.12 SEM image of LPW AlSi10Mg powder

上述した造形装置を用いて櫛歯間のスリットの長さや隙間量を変えた 10 種の試験片を設計して、試作造形を行った。造形した試験片の主要寸法を図 2.5，仕様ごとに変更を加えた箇所の寸法を表 2.3 に示す。櫛歯間の摩擦によって発生する減衰計測には、櫛歯の腹部に相当する、図中 y 方向にて強制加振を行うことを想定し、同方向にて組木構造の一部を梁で固定した形状とした。造形に際しては、評価に際して重要寸法となる櫛歯間の隙間量を精度よく造形するため、図示する x - y 平面上を原点としてレーザー照射して造形を行った。試作完成品に関しては、CT などを使って完成検査等を行う余地があるもののシクネスゲージによる簡易測定にておおむね設計値通りに造形ができていることが確認できた。

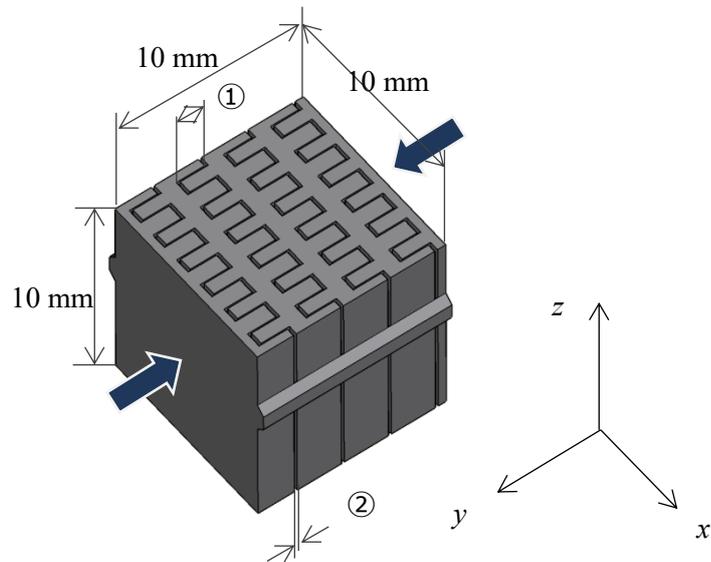


Fig.2.5 Specimen shape and dimensions

Table2.3 Test piece specification

TP No.	① Tooth length [mm]	② Gap dimensions [mm]
1	2.5	0.25
2	↑	0.30
3	↑	0.35
4	↑	0.40
5	↑	0.45
6	↑	0.50
7	1.8	0.10
8	↑	0.15
9	↑	0.20
10	↑	0.25

摩擦による減衰性能の計測は、ゴムやプラスチックなどの減衰比計測に用いられる、日本工業規格 K7244-4:1999 を参考に、周波数および荷重一定にて圧縮方向に変位を与えることで摩擦によって発生する圧縮～解放時の荷重変化を計測し、エネルギー散逸量を見積もることで減衰性能を表す損失係数を算出した^[50]。減衰性能を表す性能指標は上記のほかにも数種あるため、計測原理については2.3項で詳細を述べる。

いま、試料に応力 $\sigma = \sigma_0 \cos(t\omega)$ を加えたとき、ひずみ量は一定の位相遅れ δ をもって変形するため、式2.39のように表すことができる。

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cos(t\omega + \delta) \quad (2.39)$$

次に、前で得られた δ を用い、貯蔵弾性率 E' と損失弾性率 E'' を式2.40、式2.41にて求める。貯蔵弾性率とは、外部から力を与えたときにそのエネルギーを蓄えることのできる成分、振動系モデルではばね（弾性）の成分を表す。損失弾性率はエネルギーを消費して失ってしまう成分、振動系モデルではダッシュポット（粘性）によるエネルギー散逸量を表す。

$$E' = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \cos \delta \quad (2.40)$$

$$E'' = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \sin \delta \quad (2.41)$$

求まった貯蔵弾性率 E' と損失弾性率 E'' の比は、損失係数(damping factor)といい、粘性寄与の度合いとして、変位に際しての損失する割合をあらわしている。

$$\tan \delta = \frac{E''}{E'} \quad (2.42)$$

試験は、アイティー計測制御株式会社製 動的粘弾性測定装置 DVA-200 を用いた。装置概要を表2.3に示す。なお、今回の試験条件は計測温度を20度に保ち、櫛の長さ方向に縮小するように圧縮変形を加えることで測定を行った。

Table2.3 Specification of dynamic viscoelasticity measuring device

Model	DVA-200
Deformation mode	Tensile, Shear, Compression
Measurement range [Pa]	Tensile : $10^5 \sim 10^{12}$ Shear / Compression : $3 \times 10^2 \sim 3 \times 10^7$
Measurement frequency [Hz]	0.001 ~ 110
Excitation capability	Power : pp30[N], Displacement : pp1.5 [mm]

2.2.3 振動試験による減衰性能検証

上述の試験片を用いて物体間の接触面積および隙間量による減衰特性の変化について、動的粘弾性測定装置にて比較試験を行った。計測結果を図 2.6 に示す。グラフは強制変位加振を行う周波数をそれぞれ 10/12/90 Hz としたときの各種試験片の損失係数を $\tan \delta$ でプロットした結果となる。グラフ横軸は、各試験片における隙間量の設計値であり、スリットの長さごとに整理を行った。試験は、同仕様の試験片を $n=3$ で試作したものをを用いて計測を行ない、それぞれの平均値をプロットしたものとなる。各周波数における損失係数の傾向として、以下のような知見が得られている。

- ・ 損失係数は、スリットの長さによらず隙間量の少ないものほど増加をする。
- ・ 同一の隙間量で比較したとき、スリットの長さが長いほど大きい傾向がある。
- ・ 加振周波数に対する減衰への傾向は今回試験において傾向は確認できない。

スリットの長さならびに隙間量に対する上記の試験結果は、接触摩擦を考慮した振動モデルにおいても同様の傾向が得られており、理論の裏付けとなる試験結果となった。しかしながら、損失係数の絶対値で比較したときに最も良好な結果が得られたのは、スリット長 1.8mm で隙間量を 0.15mm としたときであった。本来ならば接触面積を大きく確保可能なスリット長 2.5mm で隙間量の少ない仕様で高い値を示すべきであるため、結果考察については次項にて後述する。また、今回試験においては各寸法仕様にて合計 10 仕様の試験を実施する予定であったが、実際に計測を行えたのはグラフプロットした 5 つの仕様となった。これは試験に用いた試験装置が粘弾性材料を主体とした動剛性の低い材料を対象とした試験機であることが計測不能となった要因であると考えられる。しかしながら同様の計測制度にてより高荷重場にて試験を行える試験装置はないため、試験方法についても 2.3 項にて追加検討を行い、異なる手法にて計測を行った結果を記す。

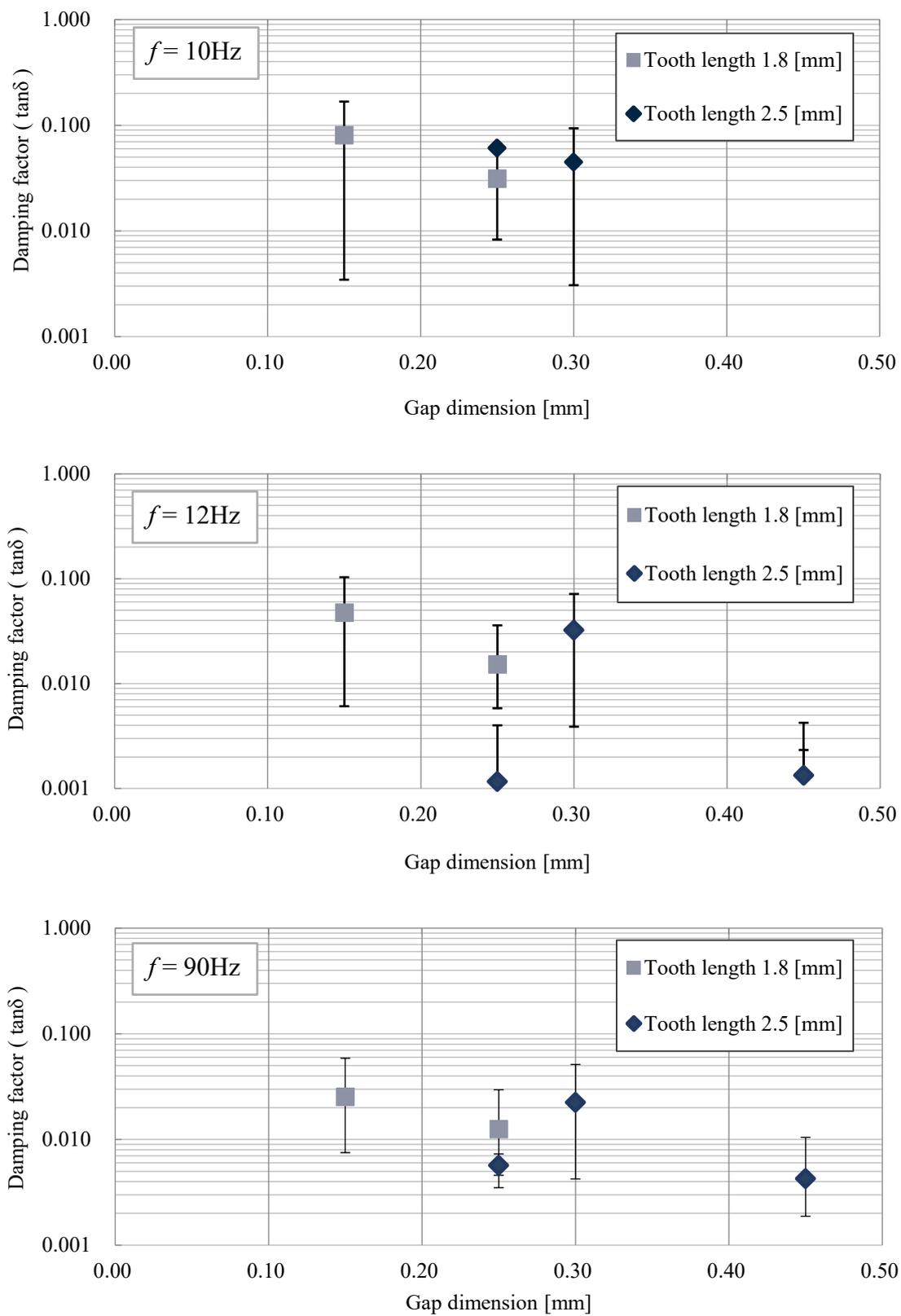


Fig.2.6 Dynamic viscoelasticity measuring result

この実験結果から、傾向としてスリット長 1.8 mm の損失係数は、各周波数条件においても隙間量が広がることで損失係数の低下が確認された。これは櫛の間隔が広がることで櫛同士に働く垂直効力が小さくなることで摩擦力が小さくなったため、貯蔵弾性率が低下したものと考えられる。一方でスリット長 2.5mm の損失係数は、50/90 Hz の加振条件にて隙間量 0.25mm にて最小値をとる結果となる。本来ならば隙間量を小さくすることで摩擦力が増え、損失係数増加となるが本結果ではその傾向が得られていない。本結果は、2.2.1 項で構築した理論式ベースの振動シミュレーション結果においても同様の傾向が得られており、物体間の摩擦力が過大となったことでエネルギー散逸に寄与する物体間の変位差が失われているものと推測をする。そのため、摩擦による減衰活用には適切な摩擦力制御が必要となることを示唆しているものと考察する。

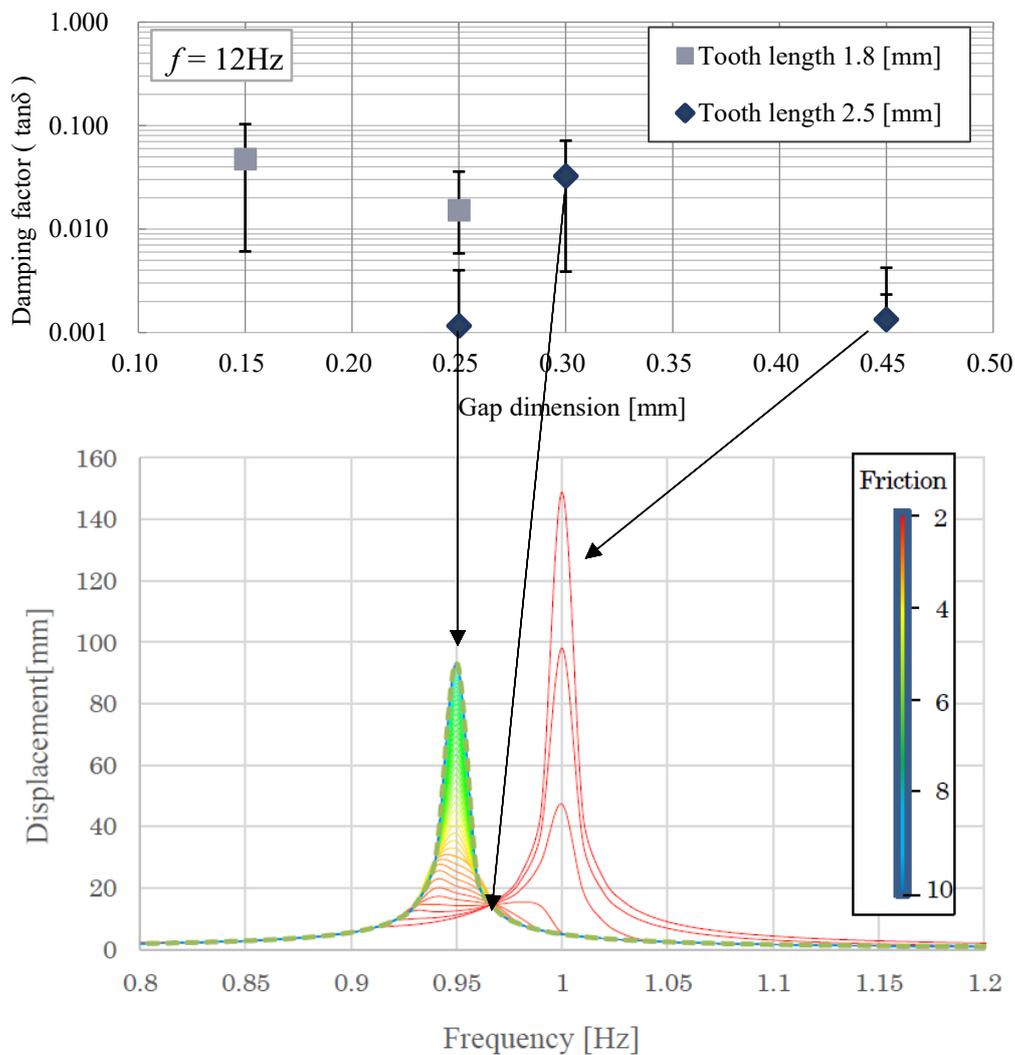


Fig.2.7 Comparison with experimental and simulation results

2.3 摩擦を利用した、減衰構造の検討

2.3.1 減衰計測手法

2.2 項では、金属間摩擦の減衰係数計測を行うため形状による試作制約を廃した製造方法として、金属 3D プリンタによる自在造形を用いて試験片試作を行った。造形品は、概ね狙いとする形状および寸法が得られたものの、簡易予測モデルとの精度確認を行うには試験の計測精度に再考の余地がある結果となった。精度確保に課題となる要因として、構造材料としての高い剛性と、振動抑制を得るための高減衰を双方で両立する必要がある。これをゴムやプラスチックといった比較的剛性の低い粘弾性材料と同じ手法で計測するには計測装置の負荷容量や測定レンジに課題があったため、計測方法の見直しを行った。

測定方法の見直しに際し減衰性能の評価方法を整理すると、大別して以下の 3 種類が存在している。

(a) 荷重負荷に対するヒステリシス曲線を用いた導出方法

対象物が振動や繰り返して荷重を受ける際の振動応答系に減衰がある場合、その対象物の応力・ひずみ線図は図 2.8 のようにヒステリシスを持ったループを描く。なお、振動応答系の荷重 F 、変位 x から同じようなプロセスでヒステリシスを描くことができることから、粘弾性材料の計測では上記手法をとることが多い。このような形式の減衰をヒステリシス減衰(hysteretic damping)とよび内部摩擦の主要因となる。

動的粘弾性計測では、本計測原理に基づいて測定を行っている。

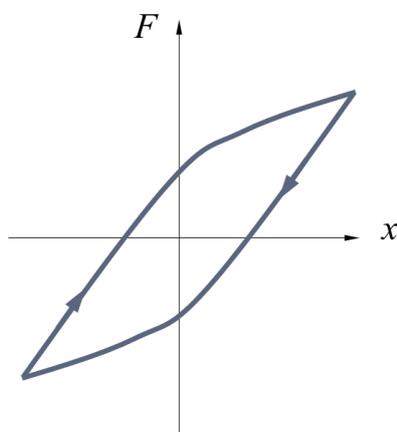


Fig.2.8 Specification of hysteretic damping

定常的にヒステリシスを描く場合、力と変位は以下式で表すことができる。

$$F = k(1 + j\eta)x \quad (2.43)$$

上式において $k(1 + j\eta)$ は力と変位の比例定数に位相遅れをもつことから「複素ばね定数」とよび、 k を動ばね定数、 η を損失係数と定義する。この減衰による、1 サイクル当たりの消費エネルギー(減衰容量) W は、振動変位を $x = a \sin \omega t$ とすると

$$W = \oint F dx = ka^2 \int_0^{2\pi} (\sin \omega t + \eta \cos \omega t) \cos \omega t d(\omega t) = \pi \eta ka^2 \quad (2.44)$$

この W はヒステリシスループの面積に相当し、実験的には剛体に近い金属材料でも僅かだがヒステリシスは存在する。また、上式から W の値は振幅にのみ依存し、周波数には無関係となり、2.2.3 項における知見を説明する数式となる。

(b) 共振周波数における最大変位量からの算出方法

計測対象物が持つ固有振動数と、同じ振動数にて振動を加えると、振幅変位が大きくなることで加振振幅以上の変位を持って共振をする。その共振周波数付近の周波数／振幅特性から減衰比 ζ 、 Q 値、損失係数 η を算出する方法を半値幅法という。振動試験を行い、フーリエ変換することで図 2.9 のような周波数/振幅特性のグラフを作成する。振幅の周波数 f_0 と、ピーク値より 3dB 下がった点の周波数幅 Δf から、次式により減衰比 ζ 、 Q 値、損失係数 η を求めることができる。

$$\zeta = \frac{\Delta f}{2f_0}, \quad Q = \frac{f_0}{\Delta f}, \quad \eta = \frac{\Delta f}{f_0} \quad (2.45)$$

本計測手法は、比較的剛性の高い金属材料を主体とした梁の試験片にて強制加振を行い、共振現象を生じさせて減衰特性評価を行なうものとなる。加振部位は、梁の中央で共振を行う中央加振法試験が一般的で計測精度も高い。

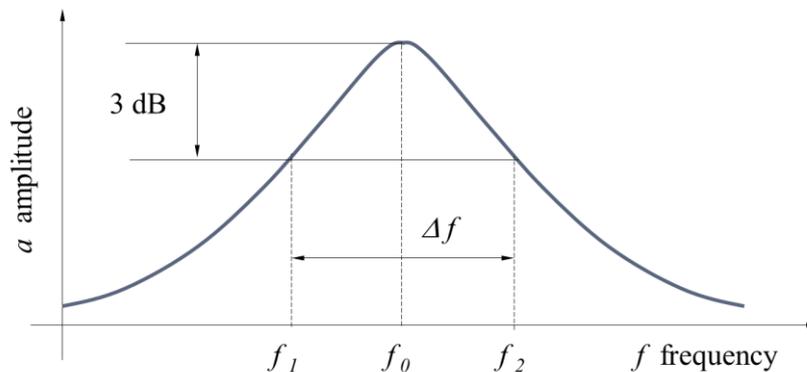


Fig.2.9 Resonance curve : low number of ζ .

(c) 自由振動場における振幅比からの算出方法

図 2.10 に示す減衰自由振動波形の隣り合う振幅の比の自然対数をとったものを対数減衰率という。時刻 t_n における n 番目の振幅 a_n 、同様に $a_{n+1} \dots a_{n+m}$ とすると、対数減衰率 δ は

$$\delta = \log_e \frac{a_n}{a_{n+1}} = \log_e \frac{a_{n+1}}{a_{n+2}} = \log_e \frac{a_{n+m-1}}{a_{n+m}} \quad (2.46)$$

この振動振幅を m 周期繰り返したとき、以下のように表すことができる。

$$m\delta = \log_e \frac{a_n}{a_{n+1}} \times \frac{a_{n+1}}{a_{n+2}} \dots \times \frac{a_{n+m-1}}{a_{n+m}} \quad (2.47)$$

これを減衰率 δ で整理すると以下ようになる。

$$\delta = \frac{1}{m} \log_e \frac{a_n}{a_{n+m}} \quad (2.48)$$

上記計測手法では、ハンマリングによる衝撃加振が一般的に用いられ、こちらも高い剛性の対象物に用いられる手法となる。

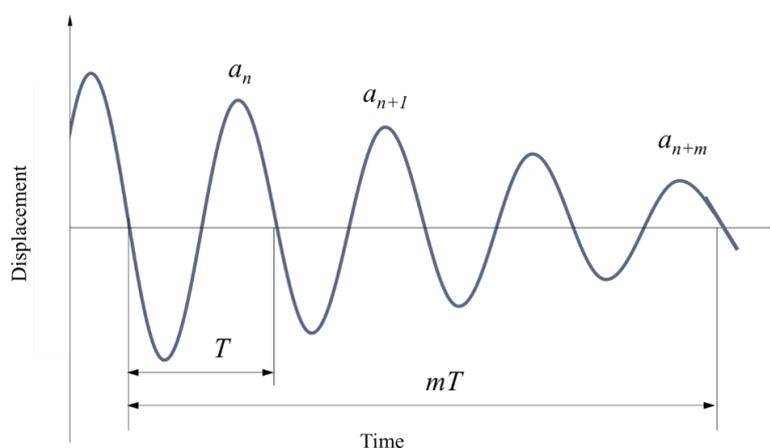


Fig.2.10 Calculation of logarithmic decrement by amplitude ratio

以上の3手法の数式から得られた減衰の指標は、機械や構造物の振動特性の評価や設計などに使われる。損失係数は、樹脂やゴムなどから作られる制振材などの評価として使われ、 Q 値は主に電気系や共振の特性を評価する場合に用いられる。制振性能を表すこれらの係数は、用いる分野や使用される量が異なるが、各係数の間には簡単な相互関係が存在しており、以下の関係式から大小関係を整理することができる。

$$\zeta = \frac{\eta}{2} = \frac{\delta}{2\pi} = \frac{1}{2Q} \quad (2.49)$$

ζ : 減衰比, η : 損失係数,

δ : 対数減衰率, Q : Q 係数

2.3.2 中央加振法による損失係数の計測

摩擦による振動減衰性能を高精度で測ることを狙いに、非拘束型制振複合梁の振動減衰特性試験である、日本工業規格：K7391を参考にして摩擦部位をもつ構造体の系としての見かけ損失係数を測定した^[51]。計測に用いた装置構成は、図 2.11 の通りとなる。本試験に用いた装置は、振動加振器、インピーダンスヘッド、試験片を支持するコンタクトチップの装置構成となる（使用装置：Brüel & Kjær 製，PULSE8400）。インピーダンスヘッドは、試験片中央部の応答加速度と荷重とを同時に計測する加速度 P/U とフォースゲージの機能を備えたものとなる。装置は、加振アンプ、PC、フロントエンドと接続して加振器の駆動制御と試験片のマス・キャンセルおよびデータ収集を行なう。

以上の装置構成にて評価対象物の中心部にて強制加振力を付与することで測定を行った。損失係数は、インピーダンスヘッドに入力される周波数特性から反共振点での荷重応答を基に算出をした。半値幅法による損失係数 η は、応答特性を横軸：振動周波数、縦軸：機械インピーダンス (F/V) で示したものとなる。損失係数は、反共振時のピーク周波数 f_0 から 3 dB 減じた点での両端の周波数差を利用し、以下式にて算出を行う。

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_0} \quad (2.50)$$

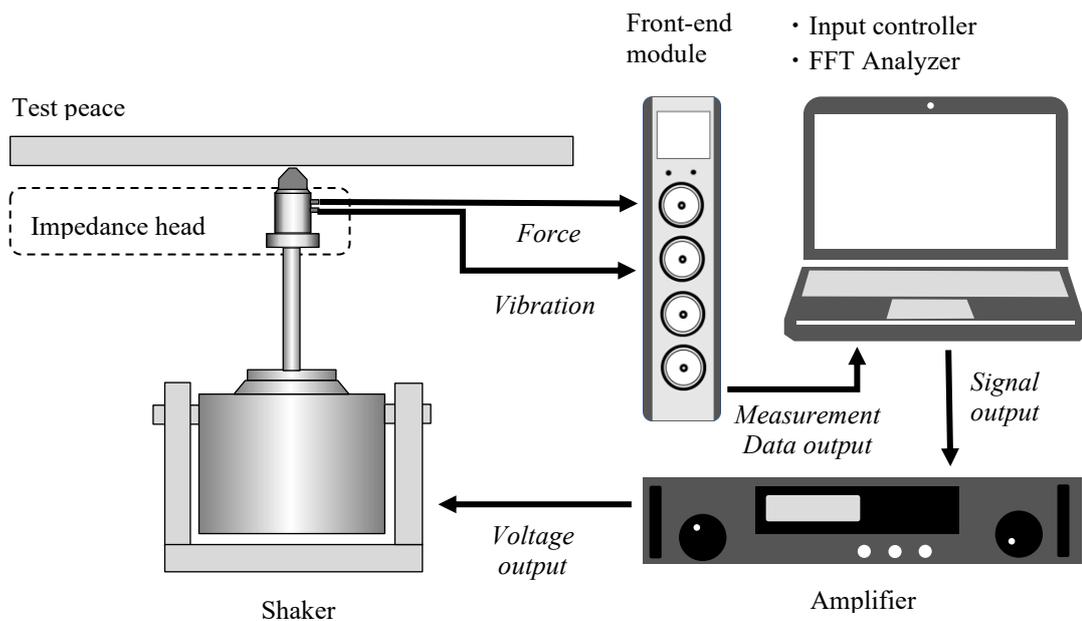


Fig. 2.11 Experimental equipment outline and loss factor calculation.

また、本試験にて梁の固有振動数が求まることから、試験片の寸法を事前に計測を行うことで試験片の縦弾性係数 E_1 を求めることが可能となる。

$$E_1 = \frac{12\rho_1 \times \omega_n^2 \times l^4}{\beta_n^4 \times h_1^2} \quad (2.51)$$

E_1 : 基材の縦弾性係数 [N/m²]

h_1 : 基材の厚さ [m]

ρ_1 : 基材の密度 [kg/m³]

ω_n : 角周波数 ($2\pi f_n$) [rad/s]

l : 梁の長さ [m]

β_n : 梁の固有振動数の解

共振次数 n	β_n	共振次数 n	β_n
1	1.8751	6	172788
2	4.6941	7	20.4204
3	7.8548	8	23.5619
4	10.9955	9	26.7035
5	14.1372	10	29.8451

なお、JIS の規格では中央加振試験にて計測対象となる標準試験片は、幅 10mm、有効長さ 250mm、厚さ 6mm 以下と規定されているため、次項より記載する試験片形状は標準規格外となる。あくまでも系としての見かけ減衰係数を測定している内容となるため、他の材料との差分については参考値とする。

2.3.3 摩擦減衰検証のための設計構造の検討

摩擦による減衰性能計測に用いた、試験片の形状は、標準試験片を除く各種仕様に幅 20mm、長さ 100mm、厚さ 10mm の外径寸法にて共振による変形時に接触摩擦を誘発して振動減衰することを想定して、形状設計を行った。前述の通り設計品の寸

法は標準試験片とは異なる寸法での設計となっている。これは 2.2 項と同様に、金属 3D プリンタによる試作を行うための装置上の制約に起因している。試作した試験片の外観モデルと、仕様を図 2.12 に示す。

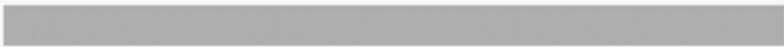
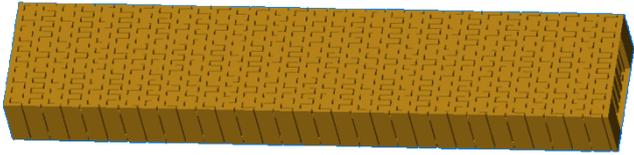
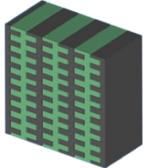
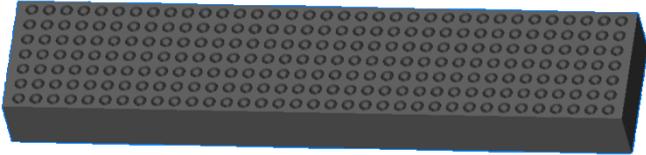
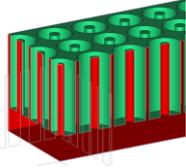
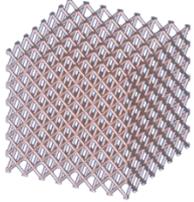
TP No.	External view	Remarks
1		Flat plate D:6mm L:120mm H:3mm
2		Comb teeth 
3		Cylindrical shape 
4		Lattice structure 

Fig.2.12 External view of test piece of friction damping structure

各種試験片形状は、以下のような特徴を有しており摩擦構造の素性評価に用いた。

1. 平板試験片：材料固有の特性計測を目的とした、標準試験片
2. 櫛歯形状試験片：2.2 項にて検証を行った仕様における梁の共振を使った構造
3. 円筒形状試験片：円筒状のスリットを形成し、隙間部での摩擦を活用する構造
4. 格子形状試験片：3次元網目構造で形成し、針部での変形活用を想定した構造

それぞれの試験片における周波数応答曲線を、図 2.13 に示す。グラフは試験片中央部に取り付けたインピーダンスヘッドで計測した加振力 F と振動加速度 V との周波数応答関数として機械インピーダンス： F/V を算出し、対数表記したものとなる。波形は、特定の周波数にてピークをとり、その後反転して低下をする。これは試験片がもつ固有周波数の共振荷重をあらわす。振動のモードは、試験片端部で大振幅が生じる“反共振”と、中央部で変形する“共振”の順に発生するため、インピーダンスヘッドの振れの少ない、反共振点で半値幅（図 2.9）を取得して損失係数 η を算出する。

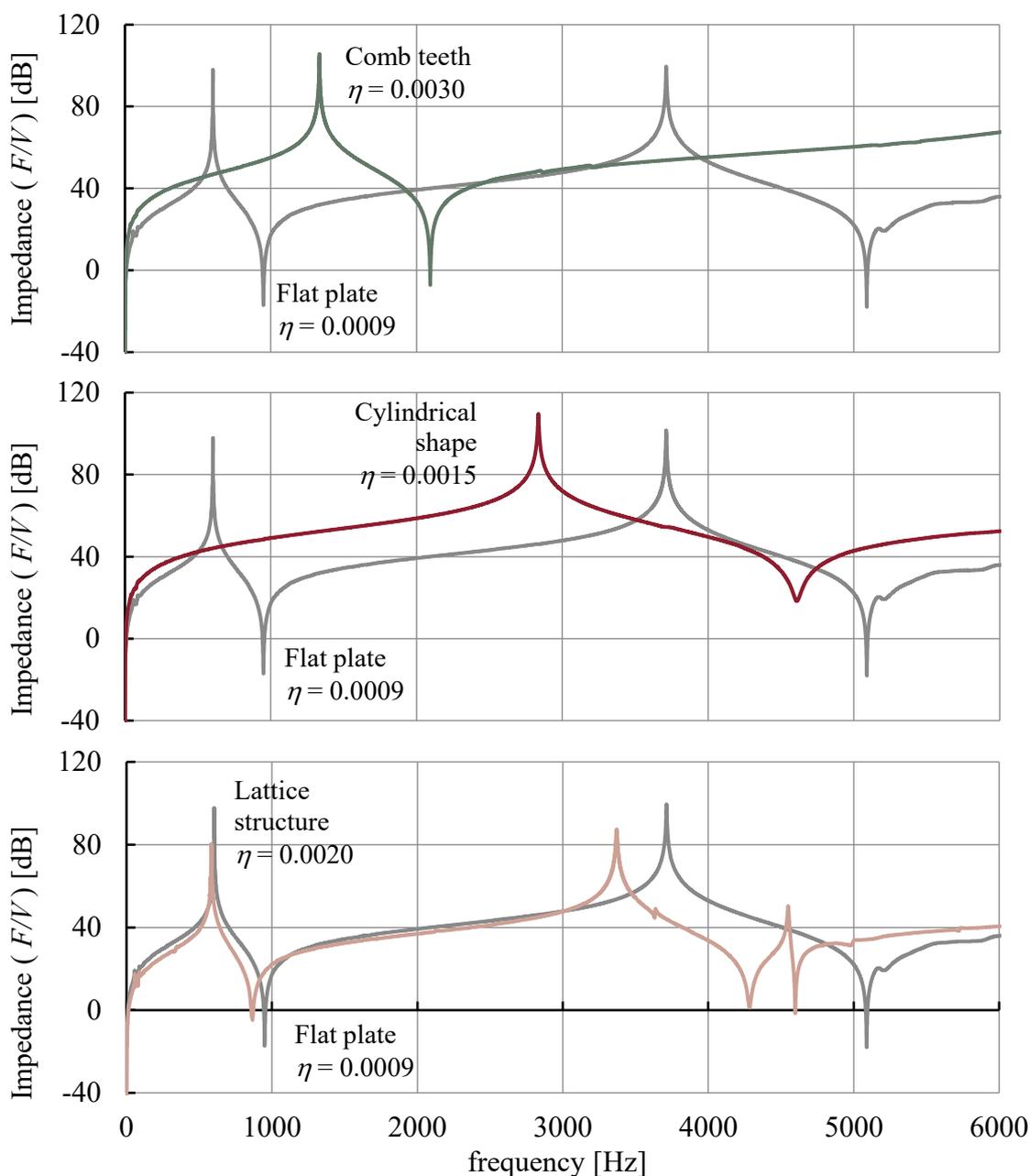


Fig.2.12 Frequency response of frictional damping structure.

試験は、同一試験片を $n=3$ で計測を行い、平均化した結果となる。中央加振法による減衰測定は、摩擦減衰を想定した試験片において動的粘弾性計測よりも安定した計測が行うことができていることを確認した。1次の反共振点における損失係数は、アルミ合金平板の損失係数($\eta=0.0009$)と比較して、約2~3倍程度高い傾向を示しており、櫛歯構造をしたものが最良となった。この効果の要因は、内部摩擦によって発生するエネルギー散逸であるものと推定している。一方で減衰効果の大きさは、簡易モデルでの予測より遥かに小さい。原因として考えられるのは、反共振時の変位量が十分でなく、内部摩擦が起きていないことが考えられる。本考察については3章にて変位と機械インピーダンスの同時計測を行っており別記する。上記以外にも意図的に内部摩擦を発生することで減衰性能が向上することは確認できたものの、試験片の仕様については改良の余地がある結果となった。

更なる減衰性能確保に向けて重要となる因子は、内部摩擦量を増やすことと考え、追加検証した結果を図2.13に示す。グラフは、櫛歯形状および円柱形状の試験片に、金属3Dプリンタ造形用粉末(粒径 $30\sim 60\mu\text{m}$)を充填して密閉した簡易試験片を用いて機械インピーダンスを取得した結果となる。

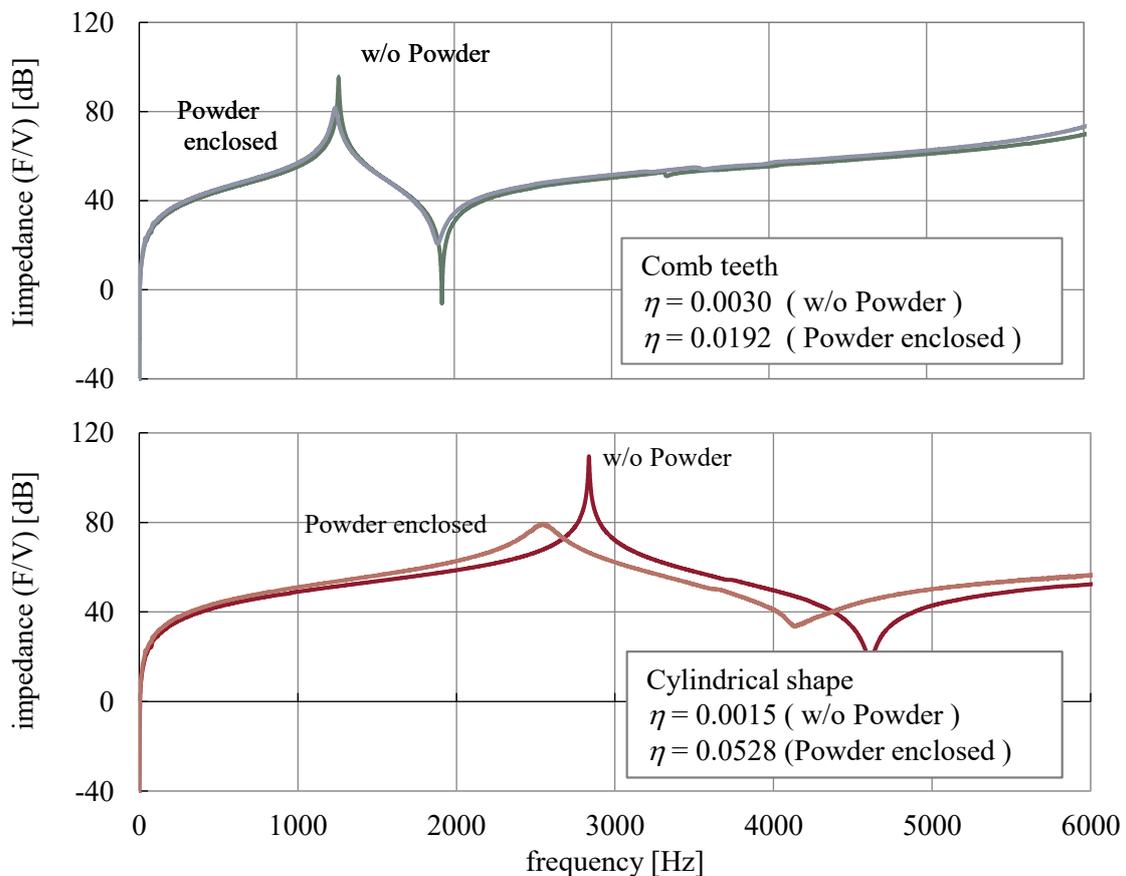


Fig.2.13 Frequency response of friction damping structure with aluminum powder enclosed.

試験の結果、同一の試験片にて接触摩擦部に金属粉末を封入することによって周波数応答特性に大きな差異が生じることが確認された。金属粉末封入時の周波数特性は、1次の反共振点付近まで粉末未封入の仕様と略同等の特性をもつ。これは特定周波数に対する荷重特性が同値であることから試験片剛性に変化を及ぼしていないことを表している。また、1次反共振点での最大荷重は金属封入によって大幅に低減しており、これが損失係数の向上につながったものとなる。したがって、本結果は空隙内部に金属粉末を封入することによって、剛性変化を抑制しつつ減衰効果に大きな影響を与えているものとなる。この要因は、1次反共振にて変形が生じた際に試験片内部で粉末同士が圧縮されることで摩擦荷重が増幅してエネルギー散逸を促進しているものと推定する。また、粉末内封時の摩擦では、試験片に大変形が生じたとしても2.2.3項で生じたスティック現象を生じることなく減衰していることも特徴となる。この要因は、内部で粉末が移動を繰り返すことによってエネルギー散逸を生じさせているため、構造間の接合部で勘合せず摩擦が生じているものと推定する。なお、考察の詳細については、3章および4章にて述べる。

以上より、簡易試験片での摩擦減衰性能と剛性を比較した結果一覧を Fig.2.14 に示す。グラフは中央加振試験にて取得した、摩擦構造を設置しないアルミ合金とマルエージング鋼平板におけるそれぞれの特性に対して接触摩擦を考慮した形状および接触面内部に金属粉末を封入したものの比較となる。最も良好な減衰性能を得ることができたのは金属粉末を内封した仕様であり、剛性低下への懸念も比較的少ないことから本研究では金属粉末による減衰機構について詳細検討を進めることとした。

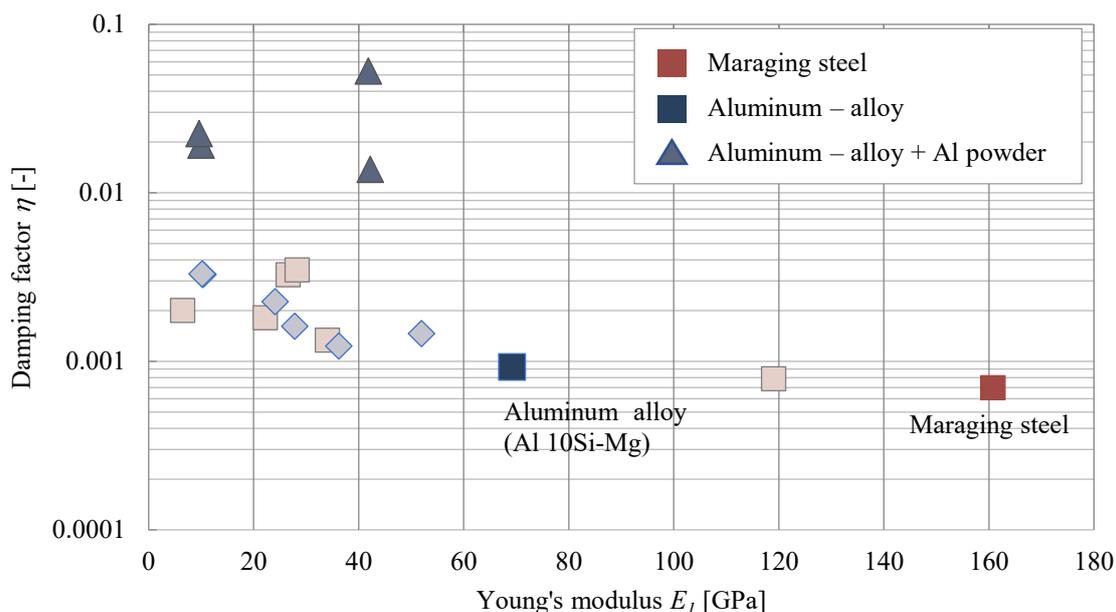


Fig.2.14 Stiffness – damping factor map of friction damping structure.

2.4 結言

本章では、運転中の内燃機関や外乱を受ける構造体の振動応答予測に必要となる、減衰による振動系のモデル化と応答特性について、物体間の摩擦によって発生する減衰振動を例にして基礎理論を構築した。次に、摩擦減衰を発現する構造体を小型軽量で実現する可能性について実験的に検証を行った。

基礎理論の構築に際しては、実験を模した2自由度振動モデルから摩擦力と振幅の関係から減衰の傾向の検討を行った。検討の結果、物体間の接触摩擦による減衰には、振動による変位を最小化する敵値が存在し、敵値を制御するには接触力を適正化することが有効となる知見を得た。

上記を検証するため任意の接触距離と面積を持つ立方体試験片を用い、強制加振を行う動的粘弾性計測を行うことで計算結果の妥当性比較を行った。比較試験の結果、以下の知見を得ることができた。

- ・ 損失係数は、スリットの長さによらず隙間量の少ないものほど増加する。
- ・ 同一の隙間量で比較したとき、スリットの長さが長いほど大きい傾向がある。
- ・ 加振周波数に対する減衰への傾向は今回試験において傾向は確認できない。

上記知見によって、2自由度モデルによる理論の妥当性を確認することができた一方、計測の精度確保には課題を残す結果となった。そのためより詳細な性能の定量化および現象把握を目的として減衰性能の測定手法について再度選定を行い、中央加振法による測定手法を選定し、再計測を実施した。再計測の結果、複数計測において安定した計測精度と損失係数の定量化が可能になることが確認できた。

つぎに、本計測手法にて摩擦による減衰効果を向上するための設計因子について複数の接触摩擦構造を用いて試験を実施したところ、以下の知見を得ることができた。

- ・ 面接触を用いた減衰構造で最も良好な性能が得られた形状は櫛歯構造であった。
- ・ 上記構造内部隙間に金属粉体を封入することで、更なる減衰効果が期待できる。
- ・ 粉体封入構造では、剛性の大幅な低下なく減衰のみが向上する特徴がみられる。

金属主体の接触構造においても、より優れた摩擦発現の可能性はあるが、大荷重も想定した際には粉体摩擦が効果の面で優位性が高い。そのため次章より粉体ダンパの基本性能について、詳細検討を行う。

第3章 微細粒を用いた粉体ダンパの性能

本章では、2章にて検討してきた摩擦減衰構造のうちより優れた減衰効果の期待できる金属粉体を用いた減衰構造に関して検討を行う。本構造はこれまでも粒状体ダンパとして各種研究がなされているため、基本構造について述べ、試験に用いた装置構成と粒子についてまとめたうえでその試験結果について記す。

3.1 粉体ダンパ概要

パッシブ型の制振器である粒状体ダンパは、構造体内の空隙内部に鉄球などの粒状体を充てんした構成をしている。摩擦減衰の発現原理は、制振対象が振動する運動エネルギーを粒子間の擦れおよび制振対象との衝突で発生するエネルギーを熱に変換することで振動低減を行う散逸現象である。本手法の利点の一つとして、構造の一部に設けた空孔に多数粒子を封入することで制振性能を得ることができるため、既存の部品耐久性を損なわずに減衰が行えることから、設置の容易性が挙げられる^[52]。粒状体ダンパの研究は、これまでも減衰性能に関する実験的な研究^[53]、および計算解析による手法の研究がなされている^{[54]-[55]}。ただし、これら研究対象は粒径が数ミリメートルオーダーのサイズが主であることから、比較的大型の機器を対象としている。その一方で、小型部品を対象に基本粒径 100 μm 程度の微細粒を用いた粒状体ダンパの制振性能を連続体として定義して実験を行った事例ならびに現象解析に用いる材料物性の導出方法について考察を行った研究は少ない。本研究では、限られた部品空間内での振動減衰を実現可能性にするため、基本粒径 100 μm 以下の微細粉粒を用いた粒状体ダンパを『粉体ダンパ』と定義し、その性能評価手法について検討を行った。

実験検証には、内部に中空形状を有する短冊試験片の内部に封入する微細粒子の粒子径、充填率、振動振幅をパラメータとして振動減衰性能の評価指標である、損失係数の変化について述べる。また、上述したパラメータに対する封入粉体の挙動ならびに減衰に寄与するエネルギー収支を計算解析によって求めることで実験との対比を行う。パラメータの同定には、振動シミュレーションに先立ち摩擦係数の設定を行う精度検証方法について考察を行う。

3.1.1 粉体ダンパの適用例

粉体ダンパの特徴として、寸法変形を伴わずに振動のみを遮断する機能がある。自動車をはじめとした実際製品の多くは機械装置からの振動伝達を抑えると同時に、装置振動を抑えたいものが多い。このような機能要求をもつ製品一例として、磁気共鳴イメージング装置（MRI : Magnetic Resonance Imaging System）がある。

MRI は、磁石、電源、制御装置等からなる、人の断層画像を撮る医療機器である。この構成のうち騒音の発生源となる磁石装置は、鞍型形状の傾斜磁場コイルがボビンにて支持をされている。この傾斜磁場コイル系は、静磁場を発生する超電導磁石の中に置かれる。傾斜磁場コイルにはパルス状の電流が流れることでローレンツ力が発生し、結果ボビンを加振する力となる。このときボビンは自身の固有振動モードで振動をして騒音を発生する。検査を受ける被験者は、騒音を発生する磁石の中に全身を入れて一定時間を過ごす必要があるため、先の振動音は不快を伴うものとなる。したがって、傾斜磁場コイルとボビンとの間には、振動絶縁装置が不可欠となる。騒音低減だけを考えると振動を絶縁するならば防振ゴムを使うのが一般的となる。しかしながら MRI の本来の目的は被験者の体内断層像を高画質に撮影することであり、そのためには傾斜磁場コイル自身の振動は極力抑えたい。そのため傾斜磁場コイルとボビンの間に粒体を封入した多数のパイプを取りつけ、パイプによって全体の剛性を上げると同時に、コイルからボビンに伝わる振動を低減しようとしている。図 3.1(a)に、粉体ダンパの MRI への適用例を示す。

上記のほかにも同様の技術の開発が主として航空宇宙産業分野で盛んに行われている。図 3.1(b)は、高速で回転する航空機用の羽根車に円孔付きパイプを取りつけてその中に各種の粒体物質を封入してその減衰効果の研究例がある。

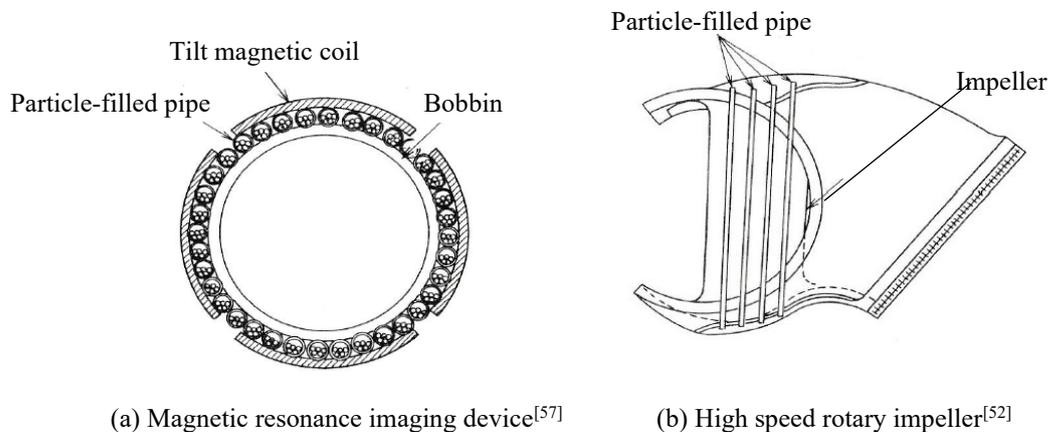


Fig.3.1 Application example of particle damper. ^[56]

3.2 粉体ダンパの動作原理

粉体ダンパは、構造内部に封入した粒子が振動することで粒子同士が擦れる、または粒子と容器壁面とで衝突を繰り返すことによって制振効果があることが知られている [58]-[59]。そのためにこれまでも粒子を封入する容器形状や粉体の材質、形状についての研究がなされている [60]-[61]。これら研究から、粉体ダンパの作動原理を模式的に示すと図 3.2 となる。ひとつは自由運動を行う粒子が容器壁面へと衝突することによる、反力を利用した制振作用 (a) である [62]。この制振作用は、振動の発生源に対して空隙を有する容器を設置し、その容器内に総質量 m_p に相当する粒子を、容器との隙間 d の間隔で封入することによって発生する。この効果は、主構造体との振動によって、式 3.1 に示す作用力 F_p が発生することによって振動を抑制する。

$$F_p = \sum m_p \cdot \ddot{x} \quad (3.1)$$

また、もう一つの制振作用力は粒子間の振動によって生じる摩擦力 F_f によって熱散逸させる力 (b) である。単一粒子における摩擦力は、接触力を N 、摩擦係数を μ としたとき、式 (3.2) で示すことができる。

$$F_f = \mu \cdot N \quad (3.2)$$

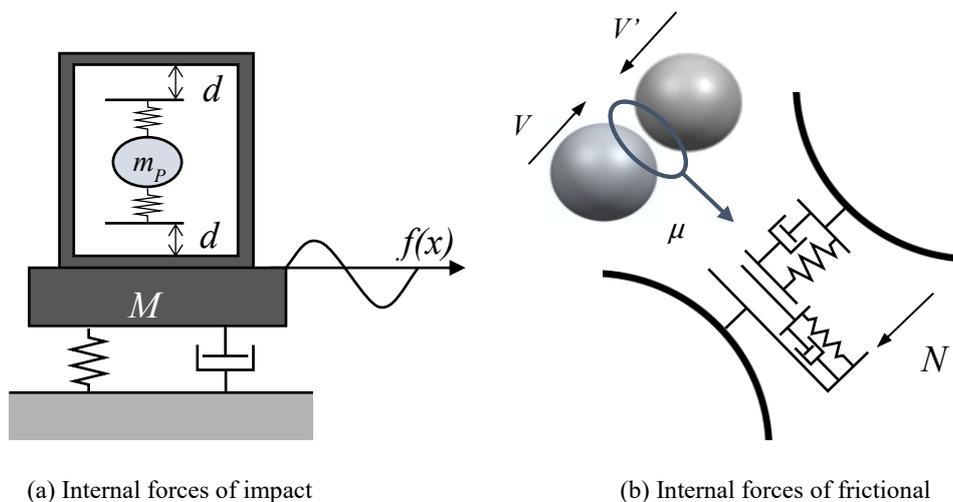


Fig. 3.2 Schematic diagram of granular damper.

3.2.1 粒子が壁面衝突する反力による制振

粒子の衝突反力を利用する機能は、衝撃ダンパの機能の一つとして研究がなされている。振動体の一部に設けた容器内に一定量の隙間を設け、衝突体を入れると、振動とともに物体は容器の障壁に衝突する。その衝撃効果により主振動体を制振するインパクトダンパとしての効果である。いま、制振対象内部に粒子を封入することでその制振作用を持つことから、 $f(x) = u \cos \omega t$ を加振力としたとき、運動方程式は以下で示すことができる。

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = ku \cos \omega t + F_p \quad (3.3)$$

ここで M は主振動体の質量、 c は粘性係数、 k はばね定数となる。また、 F_p は粒子各々の衝撃力の和となる。内部封入する粉体の力学挙動を解析するには粉体同士あるいは粉体と容器の荷重伝搬を考慮する必要がある。そのため解析には各要素間での相互作用を考慮して計算を行う、個別要素法 (DEM) 解析が用いられるのが一般的であり、詳細は 4 章で述べるが容器内の粉体 n に対する運動方程式は以下の通りとなる。

$$\begin{aligned} m\ddot{\vec{p}}_n &= \vec{F}_n - m\vec{g} \\ I\ddot{\vec{\varphi}}_n &= \vec{T}_n \end{aligned} \quad (3.4)$$

ここで上式 m は粉体の単位質量、 I は慣性モーメントとなり、 $\vec{g}, \vec{p}, \vec{T}$ は重力加速度のベクトルと粒子の位置ベクトル、荷重のベクトル和となり、 $\vec{\varphi}, \vec{T}$ は粒子の角変位ベクトルとモーメントの総和となる。

本機構を衝撃吸収として用いる場合、粒径にして 1mm 程度の鉄球を用いることが多く、構造上減衰の与えにくい機械要素や構造物であるタービンプレードや飛行機翼、工作機械の工具などの制振器として広く利用をされている。しかしながら本機構を適用する際の課題として弾性体粒子を用いるために制振効果の得られる範囲が限定的となることや、衝突によって生じる振動体への損傷や騒音発生が使用上の問題点として指摘されている。衝突騒音を低減するために複数の粒子封入壁を封入したマルチユニットでの衝撃ダンパも研究されており、騒音も改善傾向になっている^[63]。

3.2.2 内部摩擦損失

粉体間の摩擦には、主に粉体同士、粉体と容器による摩擦が作用して減衰が発生する。2物体間の接触には、任意の曲面と曲面などが弾性接触部分に掛かることから、Heinrich Rudolf Hertz によって導出されたヘルツの接触理論が用いられる。

いま、2つの弾性球の半径を R_1 , R_2 , 縦弾性係数を E_1 , E_2 , ポアソン比を ν_1 , ν_2 , 距離を δ とすると、接触力 P は以下のように表すことができる。

$$P = \frac{4}{3} E^* R^{*\frac{1}{2}} \delta^{\frac{3}{2}} \quad (3.5)$$

ここで R^* は換算半径, E^* は換算縦弾性係数として以下に定義する。

$$R^* = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1}$$

$$E^* = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (3.6)$$

また、最大接触圧力は、以下で表される。

$$P_{max} = \frac{3}{2\pi} \left(\frac{4 E^*}{3 R^*} \right)^{\frac{2}{3}} P^{\frac{1}{3}} \quad (3.7)$$

粒子間の摩擦利用に関しては2章で述べた金属3Dプリンタによる造形方法の革新によって現在さまざまな研究がなされている。神谷らは、複雑形状を造形できる特徴を生かした多重の動吸振器(Multi-mass Dynamic Vibration Absorber, MDVA)による研究を行っている。動吸振器(Dynamic Vibration Absorber)は、制振対象である主振動系に、同等の固有振動数を有する副振動系を設けることで、特定の周波数で過大な振動が生じる共振を抑制できる。これを複数周波数帯で共振する機構を設けたものをMDVAとして、機能検証を行っている^[64]。これらを金属3Dプリンタで実現する場合、副振動系の構成要素である質量要素とばね要素は形状によって容易に制御できるが、減衰要素を付与することが課題となる。そこで、増谷らは金属3Dプリンタの造形プロセスで用いる原料の粉末を利用した減衰の付与に着目して機能検証を行っている^[65]。

3.2.3 粒子および粘弾性体の充てん

更なる減衰性能の確保の観点から、粒子間の衝突と摩擦に加えて複数材質の粒子あるいは粘弾性材との複合充てんによる検討も活発に行われている。粘弾性体との複合充てんの狙いは、粒子の衝突で生じる位相遅れによって過渡的な振動が生じることを抑制することや、球体粒子間の隙間を活用して更なる減衰効果を得ることである。粒子と液体を封入することで発生する抗力は、粒子の密度と体積を ρ_P , V , 液体密度を ρ , 粒子の速度を v , 他の粒子や容器内壁から作用をする力の垂直方向成分を f , 抗力を D とすると、以下の運動方程式で示すことができる。

$$\rho_P V_P = f - \rho_P V_P g + \rho V_P g - D \quad (3.8)$$

ここで、粒子の質量を m とすると $m = \rho_P V_P$ とすると上式は以下のようなになる。

$$\frac{1}{g} \frac{dv}{dt} = \frac{f}{mg} - 1 + \frac{\rho}{\rho_P} - \frac{D}{mg} \quad (3.9)$$

いま、ひとつの粒子が速度 v で運動した場合の抗力 D は、粒体の粘性係数を μ , 粒子径を d , レイノルズ数を Re としたとき、以下の式で求めることができる。

$$D = C_R 3\pi\mu d v \quad (3.10)$$

$$C_R = 1 + 0.15 Re^{0.687} \quad (Re < 1000) \quad (3.11)$$

$$Re = \rho v d / \mu \quad (3.12)$$

上式を運動方程式に代入すると以下式となり、粒子の運動は、 $\mu/d^2\rho_P$ に強く依存することを示している。

$$\frac{dv}{dt} + C_R \frac{18}{\rho_P} \frac{\mu}{d^2} v = \frac{f}{m} - \left(1 - \frac{\rho}{\rho_P}\right) g \quad (3.13)$$

本原理をもとに若澤らは、角パイプ内に粒径 5~20mm の鉄球とシリコンオイルを封入した加振試験により、大径粒子かつ液体封入によって粉体封入以上の効果が得られる可能性がある知見を得ている^[66]。より高い減衰性能を得るためには液体の粘弾性を加えることも有効となるため、本機構は今後の検討課題とする。

3.3 減衰性能の評価方法と計測装置概要

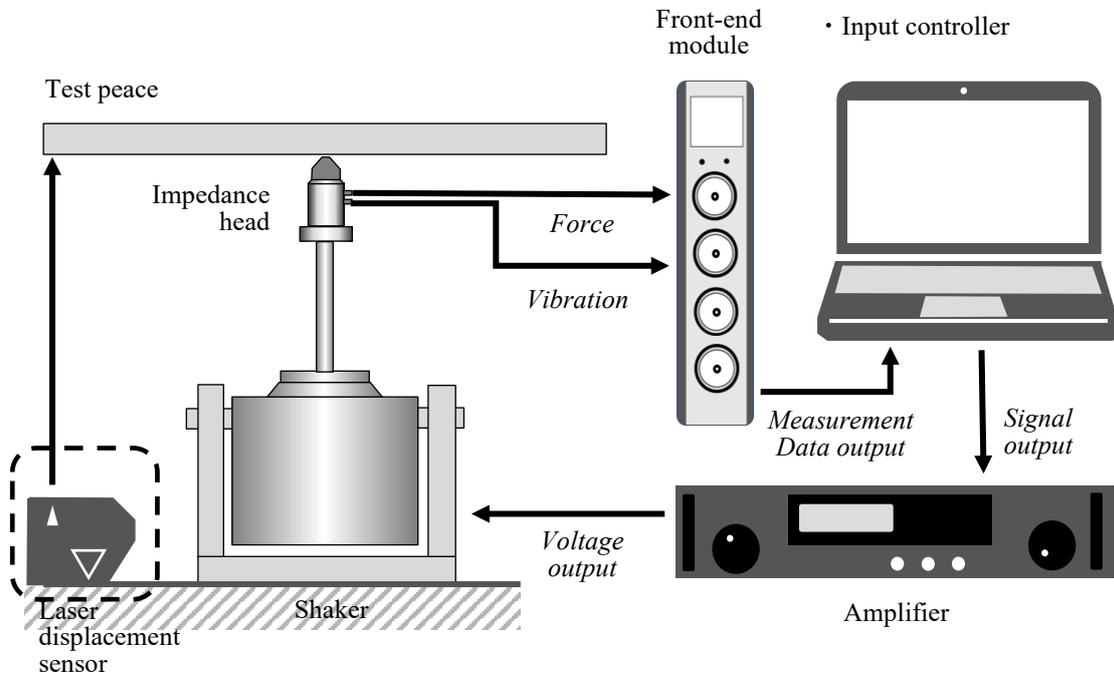
減衰性能の評価は、非拘束型制振複合梁の振動減衰特性試験である、中央加振試験法 (JIS K 7391) を用いて構造体の見かけの損失係数として測定を行った。装置構成と、半値幅法による損失係数の算出方法を図 3.3 に示す。本試験に用いた装置は、図中(a)に示す振動加振器、試験片中央部の応答加速度と荷重とを計測するインピーダンスヘッド、試験片を支持するコンタクトチップの装置構成となる (使用装置: Brüel & Kjær 製, PULSE8400)。装置は、加振アンプ、PC、フロントエンドを接続して加振器の駆動制御と、データ収集を行う。以上の装置構成にて評価対象物の中心部にて強制加振力を付与することで測定を行った。計測例は(b)のようなデータとなる。このうち損失係数は、インピーダンスヘッドに入力される周波数特性から反共振点での荷重応答を基に算出をした。半値幅法による損失係数は、応答特性を横軸: 振動周波数, 縦軸: 機械インピーダンス (F/V) で示したものとなる。損失係数は、反共振時のピーク周波数 f_0 から 3 dB 減じた点での両端の周波数差を利用して、式 3.14 にて算出を行う。

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_0} \quad (3.14)$$

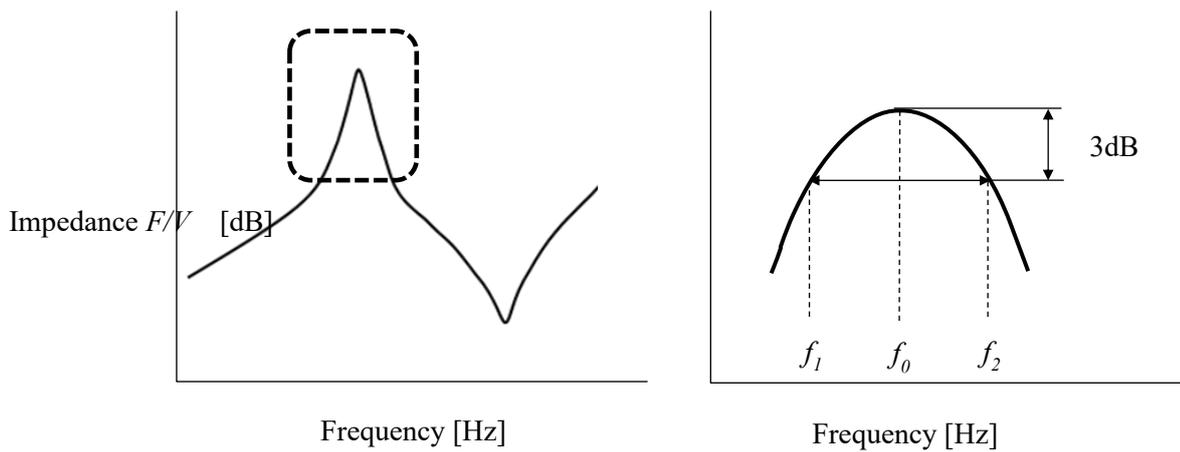
また、本試験では、粉体ダンパによる減衰性能について、粒子の密度ならびに空隙率と振幅依存に関して考察を行った。空隙率 ε は、構造内部の空間体積を V , 粒子封入後の隙間体積を v' として、式 3.15 にて算出を行った。

$$\varepsilon = \frac{v'}{V} \quad (3.15)$$

このとき振幅量の計測は、試験片端部にて変位量の実効値をレーザー変位計にて計測して加振器の出力に対する変位量として記録を行い、粉体ダンパの振幅に対する感度調査に用いた。



(a) State of experiment set up



(b) Calculation principle of loss factor

Fig. 3.3 Experimental equipment outline and loss factor calculation.

3.3.1 試験体と粒子概要

空孔部への粉末封入による振動減衰効果の測定は、図 3.4 に示す試験片を作製して検証を行った。試験片は、AC4D 製の短冊試験片で、長さ：200mm、幅：20mm、厚み：10mm の外形寸法にて内部に板厚 1.25mm に相当する容器を形成し、内部に空孔（長さ 197mm、幅 17mm、高さ 7.5mm）を設けた。容器上部は、粉末を密閉する上蓋（厚さ 1.25mm）を設け、ボルト締結にて密閉を行なう。なお、上蓋とボルトを含めた容器の総重量は 48.78g となる。本試験装置を用いて加振器における出力と試験片端部での変位量実効値を比較した結果を図 3.5 に示す。振動加振方法は、ランダム加振にて振幅出力を変化させたものとなる。これは、一定周波数にて加振を行うと、共振周波数付近にて固有モードにて変形をして、腹となる部分に粒子が偏在することで測定精度に影響を及ぼすことを防ぐと同時に、解析との比較を容易にする目的となる。振動振幅は、加振器出力に対して比例的に増加し最大で 16 μm 程度の振幅量を加えている。

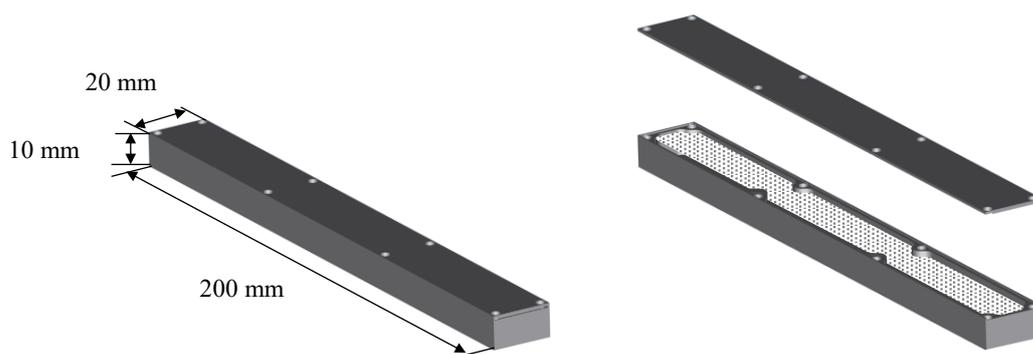


Fig. 3.4 Schematic diagram of granular damper.

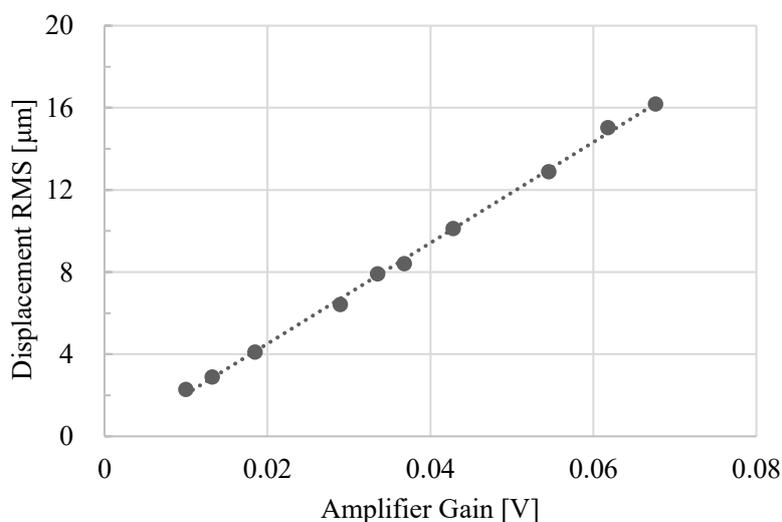
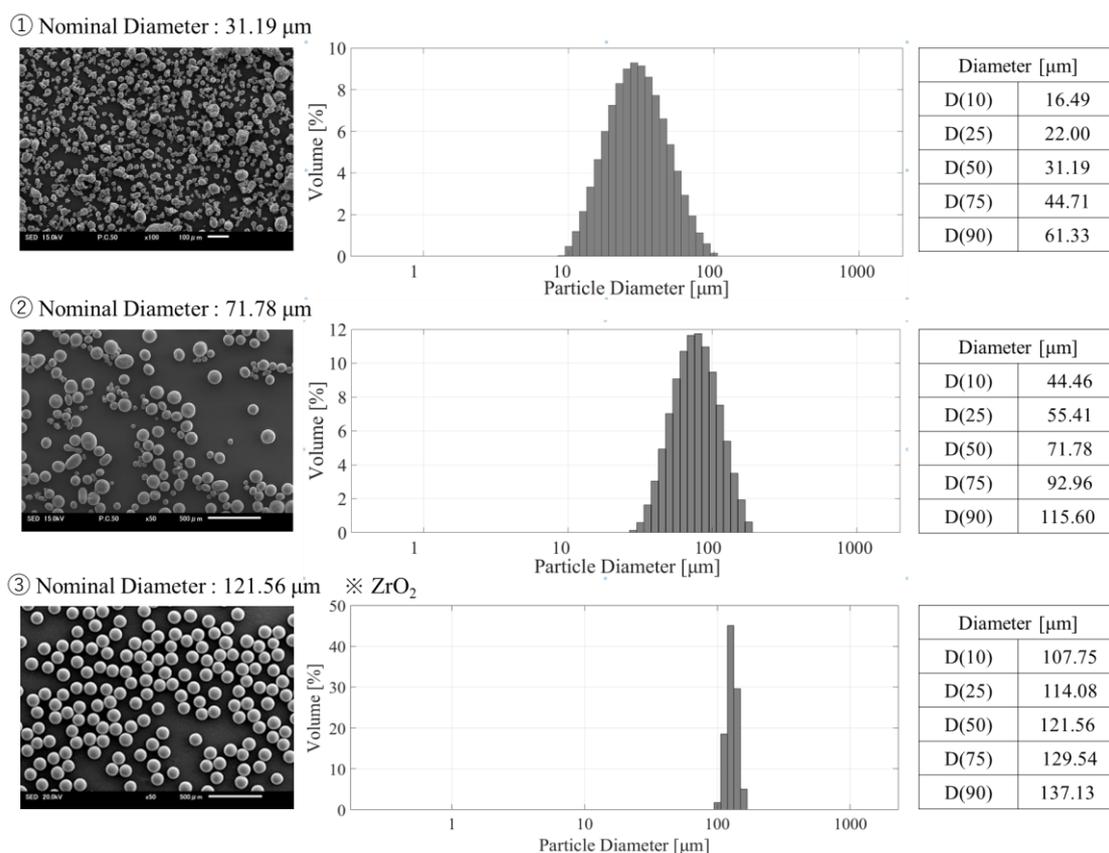


Fig.3.5 Comparison between the exciter output and the amount of displacement at the end of the test piece.

内部に封入する粉体の外観および粒径分布の測定結果は、図 3.6 の通りとなる。各図は試験に用いた粉体の SEM 撮像、粒径分布測定結果をヒストグラムおよび基本粒径で比較した結果となる。試験は、準アルミニウム製粒子 2 種ならびにジルコニア粉体を用いて試験を行った。準アルミニウム粉体は、ガスアトマイズ法によって製作したものをを用いており、それぞれの粒径分布の中央値 $D(50)$ を基本粒径としたとき、 $31.19\mu\text{m}$ 、 $71.78\mu\text{m}$ に相当する粉体 2 種を用いた。またジルコニア粉体は、粒径分布および表面摩擦係数の安定した計測を可能とするため、転動造粒法にて製作したものをを用いた。ジルコニア粉体の基本粒径は $125.56\mu\text{m}$ 、中央値からの粒径変化は、 $\pm 15\mu\text{m}$ 以内に約 8 割の粉体が存在する仕様を選定して試験した。



(a) Particles appearance.

(b) Particle size distribution measurement result

Fig. 3.6 Shape and particle size distribution of particles used in the test.

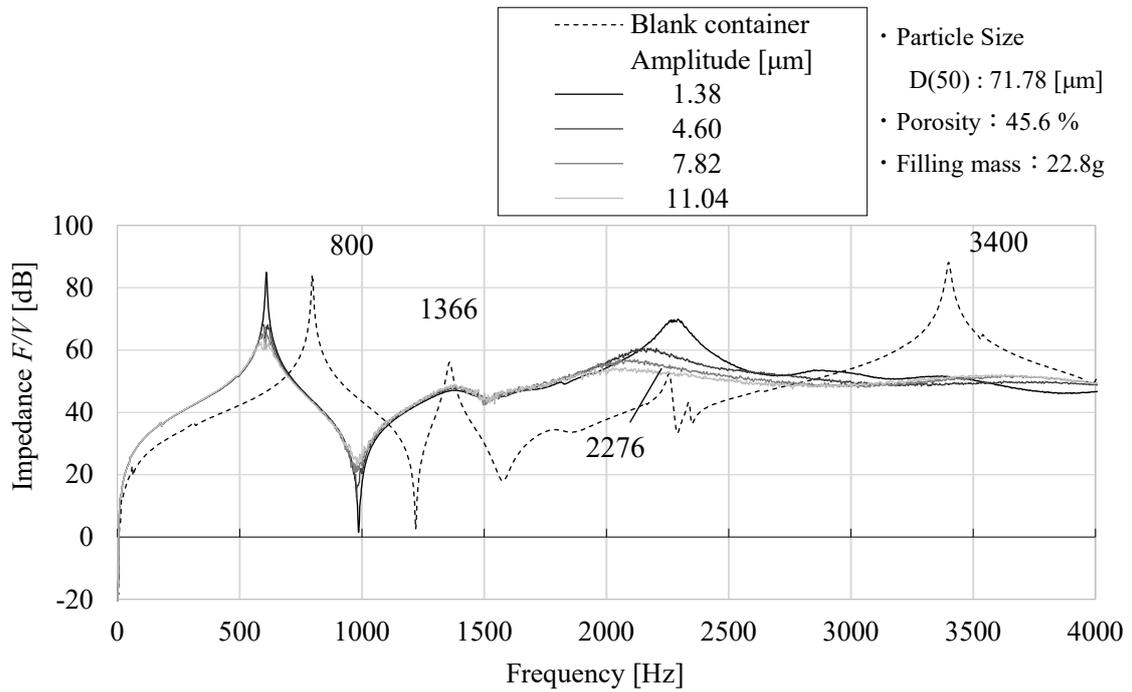
Aluminum particle is No.1 and 2.No.3 is ZrO_2 .

3.4 粉体充填による振動減衰効果

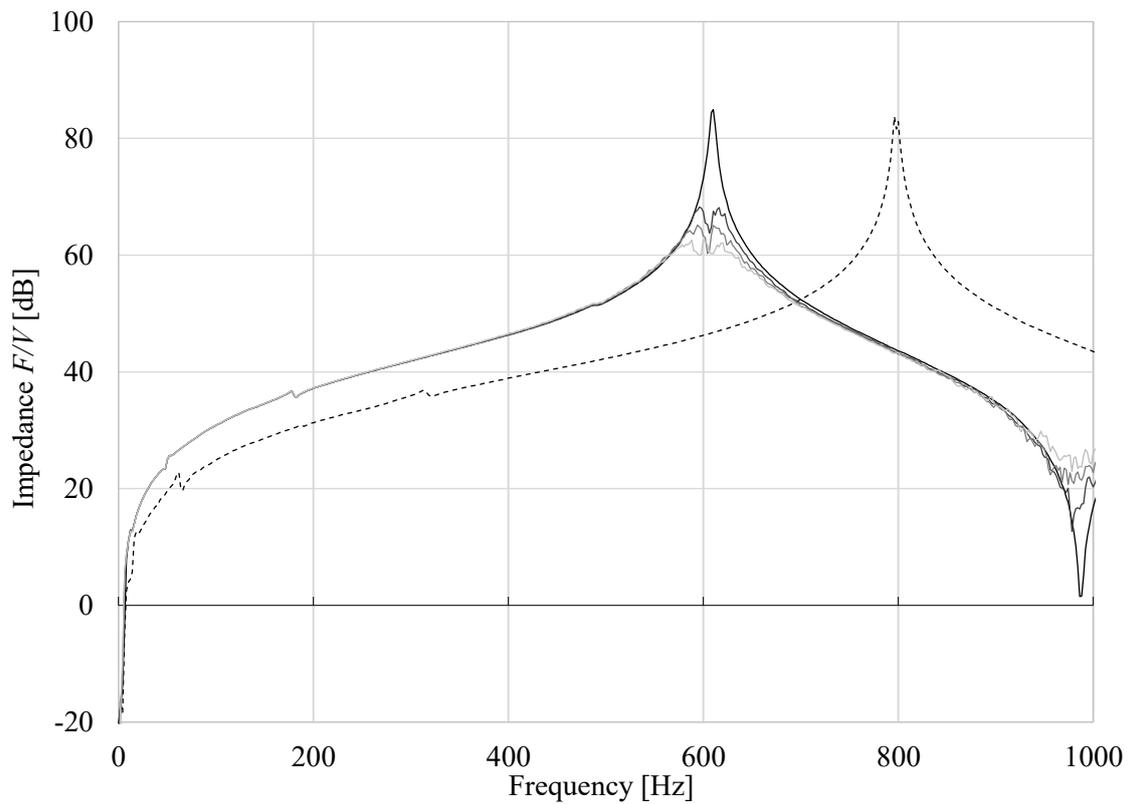
3.4.1 粉体充填による振幅依存性

図 3.7(a)は、試験片容器内に粉体を充填して加振したときの周波数特性を示している。破線で示す曲線は、容器内に粉体を充填せず、単体で加振したとき荷重特性を示したものとなる。本条件では、800, 1366, 2276, 3400Hz にて反共振点をもつ。また、加振する振幅を増幅しても、ピーク周波数と荷重に変化はなく、一定の値を示す。したがって本試験に用いた容器は、振幅に依存して減衰性能が変化する因子は存在せず、一般的なアルミニウム平板と同等の剛性を有している。一方、本容器内に粒子を充填したときの荷重変化を、実線にて示す。充填粒子は、基本粒径 $71.8\mu\text{m}$ のアルミニウム粒子を 45.6% の空隙率にて充填した結果となる。曲線は、同一粒子、同一充填量にて、加振を行う平均変位量のみを変化させて測定を行った。粒子充填した際の荷重変化は、変位を増幅するほど荷重応答が小さく、より振動減衰をしていることが確認された。

図 3.7(b) に、周波数範囲を 0-1,000Hz にて拡大表示したグラフをプロットする。1 次の反共振周波数である、600Hz 付近にて荷重応答の低下が確認され、以降は再び同等の応答特性となる。



(a) Frequency 0 – 4,000 Hz



(b) Frequency 0 – 1,000 Hz

Fig. 3.7 Frequency response of the fine granular damper. Comparison with an empty container filled with aluminum particles with a particle size of 71.78 μm so that the porosity is 45.6%.

Vibration amplitude changes at 1.38-11.04 μm .

本結果を用いて各次数での損失係数を算出した結果が図 3.8 となる。損失係数は、容器単体では次数および変位によらず一定値を示すが、粒子を封入した際には次数や変位が大きいほど高い損失係数を示す。この要因は、内部の粒子運動量に関係しているものと推測する。また、振動変位量に依存した損失係数の増加要因は、変位の増加にともなって容器内部の粒子もより多く運動することから、容器に与える衝撃力も増幅しているものと推測する。また、共振次数に依存した特性をもつ要因は、高次であるほど容器自体がもつ複数のモードによって粒子間の摩擦力が増幅をしているものと推定する。

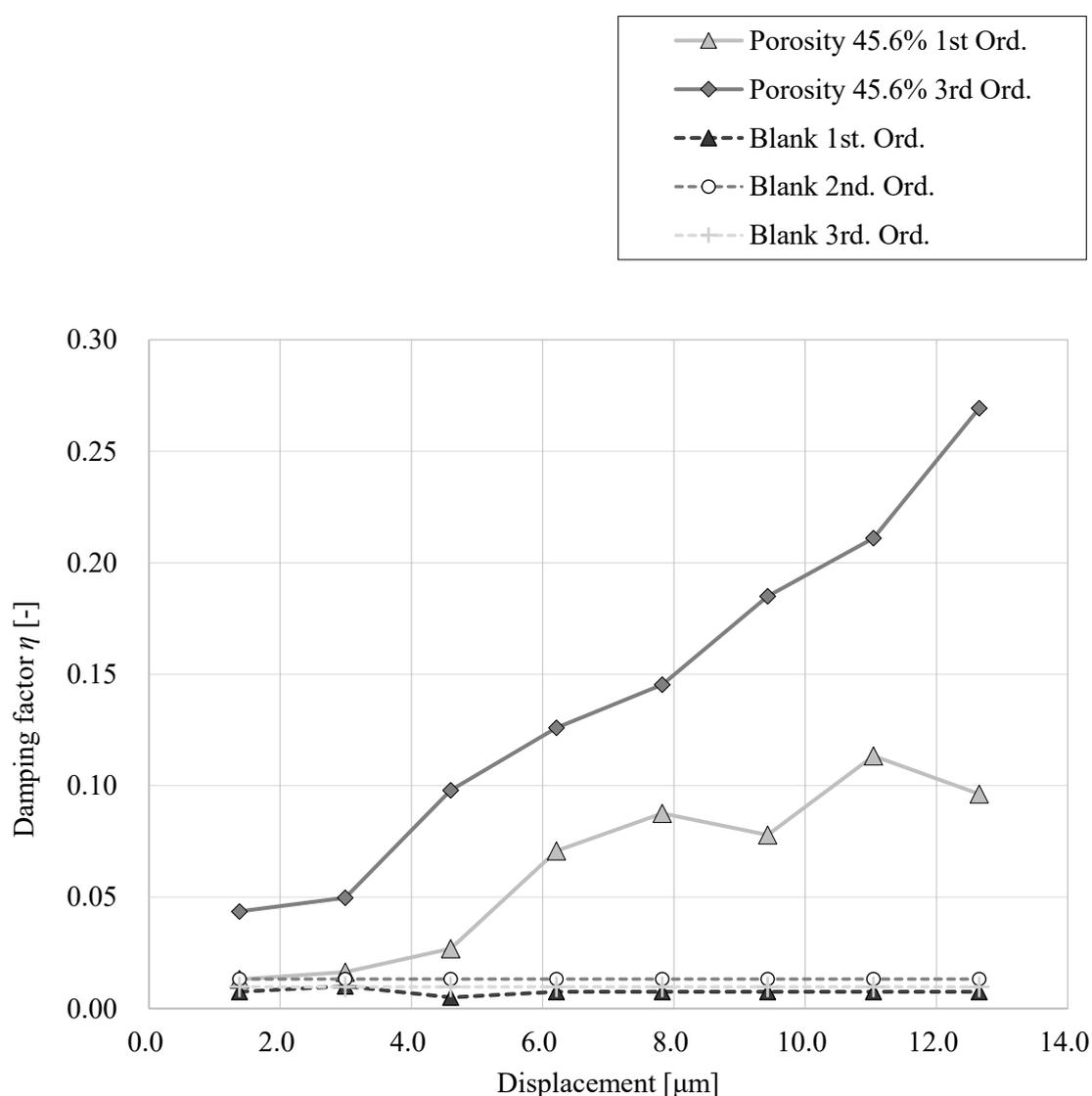


Fig. 3.8 Comparison of relationship between vibration displacement and damping factor.

Using aluminum particles.

上記結果について考察するため、試験に用いた容器の固有振動モードを FEM にて求めて、考察した。図 3.9 は、粒子を封入していない容器のみの代表的な固有振動モードを形状比較した結果を図示している。境界条件は、中央加振試験法と同様に試験片中央部を固定とした梁の固有値解析となる。図中のカラーマップは平均応力を表し各モードでの応力集中部位を示している。摩擦による減衰は、粒子の封入によってモード形状・固有振動数が変化するが、各次数に対して応力の大きい部位にてより大きな接触荷重となって減衰に寄与しているものと推定する。すなわち 1 次のモードでは試験片の中央で大きな摩擦力が働き、次数が増えることにより各部位へと荷重が伝搬して減衰が発生する。結果全周波数域で効果が発現しているとともに高次であるほど減衰が大きくなる。

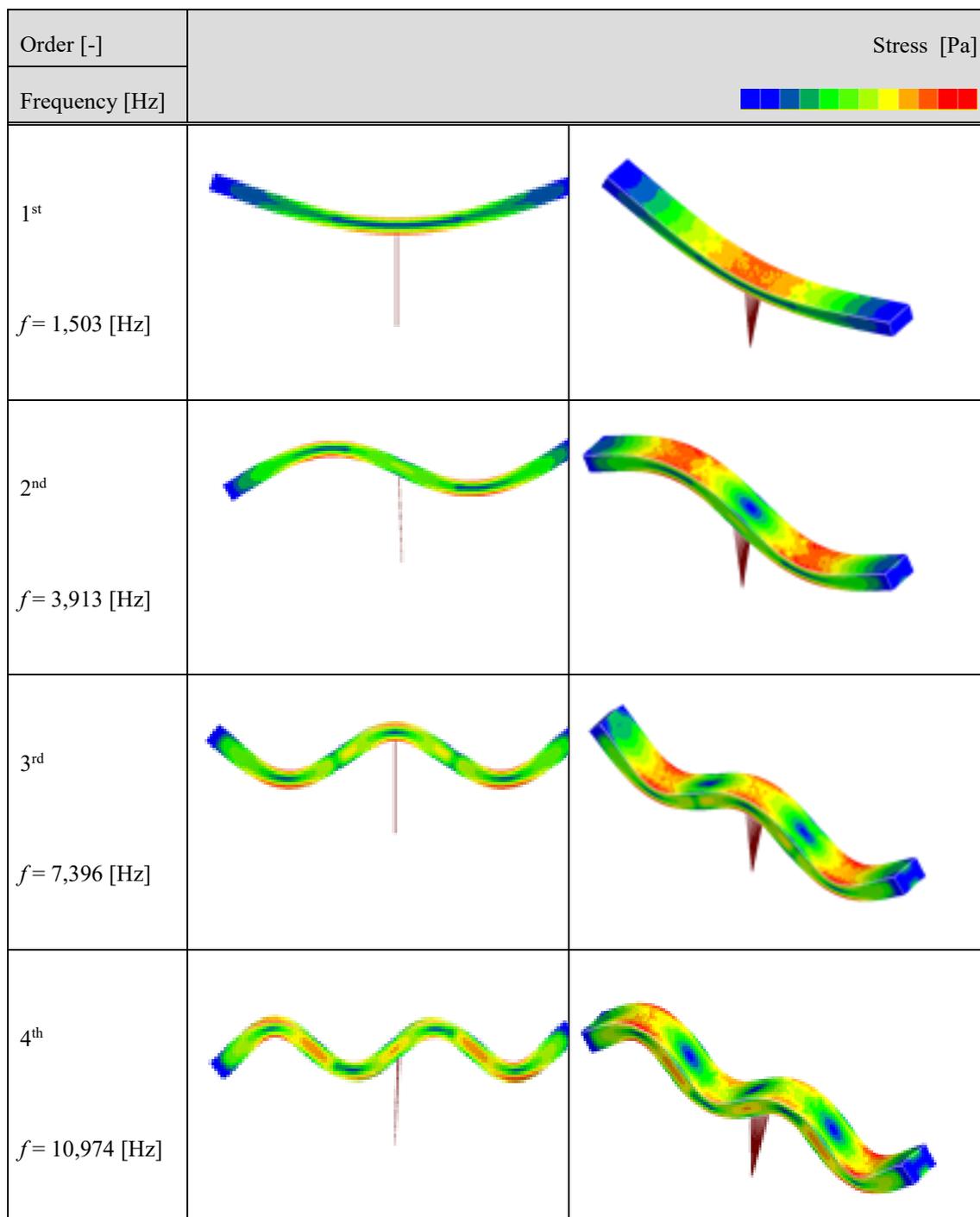


Fig. 3.9 A typical natural vibration mode for a single aluminum container.

同様に、基本粒径 $125\ \mu\text{m}$ のジルコニア粒子を封入したときの周波数特性を図 3.10、アルミニウム粒子と同様に 1 次および 3 次における損失係数を比較した結果を図 3.11 に示す。図 3.10 は、粒子を封入しない容器状態を破線、ジルコニア粒子を封入したときの荷重特性について振動振幅を増幅しながら計測を行った結果となる。ジルコニア粒子を封入したときの周波数特性は、アルミニウムと比較して低い周波数に反共振点が増えている。これは粒子比重の違いによって、容器に封入する充填量が増えたためと推測する。また、ジルコニア粒子における反共振点での荷重変化は、振幅を変化しても周波数変化なく減衰する傾向を示す。

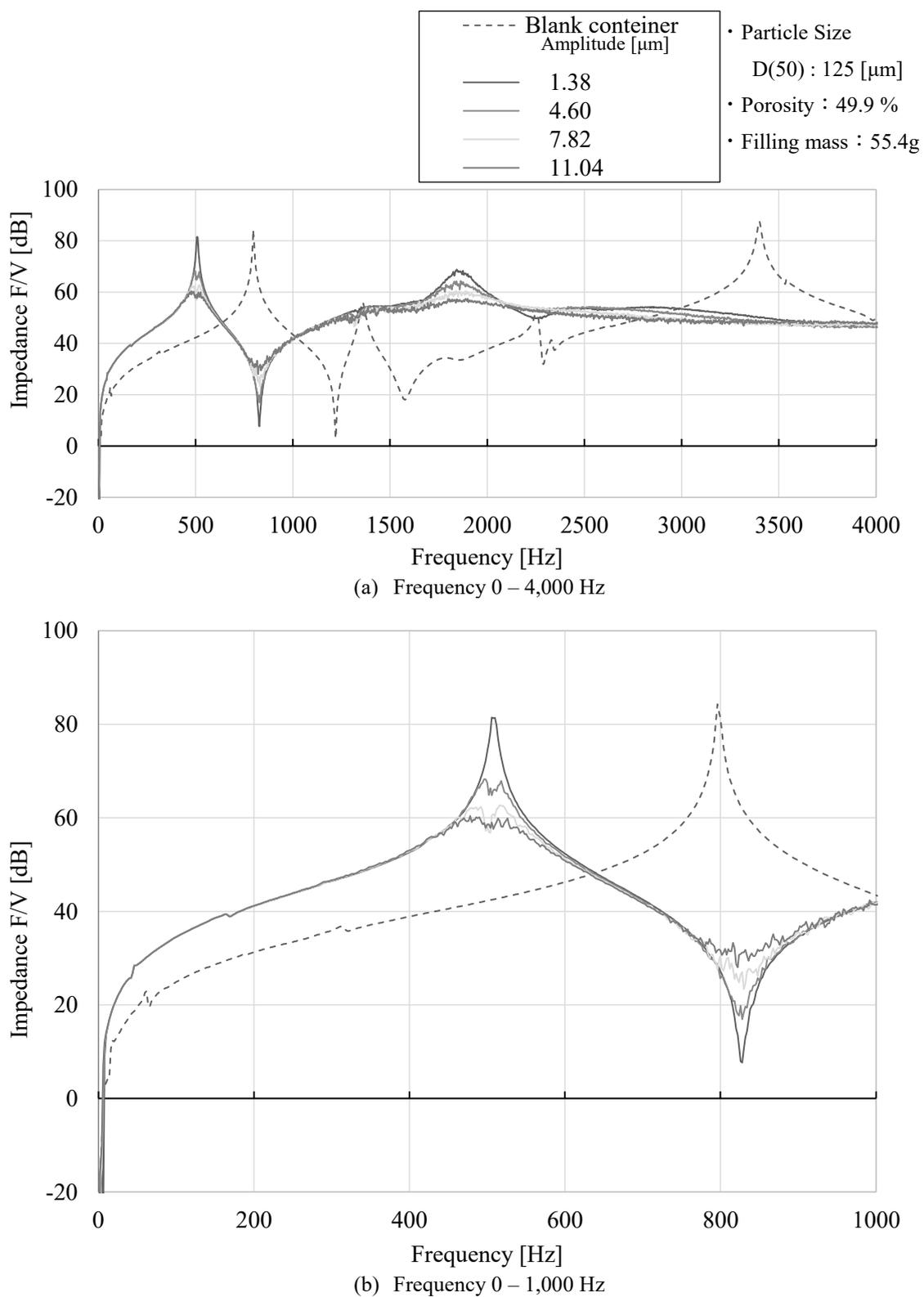


Fig.3.10 Frequency response of the fine granular damper. Comparison with an empty container filled with ZrO_2 particles with a particle size of 125 μm so that the porosity is 49.9%. Vibration amplitude changes at 1.38-11.04 μm.

結果、3次反共振での損失係数は、アルミニウムと比較して微小変位から安定した損失係数をもつ。これは、ジルコニア粒子表面の摩擦係数が低く、比重が重いために容器への衝突力がより大きくなり差が生じたものと推測をする。図3.11はジルコニア粒子を用いたときの減衰効果を1次と3次に対して変位量を増幅して計測した結果を比較したものとなる。いずれの次数においても変位の増加に伴って減衰効果は増加する傾向を示すがアルミニウムと比較すると減衰の増加量は少ないが、3次では小変位に対しても大きな減衰効果が得られている。

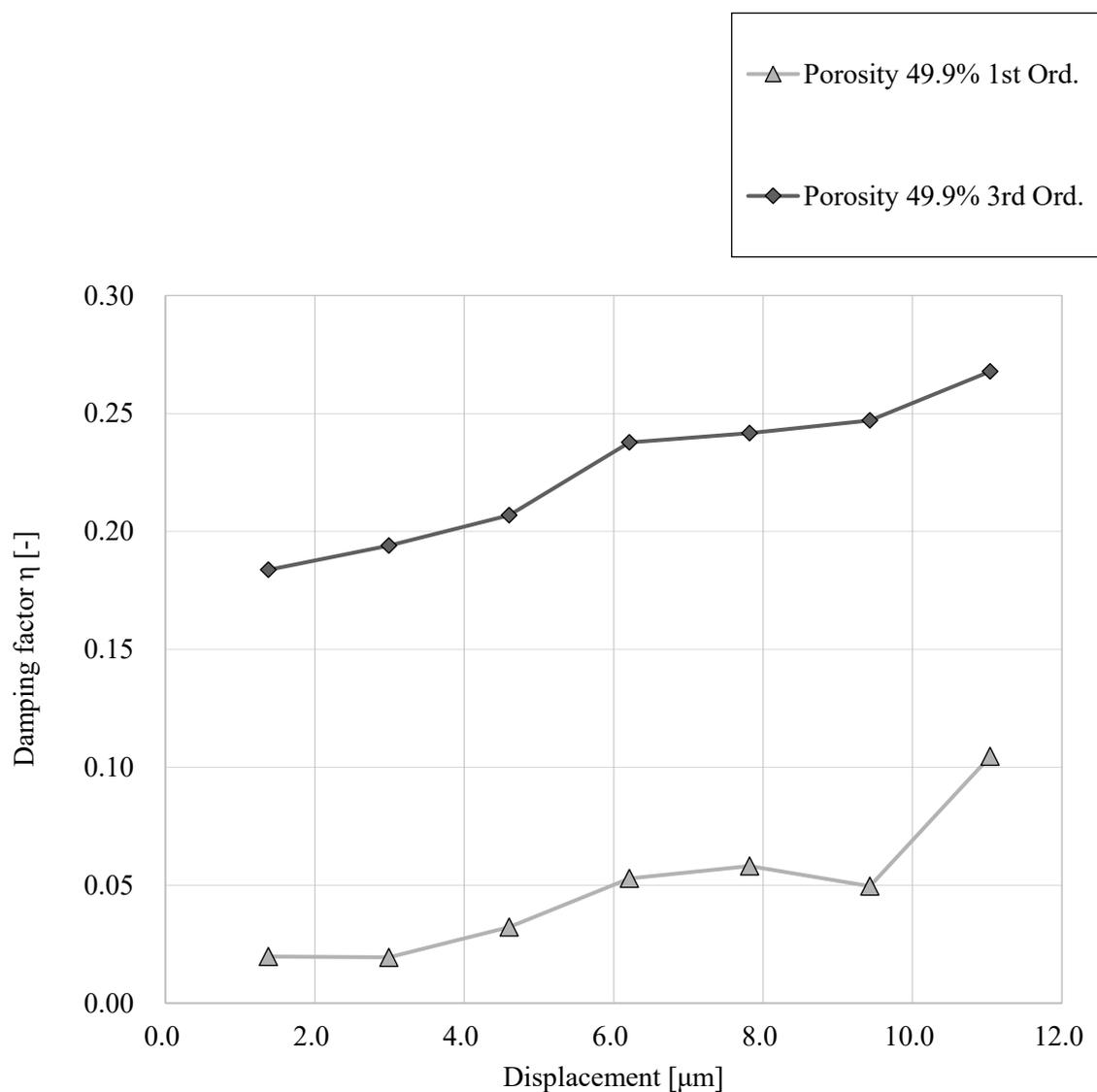


Fig.3.11 Comparison of relationship between vibration displacement and damping factor. Using ZrO_2 particles.

3.4.2 粒子の充填量・粒子径に対する減衰効果

封入する粒子の基本粒径を $31.8\mu\text{m}$ および $71.8\mu\text{m}$ と変化させたときの周波数応答特性を図 11 に示す。グラフ実線は、基本粒径 $71.8\mu\text{m}$ の粒子を封入したもので、点線は粒径 $31.8\mu\text{m}$ の粒子を封入した結果を示している。両者はいずれも空隙率を 65.1%、充填した粒子の質量換算で 22.8g を封入し、振幅量も $6.2\mu\text{m}$ に統一して計測をした。それぞれの荷重応答曲線は類似した特徴を示すが、1 次の反共振周波数において、微細粒径であるほうが低い周波数に反共振点をもつ。これは、封入する粒子質量が同一であっても微細粒子を封入した場合に容器内壁と接する粒子の質量割合が多くなるために見かけの質量が増加しているものと推測をする。結果、容器内にて自由運動可能な粒子質量が減少して減衰性能にも差異が生じている。したがって、振動による衝撃反力を効率よく得るためには、自由運動する粒子重量を最大限確保することが重要な設計因子となることを示唆している。

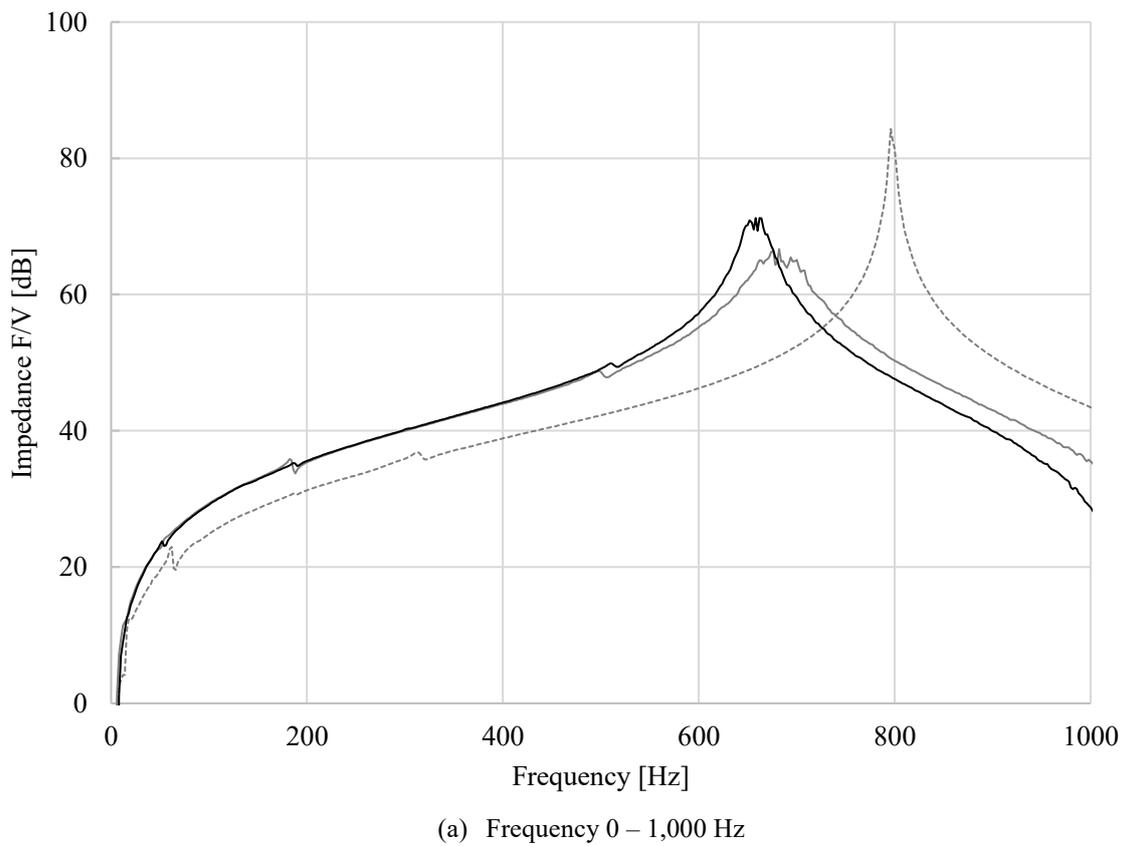
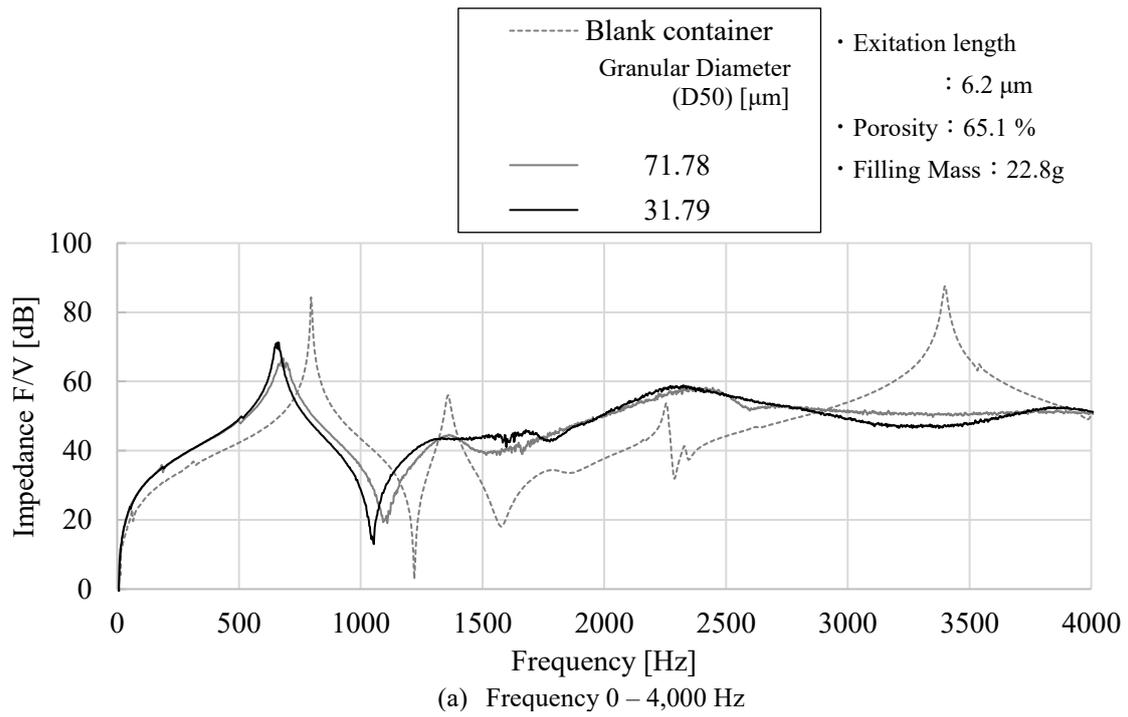


Fig.3.12 Frequency response of fine granular damper for each particle size.

また、上記結果を各粒子径、空隙率、振幅ごとの3次の反共振における損失係数としてまとめた結果を図3.13, 3.14に示す。図3.13は、基本粒径31.8 μm 、図3.14は71.8 μm における比較結果となる。いずれの粒子径においても、振幅量が大きいほど高い減衰性能を示すが、極大となる空隙率は、微細粒径の粒子を封入した際に比較的高い空隙率で高い損失係数が得られ、それぞれの極大値は31.8 μm のときには比較的高充填な40%前後、71.8 μm のときは75%前後にて極大となる。この傾向は、1次の反共振でも同様の傾向を示す。この傾向は、減衰に寄与する因子について前述した容器との衝突と摩擦によって発生するため、基本粒径によって摩擦力に差異が生じて極値が変化しているものと推測している。より摩擦による減衰を発現するには小粒径かつ高充填である方が減衰には適している。以上のことから、充填する粒子重量で比較したとき、より微細な粒子を封入したほうが質量効率の優れた粒子ダンパとなる可能性がある。

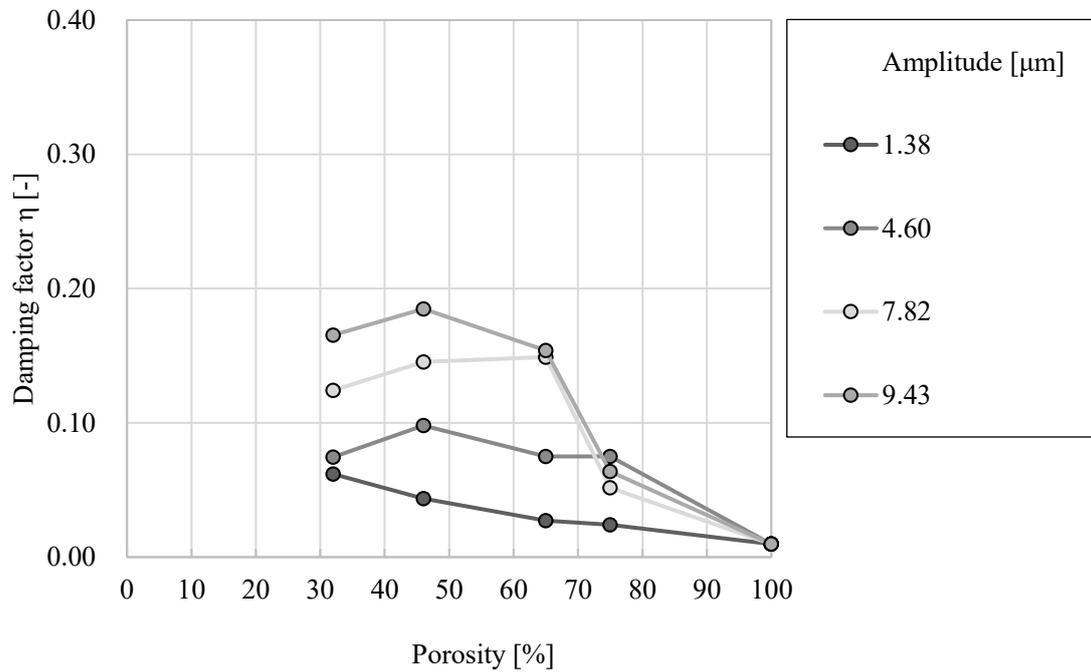


Fig.3.13 Comparison of loss coefficient amplitude change at the third-order anti-resonance point in aluminum with a particle size of 31.8 μm .

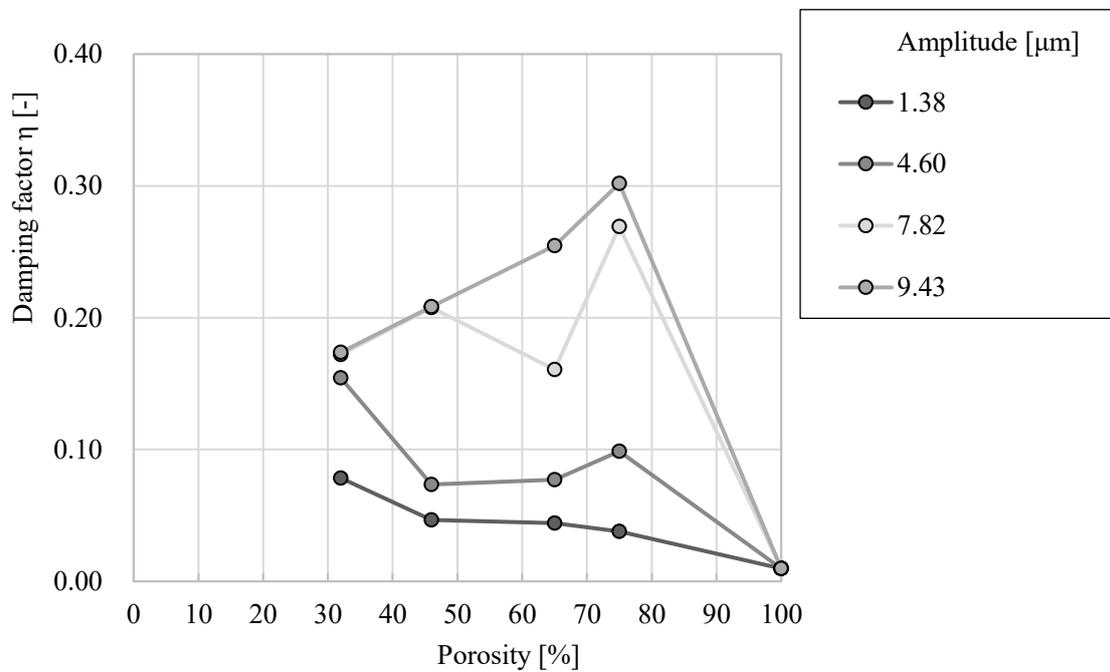


Fig.3.14 Comparison of loss coefficient amplitude change at the third-order anti-resonance point in aluminum with a particle size of 71.8 μm

3.5 結言

本章では、2章にて検討してきた摩擦減衰構造のうち、より優れた減衰効果の期待できる金属粉体を用いた減衰構造に関して検討を行った。検討に際して、本構造はこれまでも粒状体ダンパとして各種研究がなされているため、基本構造について調査を行った。これまでの研究例を基に、粉体ダンパは以下二つの機能に集約される。

- ・自由運動を行う粒子が容器壁面衝突する、反力を利用した制振作用
- ・粒子間の振動によって生じる摩擦力 F_f によって熱散逸させる制振作用

これら機能をより高めるため、粒子内部に液体粘弾性を付与した研究事例もあり、これらは今後の研究調査が必要な事例といえる。

つぎに、試験に用いた装置構成と粒子についてまとめたうえでその試験結果について考察を行った。試験には、梁の減衰試験で用いられる中央加振法を参考に、粒子の径と充填率、粒子種を変化させてそれぞれの差異を分析した。計測した性能の妥当性検証には、梁の変位量も考慮すべき物理量となることから、レーザー変位計センサによる同時計測を行うことで以下の知見を得ることができた。

1. 微細粒による粉体ダンパの振動減衰は、振動変位と共振次数に対する依存性が高く、高次数であるほどより高い減衰性能を示す。この効果は、粒子運動量に関係したもので、大振幅大変形を伴う箇所への減衰に適した機構となりうる。
2. 封入する粒子は、同一質量でも微細粒径であるほど自由運動する一定量の空間を必要とする。これによって優れた減衰性能を得ることから、質量効率が優れたものになる可能性がある。

次項では、上記の知見の根拠となる、内部粒子の挙動について実際に DEM を実施してより詳細な考察を行う。

第4章 粉体ダンパのシミュレーションモデル

本章では粉体ダンパによる中央加振試験時の粒子挙動を解析するため、容器内部の一部を抜き出した簡易モデルを構築して試験で得られた知見についての詳細分析を行う。分析には粒子間を考慮可能なモデルとして、離散化要素法による計算を用いて状態観察を行なう。

4.1 モデル概要

本研究では、粉体ダンパの中央加振試験を模擬するため、図4.1のような加振点とばねで接合されている容器の中に粉体を封入している粉体ダンパモデルを構築した。一方、このモデル構造は、計算コストの制限により、試験で用いた短冊状の容器とは異なり一辺1mmの立方体を用いた。この立方体の外壁は、粉体との衝突を計算可能とするため、容器の物性値を持つ10 μm の粒子で構成している。下部にはばねが接続されており、ばねを介して垂直方向のランダム波による強制振動を与えることができる。このばね定数は、試験で用いた容器の共振周波数に合わせた。表1にモデル構造のパラメータを示す。なお、粒径の違いに対するシミュレーションの妥当性検証に関しては、計算リソースの制約から特に微細な粒径側での計算が困難であるため、試験で用いた粒径80 μm のアルミニウムと、125 μm ジルコニアの特性にて検証を行った。

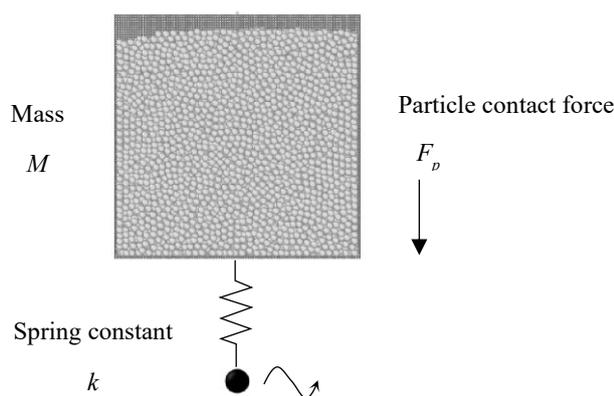


Fig. 4.1 Granular material damper calculation model.

4.1.1 粉体のシミュレーション概要

空気や水といった粒体は、いわゆる連続体として記述することが多い。粒体のような連続体のシミュレーションには、格子を利用した数値解析手法が広く用いられている。連続体の数値解析は実績が豊富であり主として有限要素法(Finite Element Method : FEM), 有限差分法(Finite Element Method : FDM), 有限体積法(Finite Volume Method : FVM) などがある。さらには粒体粒子を使用したラグランジュ的手法も開発され、例えば SPH (Smoothed Particle Hydrodynamics)や MPS(Moving Particle Semi-implicit)法などがある^{[67]-[68]}。本研究で取り扱った、DEM(Discrete Element Method)もラグランジュ的手法のひとつで個々の粒子挙動の計算を行う手法となる^[69]。

粉体のシミュレーションには、連続体モデルと不連続体モデルを取り扱う場合とに大別される。連続体モデルでは粉体で構成される固相を連続体としてモデル化する。流動層をはじめとして固相の流動性が比較的高い対象に使用されることが多く、汎用の流動解析ソフトウェアも導入されている。連続体モデルとしての最大の特徴は、計算粒子数がメモリ制限や計算負荷に影響を与えないため、10億個超もの粒子数を対象とした大規模計算にも耐えうるものとなる。そのため実際に化学反応を伴う複雑な体系や微細粒子への応用事例がある^{[70]-[71]}。一方で、付着力が作用するような粒子の挙動を模擬することが困難なこと、粒度分布を模擬するのに構成方程式を追加する必要があるために計算負荷が著しく高くなることなどが挙げられる。さらには連続体モデルと呼ばれる通り不連続体への挙動模擬が困難になる可能性がある。

不連続体のモデルには主として DEM^[72], FEMDEM^[73] (Finite Element Method-Discrete Element Method)などがあげられる。DEM の和名については、機械工学や化学工学では離散要素法と呼ばれている。同じ手法であっても土木工学では個別要素法と呼ばれる。英語表記についても、離散要素法は(Discrete Element Method), 個別要素法は(Distinct Element Method)と呼ばれることが多いがいずれも略称は DEM となる。DEM は Cundall と Struck によって 1979 年に提案された計算手法で岩盤工学に使用したものが現在では粉体シミュレーションにも広く使われている手法となる。FEMDEM は 2004 年に Munjiza によって開発された比較的新しい計算手法で、その名の通りに FEM と DEM とを結合したものである。FEMDEM では、物体同士の接触モデルを DEM で模擬して、固体粒子の変形を FEM で模擬するものとなる。FEM-DEM では個々の固体粒子において有限要素メッシュを用いるので任意形状のモデル化が容易である。また、DEM では困難であった粒子に作用する応力を直接計算ができるため、固体粒子の破壊を比較的容易に扱うことができるが計算負荷が大規模となる^{[78]-[85]}。

4.1.2 粉体シミュレーションの適用例

(a) 機械工学・化学工学

機械工学や化学工学では、流動層や粉体搬送、粉砕機といった固体—粒体連成問題を対象とした数値解析が活発に行われている^{[74]-[77]}。流動層では比較的大きな球形の固体粒子を対象にしたものが多い。スクリーンでの粉体搬送や混合機など複雑な形状を有する体系において、流体力の影響を無視できる比較的大きな固体粒子のみを模擬する研究や、固体粒子間に液架橋力を考慮した数値解析もなされている^{[85]-[90]}。

(b) 土木工学

土木工学では砂礫などを対象とした数値解析が DEM を用いてなされることが多い。土石流、土砂崩れ、落石などが典型的な応用事例である^{[91]-[92]}。海岸工学の研究事例として流体と土砂の相互作用に関する研究もなされている^[93]。岩盤工学の研究として、複数の固体粒子をばねで結合してクラスターをつくり、クラスター破壊の数値解析なども行われている^[94]。

(c) 電気工学

電気工学では、DEM を用いて電子写真システムのトナーなどを対象にした数値解析が多くなされている。一例として、現像プロセスにおける現像液の搬送プロセス、現像プロセスなどにかかる数値解析がなされている。

(d) 環境・エネルギー工学

DEM は、リサイクルや原子力工学においても活用されている。流動層を用いた産業廃棄物の乾式比重分離および衝撃式粉砕機に関する基礎研究も行われている^{[95]-[96]}。原子燃料やリチウムイオン電池の電極は粉末成形体であり、これらは化学工学分野と同様に、粉体輸送・貯蔵、粉砕、混合、分離、ふるい、金型注入をはじめ、いくつかの粉体プロセスを経て粉体成形体へと加工される^{[97]-[98]}。これまでに DEM を用いて原子燃料の混合行程の安全評価に関する数値解析がなされている^{[99]-[101]}。

4.2 離散要素法

本研究は、粒子の挙動をシミュレーションするため、DEMを用いた。DEMは、解析対象を要素としてモデル化し、要素間の接触および摩擦を考慮して各時刻におけるそれぞれの要素の運動を逐次に計算する手法である^[72]。計算ソフトは、粉体の物理特性を詳細に組み込めるLAMMPSを用いた。ソルバーは、LAMMPSのパッケージであるGranular modelsを適用した。粉体の機械的特性の同定には、粉体工学の計測手法である安息角を用いて粉体の静止摩擦係数を取得しDEMに反映した^[102]。また、物性値として取得が困難である粒子の減衰係数においては、反発係数から実験的に求めたモデルを用いて値を決定し中央加振試験結果との比較検証を実施した^[103]。粒子間および粒子 - 主構造体間の接触は、図4.2のように法線方向、接線方向および回転方向に分けて考え、要素間に各方向のばねとダッシュポッド（+スライダー、接線方向と回転方向）があるモデルとした。

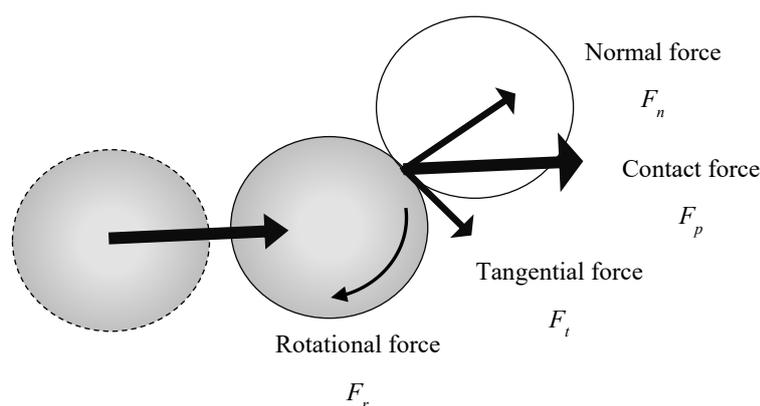


Fig. 4.2 Granular contact force model A used a discretized element method model that considers the contact between particles and between particles and walls.

4.2.1 DEM 計算式

まず、法線方向の接触力は、Hertz の接触理論に基づいて式 4.1 で示す。

$$F_n = \frac{4}{3} k_n R_{ij}^{1/2} \delta_{ij}^{3/2} \mathbf{n} - \eta_n v_{n, ij} \quad (4.1)$$

F は接触力、 k は換算ヤング率、 R は粒子の有効半径、 δ は各時刻における粒子の変形量、 \mathbf{n} は法線方向の単位ベクトル、 η は粒子を構成する材料の減衰係数、 v は粒子の相対速度を示す。また、添え字について、 n は法線方向の成分、 i 及び j は粒子の番号を表す。この式における換算ヤング率 k は、各粒子のヤング率 E とポアソン比 ν を用いて式 4.2 で求めた。

$$k_n = E_i E_j / \left((E_i (1 - \nu_j^2) + E_j (1 - \nu_i^2)) \right) \quad (4.2)$$

減衰係数 η は、Tsuji らの論文を参考に、実験的に求められた減衰の比 α 、粒子の反発係数 e 、接触する 2 粒子間の換算質量 m_{eff} を用いて、式 4.3 より求める。

$$\eta_n = \alpha (m_{eff} k_n)^{1/2} \quad (4.3)$$

上式 α は、反発係数に関わる回帰式を用いて式 4.4 より求める。

$$\alpha = 1.2728 - 4.2783e + 11.087e^2 - 22.348e^3 + 27.467e^4 - 18.022e^5 + 4.8218e^6 \quad (4.4)$$

式 (7)、(8) を用いて、接線方向の接触力を式 (4.5) で示す。

$$F_t = -\min \left(\mu_t F_n, \left\| -k_t \xi_t - \eta_n v_{t, ij} \right\| \right) \mathbf{t} \quad (4.5)$$

μ は摩擦係数、 ξ_t は接線方向の変形量、 \mathbf{t} は接線方向の単位ベクトルを示す。また、添え字について、 t は接線方向の成分を示す。このときの接線方向の換算ヤング率は、式 4.6 で求めた。

$$k_t = \frac{4}{(2 - \nu_i)(1 + \nu_i)/E_i + (2 - \nu_j)(1 + \nu_j)/E_j} \quad (4.6)$$

摩擦係数 μ については、後述する安息角の試験結果をもとに、シミュレーションにて同定を行った。

最後に、回転方向の接触力は、式 4.7 で示す。

$$F_r = -\min\left(\mu_r F_n, \left\| -k_r \xi_r - \eta_r v_{r, ij} \right\|\right) \mathbf{t} \quad (4.7)$$

なお、添え字 r は回転方向の成分を示す。本研究では、接線方向の換算ヤング率 k_t 、減衰係数 η_t 、摩擦係数 μ_t は物性値を用いるが、回転方向の換算ヤング率 k_r 、減衰係数 η_r 、摩擦係数 μ_r については、一様であると仮定して接線方向の物性値と同じ値を用いた。本研究で用いた粉体の物性値は、表 4.1 で示す通りとした。

Table 4.1 Physical property value of granular material damper model.

Parameters	Unit	Value
Young's modulus	[GPa]	68.3
Poisson's ratio	[-]	0.34
Coefficient of restitution	[-]	0.50
Static friction coefficient	[-]	0.8
Spring constant	[kN/m]	395.6×10^6

4.2.2 計算アルゴリズム

図 4.3 に DEM の実行アルゴリズムを示す。計算には、(a) 初期条件読み込み、(b) 衝突探索ボックスの定義、(c) 外力の計算、(d) 粒子情報の更新を行う。以下より、解析の詳細について記述する。

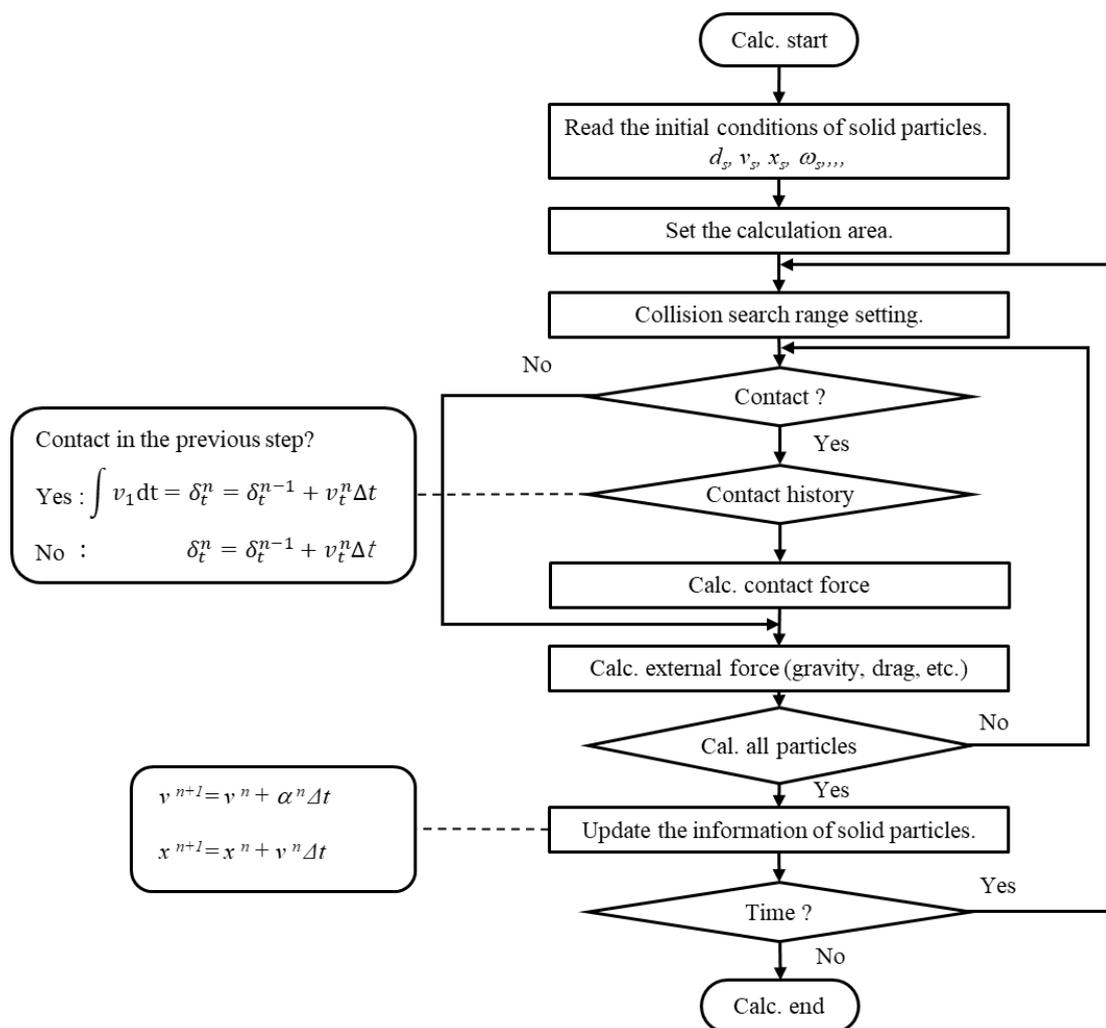


Fig.4.3 DEM simulation algorithm

(a) 固体粒子の初期配置

はじめに、シミュレーション領域内に粒子の配置を行う。規則的に粒子配置を行う場合、任意の粒子数または充填率にて初期の配置を定義する。また、シミュレーション対象が複雑な場合、座標データをあらかじめ作成し、その座標データに沿って粒子を配置することができる。次に、シミュレーション領域の境界条件を定義する。境界条件はシミュレーション内容によって、単純に領域と領域外を分ける境界表面として定義する場合や周期境界条件のように境界表面を作らない場合もある。周期境界条件とは、図 4.4 の(a) に示すように、設定した分子動力学の領域と同じものが周囲に周期的に並んでいると設定できる境界条件である。一般的に周期的に粒子構造が並ぶ大きなモデルなどに用いられる。しかし、周期境界条件の場合、最も起こる問題として図 3.2 の b に示すように、MD セルサイズ L_y , L_x がカットオフ距離 r_c より小さい場合、周期境界条件で複製した粒子から重複して力を受けてしまう。この問題を防ぐために、1 つの粒子は 1 つの力しか受けないように、MD セルサイズを式 4.7 の範囲にて設定する必要がある。

$$r_c < \frac{L_x}{2}, \frac{L_y}{2} \quad (4.7)$$

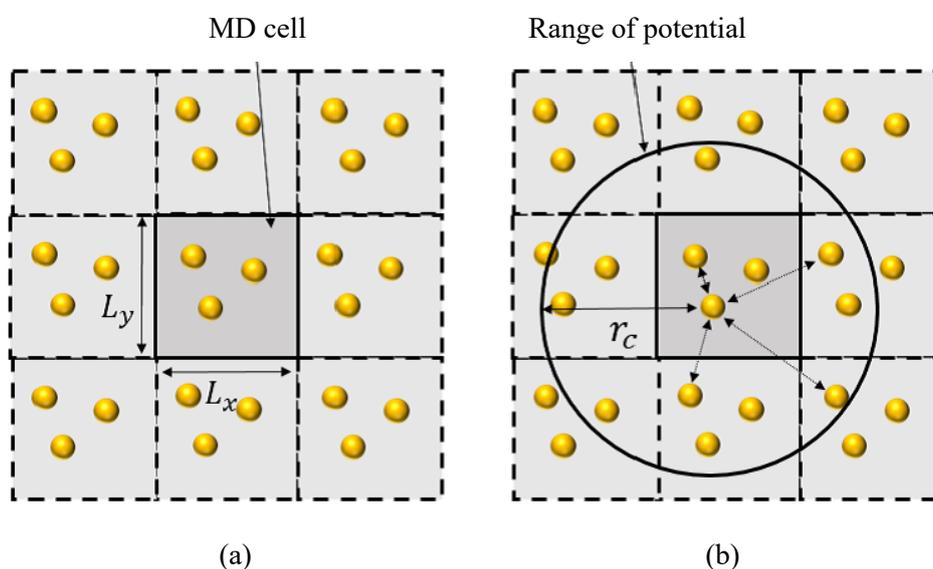


Fig.4.4 Setting of periodic boundary condition and problems

(b) 粒子間衝突探索条件の定義

粒子に働く力は、原子間ポテンシャル関数により計算される。実際のシミュレーションでは粒子数が膨大な数になることが多く、分子動力学の計算のほとんどはこの力の計算である。原子間ポテンシャルは様々な種類があるが、ここでは、分子動力学で最も基本的な2体ポテンシャルであるレナードジョーンズポテンシャルについて説明する。レナードジョーンズポテンシャルは、二つの粒子の粒子間距離 r の関数として、式(3.2)のように定義される。ここで、 ϵ と σ は材料によって異なるポテンシャルパラメータである。

$$\phi = 4\epsilon \left\{ \left(\frac{\sigma^{12}}{r} \right) - \left(\frac{\sigma}{r} \right)^6 \right\} \quad (4.8)$$

図 4.5 は式 4.8 をグラフ化したものである。前項は粒子間の斥力項、後の項は引力項である。このレナードジョーンズポテンシャルで二つの粒子間の相互作用を考える場合、粒子間が r_0 以上になると粒子間には引力が働き、 r_0 以下だと斥力が働く。

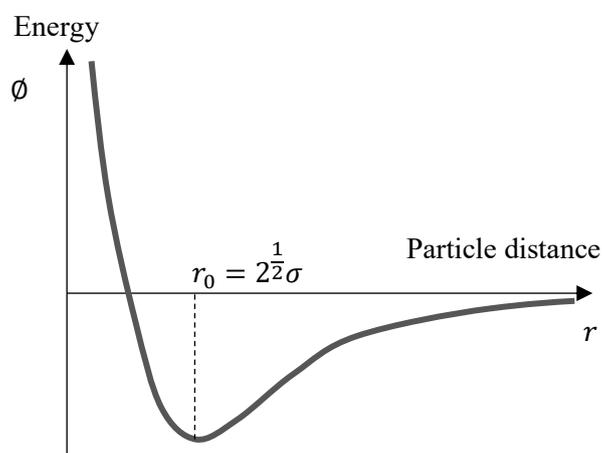


Fig.4.8 Lennard-Jones potential

このようなポテンシャルは数多くあり、それぞれに適した分野がある。そのため、ユーザーが対象とする現象に適したポテンシャルを選定する必要がある。

(c) 外力の計算を行う

前節まででモデルの作成を行った。次は作ったモデルに初期速度や力、熱などを加えて粒子の運動を求める。算出には、差分法によって変位と速度を逐次探索を行う。差分法の概要を、図 4.9 に示す。差分法は、連続的な粒子の動きを時間刻み Δt ごとに数値的に計算する方法である。最も簡単に考えると、ある粒子のステップ $N+1$ の粒子位置の i 方向成分 x_i^{N+1} と粒子速度の i 方向成分 v_i^{N+1} は、ステップ N の粒子位置 x_i^N 、速度 v_i^N 、加速度 α_i^N を用いて、式 4.9 となる。ここで、 $\alpha_i^N = f_i^N/m$ (m :質量) である。

$$x_i^{N+1} = x_i^N + v_i^N \Delta t + \frac{1}{2} \alpha_i^N \Delta t^2$$

$$v_i^{N+1} = v_i^N + \alpha_i^N \Delta t \quad (4.9)$$

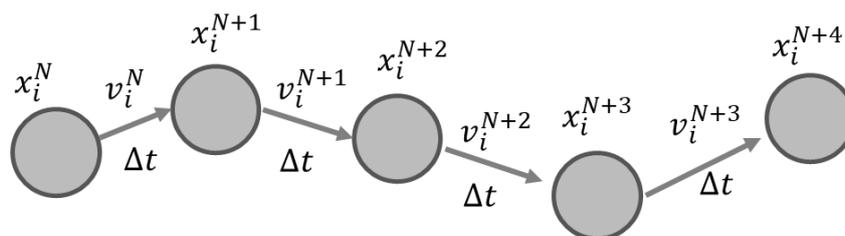


Fig.4.9 Update of particle position by difference method

差分法には、結果の精度を高めるためにいろいろな方法が提案されている。しかし、最も差分法の精度を決めるものは時間刻み Δt の設定である。 Δt が小さいとき、精度は高いが、計算時間が増えてしまう。一方、 Δt が大きいと精度は低下し、計算が発散することがあるため、計算内容に合わせて調整しなければならない。

(d) 粒子情報の更新をする

実際に計算を行い、必要な情報を算出する。分子動力学では粒子の動きから温度、圧力、エネルギーなど様々な情報を算出できる。これらの情報は粒子の速度、座標、加わる力、質量などから算出することができる。例として、シミュレーション全体の系のエネルギー E は運動エネルギー K とポテンシャルエネルギー Φ の総和で求められ、式 (4.10) のように求める。

$$E = K + \Phi = \frac{1}{2} \sum_{\alpha=1}^N m^{\alpha} (v^{\alpha})^2 + \sum_{\alpha < \beta} \Phi(r^{\alpha\beta}) \quad (4.10)$$

系を何の制御もしない場合、系はミクロカノニカルアンサンブル (NVE アンサンブル) となり、全エネルギーは保存される。ミクロカノニカルアンサンブルとは、系全体として粒子数 N 、エネルギー E 、体積 V が保存される場合のことをいう。全エネルギーの保存は、プログラムが適切に動いているかのチェックに使われる。これらの手順を多数の MD ステップで繰り返すことで、粒子運動の軌跡が得られる。その結果をもとに、二次解析を行う。二次解析の最も一般的な方法は、求められた粒子の座標と速度からアニメーションを作成し、挙動を分析する方法である。例として、粒子で表現した物体が擦れあった時の挙動をアニメーションにしたものを図 4.10 に示す。これにより、物体に摩擦が働く時の表面の様子を確認することができる。本研究でも、本章で説明した流れでモデルを作成、解析を行った。

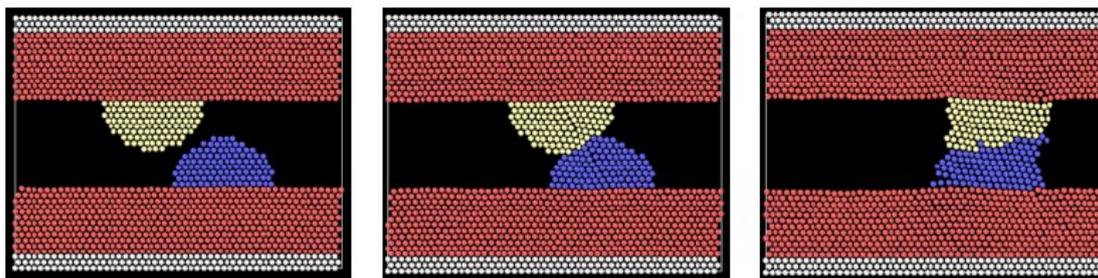
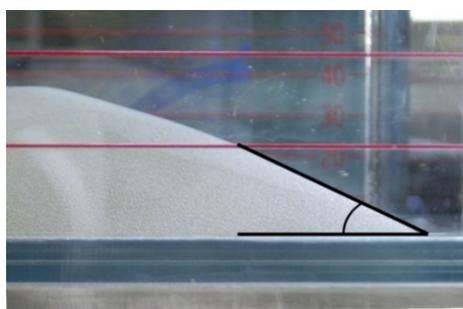
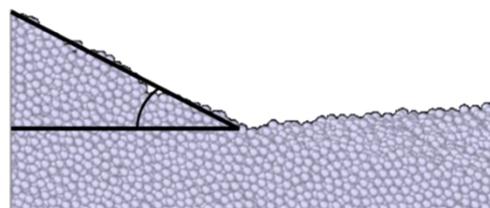
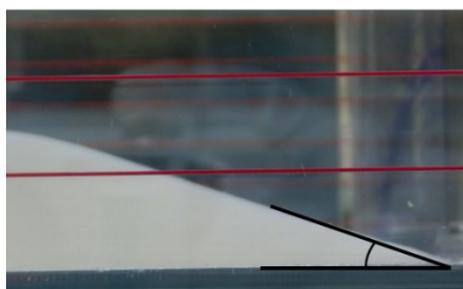
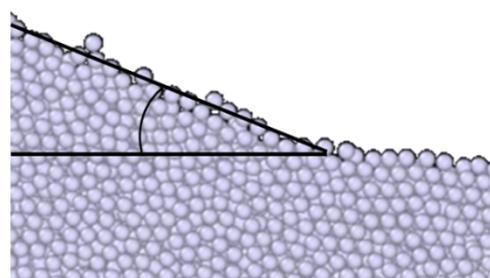


Fig.4.10 Calculate example of molecular dynamics.

4.3 粉体間摩擦係数の同定

静止摩擦係数の算出には、粉体の流動性を比較する試験方法である安息角測定を用いた。安息角は、一定の高さから粉体を落下させて自発的に崩れることなく安定するとき形成する粉体の山の斜面と、水平面とのなす角度を表す。本試験方法と同様の条件をシミュレーション上で模擬して安息角を計測し、静止摩擦係数を設定した。図 4.11 は、粒径 $80\ \mu\text{m}$ のアルミニウム粉体の安息角を、図 4.12 は粒径 $125\ \mu\text{m}$ のジルコニア粉体の安息角を比較した結果となる。それぞれは、(a) 実験および (b) DEM 計算による比較結果となる。比較に用いた粒子種において実験と計算値との誤差は 1% 以内となることから、静摩擦係数を実測結果から用いることが粒子間の摩擦抵抗の再現に有用な検証方法といえる。同様の比較方法を用いて、静摩擦係数の相関を比較した結果を図 4.13 に示す。粉体の粒径が小さくなるほど、一般的に流動性が低下するため、静止摩擦係数も高くなることが考えられる。表 2 に本研究で用いた粉体の安息角と静止摩擦係数について示す。

(a) Experimental : $26.67\ [^\circ]$ (b) Simulation : $25.37\ [^\circ]$ Fig.4.11 Comparison of repose angle experiment and simulation; $80\ \mu\text{m}$ aluminum powder.(a) Experimental : $22.00\ [^\circ]$ (b) Simulation : $23.62\ [^\circ]$ Fig. 4.12 Comparison of repose angle experiment and simulation; $125\ \mu\text{m}$ zirconia powder.

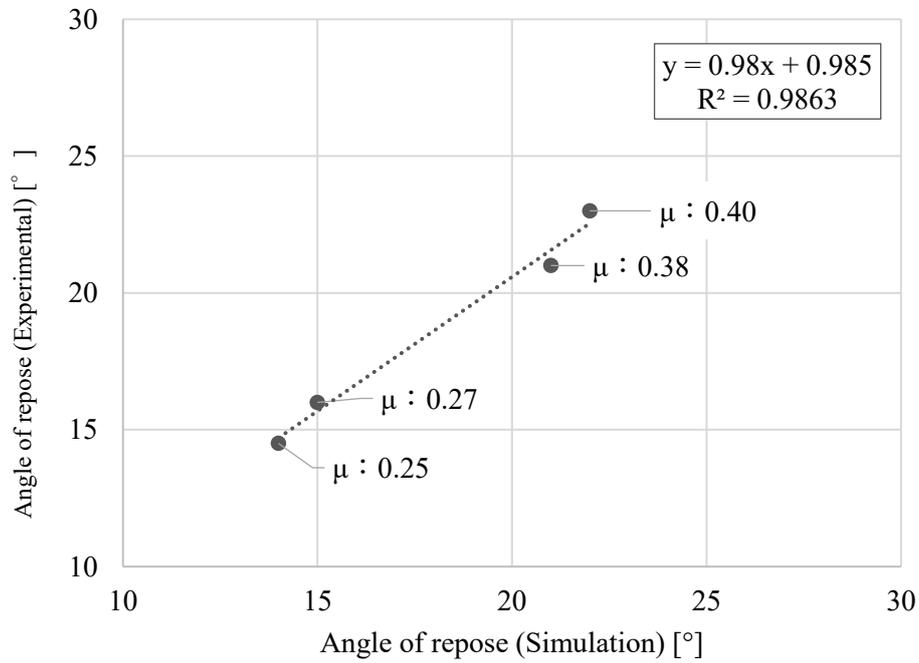


Fig.4.13 Comparison of angle of repose simulation and experiment;
The value in the graph is the coefficient of static friction.

Table 4.2 Physical property value of granular material.

Parameters	Unit	Value	
		Aluminum	Zirconia
Granular material	[-]	Aluminum	Zirconia
Diameter	[μm]	80	125
Density	[g/cm^3]	2.7	6.0
Young's modules	[GPa]	68.3	200
Poisson's ratio	[-]	0.34	0.31
Coefficient of restitution	[-]	0.5	0.8
Angle of repose	[°]	26.67	22.00
Static friction coefficient	[-]	0.50	0.40

4.4 結果および考察

構築したモデルを用いて減衰性能予測を行い、計測結果との予実差について比較を行った。モデル検証には、実験方法を準拠して容器下部から垂直方向の振動をランダム波によって与え、荷重の周波数特性から損失係数を算出した。また、対象物の固有振動数は試験で得られた反共振周波数と同一となるようにばね定数を調整することで可動粒子の挙動を実測と揃えた比較計算を行っている。なお、予実差の検証は、粒径 $71.78\ \mu\text{m}$ アルミニウム粒子と粒径 $125\ \mu\text{m}$ ジルコニア粒子にて比較を行った。これは、基本粒径 $31.79\ \mu\text{m}$ での性能予測は、高周波での計算実行に膨大な計算リソースを要することから上記 2 種の比較とした。図 4.14 に、強制加振時の粒子挙動に関する計算実施例を示す。図は、粒子に作用する力の大きさをカラーマップで示し、矢印が粒子に作用する速度ベクトルを示している。容器内部粒子は、不規則に動きながら構造体ならびに粒子同士の衝撃力を受けて運動を行っている。

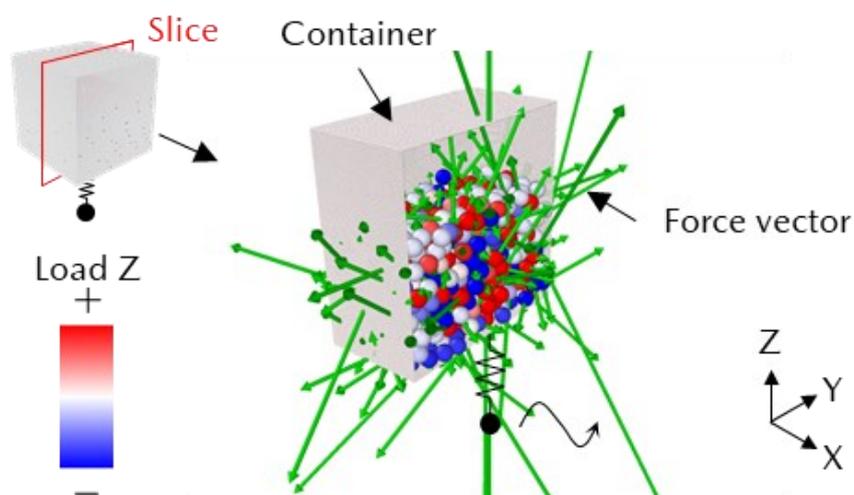


Fig. 4.14 Granular damper of simulation

図 4.15 に、 $80\ \mu\text{m}$ のアルミニウム粉体を用いた中央加振試験の実験値と粉体ダンパモデルの計算値の損失係数の結果を示す。横軸は、容器内に粒子を詰めた際の空隙率を示し、縦軸は損失係数となることから十分な精度でシミュレーション可能である。また、アルミニウム粉体を充てんするほど、減衰性能が向上することがわかる。これは、アルミニウム粉体の充てん量増加に伴い、粒子間の摩擦する頻度が増えることで向上したものと考えられる。図 4.16 に、 $125\ \mu\text{m}$ のジルコニア粉体を用いた中央加振試験の実験値と粉体ダンパの計算値を比較する。両者を比較すると、空隙 70-80%の範囲にて解析精度が十分でない。これは、検証した加振量が、粉体の重量の増加に伴って分散され小さくなることでシミュレーションの誤差に影響したと考えられる。減衰性能は、ジルコニア粉体の充てん量の増加に伴い、アルミニウム粉体と同様に、粒子間の摩擦する頻度が増え、損失係数が向上したと考えられる。一方、過充てんの状態では、アルミニウムの 2 倍ほどの重量を持つため、粒子間で動きが阻害され減衰性能が低下したと推測される。これは、アルミニウムと比較して高比重なジルコニア粒子において予実差が大きくなることと、より空隙率の高い範囲にて誤差を生じていることから、粒子と容器との衝突によって生じる反力を過少に見積もっていると推測する。図 4.17 は、それぞれの条件において粒子が受け取るエネルギー量の内訳を摩擦力と衝撃力で分類して表示したものとなる。比重の大きいジルコニア粒子（破線）は、空隙率 70%以上の範囲にて衝撃エネルギーが顕著に増大しているが、このエネルギーが十分に損失係数へと影響しきれていない。結果、測定結果との差異を生じているため、高比重粒子での予測には実験との整合を取りつつ解析を活用する必要がある。より高精度なモデルへと改善するには、実働時の粒子反力計測のほか試験容器と同等形状でのモデル構築が必要であり、モデルの精度改善を図る。

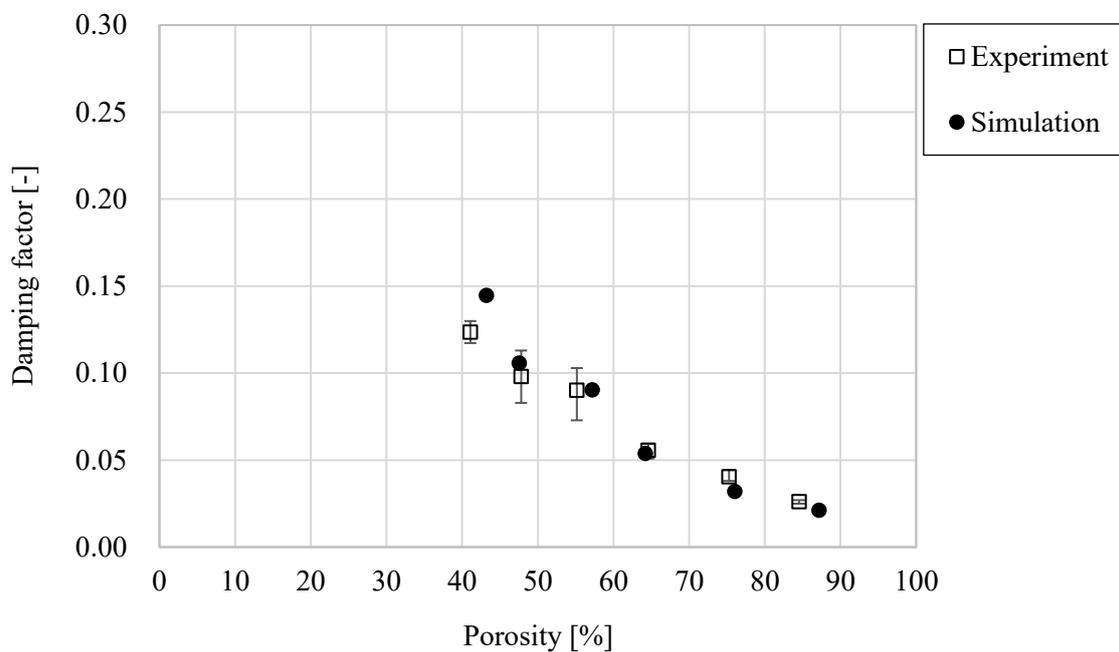


Fig.4.15 Damping factor for porosity; 80 μm aluminum powder.

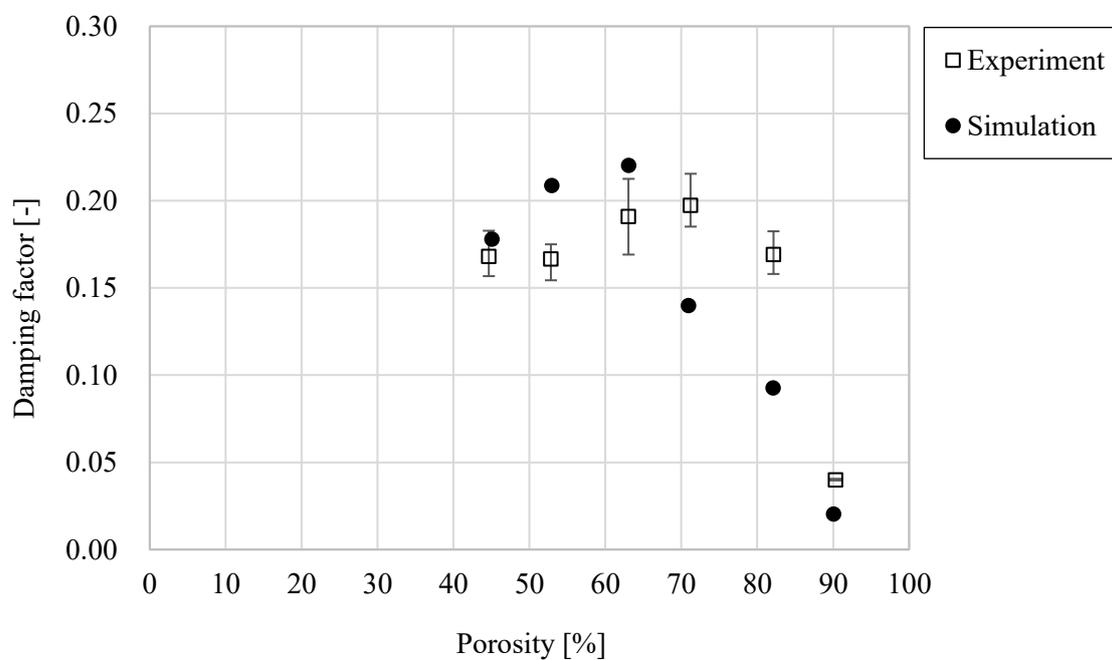


Fig.4.16 Damping factor for porosity; 125 μm zirconia powder.

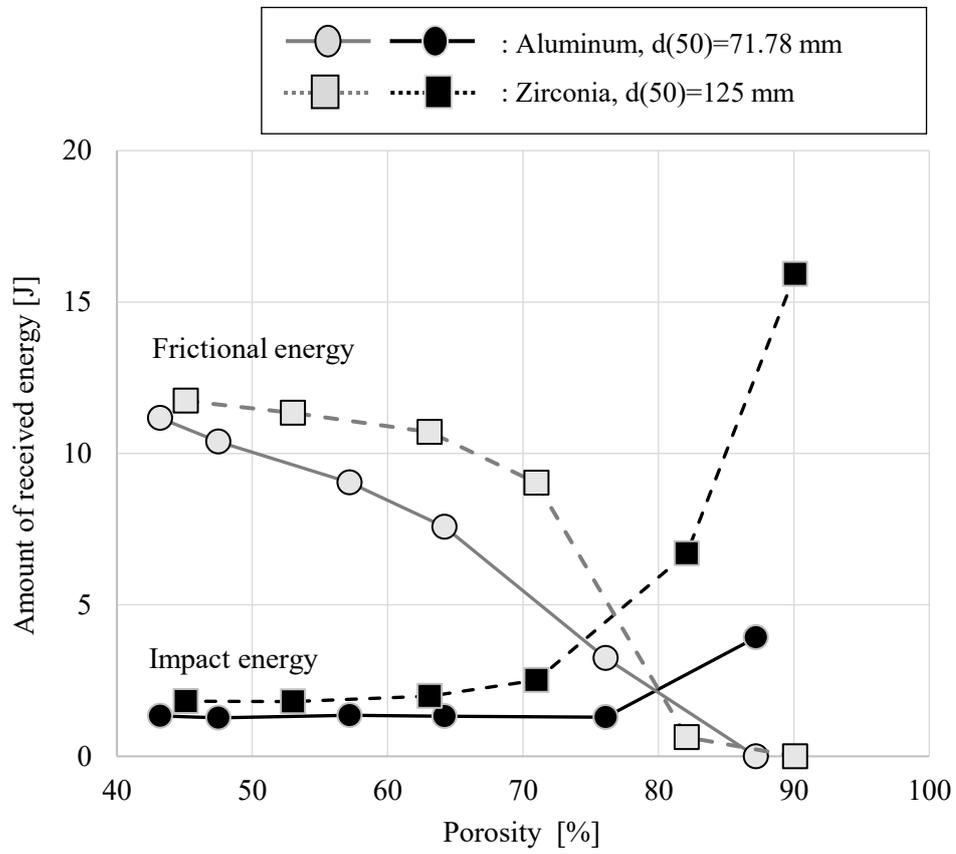


Fig.4.17 Received energy of granular for porosity

4.5 結言

本章では粉体ダンパによる中央加振試験時の粒子挙動を解析するため、容器内部の一部を抜き出した簡易モデルを構築して試験で得られた知見についての詳細分析を行った。分析には粒子間を考慮可能なモデルとして、DEM による計算を用いて状態観察を行なった。モデル化に際しては、粉体ダンパの中央加振試験を模擬するため、最小容積単位での計算として、一辺 1mm の立方体を用いて 1 自由度のバネマスモデルを構築した。また、より試験状態を再現するため、ランダム加振を行なうことを可能とした。モデル化に際して、粉体の物性量を近似するため粉体の静摩擦係数を同定する安息角試験を模擬したモデルを構築し、試験結果との比較を行った。比較の結果、アルミニウムとジルコニアの静摩擦係数の同定に際して安息角を用いた比較方法の有用性を示した。以上より DEM を用いて粒状体ダンパのモデルを作成しその減衰性能を予測する手法を構築でき、以下の知見を得た

- ・アルミニウム粉体は、粉体工学の安息角を用いた静止摩擦係数の同定と 辻らの減衰係数の決定方法を組み合わせることにより 精度よくシミュレーション することができる。
- ・一方、ジルコニア粉体は、その高い密度により空隙率に対する減衰性能に最大値を持つことが予想される。
- ・DEM によって粒子挙動を予測した結果、衝撃力と摩擦力によって最適となる空隙率が存在するため、設置する制振対象物の粒子封入空間および振動形態によって粒子を選定していくことが重要となる。

以上の知見を踏まえて、次章からはエンジンへの粉体ダンパの適用方法の検討と期待効果について検証を行った結果について述べる。

第5章 ガソリンエンジンピストンの減衰設計

本章ではガソリンエンジンへの振動減衰性を確保するための設計手法の検討例として、ピストン内部に減衰機構を設置するための最適設計について検討を行う。検討対象としてピストンを選定した理由は、エンジン燃焼室内の燃焼エネルギーを直接受け取り駆動力とする部品であることにある。

検討に際して燃焼に伴って発生する熱および圧力エネルギー変換にも耐えうる構造設計指針を、実挙動も考慮したトポロジー最適化により導出を試みる。

5.1 ピストンの挙動モデル

エンジン燃焼室内で発生する熱および圧力エネルギーは、瞬間最大で 2000°C 超の高温と高速度での移動を繰り返す。このときピストンには、発生した熱エネルギーを機械的仕事へと変換を行っている。ピストンの基本構造は、片側が閉じられた中空円筒を有し燃焼ガスを閉じ込めるピストンクラウン、コンプレッションリング溝と、動力をクランクシャフトへと伝達するための潤滑機構をもつ、ピストンピンボスとスカートから形成される。ピストンへと作用する力は、クラウン面に作用する燃焼ガス圧力、往復慣性力が上下方向に作用する。上下方向への作用力のほか、コネクティングロッドの上下力変換の際に左右方向の力となる、スラスト力が発生する。以上の力によってピストンスカートがシリンダボアに押し付けられる。図 5.1 は、クランク角度に対してピストンに作用する上下方向とスラスト方向の力の履歴を示している。

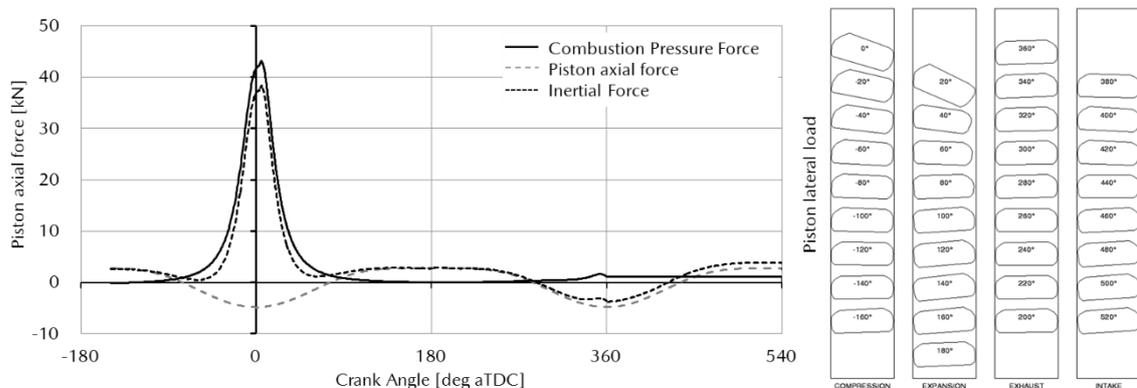


Fig.5.1 Piston axial force and lateral force curves

エンジン内のピストンは、エンジンの吸気～圧縮～膨張～排気、一連の行程において、シリンダ内を往復運動しながら機械的な力をクランク機構に伝達する。したがって燃焼室内に蓄えられた作動圧力と高温に耐えながら機械仕事に変換する役割を担っているといえる。一連の運動は高速摺動と停止を繰り返すことからエンジンオイルによる潤滑を行うことで焼き付きを防止している。そのためピストンには高い熱伝導性と耐摩耗性を有しつつ、熱膨張が小さく軽量であることが求められる。実稼働中のピストンおよびピストンピン、コンロッドにおける2次挙動の解析には、図 5.2 に示す現象を考慮する必要がある。具体的には、下記のマルチフィジックス問題での現象解明を行う。

- ・スカート-ボア間における流体弾性力学モデル
- ・ピストンピンボス周りの流体・境界潤滑モデル
- ・ピストンスカート部の熱および弾性変形ならびに筒内圧、慣性力による変形モデル

上記のような現象を同時に計算することでピストン挙動を詳細に評価することが可能となる。本計算を行うことでエンジン性能・信頼性・騒音と関わるスカート部の摩擦、スカッフ、スラップの予測を行うことが可能となる。そのため各種計算事例の報告が行われているとともに汎用の CAE ソフトウェアもリリースされている^{[104]-[105]}。

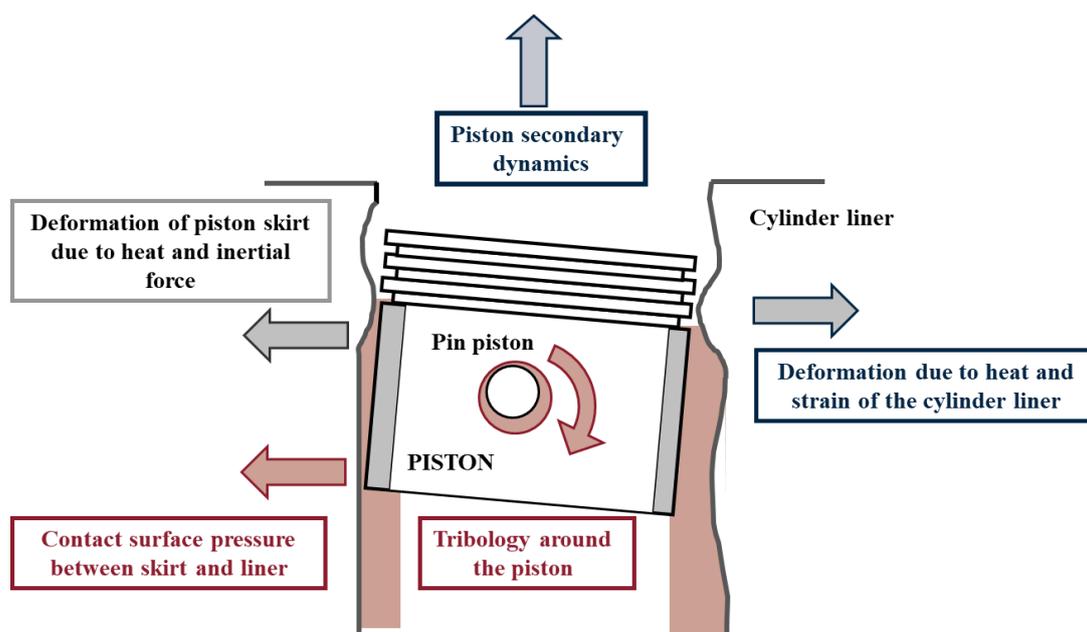


Fig. 5.2 Concept of piston motion analysis

ピストンの挙動解析では、ピストンクラウン、スカート、ピストンピンおよびコンロッドの挙動を粒体弾性解析、動解析の理論を用いて計算を行う。解析で取り扱う力学モデルを図 5.3 に示す。軸方向およびスラスト方向の力の釣り合いから各部品の変位を算出しており、原点 O と各ピストン構成要素の重心 CM およびピストンピン中心線からの位置 OM について図 5.3 のような力学モデルが成立する。

基準位置が点 O と共に移動している要素に関する力学的な支配方程式は以下のようになる。

スラスト方向 (x 方向) :

$$m\ddot{\epsilon}_{cm} = \sum F_x \quad (5.1)$$

軸方向 (y 方向) :

$$m(A_p + \ddot{\gamma}_{cm}) = \sum F_y \quad (5.2)$$

以上より、

$$I\ddot{\alpha} + m(\epsilon_{cm}(A_p + \ddot{\gamma}_{cm}) - \ddot{\epsilon}_{cm}\gamma_{cm}) = \sum M_o + \sum \tau \quad (5.3)$$

これをピストンスカートに対して適用すると、以下式となる。

$$\begin{aligned} m_s \ddot{\epsilon}_{s,cm} &= F_{spx} + F_{oil} + F_{asp} \\ m_s (A_p + \ddot{\gamma}_{s,cm}) &= F_{spx} + F_{foil} + F_{fasp} + \sum F_{sc} \\ I_s \ddot{\alpha}_s + m_s (\epsilon_{s,cm}(A_p + \ddot{\gamma}_{s,cm}) - \ddot{\epsilon}_{s,cm}\gamma_{s,cm}) &= \tau_{ps} + M_{oil} + M_{asp} + M_{foil} + M_{fasp} \end{aligned} \quad (5.4)$$

ここで、 F_{oil} と F_{asp} は、ピストンスカートとライナー間に存在するオイルによって生じる油膜圧力によって作用する垂直抗力となり、 F_{foil} と F_{fasp} は摩擦による抵抗力を表す。また、 M_{oil} 、 M_{asp} 、 M_{foil} 、 M_{fasp} はそれぞれ F_{oil} 、 F_{asp} 、 F_{foil} 、 F_{fasp} によって生じるモーメントを表している。

また、式 5.4 におけるスカート接線における力およびモーメントは、ピストンスカートとライナーとの間に生じる油膜圧力と接触面圧の差によって発生する。このとき、スカートライナー間における流体弾性力学潤滑モデルは、Reynolds 方程式により以下の式で表される。

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = -6\mu V \frac{\partial h}{\partial z} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5.5)$$

μ : オイル粘性率 θ : しゅう動部回転方向変位
 R : シリンダ直径 z : しゅう動部軸方向変位
 V : 軸方向速度 H : しゅう動部クリアランス
 P : 油膜圧力

なお、ここで粘性率はスカート上において一定であると仮定されている。油膜厚さはピストン挙動ならびにスカート変形に影響を与える。圧力およびスカート半径方向の変形に関する弾性体は以下の関係で表される。

$$\tilde{\delta}(z, \theta, t) = C(\tilde{P} + \tilde{P}_c) \quad (5.6)$$

ここで、 $\tilde{\delta}$ はスカート上接点の変形行列となり、 C は剛性マトリクスを表す。また、 \tilde{P} 、 \tilde{P}_c は油圧および接触面圧を表す行列となる。剛性マトリクス C はスカートの各領域について修正され、接線は各接点における圧力により変形する関係となっている。ここで、スカート弾性変形 δ と油膜厚さ h の関係は、式 5.7 となる。

$$h(z, \theta, t) = h'(z, \theta, t) + \delta(z, \theta, t) \quad (5.7)$$

このとき、 h' はスカートの2次挙動、ボア変形およびスカートの熱・圧力・慣性による変形を加えたスカート-ライナー間のクリアランスを表しており、以下の式で表される。

$$\begin{aligned}
 h' &= c + h'_{sd}(z, \theta, \varepsilon(t), \alpha(t)) + h'_{sp}(z, \theta) + h'_{bd}(z, \theta, s(t)) + h'_{pd}(z, \theta, P_d(t)) \\
 &\quad + h'_{id}(z, \theta, A_p(t)) \\
 h'_{sd} &= -(\varepsilon_s(t) - (z - z_0) \sin \alpha(t)) \cos \theta \\
 h'_{pd} &= -\frac{P_{cl}}{P_{d0}} \delta_{p0}(z, \theta) \\
 h'_{id} &= -\frac{A_p}{A_{d0}} \delta_{i0}(z, \theta)
 \end{aligned} \tag{5.8}$$

このとき、添え字の sd , sp , bd , pd , id はそれぞれ2次挙動(Secondary Dynamics), 冷間時のスカートプロフィール(Skirt Profile), ボアのひずみ(Bore Distortion), 指圧による変形(Pressure Deformation)およびピストンの加速に伴う変形(Inertial Deformation)によるクリアランスの変化を表している。

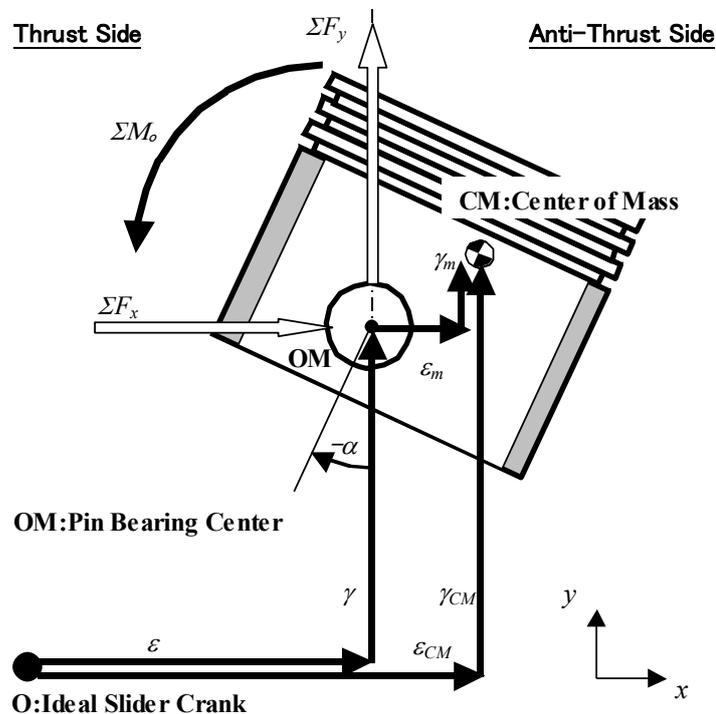


Fig.5.3 A mechanical model used for piston motion analysis.

5.2 ピストン構造最適化設計

以上のような使用環境を踏まえて、ガソリンエンジンピストンの最適構造の検討を行った。検討したエンジンとピストンの基本諸元を表 5.1 に示す。対象としたピストンは、自動車用ガソリンエンジンで用いられるピストンであり、単室容積は 621.8cc のものを検討対象とした。

次に、最適構造の検討に用いた境界条件と負荷荷重の条件についての検討結果について述べる。先に述べたように、ピストンに求められる機械特性は、動力伝達に加えてピストンスカートで姿勢を制御し、機械的なフリクションを低減する役割がある。したがって本検討では、燃焼起振力を受けるピストン頂部およびピストンリング、ピストンピンボス、ピストンスカート面を非設計空間とした。さらにはコンロッドの挙動を確保する空間も非設計空間と定義し、残りの部分を設計空間として 3D モデルを作成した。図 5.4 は、構造最適化計算に用いたピストンへと作用する荷重条件に関する検討結果である。最適化に用いた荷重条件は、上下往復運動時の慣性力荷重として、エンジン回転数 6,750rpm 相当での往復荷重を参照した。上下方向に往復運動する際に作用する慣性力の計算には、エンジンのストローク長 s と、コネクティングロッド長さ l とクランク半径 r の比で表す、連桿比 λ を用いて以下の式の通りとなる。

$$a = \frac{\omega^2 s}{2} \left(\cos \theta + \frac{1}{2\lambda} \cos 2\theta \right) \quad (5.9)$$

また、ピストンスカートへと作用するスラスト荷重は、ピストンスカートとシリンダライナとのクリアランスおよび線膨張係数を考慮してピストン挙動計算を実施してスカート垂直方向に作用する荷重を求めた。最後に燃焼圧力荷重は、一般的な自然吸気式ガソリンエンジンの最大燃焼圧荷重に相当する、10MPa とした。

Table1. Engine and Piston conditions

Bore/Stroke [mm]	89.0/100.0
Displacement volume [cm ³]	621.8
Cycle	Four – stroke
Piston material	Aluminum fused silicon

図 5.4 は、構造最適化に用いたモデルの外形と境界条件を示す。図中青色で示す領域は、ピストンの機能上必要な領域となるため非設計領域として設定し、赤色の領域を設計領域としている。また、緑線で示す接点にて拘束している。この領域は実際にはピストンピンとピンボスとの潤滑接触を行う領域となるが今回検討では強度信頼性確保に主眼を置いた検討であることと接触応力が各種面圧に比べて微小であることから完全拘束とした。また、解析において各種荷重は同時に作用することがないことからそれぞれ異なるサブケースを用いて計算を行った。すなわち①往復慣性力、②燃焼圧力、③スラスト荷重、④反スラスト荷重の4つのサブケースを作成して応力計算を行った。

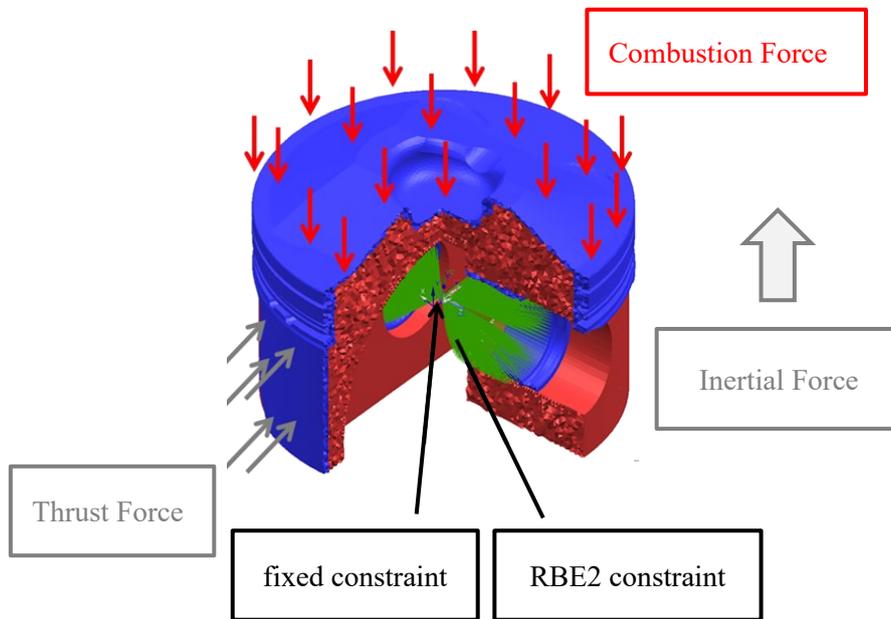


Fig.5.4 Calculation conditions

図 5.5 は、往復運動で作用するピストン慣性力を加速度で示した結果となる。加速度はエンジン最高回転数、ストロークによって変化するため仕様緒元を基に安全率を考慮した $20,000\text{m/s}^2$ にて最適化を行った。また、ピストンスカートへと作用するスラスト荷重は、ピストンスカートとシリンダライナのクリアランスおよび線膨張係数を考慮してピストン挙動計算を実施してスカート垂直方向に作用する荷重を求めた（図 5.6）。グラフはピストン挙動解析を行った際のスカート荷重をクランク角ごとにプロットした結果となる。スカート部へと作用する荷重は、圧縮～膨張行程の上死点付近にて最も大きい荷重が作用し、スラスト側で最も高い値となる。本結果からスカート部へと作用する荷重を最大 $4,000\text{N}$ として計算に用いた。

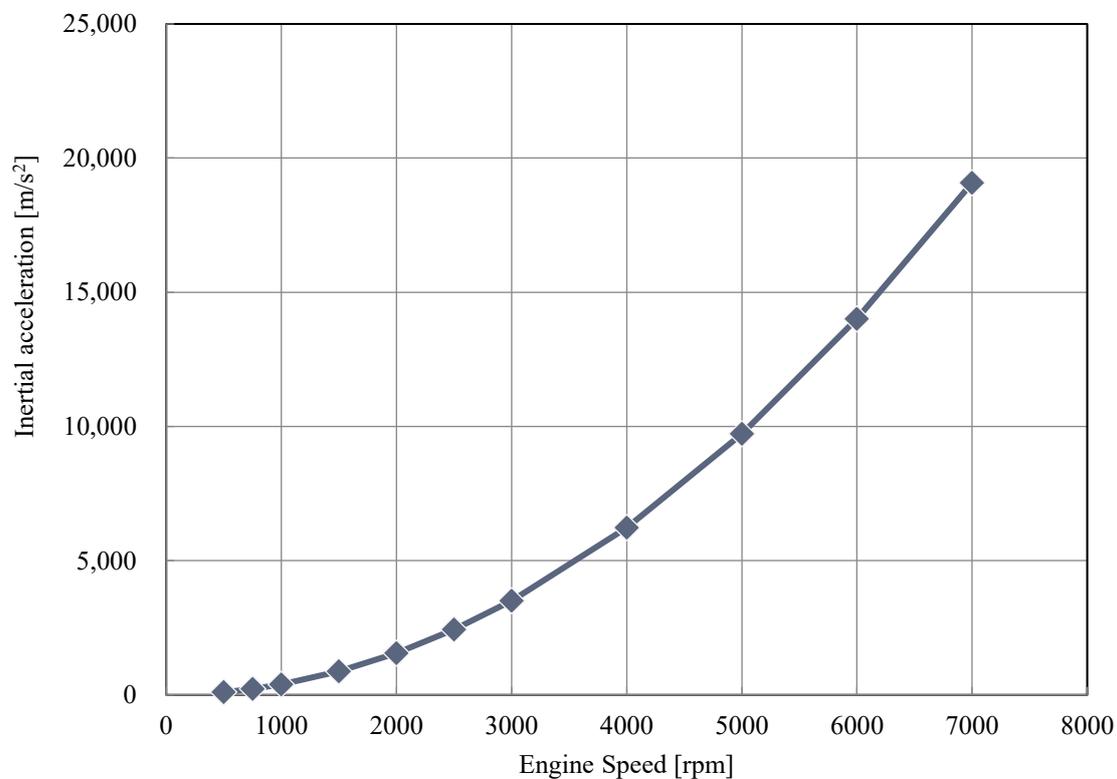


Fig.5.5 Calculation conditions for inertial acceleration

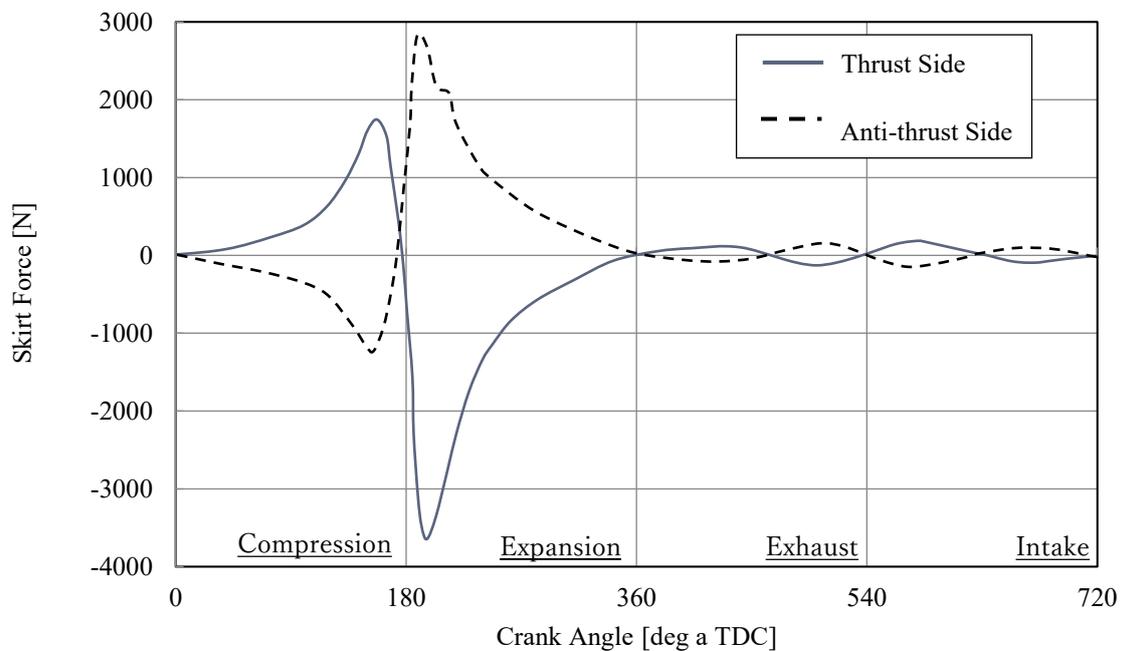


Fig.5.6 Calculation conditions for Skirt Forces

5.3 最適化手法の実装

次に、最軽量でピストンの剛性を最大化する構造を検討するため、トポロジー最適化を基本とした、設計手法について検討を行った。今回検討した設計手法を図 5.7 に示す。本研究では、FEM 計算を用いて従来のピストン重量と剛性の関係を調査したうえで、トポロジー最適化および形状最適化アルゴリズムを用いて、軽量化に効果ある部位の特定を行う。また、より優れた軽量化を可能とする構造の導出を目的として、密度関数の分布に比例したラティス構造の配置を可能にする計算プログラムを構築し、実現可能性について検討を行った。5.4 項より本計算フローでの検討結果を示す。このうち 5.4.1 項ではトポロジー最適化を用いた計算手法について述べ、5.4.2 項ではラティス構造適用時の検討結果について述べる。

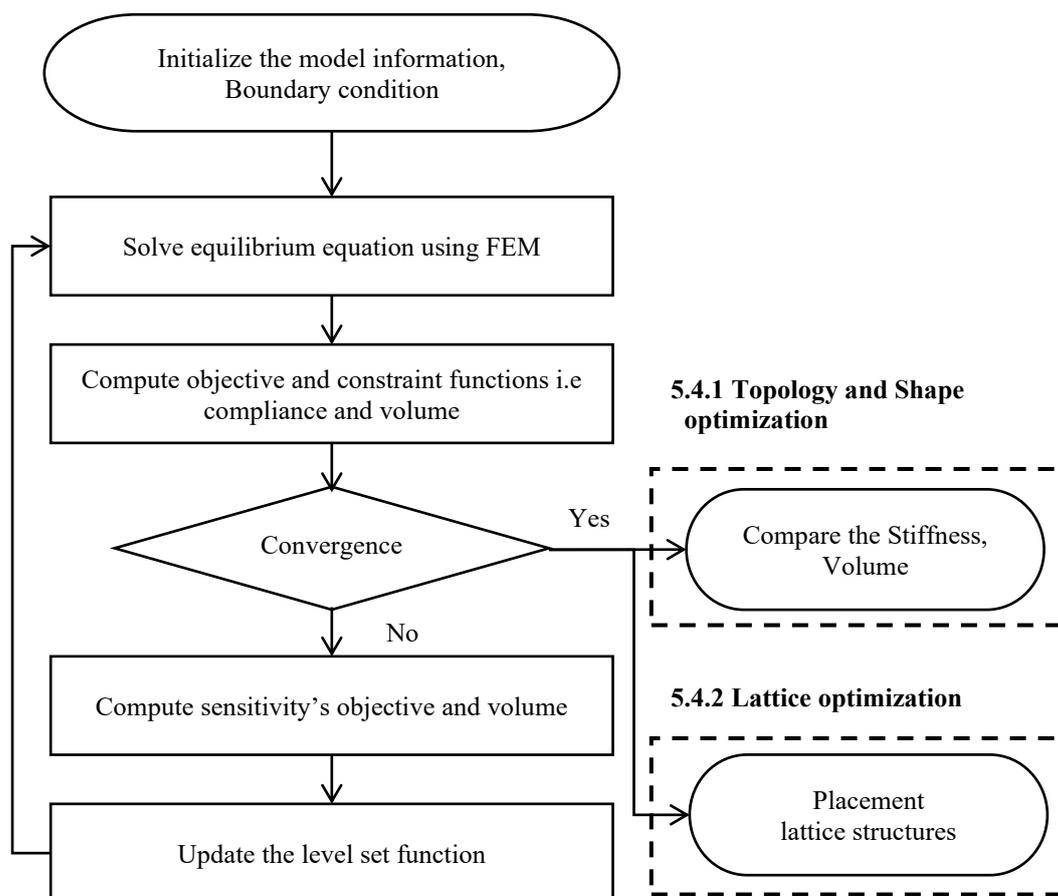


Fig.5.7 Optimization algorithm aimed at maximizing stiffness considered

5.4 結果考察

5.4.1 構造最適化手法を用いたピストン構造

はじめに、FEM 計算にて従来ピストンに作用する応力と重量の関係を求め、トポロジー最適化による軽量化の可能性を検討した。応力解析は、燃焼圧力荷重、スラスト荷重、往復慣性力の3つの条件を別々に求めている。これは、最大荷重の発生する時期が各方向で異なるためである。また、最適化の計算条件は、剛性の最大化を目的関数にして、体積制約を従来ピストンと比較して -30~50%低減までを10%毎にトポロジー最適化計算を行った。得られた形状を基に形状最適化を実施して剛性を改善した効果を比較している。図 5.8 は、それぞれの荷重条件に対する従来ピストンと、トポロジー最適化したものおよびトポロジー最適化に形状最適化を行った結果を示す。上記と併せ、鋳造時のピストン重量と応力も比較として示している。

グラフ横軸は、それぞれの荷重方向に対する応力を示している。縦軸は、最適化後の重量を示している。グラフは応力が小さいほど高い剛性を示しており、重量が小さいほど軽量であることから、従来ピストンと比較して軽量化しうる限界を判断することに用いた。(a) は慣性力に対する荷重とピストン重量の比較を示している。トポロジー最適化による質量変化は、反比例の傾向を示し、鋳造ピストンと比較して高い応力を示している。一方で形状最適化を行った結果では応力緩和が可能となり、鋳造ピストン並みの作用荷重で軽量化が可能となった。(b) はスラスト荷重に対する応力特性を示している。本荷重条件においては、トポロジー最適化の時点で十分な応力を有しているため、更なる軽量化を行うことが可能である。これは、スカート部の剛性がシリンダライナーとの潤滑性とオイル消費量を抑制するために動的な荷重に対して強度を確保するように設計をしているためと推測される。トポロジー最適化および形状最適化にて最も鋳造ピストンと作用応力が近いのは、(c) の燃焼圧力に対する結果であった。ピストンの上方に作用する往復慣性力を考慮しつつ圧力荷重に耐える構造とするには現状の鋳造構造においても十分な強度を有しており、剛性を確保しつつ最軽量で成立しうるピストン形状は、最大で約5%の軽量化に留まるものを示唆している。

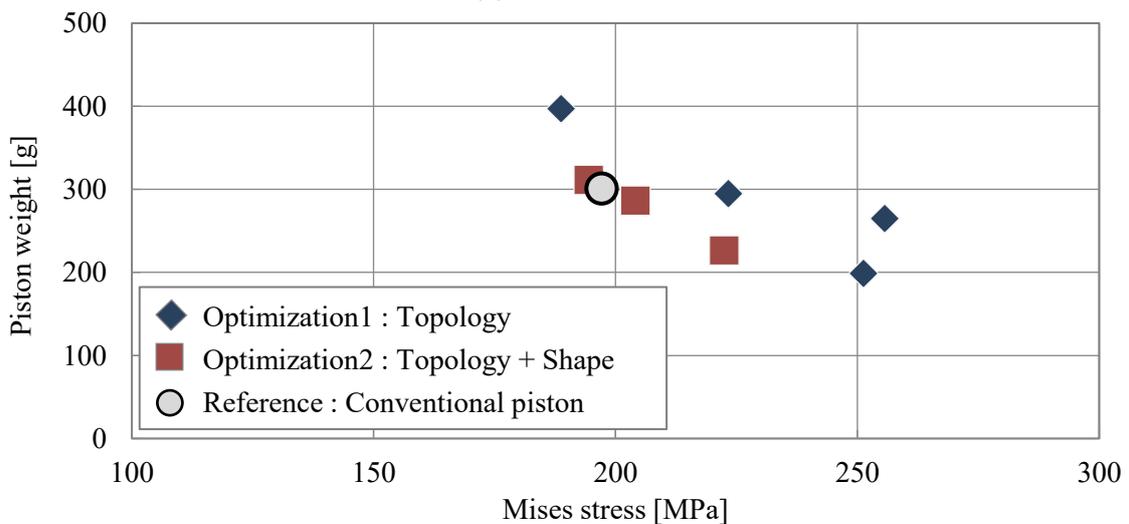
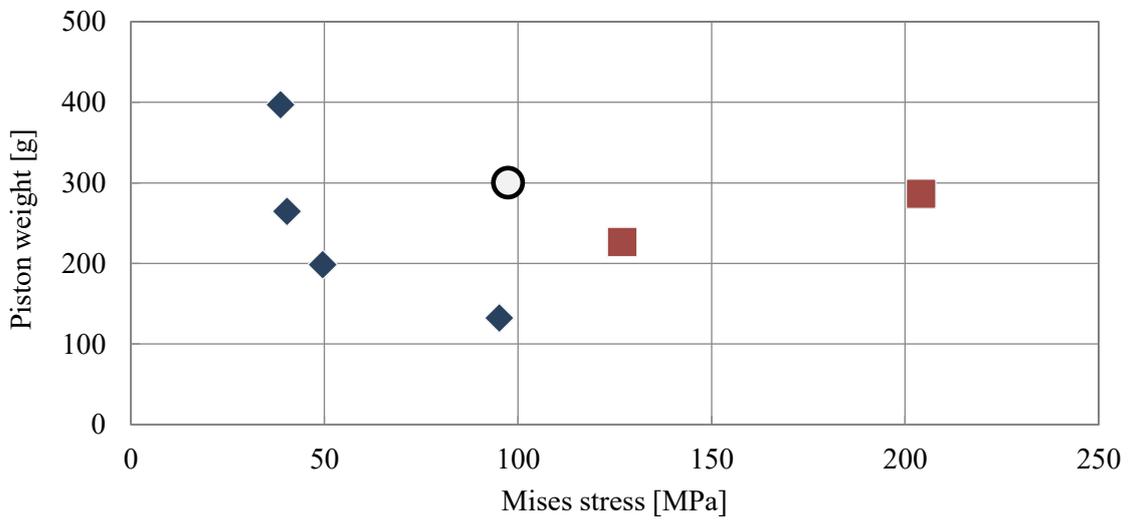
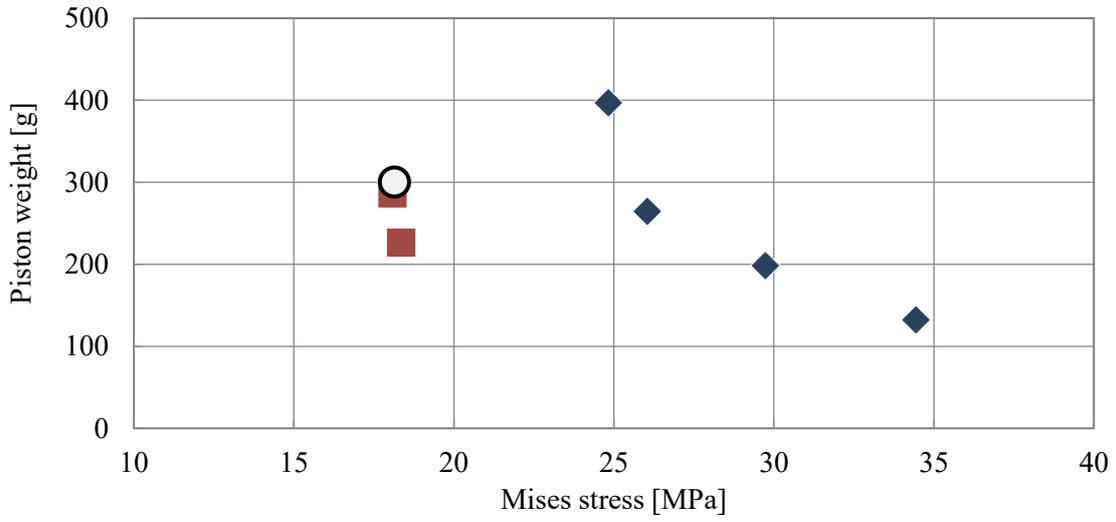


Fig.5.8 Optimization algorithm aimed at maximizing stiffness considered

形状最適化後のピストン形状を図 5.9 に示す。ピストン形状の特徴として、外周部分の設計空間は従来ピストンと似た形状を示しており、内部に多く空孔を含むことがわかった。特に強度を満足しつつ質量を低減しうる部位としては、ピストンピンボスの上部、あるいは燃焼室の頂面近傍が応力緩和に対して余裕があることを示している。これは、現行量産ピストンにおいても鑄造の型抜き性や湯流れ性を考慮するために余肉が生じる部位となることと、今回の検討ではピンボス周辺を完全拘束していることに起因しているものと推定する。実際の製品設計においては今回得られた設計形状を基に再度ピストン挙動解析、熱応力信頼性解析を行った後に安全率を求めるとともに鑄造性を十分考慮していく必要があることを付け加えるがピン窓周辺形状においてはすでに現行量産品と類似した形状となることが判った。

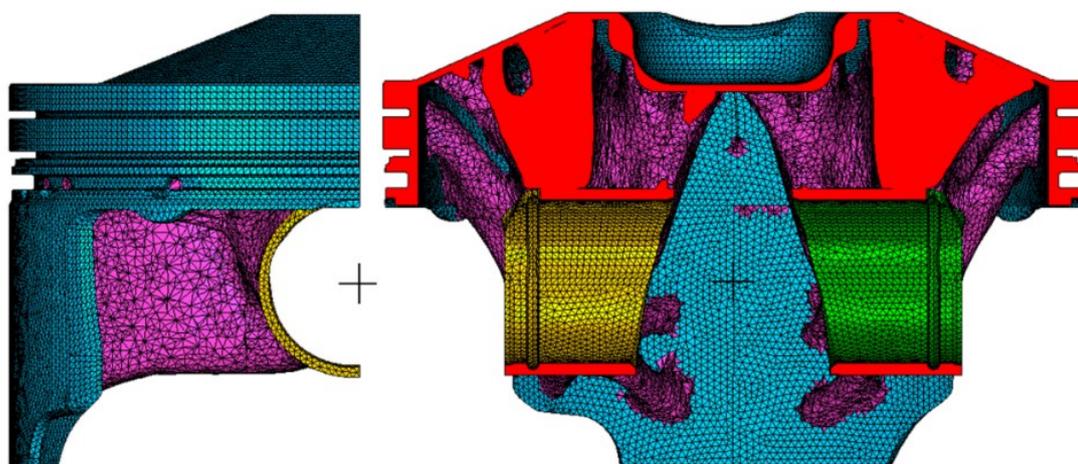


Fig.5.9 Piston shape for gasoline engine derived by topology optimization

5.4.2 ラティス構造適用による構造最適化

次に、位相最適から得られた密度関数からラティス構造を配置するプログラムを構築して、空隙構造の配置を制御したときのピストン内部構造について検討を行った。検討に使用した空隙構造は、図 5.9 のようなユニットセル構造となる。この構造は、金属 3D プリンタでの造形を前提とした製造を可能にするため、XYZ 方向にて金属粉末の排出箇所を設けた空隙構造となる。ユニットセル構造は、トポロジー最適化で得られた密度関数に比例して空隙率を変化することができる。本検討では、空隙率を 1~78%まで変化させて空隙の配置を行った。本構造を用いてピストン内部に空隙構造を適用した結果を図 5.11 に示す。空隙構造の適用に用いた密度分布は(a)となり、前述の通り燃焼圧力荷重に対しての影響が強いものとなる。この分布を用いて得られた計算結果が(b)となる。構築したプログラムによってラティス構造における空隙率を変化させることができる。しかしながら非設計空間との連結部の構成やユニットセルサイズの大きさを変更することができていないため、今後更なる修正を行っていくことでより汎用性の高いモデルとなると推定する。

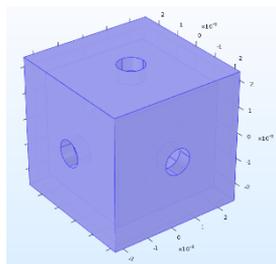
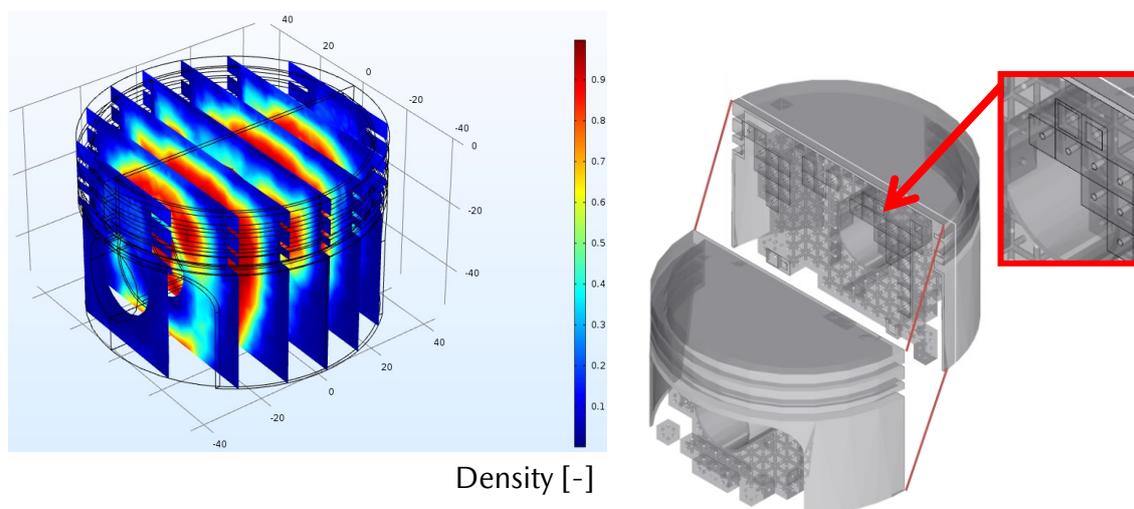


Fig.5.10 Lattice structure



(a) Density function

(b) Optimized structure

Fig.5.11 Optimization algorithm aimed at maximizing stiffness considered

5.5 ピストンによる振動減衰検証

以上の検討結果をまとめ、実ピストンへの減衰ラティス構造の適用構造の一例とその期待効果について検証を行った。ピストンへの適用効果の検証では、2章で述べた減衰効果の検証方法のうち自由振動場での減衰特性の計測原理を用いて、ハンマリングによって生じる振動伝搬からの応答特性を取得した。これはユニットセルにおける減衰計測方法と比べて形状の複雑さをもつ実際形状では、形状に起因した周波数特性が主となる一方、測定対象となるピストンも十分な質量を有していることから上記手法を用いることとした。図 5.12 は、ピストン内部に2章で設計した円柱状の摩擦減衰構造を適用し、金属 3D プリンタを用いて試作した素材形状の外観写真となる^[106]。ガソリンエンジンに用いるピストンの場合、素材となるピストン鑄造にて形成した後に機械加工にて外周部加工および皮膜処理を施すため、本形状は加工前段階を想定して造形を行った。また、性能の比較用として摩擦による減衰機構を設けない、中実形状での素材も併せて造形を行い、それぞれの振動伝達特性の比較に用いている。また、造形後のピストンは内部に 3D モデルとの差異ならびに造形時の欠陥が生じていないことを確認するため、別途 X 線 CT による内部構造計測を行い、狙いの構造が造形できていることも併せて確認をしている。

本試作品を用いて振動の伝達関数を計測した結果を図 5.13 に示す。グラフは各周波数軸に対する振動の応答特性を dB にて標記した結果となり、中実のピストンと円柱部を設けたものとの比較となる。振動の応答特性は、エンジンにおける振動伝搬経路と同じくピストンの頂面を加振点とし、ピンボス付け根を応答点として計測を行った。最も振動の応答の高い周波数は 6000Hz 付近となり、この結果はピストン単体の固有値とも近しく、外乱なく計測が行えているものと推定できる。円柱状の摩擦構造をもつピストンでは、6000Hz 付近での応答特性が顕著に低減をしており、最大で 13dB の低減が確認することができる。この効果はピストン本体が共振によって変形し、構造内部での摩擦が発生したことによって振動応答が鈍化、すなわち減衰をしているものに相当する。

同様に櫛歯構造を設けたピストンにおける素材外観形状と振動伝達計測を行った結果を図 5.14 および図 5.15 に示す^[107]。円柱形状での計測結果と異なり、櫛歯構造では固有振動数の変化が見られ、約 1000Hz 低周波に固有値がシフトする結果となった。これは櫛歯間の隙間が大きいため系全体での固有値が低下したためと考えられる。この傾向はピストンの強度信頼性へも影響を与えることから回避すべき内容となるものの減衰効果は同様に得られることが判った。

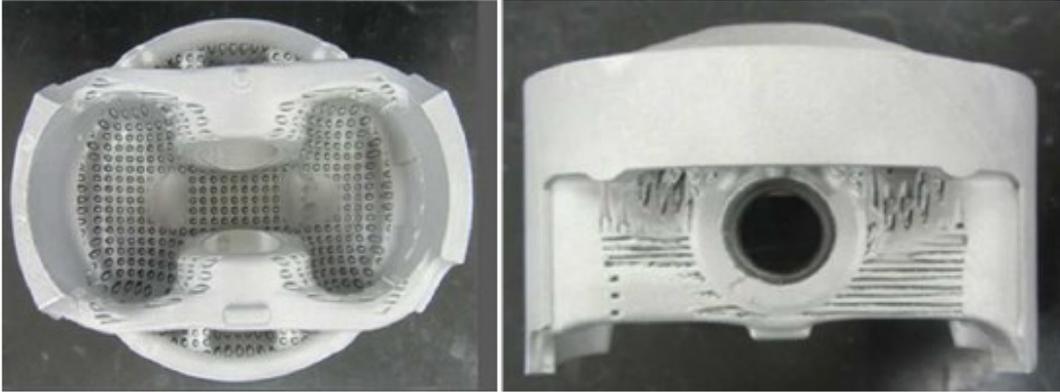


Fig.5.12 Application example of a piston with a cylindrical friction damping structure

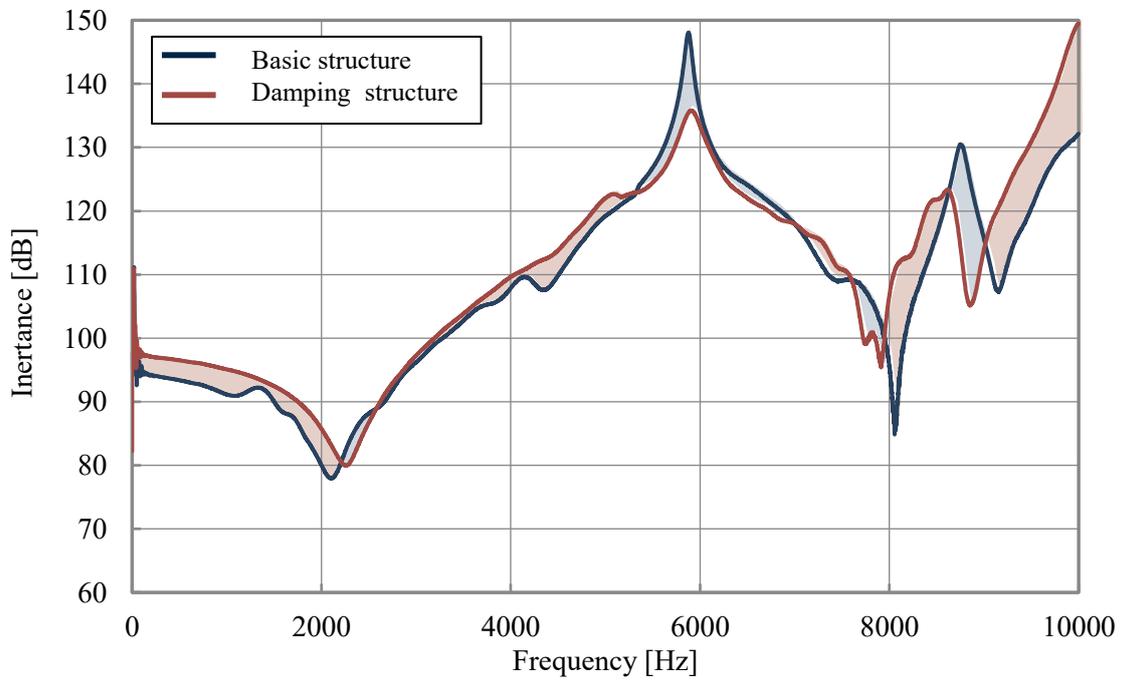


Fig.5.13 Frequency response function due to cylindrical friction damping structure

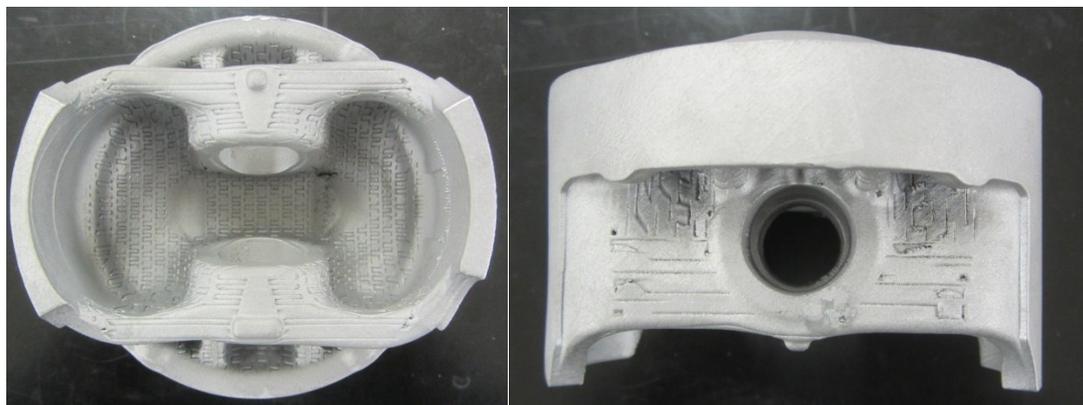


Fig.5.14 Application example of a piston with a comb teeth friction damping structure

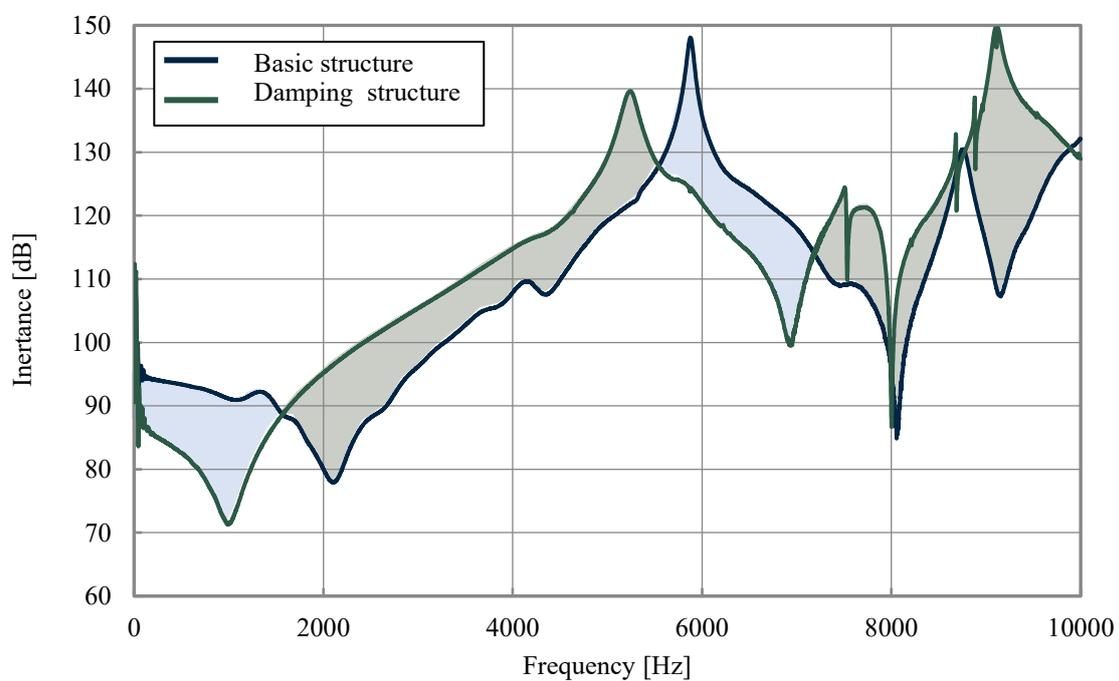


Fig.5.15 Frequency response function due to comb teeth friction damping structure

結論

本論文では、振動低減手段のひとつとして構造間の摩擦振動によって生じる摩擦減衰による原理を応用した摩擦減衰構造や、粉体ダンパに関する研究および本構造のピストン適用方法について検討を行った。

第2章「摩擦を利用した振動減衰のモデル化」では、パッシブ型の制振器である粉体ダンパによる機能検証方法について検討を行った。各種ある減衰性能の計測手法のうち動的粘弾性計測および中央加振試験法摩擦による減衰効果の検証を行った。検討の結果以下知見を得ることができた。

- ・ 面接触を用いた減衰構造で最も良好な性能が得られた形状は櫛歯構造であった。
- ・ 上記構造内部隙間に金属粉体を封入することで、更なる減衰効果が期待できる。
- ・ 粉体封入構造では、剛性の大幅な低下なく減衰のみが向上する特徴がみられる。

金属主体の接触構造においても、より優れた摩擦発現の可能性があるが、大荷重も想定した際には粉体摩擦が効果の面で優位性が高くなることが示唆された。

つぎに、第3章「微細粒を用いた粉体ダンパの性能」には、内部に中空形状を有する短冊試験片の内部に封入する微細粒子の粒子径、充填率、振動振幅をパラメータとして振動減衰性能の評価指標である、損失係数の変化について検討を行った。試験には、梁の減衰試験で用いられる中央加振法を参考に、粒子の径と充填率、粒子種を変化させてそれぞれの差異を分析した。計測した性能の妥当性検証には、梁の変位量も考慮すべき物理量となることから、レーザー変位計センサによる同時計測を行うことで以下の知見を得ることができた。

- ・ 微細粒による粉体ダンパの振動減衰は、振動変位と共振次数に対する依存性が高く、高次数であるほどより高い減衰性能を示す。この効果は、粒子運動量に関係したもので、大振幅大変形を伴う箇所への減衰に適した機構となりうる。
- ・ 封入する粒子は、同一質量でも微細粒径であるほど自由運動する一定量の空間を必要とする。

そのため粉体ダンパの適用によって優れた減衰性能を得ることから、質量効率が優れたものになる可能性があるとして結論づけた。

上記知見の詳細分析には、第4章「粉体ダンパのシミュレーションモデル」にてDEMを用いたモデルを構築した。上述した粉体の封入パラメータに対する封入粒子の挙動ならびに減衰に寄与するエネルギー収支を計算解析によって求めることで実験との

対比を行った。パラメータの同定には、振動シミュレーションに先立ち摩擦係数の設定を行う精度検証方法について考察を行う。計算解析の実施には、Hertz の接触理論をベースに材料の機械的特性を考慮した離散要素法 (discrete element method, 以下 DEM) シミュレーションを用いる静止摩擦係数の同定を行うことで以下の知見を得た。

- ・アルミニウム粉体は、粉体工学の安息角を用いた静止摩擦係数の同定と 辻らの減衰係数の決定方法を組み合わせることにより 精度よくシミュレーション することができる。
- ・一方、ジルコニア粉体は、その高い密度により空隙率に対する減衰性能に最大値を持つことが予想される。
- ・DEM によって粒子挙動を予測した結果、衝撃力と摩擦力によって最適となる空隙率が存在するため、設置する制振対象物の粒子封入空間および振動形態によって粒子を選定していくことが重要となる。

第5章「ガソリンエンジンピストンへの減衰設計」では、近年進化の著しい積層造形 (Additive Manufacturing) 技術の進化によって従来の鋳造や鍛造、切削加工では製造が難しかった複雑な形状をも造形を可能にする技術のピストンへの適用検討を行う。積層造形技術は樹脂および金属材料においてもサブミリオーダーサイズの微細造形を可能としているため、微細な空隙を含む格子構造を意図して造形することも可能になっている。著者らは、トポロジー最適化によってポーラス材料の内部構造を設計して積層造形技術で忠実に造形することにより、軽量かつ高剛性さらには自動車に求められる様々な機械特性を実現しうる構造を創出するための取り組みを行っている。本報は、ガソリンエンジンの軽量化と強度の両立に向けて設計者の意図通りに製造することが可能な Additive Manufacturing による造形を前提とした、理想形状の導出について検討を行った結果を報告する。検討には、トポロジー最適化によって現行のガソリンエンジン用ピストンと同材質にて同等以上強度を得るための指針について導出を行った。導出した形状は、2種類の手法を用いており、1つは任意質量で剛性を最大化する単位構造 (ラティス構造) を周期的に配置するもので、2つ目は一般的なCAEソフトウェアによるトポロジー最適化によるものである。それぞれを比較分析した結果、最も効率的に軽量化を行うためには、ピストンへと作用する様々な荷重のうちエンジンの燃焼によって発生する圧力荷重に対する応力を緩和することが重要となる。これを質量最小限に実施するには、ラティス構造の適用が効果的となる。

参考文献

- [1] Stocker, T.F., Qin, D., Platter, G.K., Tignor, M.M.B., Allen, S.K., Boschung, J., Nauels, A., Xia, Y., Bex, V. and Midgley, P.M., IPCC, 2013. Climate Change: The Physical Science Basis.
- [2] US Department of Energy; Global Fossil-Fuel CO2 Emissions.
- [3] International Energy Agency, World Energy Outlook 2017, (2019, 2020)
- [4] Hubbert, M.K. 1956. Nuclear Energy and the Fossil Fuels, American Petroleum Institute Drill-ing and Production Practice, Proc., Spring Meeting, San Antonio, Texas :7-25
- [5] International Energy Agency, Global EV Outlook 2019/2020, (2019, 2020)
- [6] International Energy Agency, Energy Technology Perspective, (2015)
- [7] 大聖泰弘, 自動車用動力システム・燃料・エネルギーにおけるカーボンニュートラルの将来可能性, 自動車技術会学術講演会前刷集, 227(2021)
- [8] 石崎啓太, 中野冠, 内燃機関自動車, ハイブリッド自動車, 電気自動車, 燃料電池自動車における車内空調を考慮した量産車両 LCCO2 排出量の比較分析, 日本機械学会論文集 Vol. 84, No. 866 (2018), DOI: 10.1299/transjsme.18-00050.
- [9] 長尾不二夫, 第3次改著 内燃機関講義 上巻, 養賢堂(2002),pp.17-37
- [10] 石野勅雄, 伊藤あずさ, 新世代技術「SKYACTIV パワートレイン」, マツダ技報, No.29 (2011), pp.29-35
- [11] 日本自動車整備振興協会編, 二級ガソリン自動車 エンジン編, (2011),pp21,pp.31
- [12] 日本騒音制御工学会編, 騒音規制の手引き (第3版), 技報堂出版 (2019)
- [13] 日本音響学会編, 音・振動のモード解析と制御, コロナ社(2006), pp.42-60
- [14] 自動車技術会編, 自動車技術ハンドブック 1 基礎・理論編, (2015), pp.388
- [15] 大野英夫, 自動車騒音規制の最新の動向, 日本音響学会誌 73 巻 11 号(2017), pp.696-703
- [16] 安藤正登, 自動車における低騒音化技術, ターボ機械第 19 巻第 3 号 (1991), pp. 173-178.
- [17] 大島恵, 自動車の低騒音化への取り組み, 騒音制御, 27 巻 6 号 p. 399-406 (2003), DOI: 10.11372/1977.27.399

-
- [18] 池田幸一郎, クランク軸と歯車軸系のガタ打ちを考慮したエンジン振動騒音の研究, 九州大学 学位論文(2016), DOI: 10.15017/1806978
- [19] 新倉, 高速ディーゼルエンジンの騒音低減技術の現状と将来, 日本舶用機関学会誌, Vol.25No.9, pp.552-558 ,(1990)
- [20] 白橋尚俊, 阿部宏司, 住谷章, 住田英司, 岩田陽明, 松原武史, SKYACTIV-D ノック音開発, マツダ技報, 31(2013) 85-90
- [21] Sakono, et al. : Mazda SKYACTIV-D 2.2L Diesel Engine, AACHEN COLLOQUIUM 2011, p.943-2011
- [22] 小澤 恒, 大久保 泰宏, 西山 康宏, 中島 健朗 健朗 , 予混合圧縮着火燃焼を適用するディーゼルエンジンの騒音改善技術の開発 , 自動車技術会論文集, Vol.43, No.5, p.1105-1110(2012), DOI:10.11351/jsaeronbun.43.1105
- [23] 小澤 恒, 中島 健朗 , ディーゼルエンジンの燃焼騒音と燃費の同時改善 - 多目的最適化シミュレーションを用いた最適筒内圧波形の検討 -, 自動車技術会論文集 2012 年 43 巻 5 号 1099-1104, DOI:10.11351/jsaeronbun.43.1099
- [24] 志茂大輔, 混合気濃度と温度分布および着火と熱発生率の制御によるディーゼル燃焼改善に関する研究, 広島大学工学研究科 学位論文, (2013)
- [25] 神田靖典, 藤川智士, 升岡大智, 須藤康博, 新田雅俊, 山本高弘, 松本貢典, SKYACTIV-X NVH 技術, マツダ技報, (2019)
- [26] 間瀬泰, 浅野孝一, 乗用車用直噴ディーゼルエンジンの技術と将来の展望, 自動車技術, Vol.53, No.9(1999)
- [27] 南利喜, パイロット噴射による直噴ディーゼル機関の排出ガスおよび騒音への影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, 951(1995)
- [28] 秋浜 一弘, 藤川 武敏, 小池 誠, エンジン燃焼における着火, 日本燃焼学会誌, 第 48 巻 146 号 (2006 年) , pp.345-354
- [29] 山下 健一, 清水 伸二, 坂本 治久, 金属結合面間の動特性測定・評価装置の設計試作, 日本機械学会論文集, Vol. 81, No.824 (2015), pp. 14-00517.
- [30] 岡村, クランク軸ねじりラバーダンパによるエンジン騒音の低減, 自動車技術会論文集 30(1), 1999-01-15, pp.67-72
- [31] 二江, 太田, 田島, 池田: クランク軸振りダンパーによる騒音低減, 機械力学・計測制御講演論文集 2011, No.645 (2011-9)
- [32] 中田 輝男, 山本 淳氏, 阿部 健, 数値シミュレーションを用いたピストンスラップ運動の研究, 日本機械学会論文集 B 編, 1998 年 64 巻 619 号 p. 939-946

-
- [33] 中田 輝男, 内燃機関用ピストンのスラップ騒音に対する形状最適化, 品質工学, 14 卷 (2006) 3 号
- [34] 森永真一, 詫間修治, 西村博幸, SKYACTIV-D エンジンの紹介, マツダ技報, (2012), pp.9-12
- [35] Yasuhiro Kanda, Tsunehiro Mori : Diesel Combustion Noise Reduction by Controlling Piston Vibration, SAE paper, 2015-01-1667 (2015)
- [36] 森恒寛, 白橋尚俊, 松原武史, 長門清則, 平田耕一, 奥田良直, 長門清則, 平田耕一, 奥田良直, 新型 SKYACTIV-D 2.2 におけるノック音を中心とした NV の更なる進化技術, マツダ技報, (2018)
- [37] Yamashita, K., Okamura, H., Shimizu, S., Sakamoto, H., and Ishida, M., NVH experimental analyses for an engine structure model assembled with ordinary tap bolts and with through bolts, SAE 2003 Transaction Journal of Passenger Cars : Mechanical Systems, Vol.112 (2004), pp.2302 - 2310.
- [38] 山下健一, 清水伸二, 坂本治久, 岡村秀勇, ボルト締結部改良によるエンジン低騒音化技術の開発, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.4 (2007), pp.41-46.
- [39] 振動のダンピング技術, 日本機械学会編(1998), pp.191-193, 養賢堂
- [40] S. E. Crandall & W. D. Mark, Random Vibration in Mechanical Systems, Academic Press, (1963), pp.55
- [41] 大瀬戸 将輔, 高山 陽平, 竹澤 晃弘, 市川 和男, 北村 充, 摩擦を利用した振動低減法に関する研究, Dynamics & Design Conference2018, 320, DOI:10.1299/jsmedmc.2018.320
- [42] 京極秀樹, 積層造形技術の現状と応用展開, スマートプロセス学会誌, Vol. 3, No. 3(2014), pp. 148{151.
- [43] 京極秀樹, 最近のレーザ積層造形技術の開発状況, 日本機械学会誌, Vol. 111, No. 1081 (2008), pp. 1002.
- [44] 京極秀樹, レーザーを用いた金属 Additive Manufacturing 技術の最新動向, 精密工学会誌, Vol. 82, No. 7(2016), pp. 619{623.
- [45] Kannan, P., Shaik, A., Kumar, Y., and Bareddy, N.S. "Design Analysis and 3D Printing of Non-Pneumatic Tyre," SAE Technical Paper 2019-28-0059, 2019, doi:10.4271/2019-28-0059.
- [46] Liu, W. and Herrin, D., "Early Research on Additively Manufactured Sound Absorbers," SAE Technical Paper 2019-01-1576, 2019, doi:10.4271/2019-01-1576.

- [47] Wu, X., Zhang, S., and Shao, J., "Studies on Impact Performance of Gradient Lattice Structure Applied to Crash Box," SAE Technical Paper 2018-01-0119, 2018, doi:10.4271/2018-01-0119.
- [48] Druschitz, A., Williams, C., Connelly, E., and Wood, B., "Advanced Castings Made Possible Through Additive Manufacturing," SAE Technical Paper 2017-01-1663, 2017, doi:10.4271/2017-01-1663.
- [49] Belgiorno, G., Boscolo, A., Dileo, G., Numidi, F. et al., "Experimental Study of Additive-Manufacturing-Enabled Innovative Diesel Combustion Bowl Features for Achieving Ultra-Low Emissions and High Efficiency," SAE Technical Paper 2020-37-0003, 2020, doi:10.4271/2020-37-0003.
- [50] 日本工業規格 K7244-4:1999, プラスチック-動的機械特性の試験方法-
- [51] 日本工業規格 K7391, 非拘束形制振複合はりの振動減衰特性試験方法
- [52] Panossian, H.V., Structural damping enhancement via non-obstructive particle damping technique, Transactions of the ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.114, No.1(1992), pp.101-105.
- [53] 若澤靖記, 橋本正俊, 丸井悦男, 粒子充てん構造物の減衰能に及ぼす複合充填の影響(2種類の粒子および粘弾性体の複合充てん), 精密工学会誌, Vol.70, No.8(2004), pp.1080-1085.
- [54] 野上健, 高橋正太郎, 佐伯暢人, 中空鉄球を用いた粒状体ダンパの解析, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 77, No.783 (2011), pp. 4058-4067.
- [55] 古賀倫子, 佐藤太一, 蔭山怜, 高い固有振動数を有する構造物における粒状体ダンパの減衰メカニズム(振動エネルギーに基づく考察), 日本機械学会論文集 Vol. 85, No. 872 (2019), DOI: 10.1299/transjsme.18-00255.
- [56] 鈴木浩平, 振動を制する-ダンピングの技術-, オーム社, (1997),pp.58
- [57] 佐藤太一, 「粉粒体を応用した振動-騒音制御技術」, メカライフ, 39号, 日本機械学会, 1995, p.12
- [58] 荒木嘉昭, 結城康式, 横道勲, 障内靖介, 粉粒体衝撃ダンパの特性(第3報, インディシャル応答特性), 日本機械学会論文集 C編, Vol.50, No.458(1984), pp.1978-1984.
- [59] Papalou, A. and Masri, S.F., An experimental investigation of particle dampers under harmonic excitation, Journal of Vibration and Control, Vol.4, No.4(1998),pp.361-379.
- [60] 佐伯暢人, 今西哲二, 高野英資, 個別要素法による粒状体衝撃ダンパの解析, 日本機械学会論文集 C編, Vol.66, No.652(2000), pp.3828-3833.

-
- [61] 佐伯暢人, 垂直振動系における粒状体衝撃ダンパの応答, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 67, No.657 (2001), pp. 1438-1443.
- [62] Yokomichi, I., Araki, Y., Jinnouchi, Y. and Inoue, J., Impact damper with granular material for multibody system, Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.118, No.1(1996), pp.95-103.
- [63] 横道勲, 粉粒体衝撃ダンパ, 騒音制御, 18 巻 3 号 p. 132-135,(1994), DOI: 10.11372/souonseigyo1977.18.132
- [64] 神谷圭二, 鎌形健太郎, 松本進, 背戸一登, 多重動吸振器の最適設計法, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.62, No.601(1996), pp.3400-3405
- [65] 増谷 隆志, 中野 幸人, 富田 直, 原 昌司, 佐藤 晴輝, 選択的レーザー溶融法による粒状体ダンパを適用した多重動吸振器の製造および制振性能評価, 日本機械学会論文集, 87 巻 895 号 p. 20-00404, (2021), DOI: 10.1299/transjsme.20-00404
- [66] 若澤 靖記, 林 伸和, 土井 康平, 柳田 秀記, 粒子および液体充填構造物の振動減衰特性 —液体粘度および粒径の影響—, 精密工学会誌, 2016 年 82 巻 4 号 p. 378-383
- [67] J.J. Monaghan, "An introduction to SPH," Comput. Phys. Commun. 48(1998) 89-96.
- [68] 越塚誠一, 計算機レクチャーシリーズ 5, 粒子法, 丸善出版(2005).
- [69] 酒井幹夫, "粉体の数値シミュレーション", 丸善出版, (2012).1-13.
- [70] L. Yu, J. Lu, X. Zhang, S. Zhang, "Numerical simulation of the bubbling fluidized bed coal gasification by the kinetic theory of granular flow (KTGF)," Fuel 88(2009) 826-833.
- [71] J. Wang, "A review of Eulerian simulation of Geldart A particles in gas-fluidized beds," Ind. Eng. Chem. Res., 48(2009) 5567-5577.
- [72] Cundall, P. A. and Strack, O. D. A., A discrete numerical model for granular assemblies, Geotechnique, Vol. 19, No.1 (1979), pp. 47-65.
- [73] A. Munjiza, The Combined Finite-Discrete Element Method, Wiley(2004)
- [74] Y. Tsuji, "Multi-scale modeling of dense phase gas-particle flow," Chem. Eng. Sci. 62 (2007) 3410-3418.
- [75] Y. Tsuji, "Activities in discrete particle simulation in Japan," Powder Technol. 113 (2000) 3410-3418.
- [76] H.P. Zhu, Z. Y. Zhou, R.Y. Yang, A.B.Yu, "Discrete particle simulation of particulate systems: A review of major applications and findings," Chem. Eng. Sci. 63 (2008) 5728-5770.

-
- [77] M.A. van der Hoef, M. van Sint Annaland, N.G. Deen, and J. A.M. Kuipers, "Numerical simulation of major applications and findings," *Chem. Eng. Sci.* 63 (2008) 5728-5770.
- [78] D. Gidaspow, *Multiphase flow and fluidization continuum*, Academic Press(1994).
- [79] P. Kosinski, A. C. Hoffman, "An extension of the hard-sphere particle-particle collision model to study aggregation," *Chem. Eng. Sci.* 65(2010) 3231-3239
- [80] B.P.B. Hoomans, J.A.M. Kuipers, W.J. Briels, W.P.M. van Swaaij, "Discrete particle simulation of bubble and slug formation in a two-dimensional gas-fluidised bed: a hard-sphere approach," *Chem. Eng. Sci.* 51 (1996) 99-118.
- [81] G. H. Shi, R.E. Goodman, "Two dimensional discontinuous deformation analysis," *Int. J. Anal. Methods Geomech.* 9 (1985) 541-556.
- [82] 大西有三, 佐々木猛, G.H.Shi, 不連続性岩盤解析実用化研究会 編, 不連続変形法(DDA), 丸善出版(2005)
- [83] 川井忠彦, 固体力学の離散化極限解析, 生研セミナーテキスト, 生産技術研究奨励会 (1982) .
- [84] Y. Tsuji, T. Kawaguchi, T. Tanaka, "Discrete particle simulation of two-dimensional fluidized bed," *Powder Technol.* 77 (1993) 79-87.
- [85] 川口寿祐, 田中敏嗣, 辻裕, "離散要素法による流動層の数値シミュレーション: 噴流層の場合", *日本機械学会論文集 B 編* 58 (1992) 2119-2125.
- [86] Y. Shigeto, M. Sakai, "Parallel computing of the discrete element method on multi-core processors", *Particuology* 9 (2011) 398-405.
- [87] 六車嘉貢, 田中敏嗣, 川竹了, 辻裕, "離散要素法による固定翼付き容器回転型混合機の数値シミュレーション", *日本機械学会論文集 B 編*, 62 (1996) 3335-3340
- [88] Y. Muguruma, T. Tanaka, S. Kawatake, Y. Tsuji, "Discrete particle simulation of a rotary vessel mixer with baffles," *Powder Technology*, 93(1997) 261-266.
- [89] P.Y. Liu, R.Y. Yang, A.B. Yu, "Dynamics of wet particles in rotating drums: Effect of liquid surface tension," *Phys. Fluids* 23 (2011) 013304.
- [90] Y. Munduruma, T. Tanaka, S. Kawatake, Y. Tsuji, "Numerical Simulation of Particulate Flow with Liquid Bridge between Particles (Simulation of Centrifugal Tumbling Granulator)," *Powder Technology*, 109 (2000) 49-57.
- [91] 佐野元彦, 破壊のシミュレーション, 森北出版 (1997).
- [92] P.W. Cleary, Large-scale industrial DEM modeling, *Eng. Compt.* 24 (2004) 169-204.

-
- [93] 後藤仁志, 数値流砂水理学, 森北出版 (2004).
- [94] Y.P.Cheng, Y.Nakata, M.D. Bolton, "Discrete element simulation of crushable soil," *Geotechnique* 53 (2003) 633-641.
- [95] 所千春, 岡屋克則, 定木淳, 柴山敦, 劉克俊, 藤田豊久, "流動層を用いた乾式比重分離法に関する基礎的研究", *資源と素材* 120(2004) 388-394.
- [96] 網沢有輝, 所千春, 大和田秀二, 酒井幹夫, 村上進亮, "ドラム型衝撃式破砕機による基盤からの部品剥離機構の検討および DEM シミュレーション", *粉体工学会誌*, 49 (2012) 201-209.
- [97] H.Zhou, G.Mo, J.Zhao, K.Cen, "DEM-CFD simulation of the particle dispersion in gas-solid two-phase flow for a fuel-rich-lean burner," *Fuel* 90 (2011) 1584-1590.
- [98] F.Tian, M.Zhang, H.Fan, M.Gu, L.Wang, Y.Qi, "Numerical study on microscopic mixing characteristics in fluidized beds via DEM, *Fuel Processing Technology*, 88 (2007) 187-198.
- [99] M.Sakai, K.Shibata, S.Koshizuka, "Development of a criticality evaluation method involving the granular flow of the nuclear fuel in a rotating drum", *Nucl. Sci. Eng.* 154 (2008) 63-73.
- [100] M.Sakai, K.Shibata, S.Koshizuka, "Effect of nuclear fuel particle movement on nuclear criticality in a rotating cylindrical vessel", *Nucl. Sci. Eng.* 42 (2005) 267-274.
- [101] M.Sakai, T.Yamamoto, M.Murazaki, Y.Miyoshi, "Development of a Criticality evaluation method considering the particulate behavior of nuclear fuel ", *Nucl. Technol.* 149(2005)141-149.
- [102] Servin, M., Wang, D., Lacoursirer, C. and Bodin, K., Examining the smooth and non-smooth discrete element approaches to granular matter, *International Journal For Numerical Methods In Engineering* (2010), DOI: 10.1002/nme.
- [103] Tsuji, Y., Tanaka, T. and Ishida, T., Lagrangian numerical simulation of plug flow of cohesion-less particle in a horizontal pipe, *Power Technology*, Vol. 71, No.3 (1992), pp.239-250.
- [104] MAHLE GmbH (Ed.), "Pistons and engine testing 2nd edition", *ATZ/MTZ-Fachbuch*, (2015),pp.37-55.
- [105] W.Drogosch, J.Dellef, "Piston movement by calculation and experiment", *Mahle Symposium*, (1987),p.104.
- [106] 市川 和男, 振動伝達減衰機構を備えたエンジン, 特願 2018-97786(P2018-97786).

-
- [107] 市川 和男, 振動伝達減衰機構を備えたエンジン, 特開 2019-203410(P2019-203410A).
- [108] 市川和男, 丸谷祐介, 竹澤晃弘, エンジンのピストン及びその製造方法, 特願 2019-89845(P2019-89845).

出版物

関連学術論文

1. Kazuo Ichikawa, Jumpei Nomura, Akihiro Takezawa, Mitsuru Kitamura, Structural topology and lattice optimization of gasoline engine piston considering strength, The 13th World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization, (2019)
2. 市川 和男, 阪井 博行, 小湊 裕允, 大瀬戸 将輔, Guo Honghu, 竹澤 晃弘, 北村 充, 微細粒を用いた粒状体ダンパの振動減衰性に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol. 87, No.896 (2021), DOI: 10.1299/transjsme.20-00389.

謝辞

本研究成果は、科学技術振興機構研究成果最適展開支援プログラム（A-STEP）シーズ育成タイプの委託研究により得られた成果です。実施に際しまして多大なるご支援賜りました真島敏幸様、隅田誠様に感謝申し上げます。

また、学業を進めるにあたっては広島県未来チャレンジ資金による多大なるご支援賜りました。広島県商工労働局産業人材課のみなさまにこの場をお借りしてお礼申し上げます。研究成果および学業経験が広島県産業発展の一助となるよう実践してまいります。

本研究は、広島大学大学院工学研究科博士課程後期輸送・環境システム専攻において、早稲田大学理工学術院 竹澤晃弘准教授の御指導の下で行われた成果です。竹澤晃弘准教授には、本研究の全般に渡り懇切丁寧なるご指導、ご鞭撻をいただくとともに研究者として多くのことを学ばせてもらいました。広島大学工学研究院の北村充教授には研究活動に際し多大なるご指導とご助力賜りました。心より御礼申し上げます。また、論文執筆においては濱田邦裕教授、新宅英司准教授に大変有益なご教授を賜りました。心より御礼申し上げます。また、広島大学大学院工学研究科輸送・環境システム専攻構造設計研究室の在学生ならびに卒業生の方々には、数々の場面で研究活動を共に経験させてもらいました。この場をお借りして深く感謝申し上げます。

本研究の構想策定・実施にあたっては、私が所属しているマツダ株式会社 技術研究所におけるエンジン振動騒音研究の経験が活動の起点となっています。社会人としての役割責任を果たしながらの修学には、職場の皆様のご理解とご支援なしにはやり遂げることはありませんでした。就学に際して快く送り出していただいた山本寿英技術研究所 所長をはじめ、多くの方々にさまざまなご支援とご協力があったことを深くお礼申し上げます。

2021年9月

市川和男