

# 固体接触部のエネルギー散逸機構の解明とダンパへの応用

中村, 智也

<https://doi.org/10.15017/1931909>

---

出版情報 : Kyushu University, 2017, 博士 (工学), 課程博士  
バージョン :  
権利関係 :

# 固体接触部のエネルギー散逸機構の解明とダンパへの応用

平成 2 9 年

( 2 0 1 7 )

中村 智也



# 目次

記号.....	1
<b>第 1 章 序論.....</b>	<b>3</b>
1.1 はじめに.....	4
1.2 各種ダンパの概要.....	7
1.3 オイルレス機器用ダンパ.....	9
1.4 オイルレス機器用ダンパの課題.....	14
1.5 接触式ダンパに求められる性能.....	14
1.5.1 1 自由度系強制振動における必要減衰能力.....	14
1.5.2 ロケットエンジン・ターボポンプ用接触型ダンパにおける 1 考察.....	18
1.6 接触部に生じるエネルギー散逸の研究の現状.....	18
1.6.1 流体粘性.....	21
1.6.2 摩擦.....	23
1.6.2.1 接線方向運動にともなって生じる摩擦.....	23
1.6.2.2 法線方向運動にともなって生じる Spence 滑り.....	29
1.6.3 材料内部摩擦.....	31
1.6.4 表面突起の塑性変形.....	33
1.6.5 凝着.....	37
1.6.6 接触部に生じるエネルギー散逸の研究の到達点.....	40
1.7 本研究の目的と論文構成.....	40
1.8 参考文献.....	42

<b>第 2 章 雰囲気制御した条件における法線方向接触実験</b> .....	<b>47</b>
2.1 緒言 .....	48
2.2 実験方法 .....	48
2.3 実験条件 .....	51
2.4 実験結果 .....	55
2.5 考察 .....	60
2.6 結論 .....	63
2.7 参考文献 .....	65
<b>第 3 章 法線および接線方向荷重を負荷した接触実験</b> .....	<b>65</b>
3.1 緒言 .....	66
3.2 実験方法 .....	66
3.3 実験条件 .....	70
3.4 実験結果 .....	72
3.5 考察 .....	79
3.6 結論 .....	82
3.7 参考文献 .....	83
<b>第 4 章 接触においてエネルギーを散逸させる各要因の解析モデル</b> .....	<b>85</b>
4.1 緒言 .....	86
4.2 接触の繰り返し性の定義 .....	86
4.3 法線方向の運動におけるエネルギー散逸の解析モデル .....	89
4.3.1 材料内部摩擦 .....	89
4.3.2 表面突起に起因した塑性変形 .....	93
4.4 接線方向の運動におけるエネルギー散逸の解析モデル .....	104
4.5 各エネルギー散逸要因の影響度把握 .....	106

4.6 結論.....	109
4.7 参考文献.....	110
<b>第5章 表面に起因したエネルギー散逸要因の影響度把握.....</b>	<b>111</b>
5.1 緒言.....	112
5.2 検討条件.....	112
5.3 解析結果.....	114
5.3.1 接触角の影響.....	114
5.3.2 繰り返し性の影響.....	115
5.3.3 周波数の影響.....	116
5.3.4 荷重の影響.....	119
5.3.5 材料特性の影響.....	121
5.3.6 摩擦係数の影響.....	123
5.3.7 曲率半径の影響.....	125
5.4 考察.....	126
5.5 ダンパ概略設計.....	128
5.6 結論.....	131
5.7 参考文献.....	132
<b>第6章 今後の課題.....</b>	<b>133</b>
<b>第7章 総括.....</b>	<b>137</b>
謝辞.....	140



## 記号

$A$	断面積
$a$	接触楕円半径
$b$	粗面の垂直方向変位
$C$	減衰係数
$c$	接触楕円内部で部分滑りが生じる位置
$D$	最大荷重負荷時の接線方向の弾性変形量
$d_n$	接触点法線方向変位
$d_t$	接触点接線方向変位
$E$	ヤング率
$e$	ひずみ
$F$	繰り返し負荷荷重
$F_a$	表面突起一つあたりが生じる力
$F_c$	クーロン摩擦減衰における摩擦力
$F_n$	接触点法線方向力
$F_t$	接触点接線方向力
$F_h$	粗面接触面内のある位置におけるもっとも変形量の大きい突起が生じる反力
$F_0$	加振力
$F_1$	測定荷重 1
$F_2$	測定荷重 2
$f$	粗面接触部の半径方向変位
$G$	横弾性係数
$g$	弾性率
$h$	法線方向変位
$K$	接触点接線方向剛性
$k$	バネ剛性
$l_0$	供試体長さ
$m$	質量
$N(n)$	第一種完全楕円積分
$P_0$	予荷重
$p$	接触部法線方向応力
$Q_0$	部分滑り発生時の接線方向力
$q$	接触部接線方向応力
$R$	曲率半径



$r$	接触円内の半径方向位置
$s$	応力
$T$	振動 1 サイクルあたりの時間
$T_I$	緩和時間
$t$	時間
$w$	凝着仕事
$w_b$	粗面接触部での弾性変形変位
$X$	$x$ 方向の最大変位量
$x$	$x$ 方向変位量
$y$	$y$ 方向変位量
$x_{st}$	静的に力がかかった時の変位量
$z_0$	平衡分子間距離
$\alpha$	加振力のなす角
$\beta$	引張り強さに対する減衰係数の比
$\gamma$	表面自由エネルギー
$\Delta E$	振動エネルギー
$\Delta E_{loss}$	ダンパによって散逸されるエネルギー
$\delta$	変位量
$\varepsilon$	ひずみ
$\zeta$	減衰比
$\eta$	粘度
$\theta$	接触角度
$\kappa$	損失係数
$\lambda$	表面突起単位面積当たりの個数
$\mu$	摩擦係数
$\mu_T$	Tabor パラメータ
$\nu$	ポアソン比
$\sigma$	応力
$\Phi$	クリープコンプライアンス
$\varphi$	位相差
$\omega$	加振周波数
$\omega_n$	固有振動数

# 第 1 章 序論

## 1.1 はじめに

機械設計において、振動は重大な問題の一つである。振動が生じれば機器の性能低下、また最悪の場合、機器の破損を招くことになる。タコマ橋の自励振動による崩落<sup>[1.1]</sup>(Fig.1.1 参照)、ゼ口戦のフラッタによる墜落事故、新幹線の蛇行現象など、人類はこれまで数多くの振動問題を経験してきた。その中でも、回転体の振動は重大な事故に直結する現象の一つである。発電プラントなどの回転体は質量が数十トンあり、飛散すると大事故になる。一例を Fig.1.2 に示す。本事例は1972年6月5日に和歌山県、関西電力海南火力発電所で発生した共振現象に起因したロータ飛散事故である<sup>[1.2]</sup>。関西電力海南火力発電所の3号機60万kW蒸気タービンの試運転中、軸受不良に起因した危険速度の変化により、振動振幅が増大し、ロータ飛散につながった。60万kW蒸気タービンであることから、ロータ質量は非常に大きく、最大飛翔距離が380mであるため(Fig.1.2c 参照)、動線上に人がいればひとたまりもない。幸いにも本事故での死傷者はいなかったが、1970年に長崎の33万kW発電用タービンで起こった同様の事故(原因は材料内部欠陥)では、四散したロータが人的被害を起こし、死者4名、重軽傷者61名の大きな被害を起こしている<sup>[1.3]</sup>。発電所の様な大型のロータでなくとも、重大な影響をおよぼした回転体の事故も多く存在する。1999年11月15日に打ち上げられ、失敗に終わったH-IIロケット8号機は、回転体であるインデューサ(キャビテーション発生下でも良好な性能を発揮する羽根車)の損傷が打ち上げ失敗の原因だったといわれている<sup>[1.4]</sup>。小笠原沖の海底から回収されたH-IIロケットの1段目エンジンLE-7の分解点検が行われた結果、液体水素ターボポンプのインデューサの羽根破面にストライエーションが確認された。後の検討により、キャビテーション起因の流体加振力により変動応力を受けてインデューサが疲労破壊し、アンバランスの発生により軸変位が増大、インデューサがケーシングに接触して液体水素がガス化したことで過大な軸方向荷重の発生、軸受の損傷により液体水素ターボポンプが停止したと結論付けられた。その後、LE-7は改良を加えられてLE-7Aとなり、H-IIAロケットの安定打ち上げに貢献したが、H-IIロケット8号機と衛星の費用数百億円、次号機のキャンセル、原因解明に費やされた費用、宇宙開発の遅延など与えた影響は甚大である。

これらの経験をもとに研究が重ねられ、先人たちはそのたび新たな知見および技術を獲得してきた。ダンパはその技術の一つであり、振動エネルギーをそれ以外のエネルギー形態(主に熱)に変換する装置である。現在、ダンパは車の足回り、家屋の免震構造および回転体支持部など多岐にわたる場所に使用されており、欠くことの出来ない技術である。

本研究は多岐にわたるダンパの中でも、特殊環境で使用される接触部のエネルギー散逸を利用するタイプのダンパに着目し、その減衰機構の解明を行う。本章では、まず一般的なダンパおよびその減衰機構について述べてその特徴を整理し、特殊環境下で接触部のエネルギー散逸を利用するタイプのダンパが用いられる理由を明らかにする。その後、既存研究が明らかにした接触部でエネルギー散逸を生じさせる物理現象、および既存研究では明らかになっていない領域を示すことで、本研究が取り組むべき研究課題を示す。

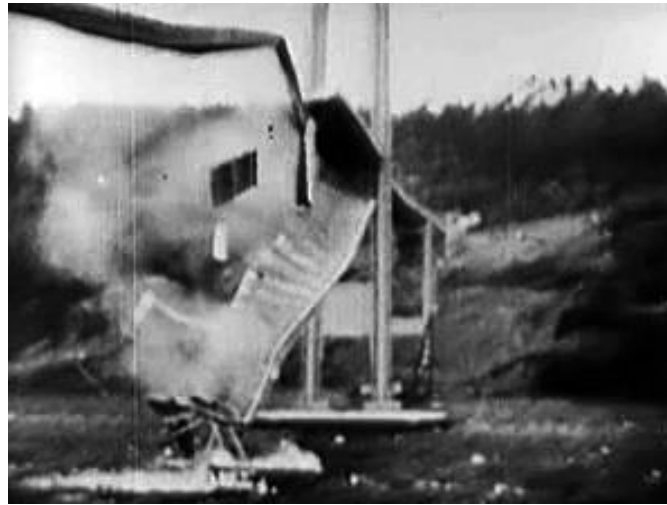


Fig. 1.1 タコマ橋の崩落<sup>[1.1]</sup>

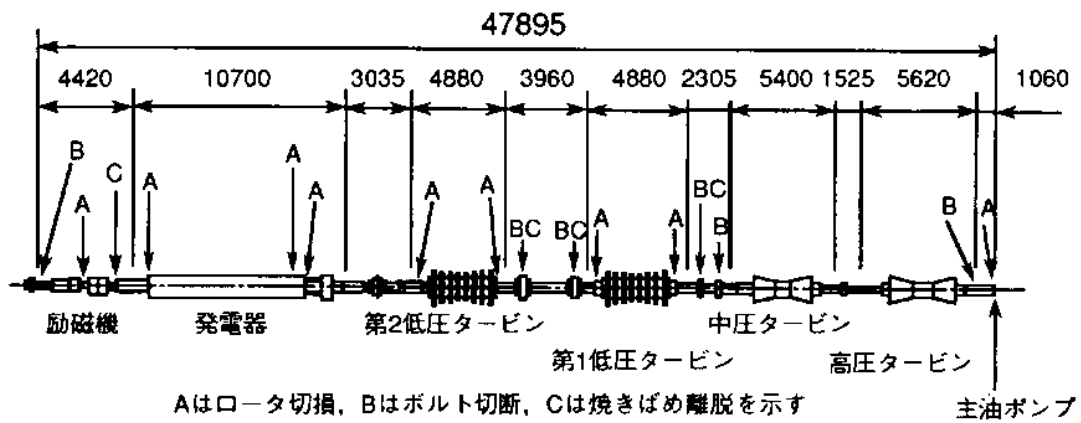


Fig.1.2a タービン発電機軸系破断図<sup>[1.2]</sup>



Fig.1.2b ロータ曲り図<sup>[1.2]</sup>

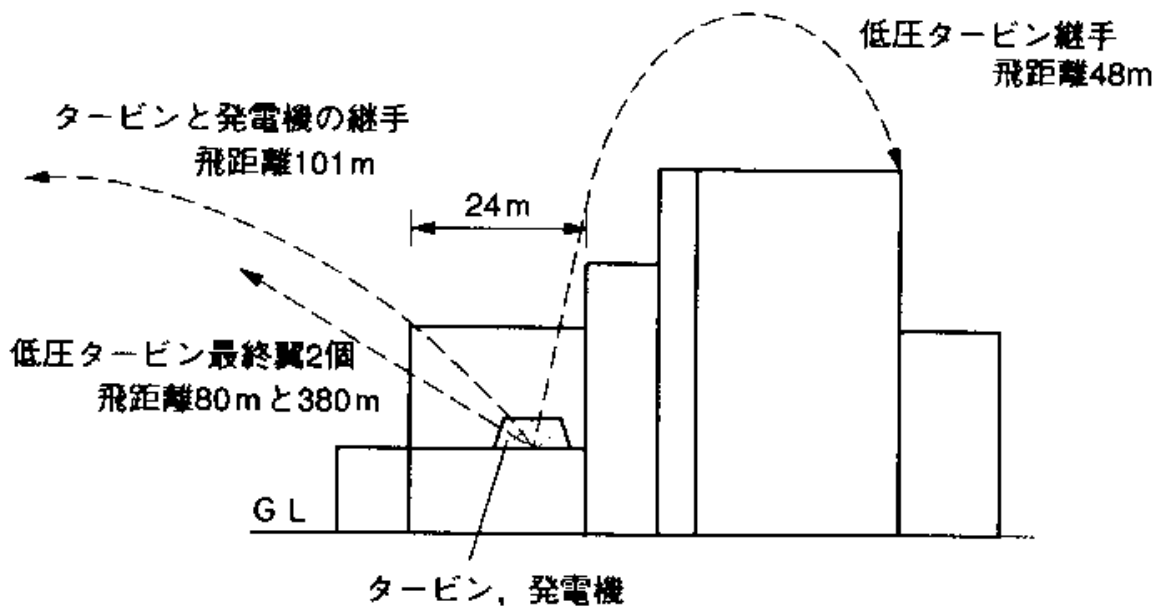


Fig.1.2c 飛散物の建物貫通部及び飛距離<sup>[1,2]</sup>

## 1.2 各種ダンパの概要

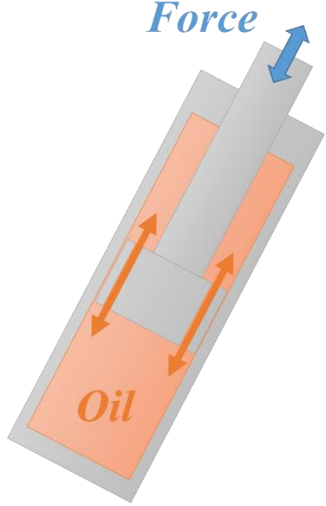
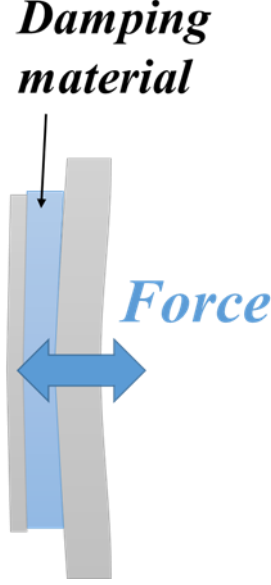
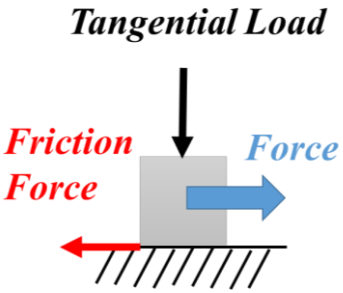
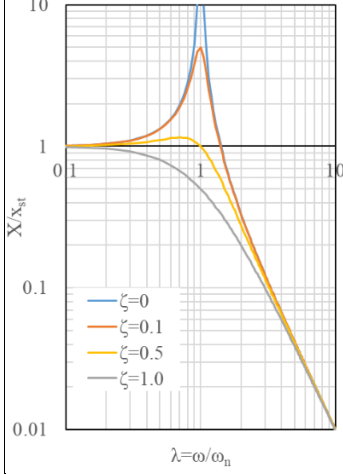
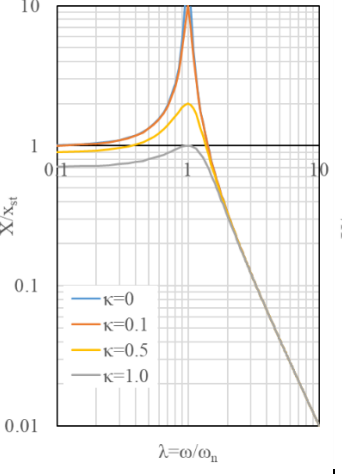
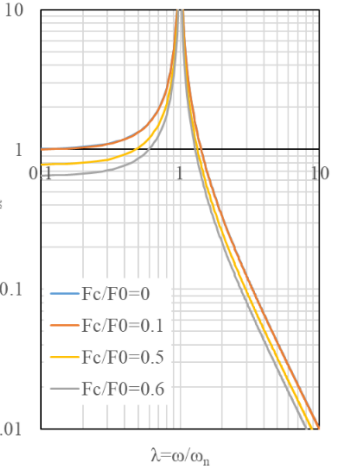
用いられているダンパの散逸機構は以下の4種類がある。

- ・粘性減衰
- ・材料内部摩擦
- ・クーロン摩擦減衰
- ・磁気軸受による振動制御

粘性減衰は、液体もしくは気体の粘性を利用し、流体が流動する際に生じる粘性抵抗によって、振動エネルギーを散逸させる。材料内部摩擦は材料自体が有する減衰で、減衰能は転位の運動、介在物の存在などに起因している(その他、粘弾性体など様々な呼び方がある)。制振ゴムおよび高減衰能金属(マグネシウム合金)など、高い減衰能を有する材料を構造の一部に用いることで、振動が生じた際、同材料内部で振動エネルギーを散逸させる。クーロン摩擦減衰は、摩擦によって振動エネルギーを散逸させる。Amontons – Coulomb の法則に由来して名付けられおり、摩擦力は法線方向荷重に比例し、滑り速度に無関係として扱われることが多い。その他、磁気軸受をフィードバック制御することで、回転体の不釣り合いを相殺させる機能を付与し、ダンパとして機能させる研究なども行われており、航空機のエンジンおよびロケット用ターボポンプなどへの適用が検討されている<sup>[1.5]</sup>。ただし、磁気軸受はその他3つの減衰機構に比べて、現時点で一般に広く使われてはいない。

以上主要な3つの減衰機構について、特徴をTable 1.1に示す。粘性減衰を利用したダンパは車や電車の足回りに用いられている。共振点の振幅を下げる事が出来、オリフィス径などの設計により、他のダンパに比べて設計可能な範囲が広いことから、多く使用されている。制振材料は、防音、エンジンおよびコンプレッサーなど各種機器の支持部に広く用いられている<sup>[1.6]</sup>。粘性減衰を利用したダンパの様に複雑な構造を必要としないため、様々な箇所に、コンパクトに、任意の形状で設ける事が出来る。ただし、性能は材料によって定まるため、設計可能な範囲は広くはない。クーロン摩擦を利用したダンパは、一般的はほとんど用いられることはない。Table 1.1の共振曲線が示すように、クーロン摩擦を利用したダンパだけでは、共振点における振幅を有限値に抑える事が出来ず、広い周波数範囲にわたって他のダンパの性能の方が良いためである。しかし、積極的にダンパとして設けられることはないものの、構造体の部品同士の接合部ではクーロン摩擦による減衰が生じており、それを構造減衰と呼ぶ。一般的に構造体を形成する材料の材料内部摩擦は大きくないため、機械設計においては構造減衰の効果を期待しなければならないことが多い。そのため、構造体の制振には広く効果を発揮している減衰形式であるといえる。また、特殊環境において、構造減衰だけでは制振出来ない場合、クーロン摩擦を積極的に利用したダンパを設けられることがあり、次項で説明する。

Table 1.1 各種ダンパの特徴

減衰モデル	粘性減衰	材料内部摩擦	クーロン摩擦減衰
図			
共振曲線			
長所	<ul style="list-style-type: none"> <li>共振点での振幅を抑える事が出来る</li> <li>減衰能が高い</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>構造に自由度がある</li> <li>共振点での振幅を抑える事が出来る</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>油の使用できない高温および低温下で使用が出来る</li> </ul>
短所	<ul style="list-style-type: none"> <li>油の使用できない高温および低温下で使用が出来ない</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>減衰能が大きい</li> <li>温度依存性がある</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>共振点での振幅は<math>\infty</math></li> </ul>

$\omega_n = \sqrt{k/m}$  ( $k$ : 剛性,  $m$ : 質量),  $\omega$ : 加振周波数,  $\zeta = C/2\sqrt{mk}$  ( $C$ : 減衰係数),  $\kappa$ : 損失係数,  $F_c/F_0$ : 加振力に対する摩擦力の割合,  $X$ : 最大変位量,  $x_{st} = F_0/k$

### 1.3 オイルレス機器用ダンパ

真空環境、低温もしくは高温などの特殊環境の場合、潤滑油が用いることが出来ないため、粘性減衰を利用したダンパは利用することが出来ず、また材料内部摩擦は制振材料の使用温度範囲を超えれば、同様に用いることが出来ない。その場合、以下にしめすクーロン摩擦減衰を利用したダンパが用いられることが一般的である。

#### ・ワイヤーメッシュダンパ

ワイヤ間の接触部でエネルギーを散逸させるダンパである。同ダンパは複数のワイヤを圧縮して形成された構造を有する<sup>[1.7]</sup>。外観写真および一般的に認識されている作動原理を Fig. 1.3 に示す。一般的には、振動によってダンパが変形されると、ワイヤ間の接触点において、摩擦および変形にともなうエネルギー散逸が生じ、振動エネルギーが散逸するといわれている。

#### ・粒状体ダンパ<sup>[1.8-11]</sup>

粒状体ダンパのモデルを Fig. 1.4 に示す。同ダンパは容器と複数の粒状体から成り、容器の容積に対して封入されている粒状体の見かけの体積は小さい。振動が生じると、容器内の粒状体が運動し、粒状体間もしくは粒状体と容器間で接触が生じる。その際に接触点での摩擦および変形にともなう材料内部摩擦によって、振動エネルギーが散逸するといわれている。

特殊環境の 1 つに航空宇宙分野があげられる。航空宇宙分野で以上のダンパを用いている機器にロケットエンジン用ターボポンプ(Fig. 1.5 および Fig. 1.6 参照)がある<sup>[1.12-13]</sup>。ターボポンプは燃焼器に燃料及び酸化剤を圧送する高速の回転機械で<sup>[1.12]</sup>、ロケットエンジンに用いられるため軽いほうがよく、また密度の小さい液体水素を昇圧するため、回転数が非常に高くなる。高性能なロケットエンジンの場合、液体酸素および液体水素を用いるため、圧送する流体が極低温流体であり、ターボポンプ自体も極低温下での運転となる。液体水素用ターボポンプの場合、一般的に複数の危険速度を超えて運転され、多いものでは 3 次の危険速度を超えて運転されるものもある。国産ロケット H-2 用 LE-7 エンジン・液体水素ターボポンプ開発時、軸振動が多発して開発が難航し、振動を抑えるためにワイヤーメッシュダンパが適用された。数多くの試行錯誤が行われた後、定格回転数で運転することが出来、現在の国産基幹ロケット用エンジン LE-7A へと繋がっている。以上の 2 つのダンパとは異なるが、他にも RL10 エンジン・ターボポンプ用(Fig.1.6a 参照)に弾性体ダンパと呼ばれるダンパが用いられている。Fig.1.6b に示すように、軸受の半径方向外側に多角形のリング状の弾性体ダンパが挿入されている。薄肉構造体であるため、ソフトマウントにより軸支持部の剛性が低下し、危険速度を低減している。また、振動発生時に弾性体ダンパとハウジングおよび軸受外輪とが摩擦することで、振動エネルギーを散逸することが出来る。以上のことから、弾性体ダンパは接触部のエネルギー散逸を利用したダンパの一種といえる。





Fig. 1.3a ワイヤーマッシュダンパ [1.7]

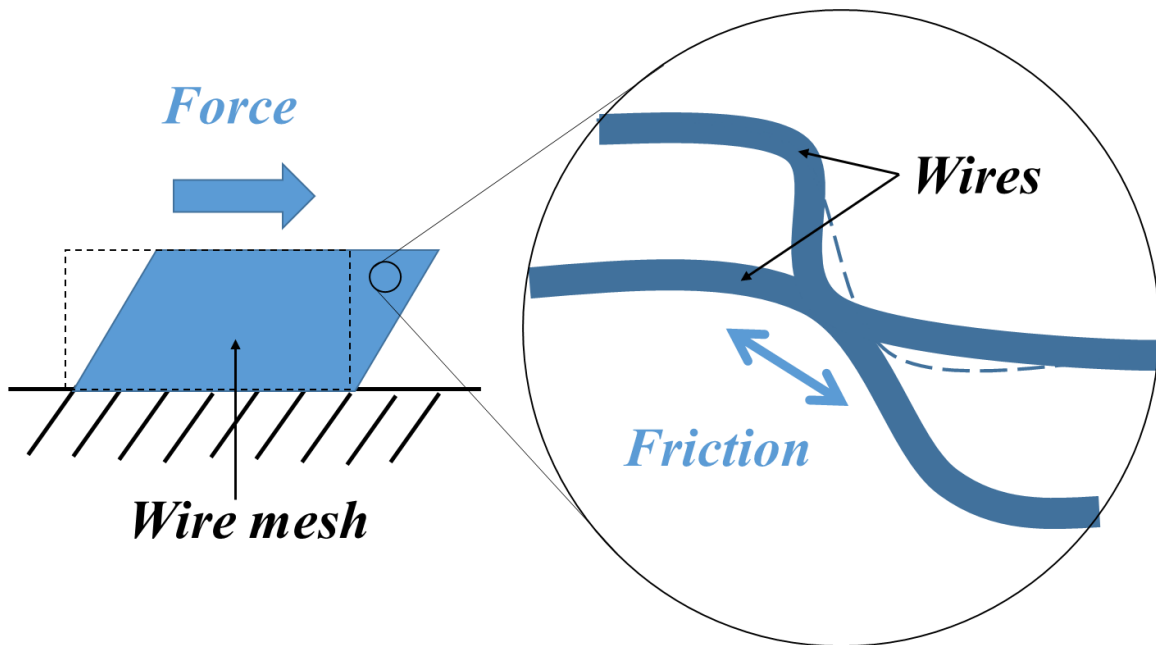
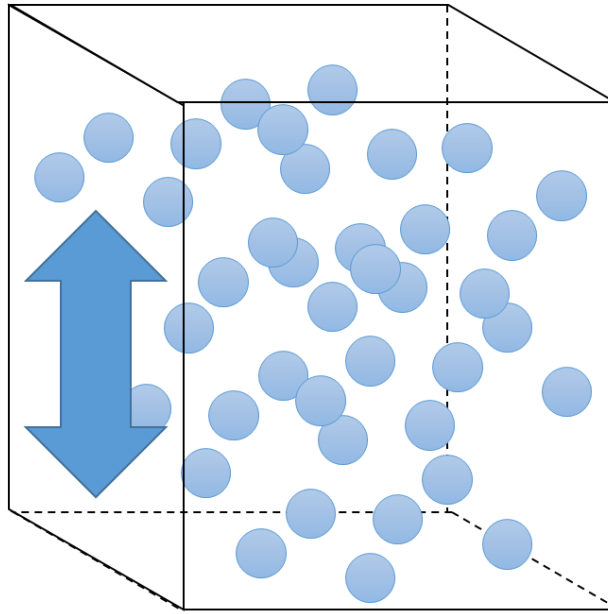
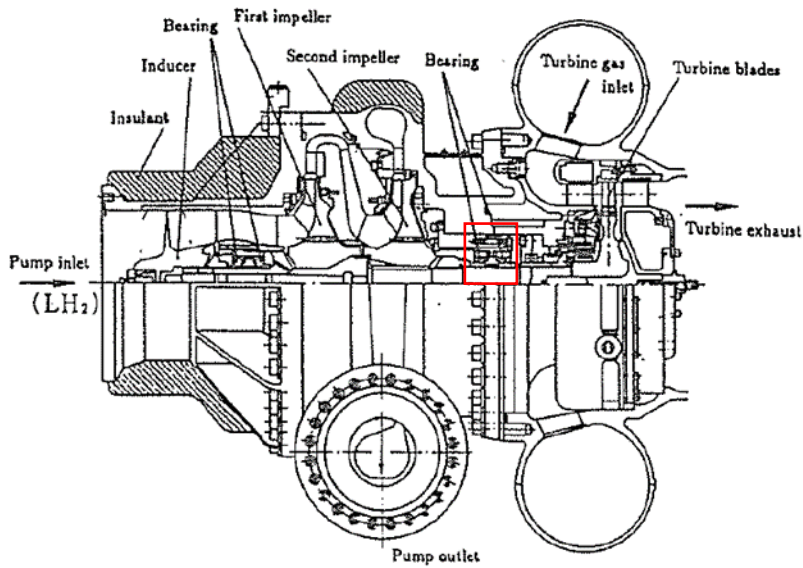


Fig.1.3b ワイヤーマッシュダンパの一般的に認識されている作動原理



## Vibration

Fig. 1.4 粒状体ダンパ



### LH-7 LH<sub>2</sub> Turbopump Main Specification

Rotational speed	42213rpm.
Pump flow rate	35.7kg/s
Pump exit pressure	26.95MPa274.8kgf/cm <sup>2</sup> a
Turbine flow rate	33.7kg/s
Turbine inlet temperature	809.5K

Fig. 1.5a ロケットエンジン用ターボポンプ <sup>[1.12]</sup>

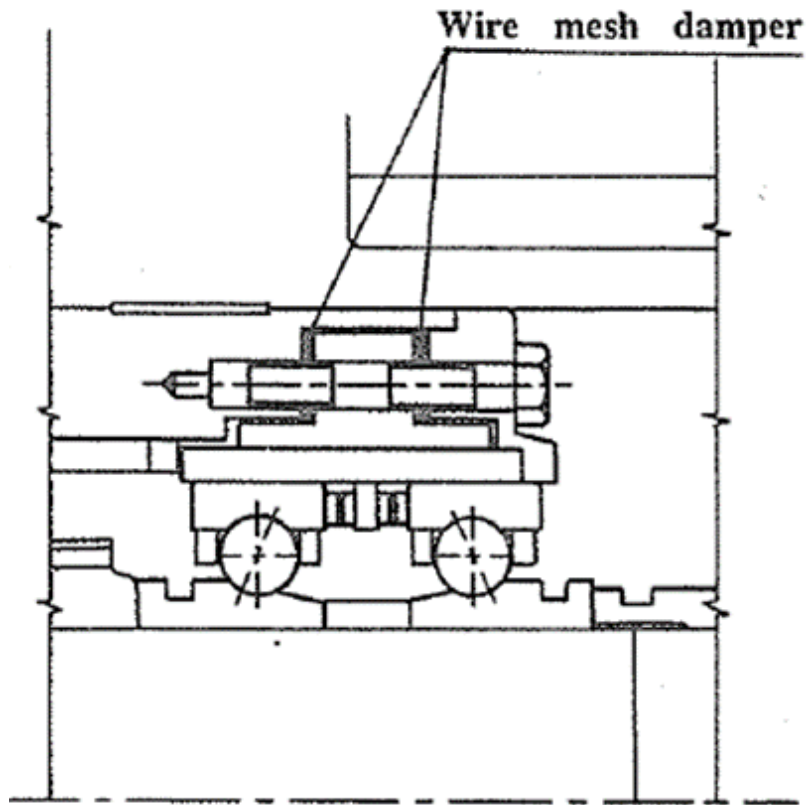


Fig. 1-5b ダンパ取り付け位置 (Fig. 1-5a 赤枠拡大図)<sup>[1.12]</sup>

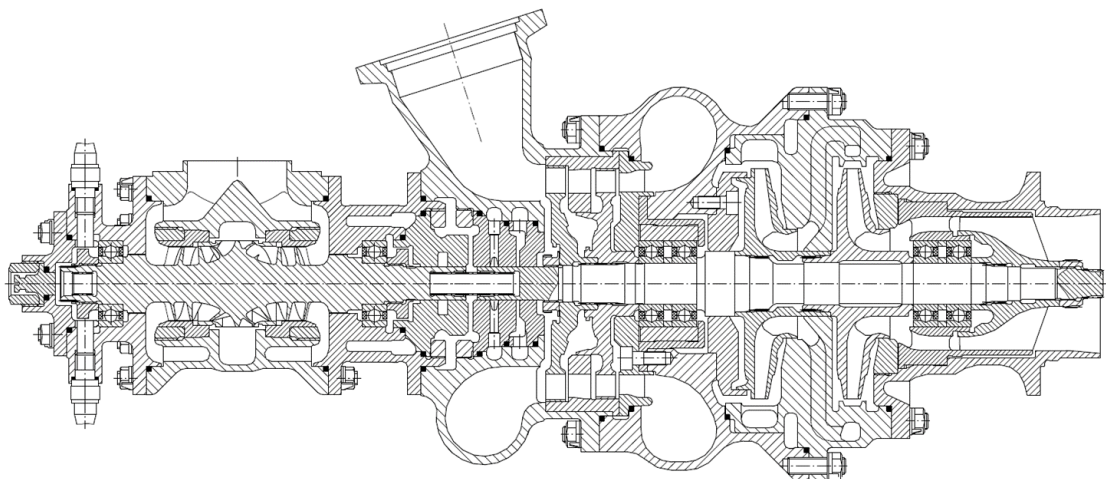


Fig. 1.6a RL10 用一軸ターボポンプ<sup>[1.13]</sup>

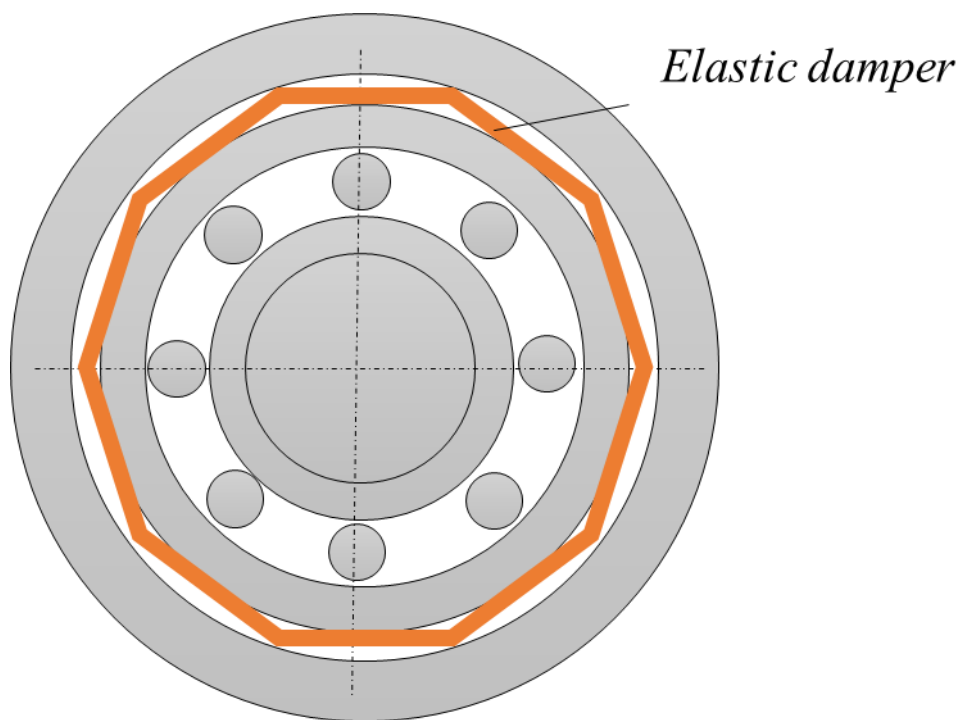


Fig. 1.6b RL10 ターボポンプ用ダンパ <sup>[1.13]</sup>

## 1.4 オイルレス機器用ダンパの課題

これまで接触部のエネルギー散逸を利用したダンパは数多く研究開発されてきたが、そこでは実験検証によるところが多く、解析的なダンパの性能把握はあまり行われていない。ほとんどの既存研究では、ダンパの振動エネルギー散逸の要因が摩擦だけと想定しており、その他の接触部の物理現象に着目していないのが実情である。粒状体ダンパについては離散要素法解析<sup>[1.14]</sup>を用いて性能把握した研究も見受けられるが<sup>[1.8]</sup>、粒状体間の接触部の減衰係数は反発係数を用いて算出しており、接触部の物理的現象を正確に把握して決定されたものではない。また、ダンパのみならず、接触部を有する物体の運動を解析する際には、接触部のエネルギー散逸特性を正確に把握する必要があるが、減衰比をパラメータとして変化させて運動に対する影響を把握している研究<sup>[1.15]</sup>や減衰係数を実験的に測定している研究<sup>[1.16-18]</sup>などがあるにとどまり、接触部の物理現象に着目し、論理的に現象を説明している研究はない。

以上の観点から、固体同士の接触部で生じる現象に着目し、接触部のエネルギー散逸の要因およびその寄与度を明らかにすることは、今後さらに接触部のエネルギー散逸を利用したダンパを発展させていくうえで、極めて重要な課題として残っている。またダンパのみならず、その他の接触部を有する機器においても同様である(自動車や転がり軸受などは、物体の運動を非定常で求めることが出来る手法の動力学解析<sup>[1.19]</sup>が活用されており、解析精度を向上出来る)。

次項では、研究の全体像を把握する目的で、まず、特殊環境の1事例としてロケットエンジン・ターボポンプを取り上げ、ダンパに求められる減衰能を把握する。その後、既存研究によって明らかにされている接触部でエネルギー散逸を生じる要因を示し、本研究の取り組むべき課題を明らかにする。

## 1.5 接触式ダンパに求められる性能

### 1.5.1 1自由度系強制振動における必要減衰能力

接触部のエネルギー散逸を検討するうえで、まずダンパに求められるエネルギー散逸量について述べる。本検討では、ダンパの働きが最も求められる、共振時において検討を行う。

まず、接触式ダンパを取り付けていない場合の振動エネルギーを考える<sup>[1.20]</sup>。通常、ダンパを取り付けていない場合、構造体の材料が有する内部摩擦および構造減衰により、わずかに減衰が存在する。本検討では、1自由度のバネ、ダッシュポットおよび質量を有する系を対象とし、正弦加振力  $F_0 \sin \omega t$  が働く場合を考える (Fig.1.7 参照)。

以上のモデルにおいて、定常状態での変位は

$$x = X \sin(\omega t - \varphi) \quad (1.1)$$

で表すことができ、1 サイクル中に加振力によってなされる仕事は、

$$\Delta E = \int_0^T F_0 \sin \omega t \cdot \dot{x} dt = \pi F_0 X \sin \varphi$$

ここで、 $X$  は最大振幅、 $\omega$  は加振角振動数、 $F_0$  は最大加振力である。同様に、減衰力によって散逸されるエネルギーは、

$$\Delta E = \int_0^T \dot{C}x \cdot \dot{x} dt = \pi C \omega X^2 \quad (1.3)$$

で表され、 $C$  は粘性減衰係数である。変位に対する加振力と減衰力の関係を Fig.1.8 に示す。本グラフは横軸が変位であるため、各プロットの面積が加えられた仕事および散逸された仕事である（正規化しているため、見た目の面積は異なる）。共振時におけるこれらのエネルギーが等しいとすると、振幅を求めることが出来る。

$$X = \frac{F_0}{C\omega} = \frac{x_{st}}{2\zeta} \quad (1.4)$$

ここで、 $x_{st} = F_0/k$  は静的に荷重が加わった時の変位、 $k$  は支持バネ剛性、 $\zeta$  は減衰比である。なお、共振時、位相遅れ角  $\varphi$  は  $90^\circ$  であり、 $\sin \varphi$  は 1 であるため、式(1.4)には  $\varphi$  が現れない。一般的な各種構造物の減衰比を Table 1.2 に示す。構造物の設計や状態、試験方法によって減衰比は大きく異なるためあくまで参考であるが、金属製の構造物の場合、内部摩擦および構造減衰による減衰比は平均的に 0.01 程度と考えることは妥当である。ダンパ無しの場合での減衰比を 0.01 と仮定すると、式(1.4)から振幅は  $50 x_{st}$  であり、接触式ダンパを取り付けることで達成したい変位を仮に  $x_{st}$  とすると、ダンパが散逸させるエネルギーは以下の通りとなる。

$$\Delta E_{loss} = \Delta E_{50A_{st}} - \Delta E_{A_{st}} = 49\pi F_0 x_{st} = 49\pi \frac{F_0^2}{k} \quad (1.5)$$

$\Delta E_{50x_{st}}$  はダンパ無しの場合の加振力によってなされる仕事、 $\Delta E_{x_{st}}$  はダンパ有りの場合の加振力によってなされる仕事であり、ダンパが散逸すべきエネルギー量はその差である。

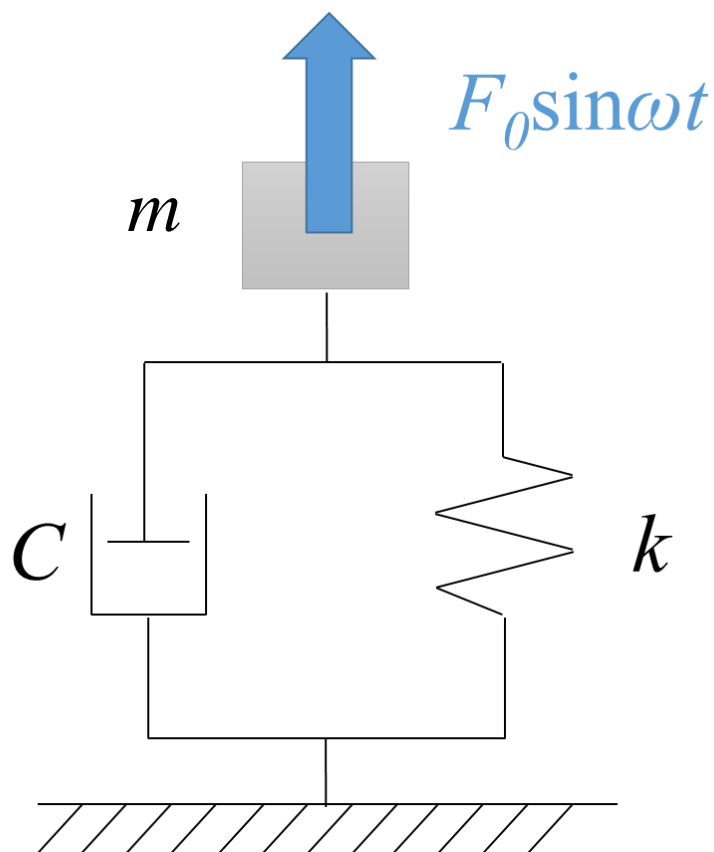


Fig. 1.7 一自由度の減衰を有する強制加振系のモデル

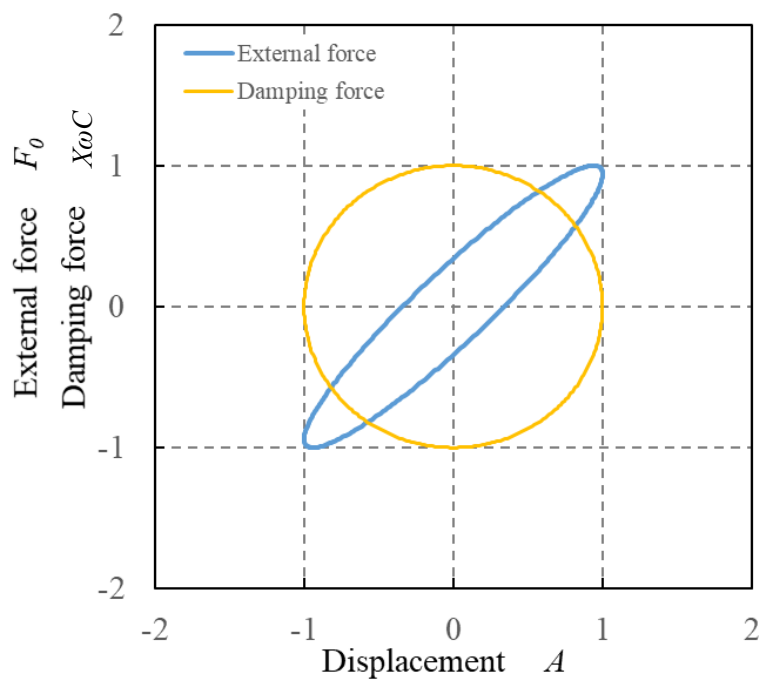


Fig. 1.8 加振力と減衰力( $\varphi = 20^\circ$  での一例)

Table 1.2 各種構造物の減衰比  $\zeta$  [1.21]

構造物の種類	最大値	最小値	平均値
吊り橋	0.084	0.002	0.012
鋼製タワー	0.029	0.002	0.009
熱交換器配管(空気)	0.08	0.002	0.017
アルミ製ハニカム型パネル	0.027	0.013	0.019
黒鉛エポキシ性ハニカム型パネル	0.023	0.005	0.01



## 1.5.2 ロケットエンジン・ターボポンプ用接触型ダンパにおける 1 考察

1.5.1 で示した式をもとに、実際にワイヤーメッシュダンパが用いられているロケットエンジン・ターボポンプで検討する。ターボポンプ(Fig. 1.5a)は弾性体である以上、無限個の共振点を有している。本研究では、ターボポンプの軸振動で問題となることが多い半径方向振動に着目し、また簡便にダンパの基礎特性を把握するため、軸は剛体と仮定、軸の半径方向の 1 自由度にのみ着目して検討することとした。

Fig. 1.5 に示す LE-7 エンジン用液体水素ターボポンプにおいて、軸支持部は軸方向で 2 か所(それぞれ軸受を 2 個、合計 4 個使用)に設けられている。軸支持部 1 か所あたりの等価バネの剛性は約  $8 \times 10^7$  N/m<sup>[1.12]</sup>であり、軸支持部は並列関係にあるため、軸支持全体の等価バネの剛性は  $1.6 \times 10^8$  N/m である。1.5.1 で仮定した様に、ダンパ無しの状態での減衰比を 0.01、その際に生じる軸振動振幅を  $120 \mu\text{m}$ <sup>[1.12]</sup>と仮定すると、 $x_{st}$  は  $2.4 \mu\text{m}$ 、 $F_0$  は 384N となる。式(1.5)に  $F_0$  と  $k$  を代入すると、ダンパが散逸すべきエネルギーは、1 サイクルあたり 0.14J と求まる。通常、接触型ダンパは軸支持部に設けられ(Fig. 1.5 参照)、軸全体で軸支持部は 2 か所あるため、ダンパ 1 つ当たりが散逸すべきエネルギーは 1 サイクルあたり 0.07J である。

減衰を有する系においては、固有振動数は次の式で求めることが出来る。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}(1 - \zeta^2)} \quad (1.6)$$

$m$  は質量である。 $m$  は安達ら<sup>[1.22]</sup>が報告した LE-7 のロータ質量 21.5kg、 $\zeta$  は 0.01 を代入すると、434Hz となる。なお、ダンパを設けた場合、粘性減衰および摩擦減衰の混合減衰系となるが、クーロン摩擦減衰は固有振動数に影響を及ぼさないといわれており<sup>[1.23]</sup>、接触部でのエネルギー散逸を利用するタイプのダンパを取り付けても固有振動数への影響は少ないと考えられる。

## 1.6 接触部で生じるエネルギー散逸の研究の現状

接触部を有する物体の運動を検討する際、一般的に Fig.1.9 の様に、接触面に対して法線方向および接線方向に分解してモデル化されることが多い。剛性は、法線方向は Hertz<sup>[1.24]</sup>が、接線方向は Mindlin<sup>[1.25]</sup>がそれぞれ理論を構築し、特性を明らかにしている。一方で、エネルギー散逸機構については、理論的に特性を求める方法は構築されておらず、現状、試験を行って反発係数から粘性減衰係数を算出するなど、測定するだけにとどまっている。しかし、測定時の条件とダンパ作動時のすべての接触部の条件(表面形状、変位量、速度など)が同じであれば、その測定結果は用いることが出来るが、一致していなければ用いることは出来ない可能性が高い。そもそも、オイルレス機器用ダンパ内部の接触点は無数にあるため、接触条件は同一ではなく、単一の試験結果から接触部で生じるエネルギー散逸量をもとめることは出来ないと考える。物理現象を論理

的に把握し、試験および解析を行うことで、はじめてダンパ内部の様々な接触条件でのエネルギー散逸量を求められるようになる。そのためにも、接触部で生じるエネルギー散逸を生じる物理現象の把握は、大変重要である。

これまでの多くの接触部の既存研究により、エネルギーを散逸する物理現象については明らかにされている。接触部でエネルギー散逸を生じ得る物理現象を次に示す。

- ① 流体粘性（法線方向運動による）
- ② 摩擦（法線および接線方向運動による）
- ③ 材料内部摩擦（法線および接線方向運動による）
- ④ 塑性変形（法線方向運動による）
- ⑤ 凝着（法線方向運動による）

流体粘性は接触する2面間に存在する流体、摩擦は2面間の接線方向の相対変位、材料内部摩擦は材料のひずみ、塑性変形および凝着は2面の接触によりそれぞれエネルギー散逸を生じる (Fig.1.10)。なお、Fig.1.9 に示す一般的な接触部での力学モデルでは、摩擦はエネルギー散逸機構とは別にモデル化されているが、摩擦もエネルギーを散逸する機構であるため、本研究では摩擦もあわせて検討する。これらの要因について、次に既存研究が明らかにした点を示し、本研究が取り組むべき課題を明確にする。

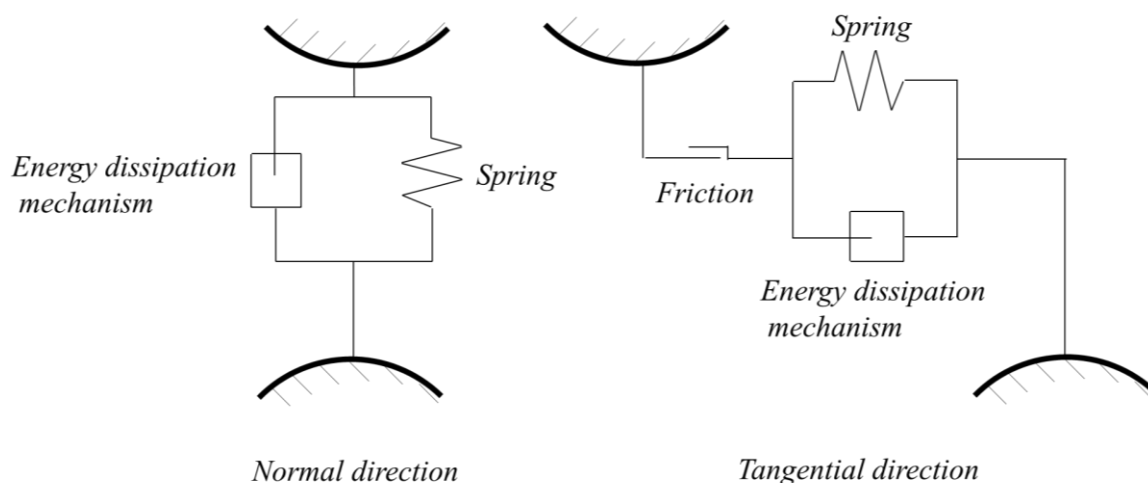


Fig. 1.9 接触部の力学モデル

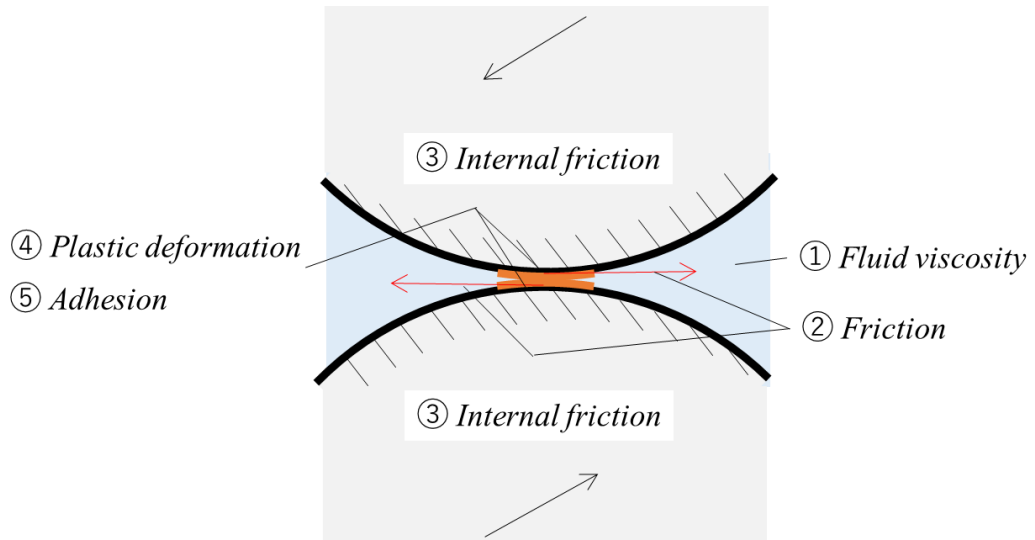


Fig. 1.10 接触部のエネルギー散逸機構

### 1.6.1 流体粘性

向かい合う2面間に流体が存在し、その距離が近くてすきまが形成され、さらに2面が近づいてすきまが減少する場合、流体は接触面外に流出し、流出にともなう粘性抵抗のために圧力が生じる<sup>[1.26]</sup>(Fig.1.11 参照). これをスクイズ(絞り膜)作用といい、流体粘性に起因した、エネルギー散逸機構の1種である. スクイズ作用は Reynolds<sup>[1.27]</sup>方程式から理論的に求めることができる. 同原理を用いているダンパをスクイズフィルムダンパという<sup>[1.28]</sup>. スクイズフィルムダンパの模式図を Fig. 1.12 に示す. スクイズフィルムダンパは転がり軸受で支持されている軸の振動抑制を目的に設けられ、主にジェットエンジン主軸などに用いられている. スクイズフィルムダンパは2つの円筒からなり、その隙間にあらかじめ潤滑油などの流体を流入させておくと、軸振動などによって内側の円筒が振れ回ることによって、連続的にスクイズ作用が働き、粘性抵抗によりエネルギー散逸が生じる.

2面間の隙間の変化さえあればスクイズ作用は働くため、接触式ダンパの接触部においても、周囲に流体さえあれば、粘性抵抗によりエネルギー散逸が生じる. しかし、オイルフリー機器では雰囲気流体が空気、もしくは液体水素などの低粘度流体であるため、粘性抵抗の影響は極めて限定的である. グリースを用いた転がり軸受(転走面-玉間接触部近傍でグリースの流動、玉-保持器間でのスクイズ作用などによりエネルギーが散逸)であっても、その減衰比は0.04以下であり<sup>[1.29]</sup>、粘度が数千分の1である空気、もしくは液体水素では流体粘性の影響は無視できるほど小さい. そのため、オイルフリー機器用ダンパを検討する場合には、流体粘性は考慮する必要はないといえる.

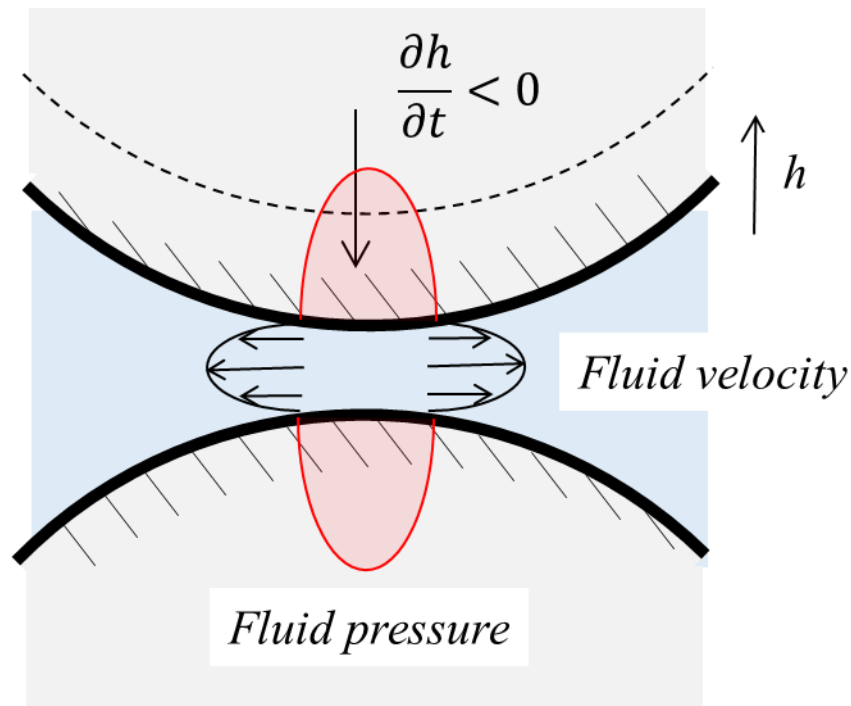


Fig. 1.11 接触部のエネルギー散逸機構

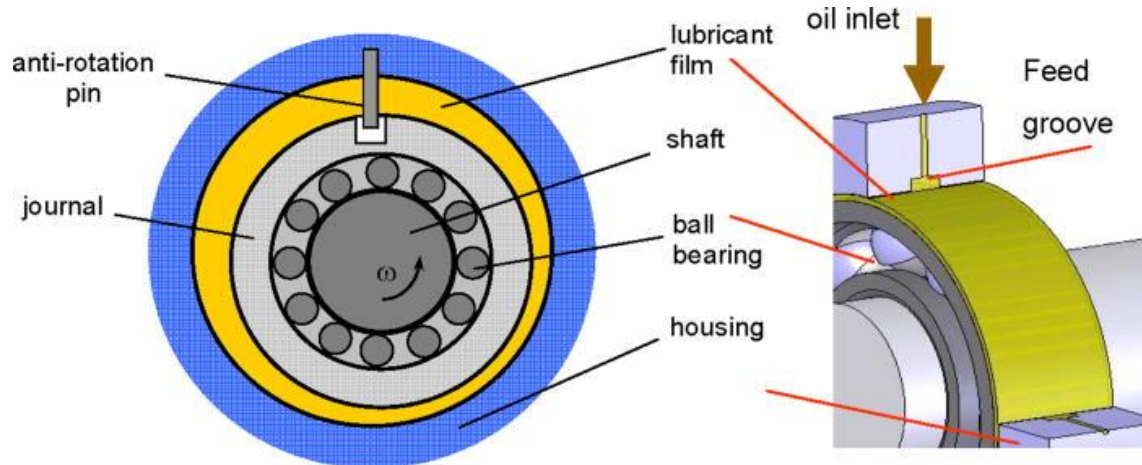


Fig. 1.12 スクイズフィルムダンパ模式図<sup>[1.30]</sup>

## 1.6.2 摩擦

接触式ダンパの中でエネルギー散逸に寄与の大きい要因の 1 つに摩擦があげられる。接線方向に相対運動する 2 面が接触している場合、接触面の接線方向に摩擦力が生じる。摩擦力の向きは接触面が変位する方向に対して反対向きであり、運動エネルギーを散逸する方向に作用する。また、接触する物体の性質によっては法線方向運動でも摩擦が生じるとの報告がある。

摩擦を考慮した接触部の力学特性については数多くの研究がなされており、接触部のエネルギー散逸機構を解明するにあたって、解明すべき課題はない。既存研究によって明らかにされている各種摩擦の形態を以下に示す。

### 1.6.2.1 接線方向運動にともなって生じる摩擦

比較的汚れの少ない固体表面同士の摩擦に対して、Amontons(1699) - Coulomb(1785)の法則として知られている経験則が成立する<sup>[1.31]</sup>。Amontons-Coulomb の法則では摩擦力は接触面に加えられる法線方向荷重に比例するとしており、滑り速度には無関係である。その特性を Fig. 1.13 に示す。 $\mu$  は摩擦係数、 $F_n$  は法線方向荷重、 $F_c$  は摩擦力である。接触部の摩擦によるエネルギー散逸機構をモデル化される場合、ほとんどすべての研究において Amontons-Coulomb の法則が用いられている<sup>[1.32]</sup>。

ただし接触面全域が滑るような大きく接線方向に変位する条件では Amontons-Coulomb の法則は適用できる場合があるが、変位量が微量の場合は、適用することが出来ない。接触部のせん断力が最大許容摩擦力(摩擦係数×法線方向荷重)以下であった場合、表面は弾性変形するだけにとどまり、滑ることはない。変位初期での変位荷重曲線を Fig. 1.14 に示す。点線 A は部分滑り無しの場合、実線 B は部分滑り有りの場合である。部分滑りについてはこの後記すこととし、点線 A および実線 B とともに右肩上がりの傾向を示す<sup>[1.33]</sup>。接線方向剛性によって生じるひずみエネルギーは保存されるため、同じ変位と摩擦力が生じた場合、摩擦によって散逸されるエネルギーは Amontons-Coulomb の摩擦モデルで散逸されるエネルギーよりも小さくなる。

Mindlin は接線方向変位が小さい場合、接触点において部分滑りが生じることを示した<sup>[1.34, 35]</sup>。部分滑りとは、接触点内部において、滑っていない領域と、滑っている領域の両方が存在する状態を示す。Fig. 1.15 に、接触点におけるせん断応力分布の模式図を示す。横軸は接触円の半径方向を示し、縦軸はせん断応力を示す。接触円内部で Amontons-Coulomb の法則が成り立つと仮定し、法線方向応力を  $p$  とすると、せん断応力の最大値は  $\mu p$  となり、Fig. 1.15 では点線にあたる。Fig. 1.15 の B の場合、 $-c < r < c$  の範囲はせん断応力  $q(r)$  が  $\mu p$  以下であるため滑りが生じておらず、 $-a < r < -c$  および  $c < r < a$  の範囲では  $q(r)$  が  $\mu p$  に達しているため、滑りが生じていることを意味する。滑りが生じているため、エネルギー散逸が生じ、部分滑りの範囲内で繰り返し荷重を負荷すると、Fig. 1.16 の様にヒステリシスループを描く。Fig. 1.17 に繰り返し荷重負荷後の接触点の様子を示す。 $\alpha$  は Fig. 1.15 中の  $P_0$  と  $F$  のなす角度を表し、 $P_0$  は一定の法線方向荷重、 $F$  は変動荷重である。どの表面にもフレッティングが認められ、 $\alpha$  が大きい方が損傷も大きい。エネルギー散逸量を Fig. 1.18 に示す。 $P_0$  とに対する  $F$  の割合および  $\alpha$  が大きい方が、エネルギー散逸量が

大きいことを示す。Fig. 1.17 および Fig. 1.18 の結果から、摩擦でエネルギー散逸を生むためには、表面損傷をとまなわざるを得ないといえる。

実際の物体表面の形状は完全な平滑面ではなく、表面粗さを有している。粗さを有した表面の接触解析は、法線方向の接触を対象として、Greenwood ら<sup>[1.36]</sup>が画期的な理論を発表して以来、数多くの研究がなされている。Mindlin の理論では表面粗さの影響は考慮されていないが、近年 Medina らによって粗さを考慮した微小接線方向変位下でのエネルギー散逸量の検討がなされている。Medina らは表面形状を変化させ (Fig. 1.19 参照)、表面形状の違いによるエネルギー散逸量の変化を明らかにした。Medina らは、Fig.1.19a に示すように、粗さ曲線のひずみ度およびとがり度の異なる複数の面に対して、部分滑りとなる接線方向荷重を負荷し、その際に接線方向の運動によって生じるエネルギー散逸量を算出した。なお、ひずみ度 (skewness) は粗さ曲線の三次モーメントで、とがり度 (kurtosis) は四次モーメントである。Fig.1.19b から、ひずみ度およびとがり度が共に大きい方が、エネルギー散逸量が大きい結果となっている。

部分滑りによって生じるエネルギー散逸は、ボルトの結合部やフランジ接合部など、構造減衰を生じる接触部に対して大変重要な現象である。しかし、オイルレス機器用ダンパでは、接触部の接線方向変位量は大きく、それに比べて部分滑りが生じるのは接線方向変位量がごくわずかな範囲だけであるため、部分滑りによって生じるエネルギー散逸の影響は極めて限定的である。

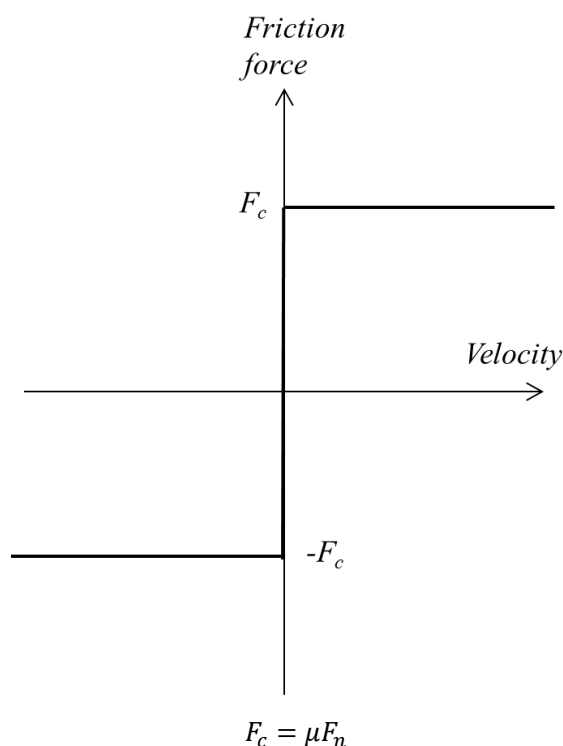
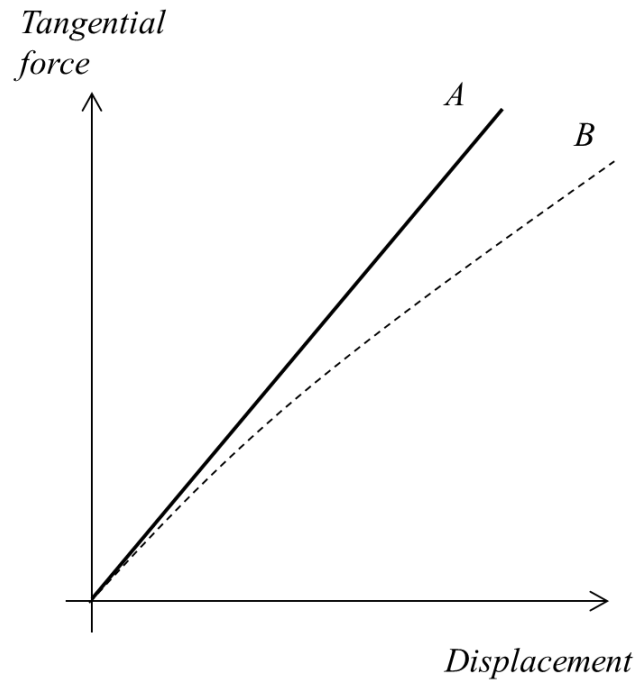


Fig. 1.13 Amontons-Coulomb 摩擦の特性



- A: 部分滑り無し
- B: 部分滑り有り

Fig. 1.14 接触部の接線方向変位荷重曲線

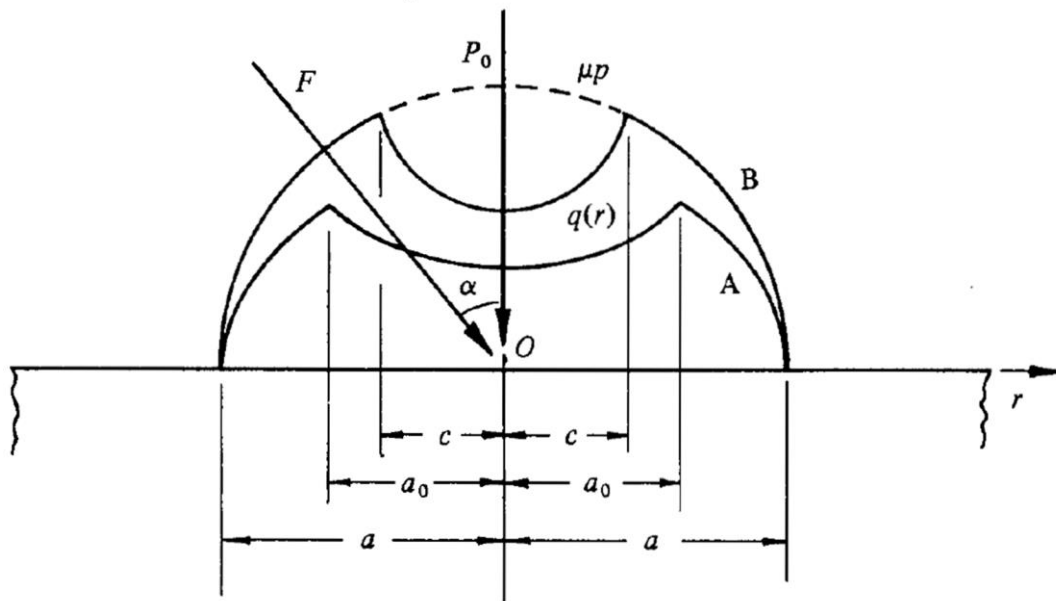


Fig. 1.15 せん断応力分布<sup>[1.33]</sup>



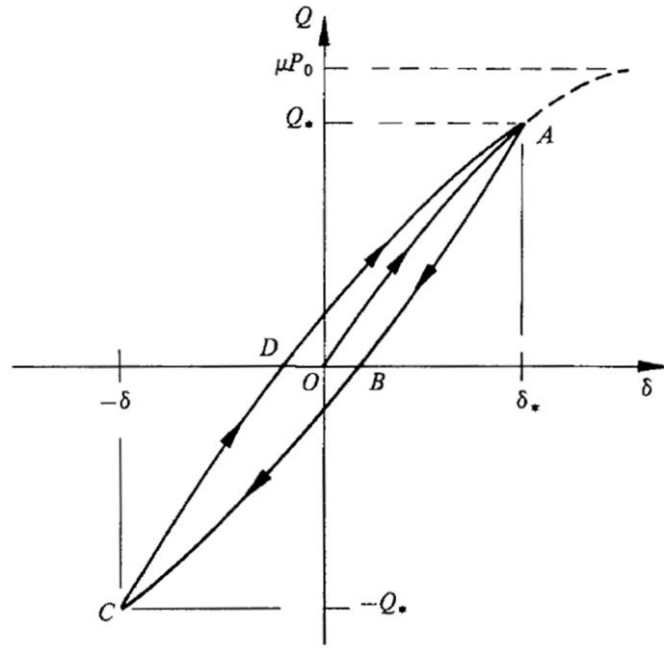


Fig. 1.16 接線方向の変位荷重曲線<sup>[1.33]</sup>

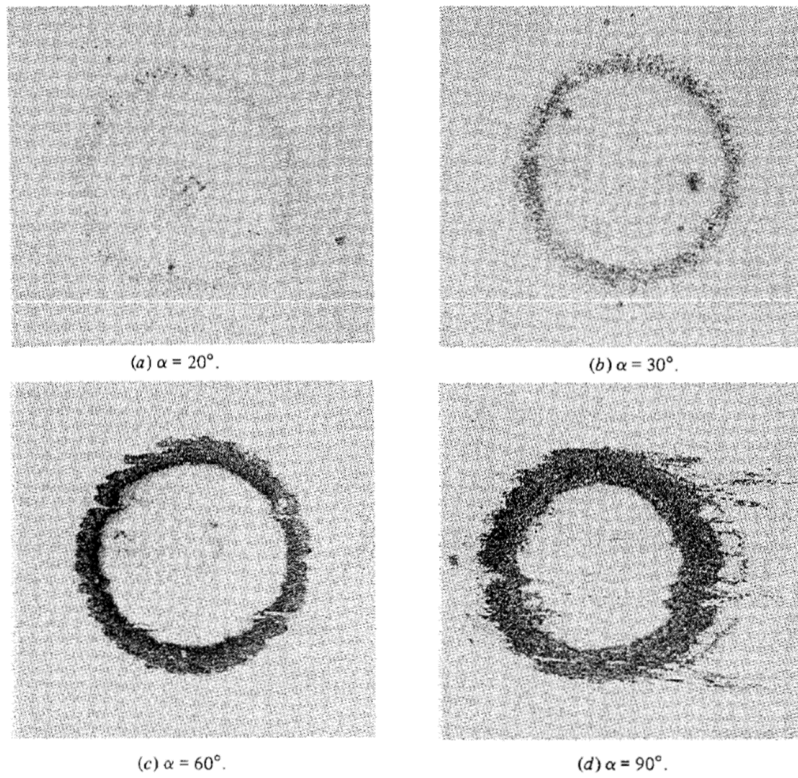


Fig. 1.17 角度  $\alpha$  の向きで繰り返し荷重を加えた後の接触点の状態<sup>[1.33]</sup>

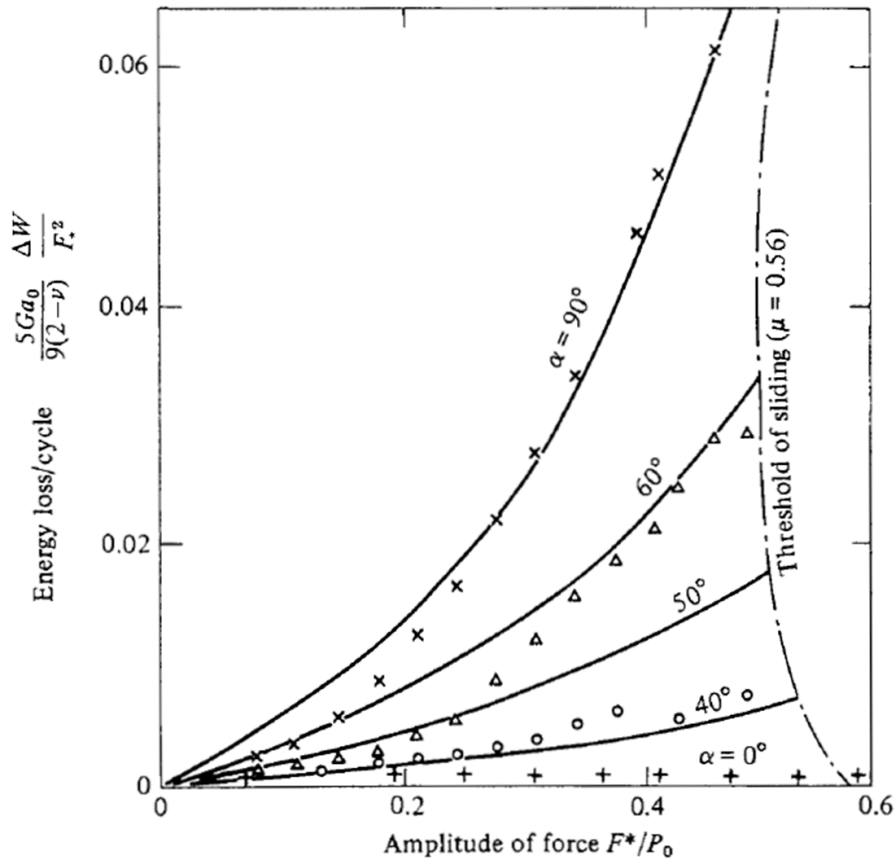


Fig. 1.18 角度  $\alpha$  の向きで繰り返し荷重を加えた後のエネルギー散逸量<sup>[1.33]</sup>

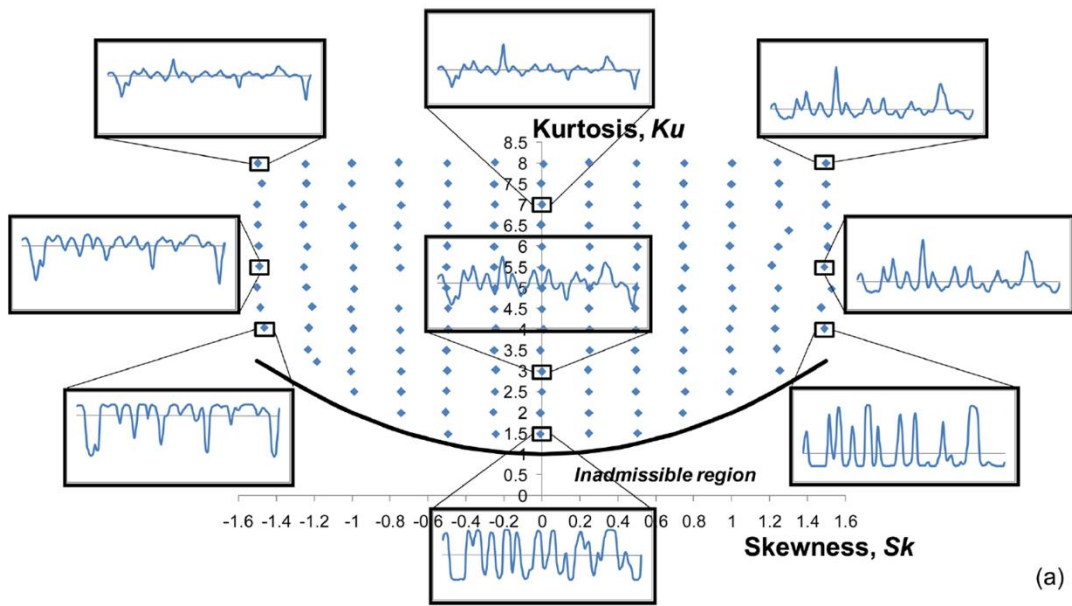


Fig. 1.19a ひずみ度およびとがり度毎の表面形状<sup>[1.37]</sup>

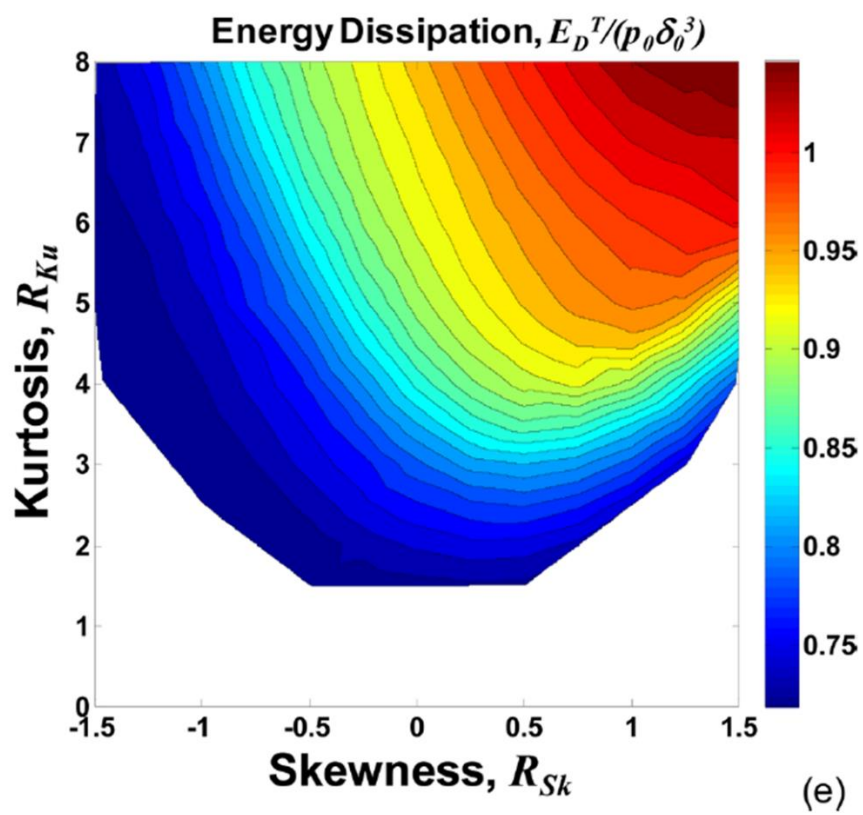


Fig.1.19b ひずみ度およびとがり度毎のエネルギー散逸量<sup>[1.37]</sup>

### 1.6.2.2 法線方向運動によって生じる Spence 滑り

摩擦は、2 面間が接線方向の相対変位を生じた際に発生するが、法線方向変位が生じただけでも摩擦が発生することがある。この摩擦の存在は Spence<sup>[1.38]</sup>によって解析的に明らかにされた。2 面が接触する際、2 面が弾性体と仮定すると、弾性変形が生じ、表面には接触面に対して法線方向および接線方向の変位を生じる。2 面が同じ物質であれば、両面の各接触面内位置における法線方向および接線方向変位量は同じであり、滑りは生じない。しかし、2 面が異なるヤング率およびポアソン比を有する材料の場合、法線方向および接線方向変位が異なるため、滑りが発生する(以後、Spence 滑りという)。Kalker らが構築した数値解析手法をもとに<sup>[1.39]</sup>、Spence 滑りの発生を確認した結果を Fig. 1.20 および Fig. 1.21 に示す。Fig. 1.20 は接触面内のせん断応力の方向と大きさ接触を示し、Fig. 1.21 は  $y=0\text{mm}$  の位置におけるせん断応力の分布を表す。部分滑りの検討と同様に、接触面内で Amontons-Coulomb の法則が成り立つと仮定すると、最大せん断応力は法線方向応力と摩擦係数の積となる (Fig. 1.21 では青の点線)。せん断応力が最大せん断応力に達していない領域 ( $x < 1.6\text{mm}$ ) では滑りは生じておらず、 $1.6\text{mm} < x < 3.5\text{mm}$  の領域では滑りが生じている。本解析は一方が剛体、もう一方の横弾性係数が  $0.5\text{MPa}$  と極めて変位量に差が出る条件であり、金属同士の接触など、横弾性係数が近い物質同士の接触では、ほとんど滑りが生じない。

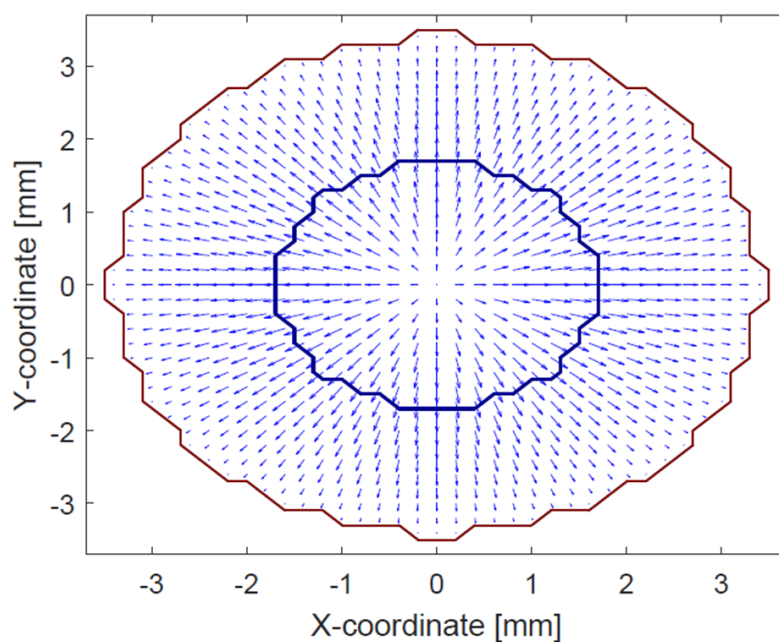


Fig. 1.20 接触面内のせん断応力の方向と大きさ<sup>[1.39]</sup>

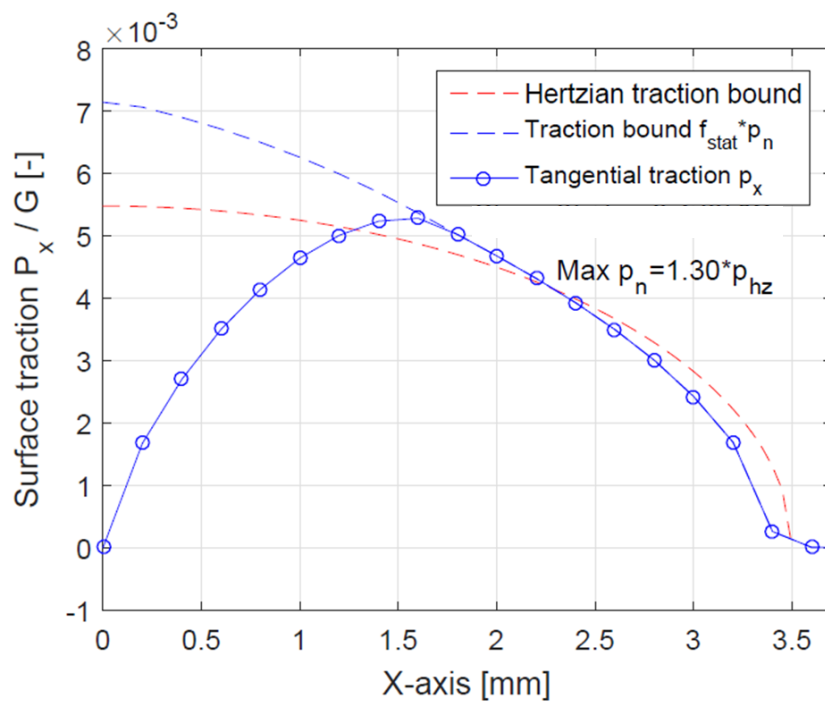


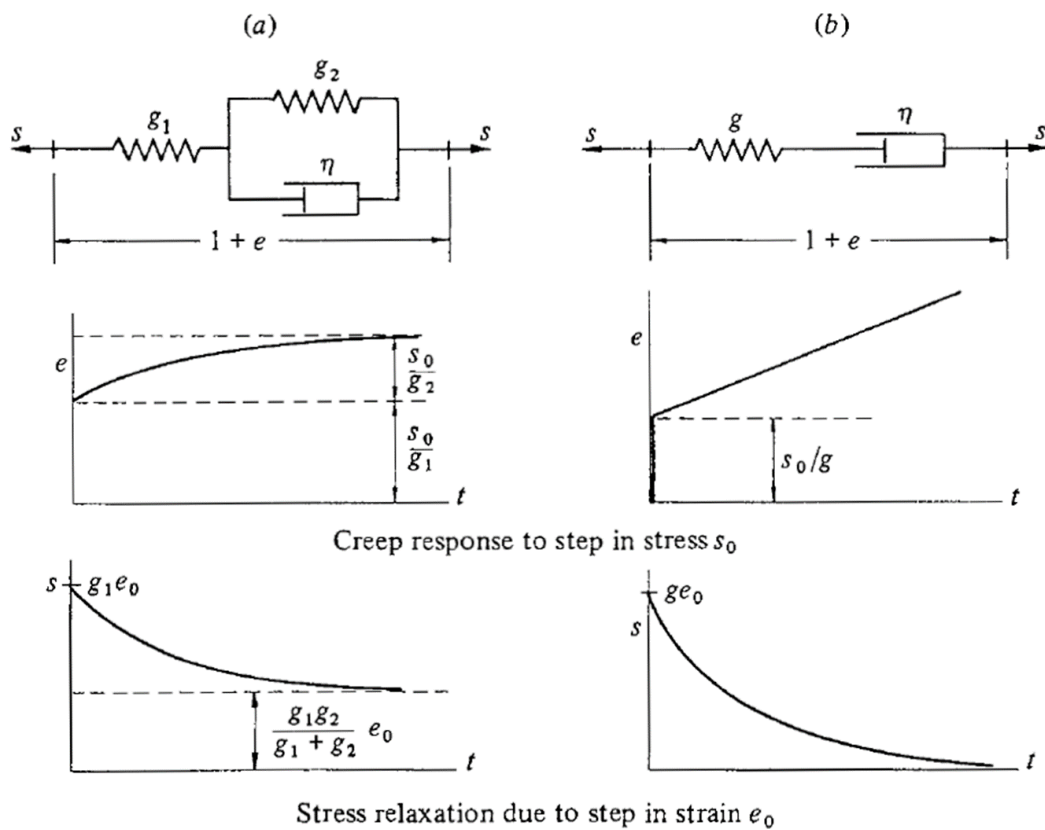
Fig. 1.21 x 方向におけるせん断応力の分布 <sup>[1.39]</sup>

### 1.6.3 材料内部摩擦

多くの物質は、応力またはひずみの応答に時間依存性を有しており、このような物質のことを粘弾性体と呼ぶ。その粘性の原因を材料内部摩擦といい、金属などの場合は転位や介在物などの存在によって生じる。粘弾性体のモデルにはいくつかあり、その中から代表的な2つのモデル、および粘弾性体に対して一定の応力を負荷した際の、ひずみの挙動を Fig. 1.22 に示す。瞬間的に応力の変化を加えても、ひずみは定常状態にならず、時間をかけてある直線に漸近していく。モデル(a)の弾性率  $g_1$  が無限の場合は voigt モデルで、(b)が Maxwell モデルである。金属などの場合は、一定応力を負荷した場合、ひずみは一定値に収束するため、モデル(a)が適切である。

一方、Fig. 1.22 から分かるように、各モデル中には粘性係数が含まれており、固体の粘性係数を実測するのは容易ではない。代わりに方法として、粘弾性体を振動させて減衰係数を取得し、粘性係数に換算する方法がある(Fig.1.23 参照)。

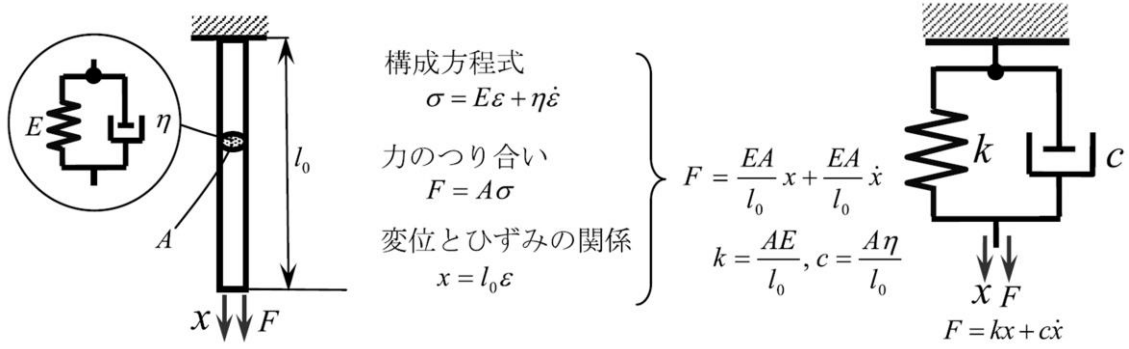
流体を介さない固体同士の接触の力学モデルはすでに定式化されており、粘性係数さえ得られれば、エネルギー散逸量を求めることができる。



(a) 遅延型弾性モデル

(b) Maxwell モデル

Fig. 1.22 粘弾性体モデル <sup>[1.40]</sup>



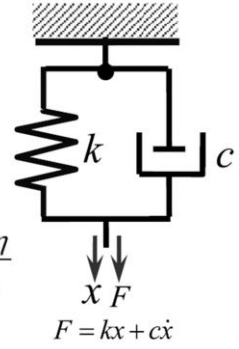
構成方程式  
 $\sigma = E\varepsilon + \eta\dot{\varepsilon}$

力のつり合い  
 $F = A\sigma$

変位とひずみの関係  
 $x = l_0\varepsilon$

$$F = \frac{EA}{l_0}x + \frac{EA}{l_0}\dot{x}$$

$$k = \frac{EA}{l_0}, c = \frac{A\eta}{l_0}$$



$$\eta = 2\zeta\sqrt{mk}\left(\frac{l_0}{A}\right)$$

$\zeta$  : 減衰比

Fig. 1.23 Voigt モデルとゴム紐の力学モデル <sup>[1.41]</sup>

#### 1.6.4 表面突起の塑性変形

実在する表面には必ず凹凸があり、それを粗さという。このような2つの面を接触させると、実際に接触している面積は見かけの接触面積に比べて極めて小さいことが普通である (Fig. 1.24 参照)。実際に接触している面を真実接触面といい、巨視的に見て塑性変形が生じていない場合であっても、極めて小さい面積に荷重が負荷されるため、突起の先端では塑性変形が生じる。この塑性変形によってエネルギー散逸が生じる (なお、接触部全域で塑性変形が生じる条件でもエネルギー散逸は当然生じるが、通常そのような条件で機械設計を行うことはないので、対象外とする)。

Greenwood ら<sup>[1.36]</sup>によって弾性変形領域内での粗面の接触解析が行われて以降、Chang<sup>[1.42]</sup>ら、塚田ら<sup>[1.43]</sup>、久門<sup>[1.44]</sup>、Kadin<sup>[1.45]</sup>らなどにより表面突起部の塑性変形に着目した研究が多く行われてきた。その多くが Greenwood と同様の考え方に加え、突起の塑性変形をモデル化し、表面突起の塑性変形を考慮した解析を行えるようにした。以下に Greenwood らの理論の仮定、および Fig. 1.25 に粗面の接触モデルを示す。

1. 粗面は等方性を有する
2. 突起先端の形状は球面で、変形は Hertz 理論に従う
3. 各突起先端の曲率半径は同一である
4. 突起高さは正規分布に従う
5. 各突起は十分離れており、お互いに干渉することはない
6. 母材は変形せず、突起の先端だけが変形する

後に Greenwood と Tripp は 6 番目の仮定をなくし、粗面を形成する巨視的な球面の弾性変形を考慮出来る理論を構築した<sup>[1.46]</sup>。突起の塑性変形を考慮するためには、2 番の仮定の代わりに、塑性変形を考慮出来るモデルを組み込むことになる。これらの理論を活用することで、粗面を有する巨視的に弾性体の接触におけるエネルギー散逸を検討することが出来る。

繰り返し荷重を受ける場合、塑性変形は繰り返し生じることがある。物体の一部が降伏点もしくは耐力を超えて変形する場合、残留応力の発生、材料の加工硬化、および接触部の曲率増大などにより、次に同じ荷重を加えても、塑性変形が生じなくなることをシェイクダウンするといい、そのしきい値をシェイクダウン限界という (Fig. 1.26 参照)<sup>[1.47]</sup>。Fig. 1.27 にシェイクダウンとラチェッティングの模式図を示す。本図は応力ひずみ曲線を示しており、ある振幅の応力を負荷した際のひずみの挙動を示す。材料内部で応力が弾性限界以下であれば塑性変形は生じない。シェイクダウンのなかでも 2 種類あり、複数回負荷を加え、定常的に弾性変形となる範囲を弾性シェイクダウン限界といい、塑性変形となる範囲を塑性シェイクダウン限界という (ただし、ひずみの増加はない)。さらに応力を大きくすると、定常的にひずみが増加しながら、塑性変形を繰り返す状態となり、これをラチェッティングという。弾性シェイクダウンすれば、繰り返し塑性変形が生じないため、エネルギー散逸は継続して発生しないが、塑性シェイクダウンおよびラチェッティングすれば、同じ荷



重を繰り返し負荷しても、継続してエネルギーを散逸し続けることとなる。Fig.1.28 に弾性限界およびシェイクダウン限界を示す。横軸は接線力係数を表し、縦軸は無次元化した接触面圧である。ここで  $k$  はせん断降伏応力を表し、単軸引張試験での降伏応力の半分の値である。接線方向力が働かない場合、シェイクダウン限界は  $4k$  である。

オイルレス機器用ダンパの接触部では、運転時は常に摩擦が生じて粗面が形成されるため、突起先端の塑性シェイクダウンおよびラチェティングによるエネルギー散逸を無視することは出来ない。シェイクダウンおよびラチェティングについて述べている研究は多くあるが、粗面全体の突起の塑性シェイクダウンおよびラチェティングによって生じるエネルギー散逸量を定量的に把握した研究はない<sup>[1,48-52]</sup>。そのため、オイルレス機器用ダンパのエネルギー散逸機構を解明するためには、塑性シェイクダウンおよびラチェティングによって生じるエネルギー散逸量の定量的な把握、および論理的な解明が必要である。

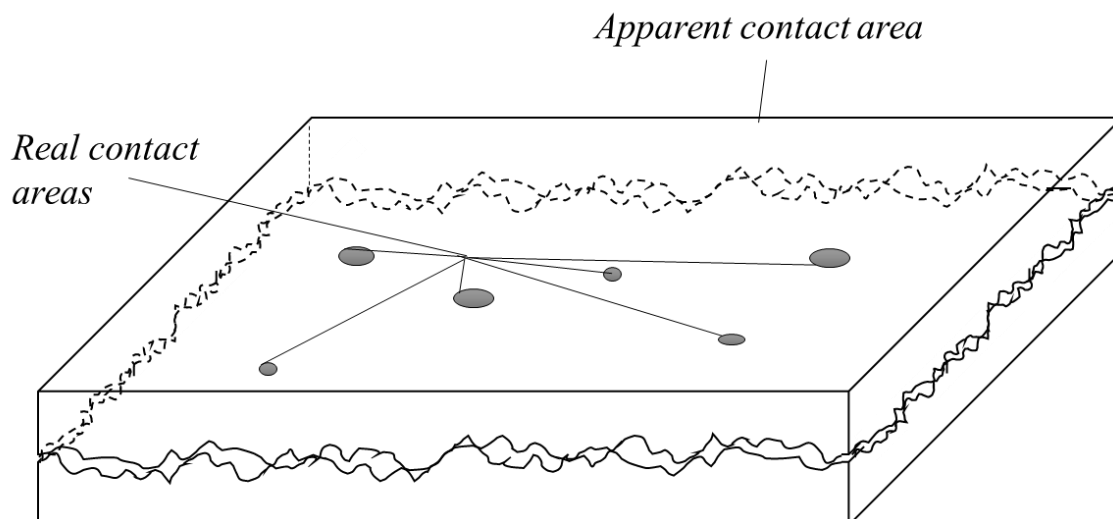


Fig. 1.24 真実接触面積

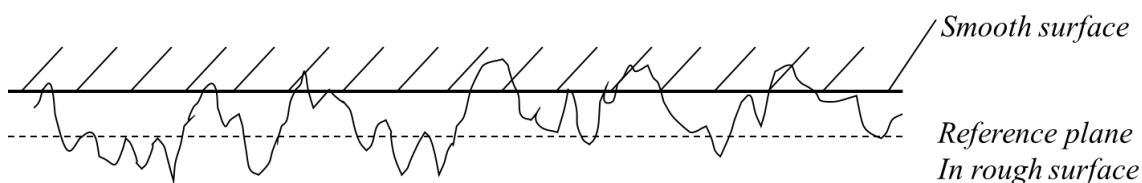


Fig. 1.25 粗面の接触モデル

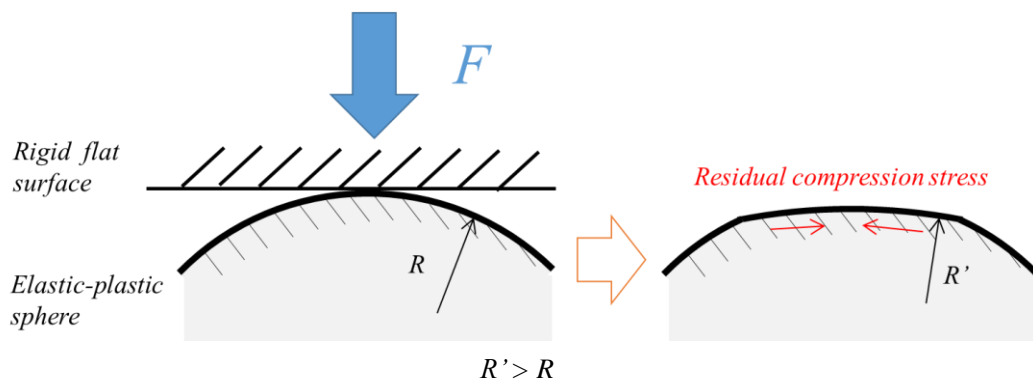


Fig. 1.26 シェイクダウンする機構

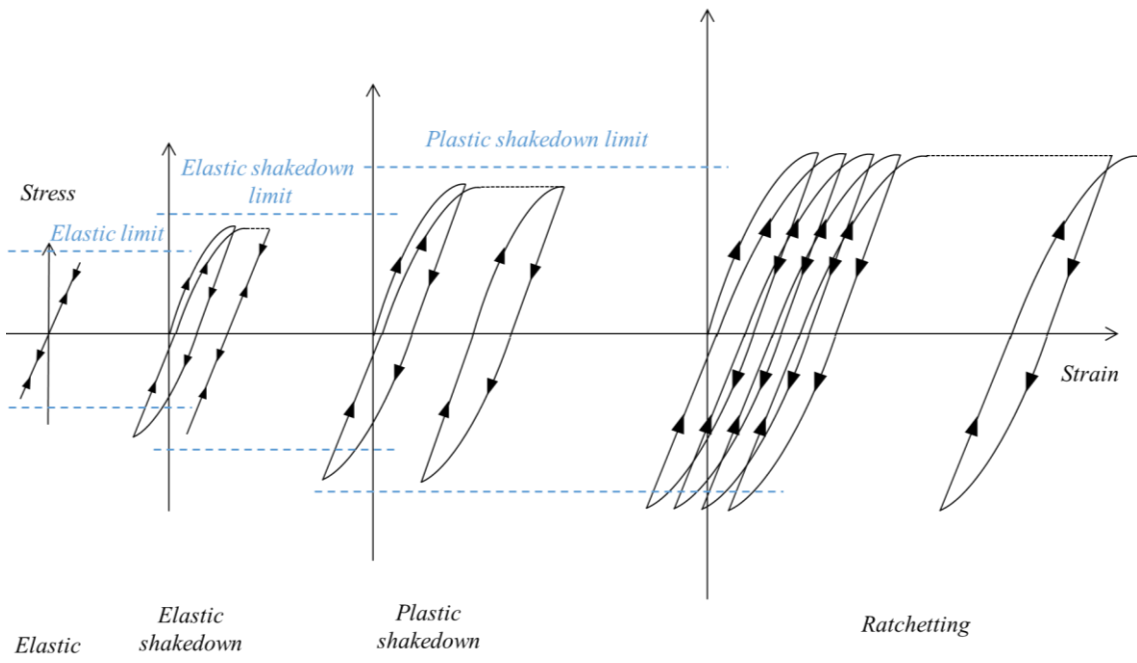
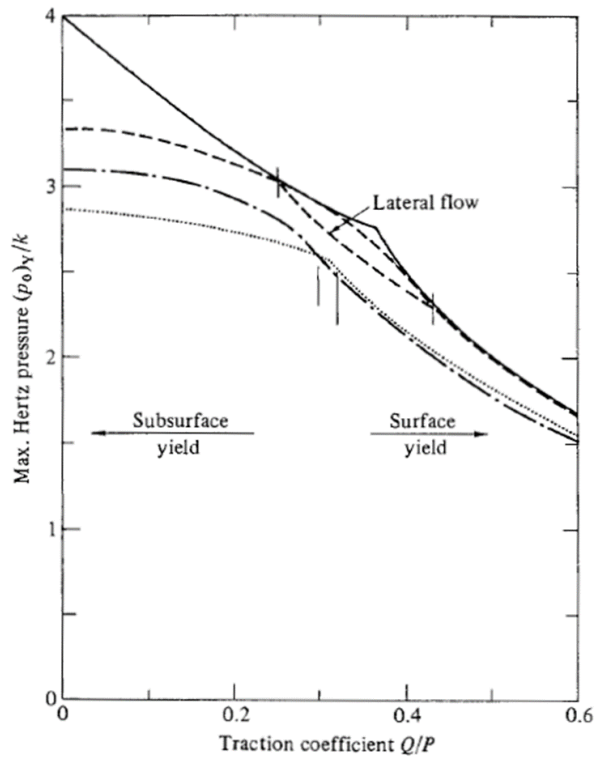


Fig. 1.27 シェイクダウンとラチェッティング



実線:シェイクダウン限界

破線:Tresca の条件の弾性限界

点線:Mises の条件の弾性限界

Fig. 1.28 弾性およびシェイクダウン限界 <sup>[1.47]</sup>

### 1.6.5 凝着

金属表面は一般的には, Fig.1.29 に示すように, 酸化膜をはじめ種々の物質が化学結合もしくは付着しており, 金属素地が現れていることはない. 加工により, 新生面は形成されるが, 加工によって生じた加工変質により, 転位などの欠陥および残留応力などで化学的に不安定になり, 空気などの雰囲気とすぐに反応し, 素地は再び酸化膜などで覆われる. しかし, 真空中, ヘリウムガスなどの不活性ガス, および液体水素などの雰囲気中で摩擦が生じた場合, 新生面が維持される可能性がある. 新生面は, 再表面の原子が他の原子と結合していないため, 表面のエネルギーが高い状態である. これらの面が接触すると, 表面同士が容易に結合し, 分離するためには, 式 (1.7) に示す凝着仕事が必要となる (Fig. 1.30 参照).

$$W = \gamma_A + \gamma_B - \gamma_{AB} \quad (1.7)$$

$w$  は凝着仕事であり 2 面を引き離すために必要な仕事,  $\gamma_A$  および  $\gamma_B$  は 2 面が接触していない状態でのそれぞれの面が有する表面自由エネルギー,  $\gamma_{AB}$  は 2 面が接触している状態での表面 A および B が有する表面自由エネルギーである.

曲率半径を有する接触部の凝着に関する理論は, Johnson らが JKR 理論を<sup>[1.53]</sup>, Derjaguin らが DMT 理論を<sup>[1.54]</sup>構築するなど, 古くから活発に研究がなされている. 各分子間力を考慮したモデル毎に変位荷重曲線が大きく異なっていたが (Fig. 1.31 参照), Johnson ら<sup>[1.55]</sup>は Tabor<sup>[1.56]</sup>が示した以下のパラメータ  $\mu_T$  により, 各理論の適用が妥当な領域を示し, この図を Adhesion map という (Fig. 1.32 参照).

$$\mu_T = \left( \frac{RW^2}{E^* z_0^3} \right)^{1/3} \quad (1.8)$$

$R = [1/R_1 + 1/R_2]$  は等価曲率半径を表し,  $R_1$  および  $R_2$  は 2 面の曲率半径,  $w$  は凝着仕事,  $E^* = [(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2]^{-1}$  は等価ヤング率を表し,  $E_1, \nu_1, E_2, \nu_2$  は 2 面のヤング率およびポアソン比,  $z_0$  は平衡分離距離である.  $\mu_T$  は Pull-off 時に 2 面間に生じる弾性変形量と, 分子間力の有効距離の割合を意味しており,  $\mu_T$  が大きいほど, 2 面は変形しやすく, 分子間力の影響が大きい領域であるといえる.

Greenwood は凝着を考慮した接触解析を数値解析的に行い,  $\mu$  が 1 以上の時, ヒステリシスループを描き, エネルギー散逸が生じることを示した<sup>[1.57]</sup>. Fig. 1-25 に  $\mu=2$  の場合のヒステリシスループを示す.  $B' \rightarrow C \rightarrow E \rightarrow E' \rightarrow D \rightarrow B \rightarrow B'$  が 2 面を固定する構造の剛性が無限の場合,  $D' \rightarrow B' \rightarrow C \rightarrow C' \rightarrow A \rightarrow D \rightarrow D'$  がある有限の支持剛性を有する場合である. 有限の剛性を有する場合の方が, ヒステリシスループ内の面積が広く, 散逸エネルギーが大きいことが分かる.

凝着が影響を有するのは, 原子間力顕微鏡のプローブの先端や, MEMS などの  $\mu$  m オーダ

一での接触にのみと一般には考えられている。粗面に対する凝着の影響は Chang <sup>[1.59]</sup>や Kesari <sup>[1.60]</sup>などが解析的に検討を行っているが、粗面を有するマクロなサイズの球面(mm オーダー)に対する凝着がエネルギー散逸におよぼす影響は、実験的に確認されていない。特にオイルレス機器用ダンパは、真空中および液体水素中などの新生面が形成されて維持されやすい環境で使用されることが多いため、凝着仕事の影響有無把握は重要な課題であるといえる。

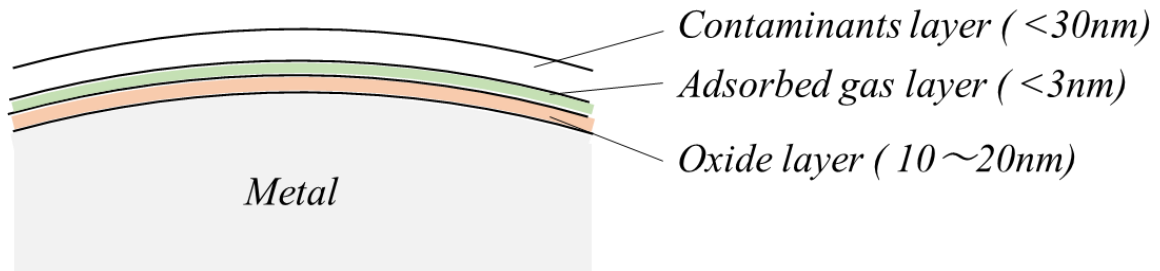


Fig. 1.29 金属の表面層の構成

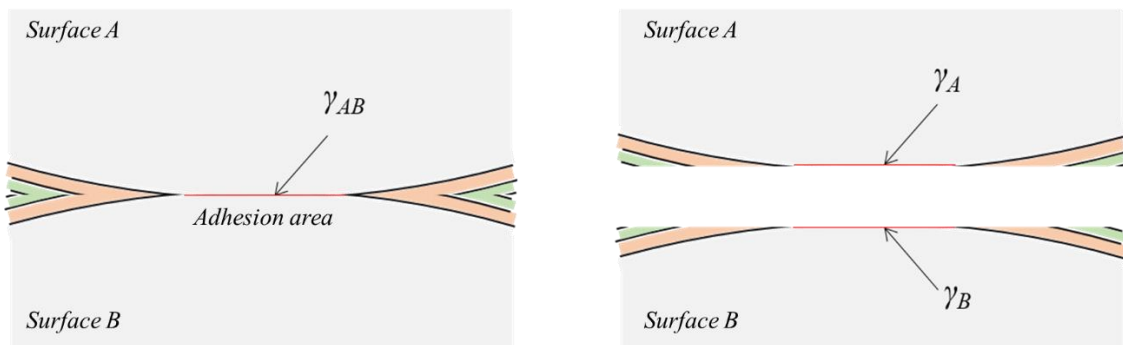
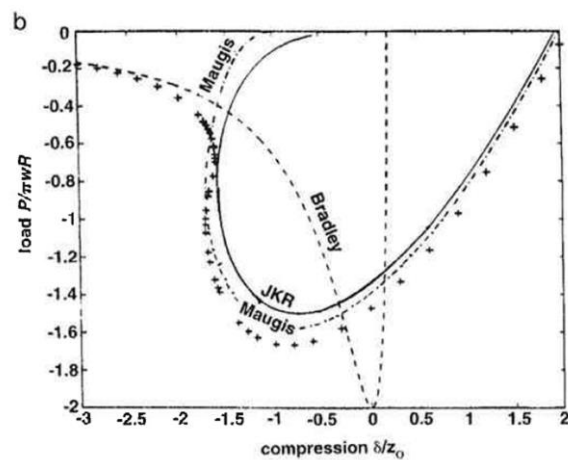


Fig. 1.30 凝着仕事



+ : Greenwood の数値解析結果 <sup>[1.57]</sup>

Fig. 1.31 各モデルの変位-荷重曲線 <sup>[1.55]</sup>

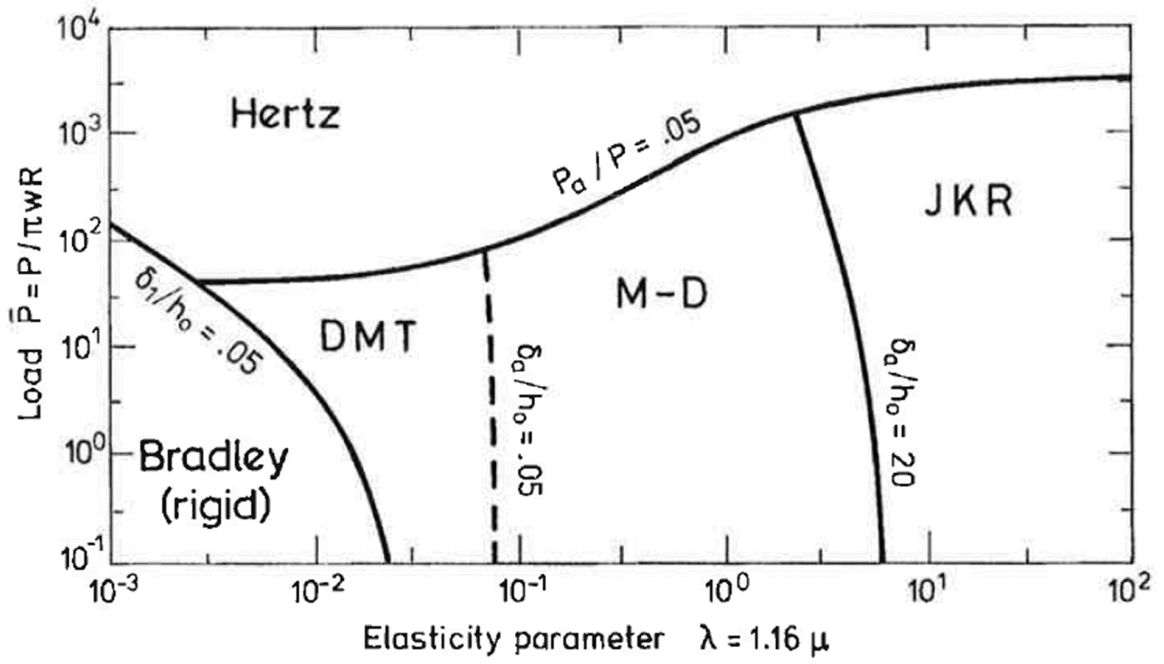


Fig. 1.32 Adhesion map<sup>[1.55]</sup>

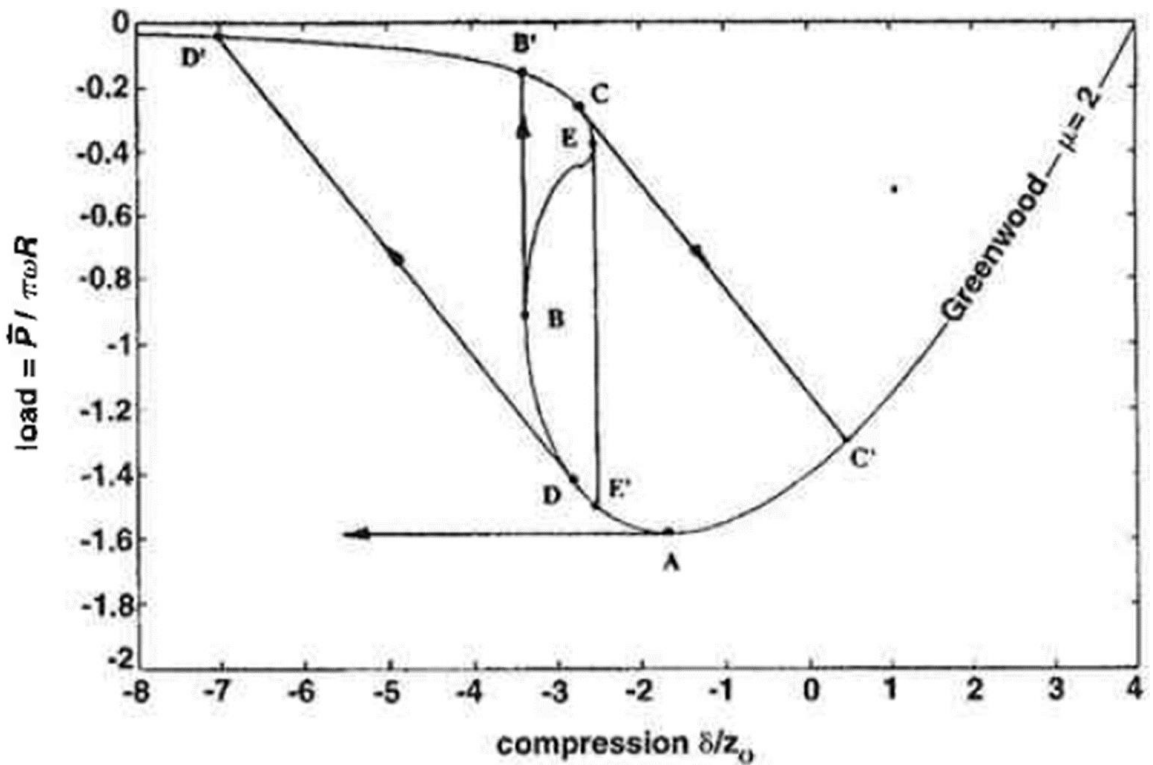


Fig. 1.33 ヒステリシスループ<sup>[1.58]</sup>

### 1.6.6 接触部に生じるエネルギー散逸の研究の到達点

これまで述べた通り、接触部のエネルギー散逸機構に着目した研究はわずかしかない。以上のほかに、Shiら<sup>[1.61-62]</sup>は実験的に接触部に法線方向の負荷を加え、法線方向の減衰特性を明らかにしている。しかし、本項が示したようにエネルギー散逸を及ぼす要因は複数あり、Shiらはそれらの寄与度を示しておらず、接触部におけるエネルギー散逸を俯瞰してまとめた研究は見当たらない。

本項で示した接触部のエネルギー散逸に関する既存研究の調査結果と、オイルレス機器用ダンパの減衰機能への寄与の有無を表 1.3 にまとめる。表 1.3 から、オイルレス機器用ダンパの減衰機能を明らかにするには、表面突起の塑性変形および凝着が接触部のエネルギー散逸に及ぼす影響を定量的に把握する必要があることが分かる。

表 1.3 既存研究の調査結果とオイルレス機器用ダンパの減衰機能への寄与有無

現象	エネルギー散逸特性を明らかにした既存研究	寄与		本論文で説明した章
		有無	理由	
流体粘性	あり	無	粘度の高い流体が存在しないため	1.6.1
摩擦	あり	有	接触部の接線方向変位量が大きい	1.6.2
材料内部摩擦	あり(理論式のみ)	有	接触部が変形するため	1.6.3
表面突起の塑性変形	なし	不明	—	1.6.4
凝着	なし	不明	—	1.6.5

### 1.7 本研究の目的と論文構成

本研究の目的は、オイルレス機器用ダンパの減衰機能を解析的に設計出来るようにするため、接触部において生じるエネルギー散逸発生の原因を解明し、解析的にエネルギー散逸量を求められる手法を構築することである。そのなかで、接触部においてエネルギー散逸を生じる要因のうち、特に研究の進んでいない粗面突起のシェイクダウン限界を超えた際に生じる塑性変形および凝着起因のエネルギー散逸を、実験および数値解析により検証する。同要因によるエネルギー散逸の計算手法の構築を重点的に行い、各要因が生じるエネルギー散逸量、およびその割合を明らかにする。

本論文は全7章から成っている。第1章は序論として、接触式ダンパに求められる性能、接触部に生じるエネルギー散逸の研究の現状、および課題について述べた。

第2章では、実験により粗面を法線方向に接触させ、突起先端がシェイクダウン限界を超えた

際に塑性変形および凝着で生じるエネルギー散逸量を検討する。

第 3 章は、実験により粗面を法線方向に接触させながらせん断力を加え、摩擦をともなう条件下での、摩擦および突起先端の塑性変形で生じるエネルギー散逸量の比率を検討する。

第 4 章では、各エネルギー散逸要因の解析モデルの詳細を述べ、実験結果との比較検証を行う。

第 5 章では、様々な条件で算出した接触部におけるエネルギー散逸量、および各要因の寄与度を明らかにする。

第 6 章では、残った課題を示す。

第 7 章は、本研究の結言であり、接触部におけるエネルギー散逸について、本研究によって得られた知見をまとめる。



## 1.8 参考文献

- [1.1] <https://ja.wikipedia.org/wiki/%E3%82%BF%E3%82%B3%E3%83%9E%E3%83%8A%E3%83%AD%E3%83%BC%E3%82%BA%E6%A9%8B>
- [1.2] <http://www.sozogaku.com/fkd/cf/CA0000602.html>
- [1.3] <http://www.sozogaku.com/fkd/cf/CA0000601.html>
- [1.4] 宇宙開発委員会技術評価部会, “H- II ロケット 8 号機打ち上げ失敗の原因究明及び今後の対策について” 平成 12 年 5 月 18 日.
- [1.5] <http://www.nuem.nagoya-u.ac.jp/inouelab/research/research.html>
- [1.6] 株式会社 ブリジストン, “防振ゴム 標準品カタログ” 2015 年 10 月.
- [1.7] Ertas, B. H., Luo, H., Hallman, D., “Dynamic Characteristics of Shape Memory Alloy Metal Mesh Dampers,” AIAA 2009-2521, 2009.
- [1.8] 佐伯, “粒状体衝撃ダンパの制振効果,” 日本機械学会 D&D Conference 2001, No.01-5.
- [1.9] 野上, 高橋, 佐伯, “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), 77, 783, 2011-11.
- [1.10] 井上, 横道, 平木, “垂直振動をうける粒子ダンパの近似解法,” 日本機械学会論文集(C編), 78, 793, 2012-9.
- [1.11] 井上, 横道, 平木, “近似解法による垂直振動用粒子ダンパの設計,” 日本機械学会論文集(C編), 79, 801, 2013-5.
- [1.12] 岡安, 太田, 尾池, 藤田, “LE-7 用液水ターボポンプ 軸系振動問題と対策,” ターボ機械, 26, 8 (1998) 456-462.
- [1.13] [Rachuk] [V].[S], [Dmitrenko] [A].[I]., Buser, M., Minick, A., “Single Shaft Turbopump Expands Capabilities of Upper Stage Liquid Propulsion,” AIAA2008-4946.
- [1.14] Cundall, P. A., Strack, O. D. L., “A Discrete Numerical Model for Granular Assemblies,” *Geotechnique*, 29, 1 (1979) 47-65.
- [1.15] 飯田, 小野, “一自由度コンタクトスライダの接触力に及ぼすスライダ質量, 接触剛性および接触減衰の影響,” 日本機械学会論文集(C編), 64, 624, 1998-8.
- [1.16] 小野, 大原, 山浦, “球スライダの静止磁気ディスク衝突時における接触剛性と接触減衰の同定,” 日本機械学会論文集(C編), 71, 701, 2005-1.
- [1.17] 吉村, 深野, “工作機械結合部のばね剛性と減衰係数の同定,” 精密機械, 45, 12, 16-22.
- [1.18] 長谷川, 河野, 山路, 松原, “接触部の減衰特性に関する研究,” 精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2015) 365-366.
- [1.19] 葉山, “ADAMS による DOJ の内部力解析,” *NTN TECHNICAL REVIEW*, 69 (2001) 97-102.
- [1.20] 入江, “機械振動学通論 第 2 版,” 朝倉書店.
- [1.21] 日本機械学会, “振動のダンピング技術,” 養賢堂, (1998) 22.
- [1.22] 安達, 内海, 井上, “ターボポンプの形態設計のための線形振動モデリング,” ターボ機械,

- 40, 7(2012)49-56.
- [1.23] 日本機械学会, “振動のダンピング技術,” 養賢堂, (1998) 21.
- [1.24] Hertz, H., “On the contact of elastic solids,” *J. Reine Angewandte Math.*, 92, (1881) 156-171.
- [1.25] Mindlin, R. D., “Compliance of elastic bodies in contact,” *Trans. ASME, Series E, Journal of Applied mechanics*, 16, (1949) 259.
- [1.26] 山本, 兼田, “トライボロジー,” 理工学社, (1998) 74.
- [1.27] Reynolds, O., “On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower’s Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil,” *Phil. Trans. R. Soc. Lond.*, 177, (1886) 157-234.
- [1.28] Vance, J. M., “Rotordynamics of Turbomachinery,” John Wiley & Sons, (1988)236.
- [1.29] 三弓, 澤井, 清水, 青野, “深溝玉軸受を介した振動伝達における減衰性能,” 日本機械学会論文集(C編), 58, 556, 1992-12.
- [1.30] Andrés, L. S., “Damping and Inertia Coefficients for Two Open Ends Squeeze Film Dampers With a Central Groove: Measurements and Predictions,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, 134, 10, (2012) 102506.
- [1.31] 山本, 兼田, “トライボロジー,” 理工学社, (1998) 39.
- [1.32] 日本機械学会, “振動のダンピング技術,” 養賢堂, (1998) 15.
- [1.33] Johnson, K. L., “Contact mechanics,” Cambridge University Press, (1985) 217-229.
- [1.34] Mindlin, R. D., “Compliance of elastic bodies in contact,” *Trans. ASME, Series E, Journal of Applied mechanics*, 16, (1949) 259.
- [1.35] Mindlin, R. D., Deresiewicz, H., “Elastic spheres in contact under varying oblique forces,” *Trans. ASME, Series E, Journal of Applied mechanics*, 20, (1953) 327.
- [1.36] Greenwood, J. A., Williamson, J. B. P., “Contact of Nominally Flat Surfaces,” *Proc. R. Soc. London Ser. A –Math. Phys. Sci.*, 295, 1442 (1966) 300-319.
- [1.37] Medina, S., Oliver, A. V., Dini, D., “The Influence of Surface Topography on Energy Dissipation and Compliance in Tangentially Loaded Elastic Contacts,” *J. Tribol. -Trans. ASME*, 134, 1 (2012) 011401.
- [1.38] Spence, D. A., “The Hertz problem with finite friction,” *J. Elasticity*, 5, (1975) 297-319
- [1.39] Vollebregt, E. A. H., “User guide for CONTACT, Rolling and sliding contact with friction,” VORtech Computing
- [1.40] Johnson, K. L., “Contact mechanics,” Cambridge University Press, (1985) 185-187.
- [1.41] 日本ゴム協会 編集委員会, “入門講座 やさしいゴムの物理 補講③,” 日本ゴム協会誌, 83, 3, (2010) 77-85
- [1.42] Chang, W. R., Etsion, I., Bogy, D. B., “An Elastic-Plastic Model for the Contact of Rough Surfaces,” *Trans. ASME, Journal of Tribology*, 109, (1987) 257-263.
- [1.43] 塚田, 阿武, 林, “表面おうとつによる接触部剛性(第4報),” 日本機械学会論文集(第3

- 部), 621.9-75, (1972)2400-2406.
- [1.44] 久門, “固体仕上げ面間の接触機構(第9報),” 日本機械学会論文集(第3部), 621.9.015:539.383, (1973)1273-1281.
- [1.45] Kadin, Y., Kligerman, Y., Etsion, I., “Unloading an elastic-plastic contact of rough surfaces,” *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 54, (2006) 2651-2674.
- [1.46] Greenwood, J. A., Tripp, J. H., “The elastic contact of rough spheres,” *Trans. ASME, Series E, Journal of Applied mechanics*, A295, (1967) 153-159.
- [1.47] Johnson, K. L., “Contact mechanics,” *Cambridge University Press*, (1985) 208.
- [1.48] Etsion, L., Kligerman, Y., Kadin, Y., “Unloading of an elastic-plastic loaded spherical contact,” *Internal Journal of Solids and Structures*, 42 (2005) 3716-3729.
- [1.49] Kapoor, A., Johnson, K. L., Williams, J. A., “A model for the mid ratchetting wear of metals,” *Wear*, 200 (1996) 38-44.
- [1.50] Kapoor, A., Williams, J. A., “Shakedown limits in sliding contacts on a surface-hardened half-space,” *Wear*, 172 (1994) 197-206.
- [1.51] Kapoor, A., Williams, J. A., Johnson, K. L., “The steady state sliding of rough surfaces,” *Wear*, 175 (1994) 81-92.
- [1.52] Kapoor, A., Williams, J. A., “Shakedown limits in rolling-sliding point contacts on an anisotropic half-space,” *Wear*, 191 (1996) 256-260.
- [1.53] Johnson, K. L., Kendall, K., Roberts, A. D., “Surface energy and the contact of elastic solids,” *Proc. R. Soc. London Ser. A*, 324, (1971) 301-313.
- [1.54] Derjaguin, B. V., Muller, V. M., Toporov, Y. P., “Effect of Contact Deformations on the Adhesion of Particles,” *J. Colloid Interface Sci.*, 53, (1975) 314.
- [1.55] Johnson, K. L., Greenwood, J. A., “An Adhesion Map for the Contact of Elastic Spheres,” *J. Colloid Interface Sci.*, 192, (1997) 326-333.
- [1.56] Tabor, D., “Surface Forces and Surface Interactions,” *J. Colloid Interface Sci.*, 58, 1, (1977) 2-13.
- [1.57] Greenwood, J. A., “Adhesion of elastic spheres,” *Proc. R. Soc. London Ser. A*, 453, (1997) 1277-1297.
- [1.58] Johnson, K. L., “Mechanics of adhesion,” *Tribology International*, 31, 8, (1998) 413-318.
- [1.59] Chang, W. R., Etsion, I., Bogy, D. B., “Adhesion Model for Metallic Rough Surfaces,” *Trans. ASME, Journal of Tribology*, 111, (1988) 50-55.
- [1.60] Kesari, H., Lew, A. J., “Effective macroscopic adhesive contact behavior induced by small surface roughness,” *J. Mechanics and Physics of Solids*, 59, (2011) 2488-2510.
- [1.61] Shi, X., Polycarpou, A. A., “Measurement and Modeling of Normal Contact Stiffness and Contact Damping at the Meso Scale,” *J. Vib. Acoust.-Trans. ASME*, 127, 1 (2005) 52-60.
- [1.62] Shi, X., Polycarpou, A. A., “Investigation of Contact Stiffness and Contact Damping for

Magnetic Storage Head-Disk Interfaces,” *J. Tribol. -Trans. ASME*, 130, 2 (2008)  
021901.



## 第 2 章 雰囲気制御した条件における法線方向 接触実験

## 2.1 緒言

本章では、表面の突起の塑性変形および接触部の凝着が法線方向の運動でエネルギー散逸におよぼす影響を実験的に確認する。接触部に法線方向の荷重のみ負荷し、滑りのない条件で生じる法線方向の運動でエネルギー散逸量を測定した。まず、材料内部摩擦および荷重の影響を把握するため、粗面と鏡面の供試体を用い、荷重を段階的に増加させた実験を行った。その後、表面突起の塑性変形時の表面層の破壊および加工熱により凝着を起こりやすい条件にするため、水素ガス中で繰り返し荷重を負荷する実験を行い、また比較のためヘリウムガスおよび大気中で同様の実験を行った。荷重を複数回負荷する場合、微小突起の塑性変形により、微小突起に形状変化および残留応力が生じ、エネルギー散逸量の変化が予想される。荷重を繰り返し負荷し、エネルギー散逸の継続性を評価した。

## 2.2 実験方法

接触部で生じるエネルギー散逸量の測定が目的であるため、試験機の有するエネルギー散逸を無視できるほど小さくする必要がある。検討の結果、設計して実験に用いた試験機の概略図を Fig. 2.1 に示す。本試験機では半球および円柱の供試体を用いた。実験では半球を円柱の端面に接触させる。円柱の供試体は土台に固定され、半球の供試体は 4 枚の板バネに固定される (Fig. 2.2 参照)。仕様選定の理由を以下に示す。

### ・測定項目

構造体および素材などの減衰を測定する場合、 $Q$  値、対数減衰率、反発係数および変位荷重曲線などを測定することで、減衰係数を求めるのが一般的である<sup>[2.1]</sup>。研究対象および目的によって測定する項目が異なるが、変位荷重曲線を測定することとした。本方法は、変位と荷重の関係を精密に取得し、負荷時に加えたエネルギーと弾性エネルギーの差を取ることで、減衰で生じたエネルギー散逸量を求める。精密な変位と荷重の関係は、接触点のエネルギー散逸機構の解明につながるため、本研究目的にあった方法といえる。

### ・供試体と支持方法

2 枚の板バネを十字に組み、上下方向に 2 組設けて半球を固定することで、半球の供試体の押し込み方向以外の自由度を拘束する<sup>[2.2]</sup>。市販されている球ではなく、半球を用いたのは、板バネに供試体をしっかり固定できるよう、平面部が必要だったためである。半球の供試体をバネで支持することで、試験機構造に起因するヒステリシスを小さくできる。供試体が接触していない状態でヒステリシスを確認したところ、往路と復路において、バネが同じだけ変位している際の荷重差は 0.02N 以下であり、数 10N の荷重を負荷する実験では、試験機のヒステリシスは無視できる。なお、板バネの剛性は実験前に測定する。板バネの剛性と変位の積から板バネが生じる力を求め、負荷荷重と板バネが生じる力の差をとることで、接触点において生じる力を求めた。

半球の曲率半径は後述するように、10mm とした。ワイヤーメッシュダンパや粒状体ダンパなどの接触部の曲率半径は、大きくても数 mm であるため、供試体の曲率半径を数倍以上大きい値にしている。測定精度を確保するため、後述するように、曲率半径 10mm であっても変形量は数  $\mu$  m と、一般的に入手できる変位センサで測定できる限界値である。また、センサ精度だけでなく、熱ひずみによる経時的な寸法変化等も誤差として影響してくるため、総合的に判断して曲率半径は 10mm とした。変位は渦流式変位センサで測定し、半球の供試体に取り付けた治具の変位を測定することで、接触点での法線方向変形量を求めた。

・荷重負荷装置および測定

荷重は圧電アクチュエータによって負荷し、半球の供試体とアクチュエータの間に設けたロードセルで荷重を測定した。圧電式アクチュエータは、一般的に最大ストロークが  $100 \mu$  m 以下のものが多く、接触部の変形量が数  $\mu$  m であっても、十分に制御できる能力を有する。

繰り返し同じ荷重を負荷する実験を行った際、荷重負荷を一定に保つため、繰り返し負荷中、ロードセルの出力を用いてフィードバック制御した。荷重のばらつきは 1.5% 程度であった。

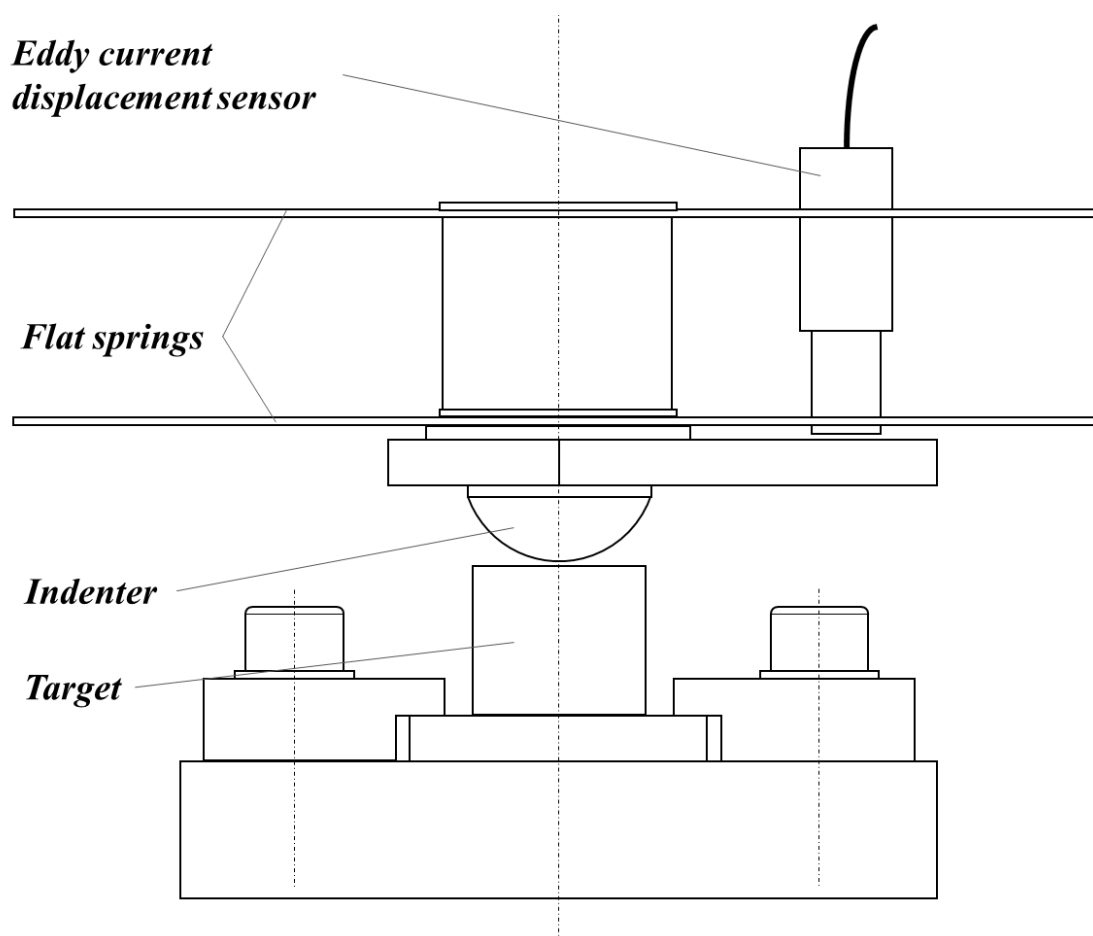


Fig. 2.1 試験機概略図



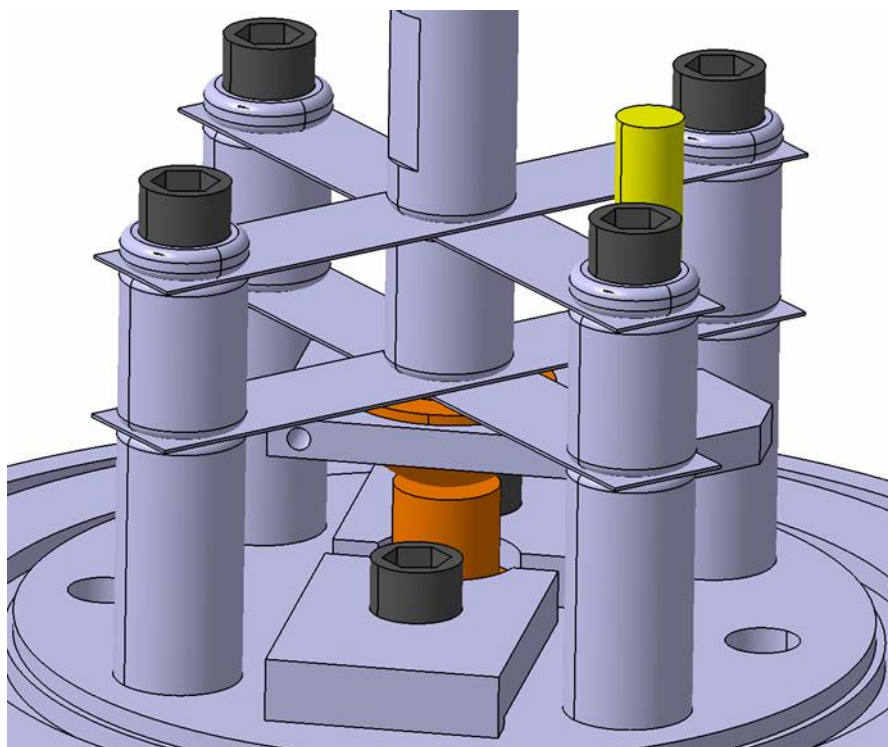


Fig. 2.2a 半球供試体を固定する板バネ CAD 図



Fig. 2.2b 半球供試体を固定する板バネ外観

### 2.3 実験条件

摩擦を利用したダンパ内の接触部を想定し、実験条件の設定を行った。運転中のダンパ内部では、接触部は常に摩擦しているため、面荒れが生じる。本実験では、半球供試体の表面を鏡面 (Fig.2.3 参照)、円柱供試体の表面を粗さの大きい面 (Fig.2.4 参照) とし、滑りの無い状態での実験を行った。

負荷荷重を変化させた実験の条件を Table 2.1 に、繰り返し同じ荷重を負荷した実験の条件を Table 2.2 に示す。本実験では、供試体の材料は熱処理を施した AISI440C とした。半球供試体および一部の円柱供試体の表面は研磨材入りの乳化性液状金属磨き剤を用いて鏡面に仕上げ、他の円柱供試体の表面は #60 のアルミナ粒子で研磨し、粗さの大きい面にした。試験機への取り付け向きに依存しないよう、方向性をもたない粗面にするため、種々の粗面形成方法を試みた。紙ヤスリおよび金ヤスリなどでも試みたが、どうしても表面 3 次元形状に方向性が生じた。平板の上にアルミナ粒子を敷き詰めて少量の水を塗布し、そこに円柱供試体の幅面を押し付けて研磨することで、おおむね方向性のない粗面を形成することが出来た (Fig.2.4 および Fig.2.5 参照)。形成した粗面 3 次元形状の確率密度関数は、比較的正規分布に近い形状をしている (Fig.2.6 参照)。なお、円柱供試体の表面の算術平均粗さを変化させるため、アルミナ粒子のサイズを変えて研磨した。しかし、算術平均粗さを有意に変化させることが出来なかったため、アルミナ粒子は #60 で固定とし、個々の加工の具合で変化する算術平均粗さにて評価した。供試体はヘキサンをを用いた超音波洗浄を供試体に対して 20 分間実施した。荷重を変化させた実験では荷重を 50N おきに 200N まで負荷し、繰り返し同じ荷重を負荷した実験では、負荷荷重を 50N とした。供試体の表面を平滑と仮定した場合、荷重 200N の下でヘルツの最大接触圧力は 1.7GPa であり、接触は弾性接触である。

繰り返し同じ荷重を負荷した実験では、1 つの円柱供試体につき荷重を 10 回負荷し、粗さの異なる 22 個の円柱供試体に対して雰囲気を変えて実験を行った。負荷速度は、準静的な条件にするため、1 サイクル約 7 秒とした。雰囲気には水素ガス、ヘリウムガスおよび大気とした。純度が 99.999% 以上の水素ガスおよびヘリウムガスを用いた。雰囲気ガスに置換するため、ベーンポンプおよびアスピレーターを使用した。ヘリウムガスに置換する場合、ベーンポンプを用いて 3 回 500Pa[abs]まで減圧し、その後ほぼ大気圧のヘリウムガスを入れた。理想混合気体と仮定し、体積および温度が一定として計算すると、ヘリウムガスに対する不純物の体積比は 10.12ppm 以下となる。水素ガスに置換する場合、ヘリウムガスに置換する場合と同じ減圧作業を行った後、水素ガスを入れ、さらにアスピレーターを用いて 1 回減圧し、その後ほぼ大気圧の水素ガスを入れた。アスピレーターを用いた場合の真空度は低く、-90Pa[gage]程度である。その場合、水素ガス中のヘリウムを除く不純物の体積比は 10.01ppm 以下となる。

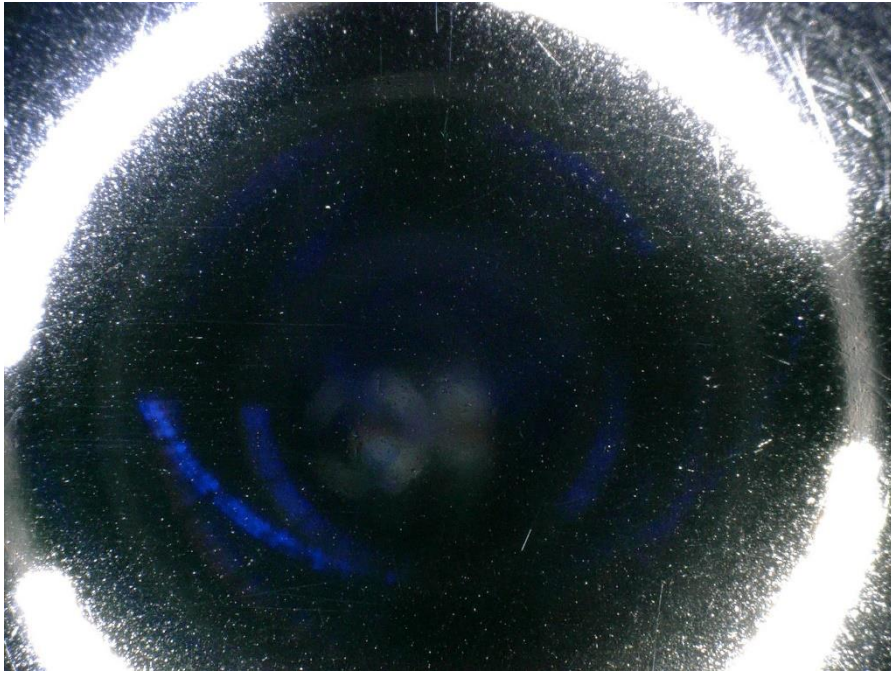


Fig. 2.3 半球供試体表面写真

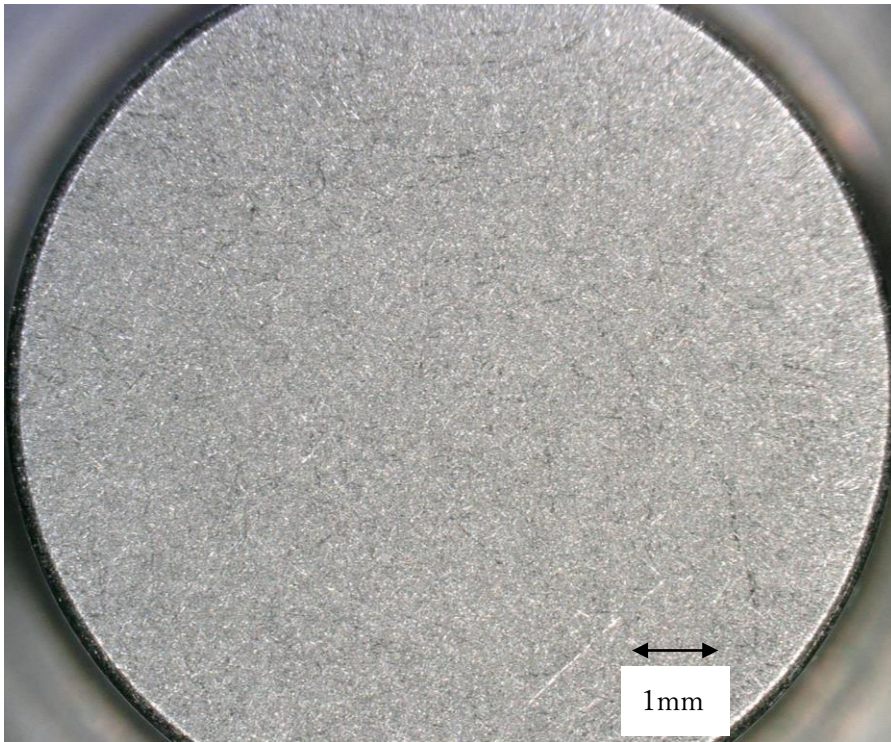
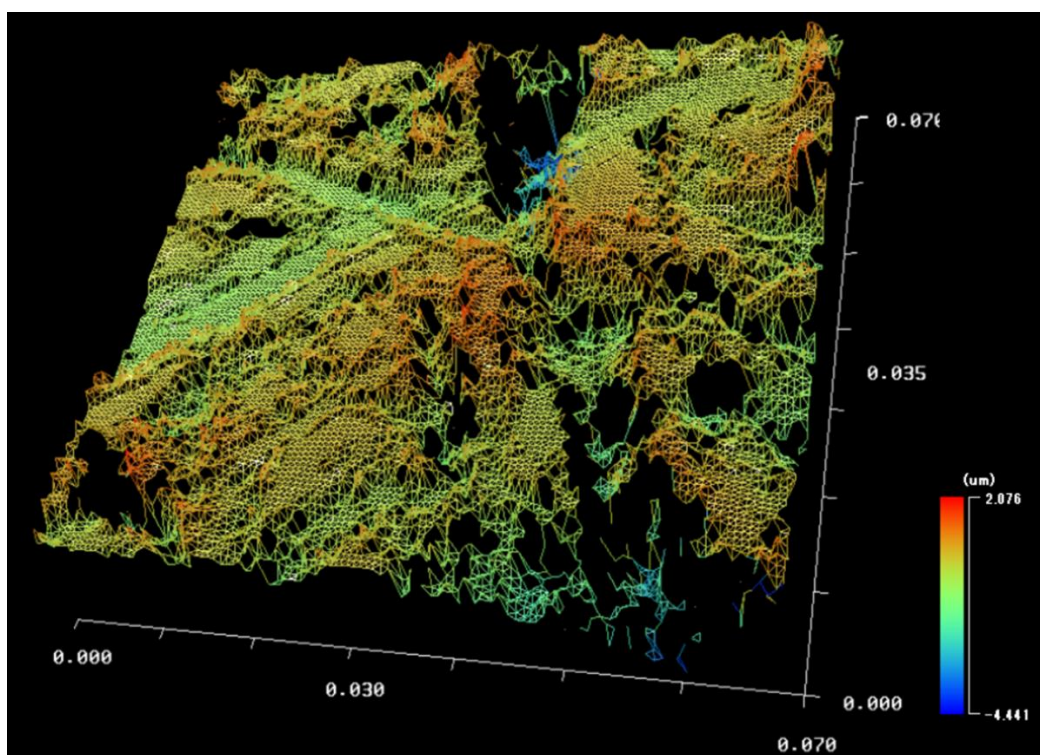


Fig. 2.4 円柱供試体の幅面写真(粗面の条件の一例)



※黒色の箇所はデータ取得できなかったことを表す

Fig. 2.5 円柱供試体幅面の 3 次元形状 (粗面の条件の一例)

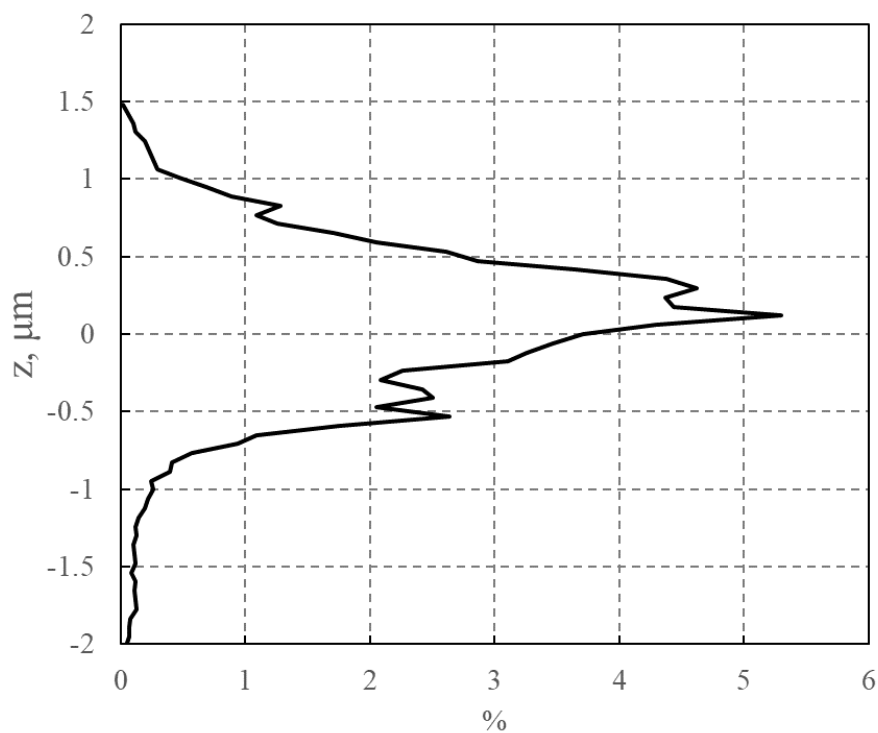


Fig. 2.6 円柱供試体幅面の 3 次元形状の確率密度関数 (粗面の条件の一例)

Table 2.1 実験条件 1

Hemisphere	Material	AISI440C (Heat treated)
	Roughness	0.013 $\mu$ mRa -0.05 $\mu$ mRa
	Radius	10mm
Column	Material	AISI440C (Heat treated)
	Roughness	0.01 $\mu$ mRa, 0.38 $\mu$ mRa, 0.44 $\mu$ mRa, 0.52 $\mu$ mRa
	Shape	Flat
Load		50N→100N→150N→200N
Atmosphere		Air
Temperature		283K-295K
Loading and unloading rate (average)		14N/s

Table 2.2 実験条件 2

Hemisphere	Material	AISI440C (Heat treated)
	Roughness	0.017 $\mu$ mRa-0.030 $\mu$ mRa
	Radius	10mm
Column	Material	AISI440C (Heat treated)
	Roughness	0.44 $\mu$ mRa -0.96 $\mu$ mRa
	Shape	Flat
Load		42N-51N
Atmosphere		Hydrogen gas, Helium gas, Air
Temperature		283K-299K
Loading and unloading rate (average)		14N/s
The number of times to contact		10

## 2.4 実験結果

変位荷重曲線の例を Fig. 2.7 および Fig. 2.8 に示す。これらは同じ荷重を繰り返し負荷した実験で得られた曲線であり、Fig. 2.7 は 1 回目の負荷時に得られた曲線、Fig. 2.8 は 2 回目の負荷時に得られた曲線である。これらの曲線において、負荷時および除荷時の曲線で囲まれた面積が散逸したエネルギーである。供試体表面に変形の痕跡は見られず、巨視的な弾性接触のもとで表面の微小突起が塑性変形したと考えられる。

Figure 2.9 に荷重を変化させた実験における、各荷重におけるエネルギー散逸量を示す。算術平均粗さが  $0.01 \mu\text{ mRa}$  の円柱供試体(以後、鏡面の円柱供試体と表す)ではほとんどエネルギー散逸が生じず、粗面の円柱供試体では各荷重においてエネルギー散逸が生じた。

Figure 2.10 に、同じ荷重を繰り返し負荷した実験における、1 回目の負荷時に得られたエネルギー散逸量と円柱供試体表面の算術平均粗さの関係を、Fig. 2.11 に粗面 3 次元形状のひずみ度との関係を、Fig. 2.12 に負荷した荷重との関係をそれぞれ示す。本実験では、負荷荷重、円柱供試体表面の算術平均粗さおよびひずみ度にばらつきがあるため、エネルギー散逸量との相関を確認したが、明確な傾向は確認出来なかった。

Figure 2.13 に 2 回目から 10 回目の負荷時に得られたエネルギー散逸量の総和と 1 回目の負荷時に得られたエネルギー散逸量の関係を示す。なお、空気中での実験では 1 回しか負荷しておらず、2 回目以降のデータは得られていない。エネルギー散逸量は、凝着がエネルギー散逸に影響をおよぼさない場合、接触部の各微小突起が塑性変形するために消費したエネルギーの総和を意味する。後述するように、凝着の発生は確認されず、また、1 回目の負荷時に生じた塑性変形は、2 回目以降の微小突起の形状および残留応力に影響をおよぼすと考え、以上の様に評価した。ばらつきはあるものの、右肩上がりの傾向にあり(相関係数は、He 試験で 0.4, H<sub>2</sub> 試験で 0.57)、相関があるといえる。なお、雰囲気による明確な影響は確認出来なかった。

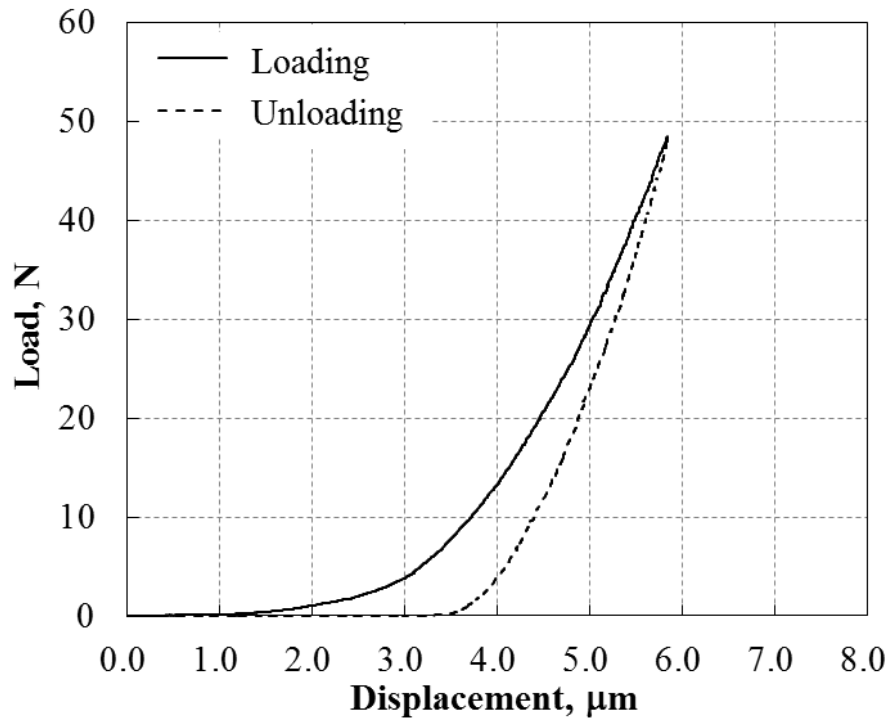


Fig. 2.7 初回接触の変位荷重曲線

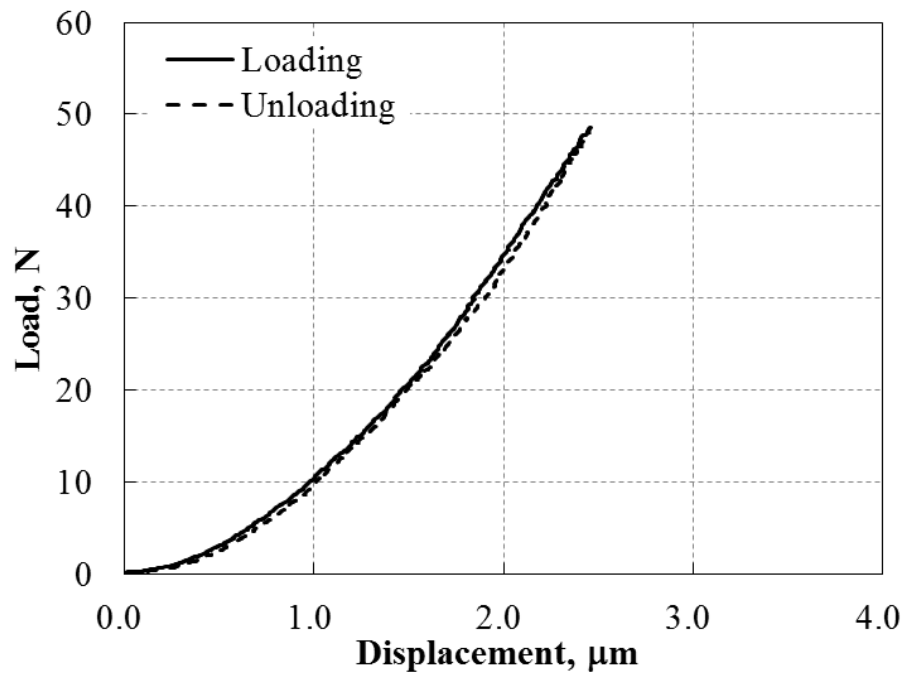


Fig. 2.8 2 回目接触時の変位荷重曲線

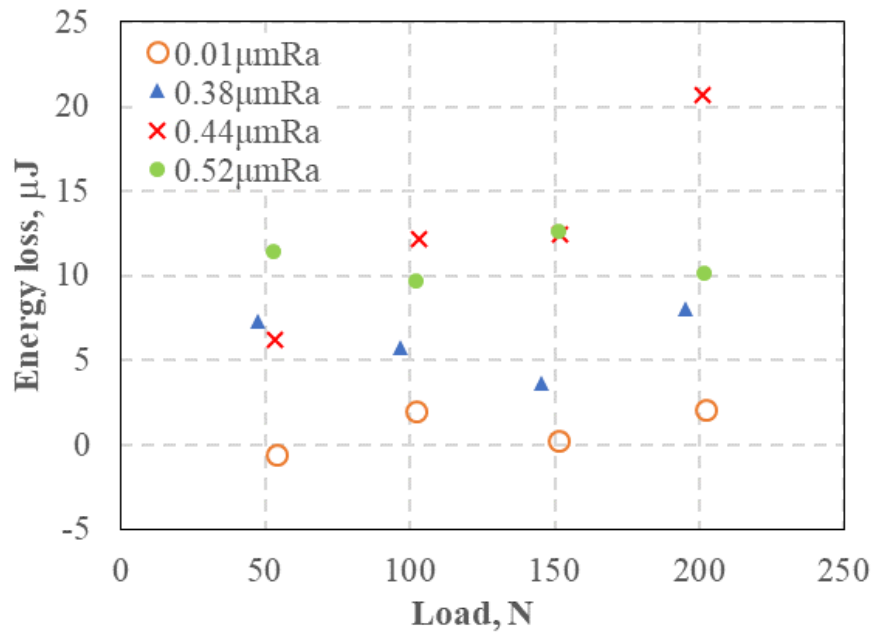


Fig. 2.9 エネルギー散逸量と荷重の関係

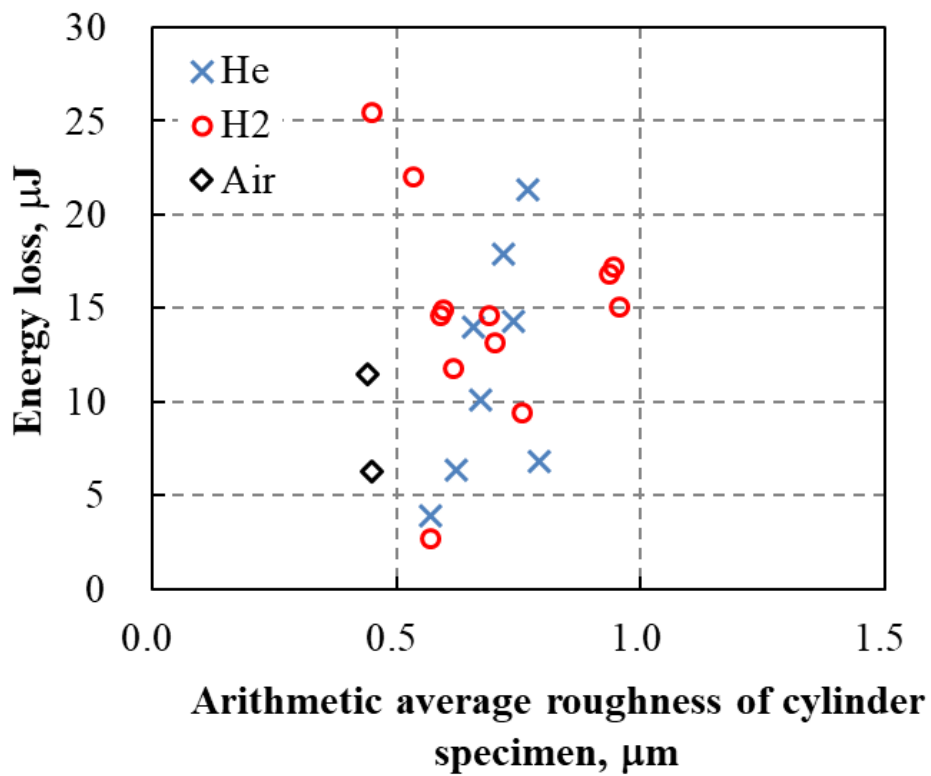


Fig. 2.10 初回接触時のエネルギー散逸量とターゲットの算術平均粗さ



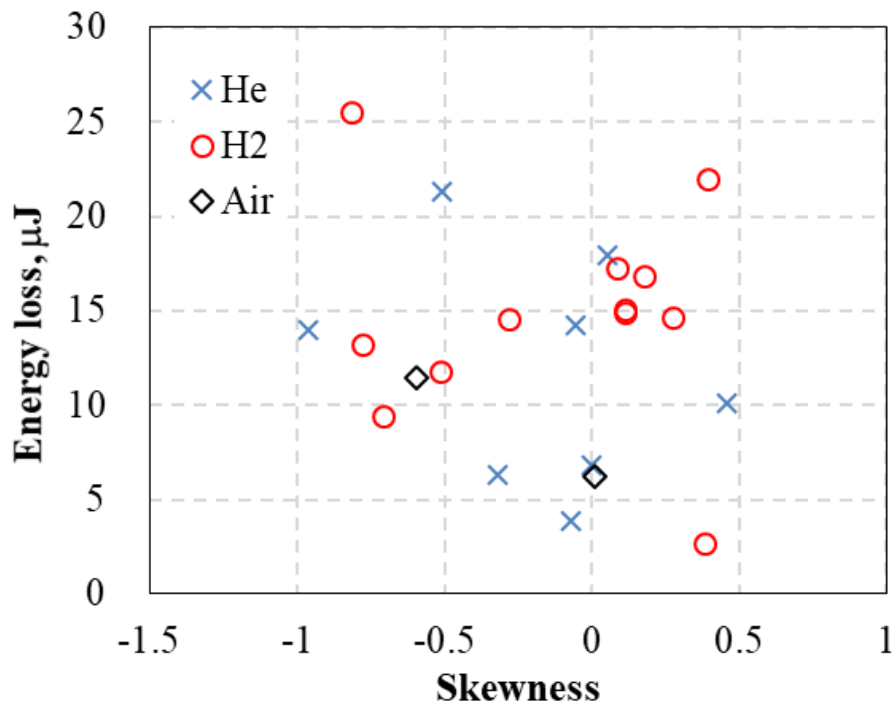


Fig. 2.11 エネルギー散逸量と Skewness の関係

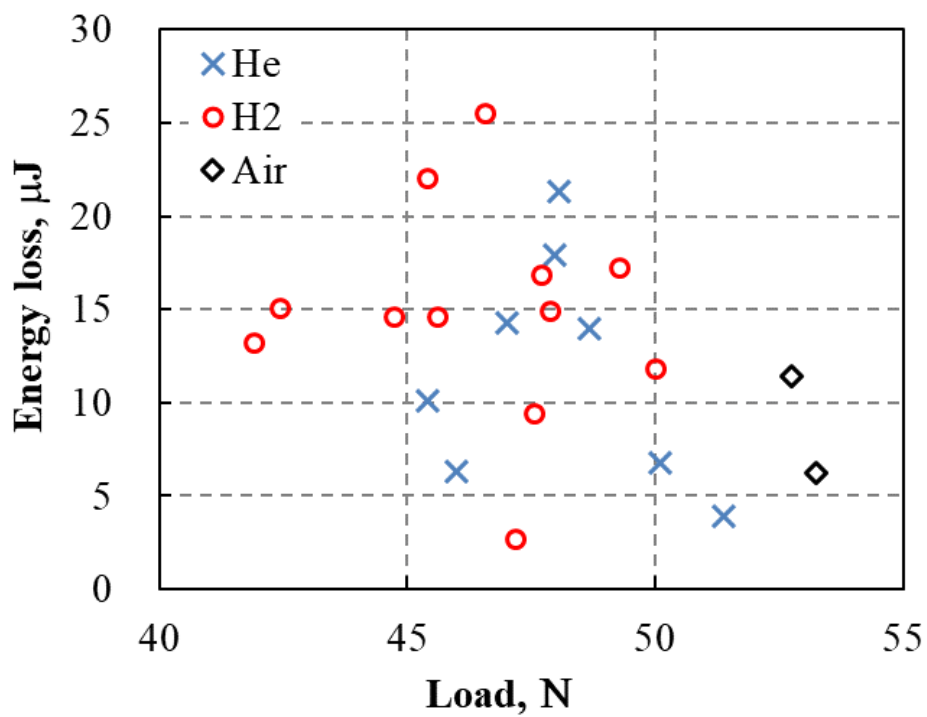


Fig. 2.12 エネルギー散逸量と初回接触時の荷重の関係

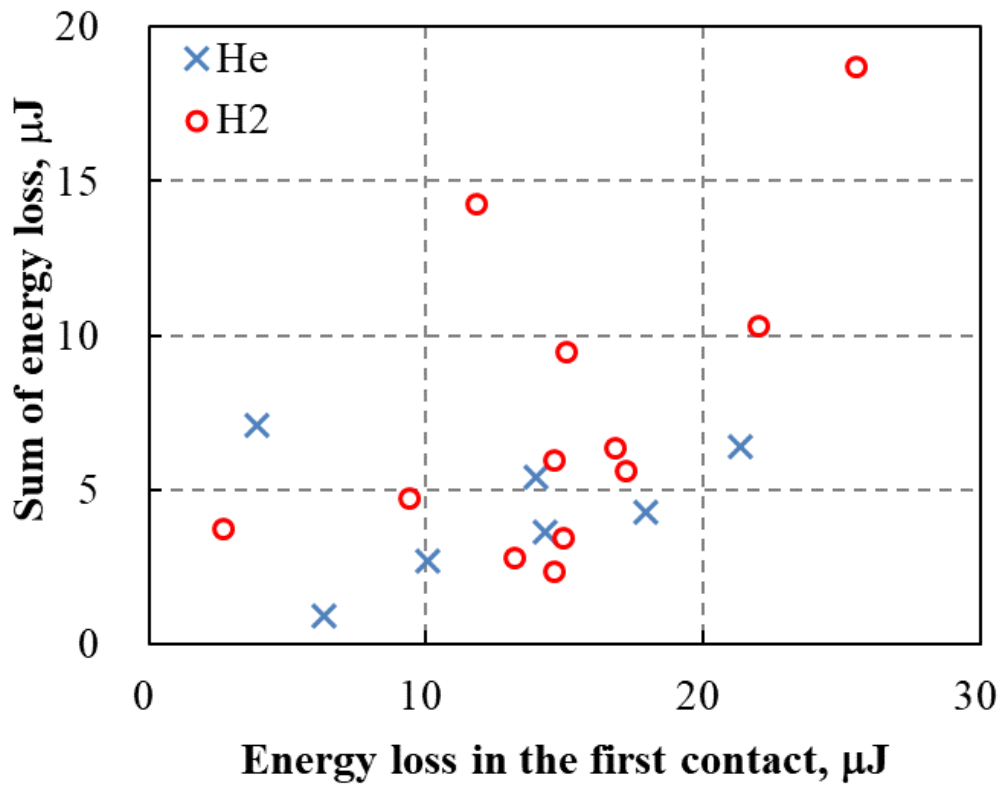


Fig. 2.13 2回目から10回目の接触時のエネルギー散逸量の合計と初回接触時のエネルギー散逸量の関係

## 2.5 考察

接触部で凝着が生じた場合、除荷時には負の荷重が確認されるが、本実験ではすべての条件において負の荷重は確認されなかった。当初、表面突起の塑性変形により表面層が破断し、新生面が形成されて凝着の影響が確認されるかと予想したが、本試験結果からは凝着の影響は確認出来なかった。凝着によるエネルギー散逸の影響は極めて限定的であるといえる。

原子間力顕微鏡(以後 AFM という)での測定の場合、凝着によるヒステリシスが発生することは広く知られている事実である。AFM の探針の曲率半径は数 nm～数十 nm であり<sup>[2.4]</sup>、今回試験で用いた曲面の曲率半径 10mm と比べると約  $10^{-6}$  倍と極めて小さい。凝着による散逸エネルギーが表面積に比例し、弾性ひずみエネルギーが体積に比例すると考えると、表面積は曲率半径の 2 乗に、体積は 3 乗に比例するため、曲率半径が小さい方が凝着の影響が強くなると考えられる。Micro Electro Mechanical Systems (MEMS)<sup>[2.5]</sup>など微小部品の接触部の運動を考える際は、凝着によって生じるエネルギー散逸は無視できないほど大きくなると考えらえる。

荷重を増加させた実験において、鏡面の円柱供試体を用いた実験では、粗面の円柱供試体を用いた実験の結果に比べてエネルギー散逸量が小さかったことから、本実験条件下では材料内部摩擦の影響は小さいといえる。また、荷重の増加により、比較的大きなエネルギー散逸が継続したこと(Fig. 2.9)、実験後の半球供試体の表面から微小な圧痕が確認されたことから(Fig. 2.14 および Fig. 2.15)、エネルギー散逸の支配的な原因は鋼表面の微小突起および相手表面の塑性変形であるといえる。

Figure 2.10 の結果から、同じ荷重を繰り返し負荷した実験において、1 回目の散逸エネルギー量は  $5\mu\text{ J}$  から  $20\mu\text{ J}$  に多く分布していることが分かる。エネルギー散逸量が算術平均粗さおよびひずみ度と相関が無いのは、接触部と表面粗さの測定点位置が異なるため、接触部の算術平均粗さおよびひずみ度が測定値と対応していなかったことが考えられる。また、そもそも点接触の場合、見かけの接触面積が小さいため、実際に接触している突起の個数は多くなく、粗面の広範囲の特性を表す算術平均粗さなどでは接触突起の性質を正しく表現できないことも考えられる。結果のばらつきは、複数の微小突起の初期形状とそれぞれにかかる荷重が異なるためと考えられ、今後、実際に接触した微小突起の形状と散逸エネルギー量の相関について、さらなる検討が必要である。

Figure 2.13 の結果から、1 回目のエネルギー散逸量が大きいほど、2 回目以降の総エネルギー散逸量が大きいといえる。2 回目以降も継続してエネルギー散逸が生じたのは、1 回目の負荷時、個々の微小突起の先端部での荷重が弾性シェイクダウン限界を超えたためと考えられる。弾性シェイクダウン限界を超えて変形する場合、繰り返し塑性変形が生じる現象について、Etsion ら<sup>[1.48]</sup>や Zait ら<sup>[2.6]</sup>が有限要素法解析を用いて明らかにしている。Etsion らは球面に塑性変形が生じるほどの大荷重を負荷し、最大負荷荷重から除荷する過程において、球面内部に塑性変形が生じると報告している。この結果は、2 回目以降の荷重負荷において、最大荷重負荷時に前回と近い応力ひずみ状態になるためには、再び塑性変形が生じることを意味する。Figure 2.16 に、ある実験における 1 から 10 回目までのエネルギー散逸量を示す。1 回目の負荷以降、2 回目の負荷で

エネルギー散逸量が最も高く、徐々に減少する傾向にある。このことから、2 回目の負荷以降、負荷時および除荷時両方において微小突起の先端部に、弾性シェイクダウン限界を超えた塑性変形が発生し、徐々に弾性シェイクダウンする領域に近づいているものと考えられる。また、Etsionらの報告には、負荷時の塑性変形領域が広いほど、除荷時の塑性変形領域が広い結果が示されている。1 回目に散逸したエネルギーが大きいということは、微小突起内で生じる塑性変形の領域が広い、もしくはひずみ量が多いことを意味する。Figure 2.13 は1 回目に微小突起内で生じる塑性変形が、それ以降に微小突起で生じる塑性変形に影響をおよぼすことを示す結果である。

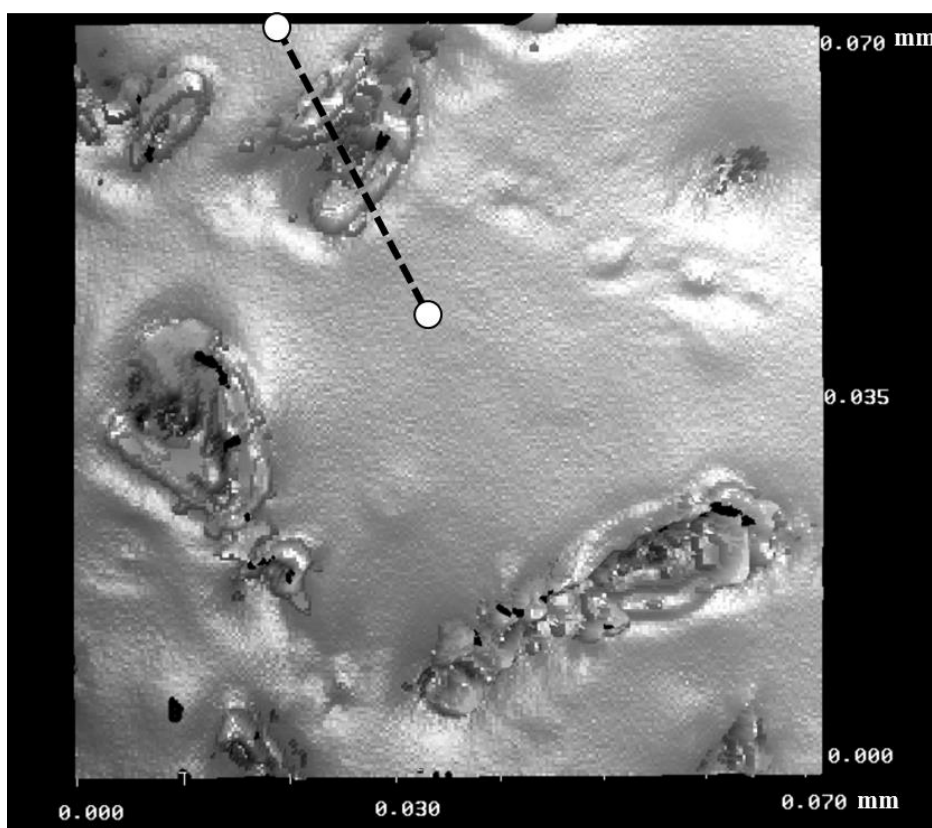


Fig. 2.14 実験後の半球供試体の表面 3 次元形状

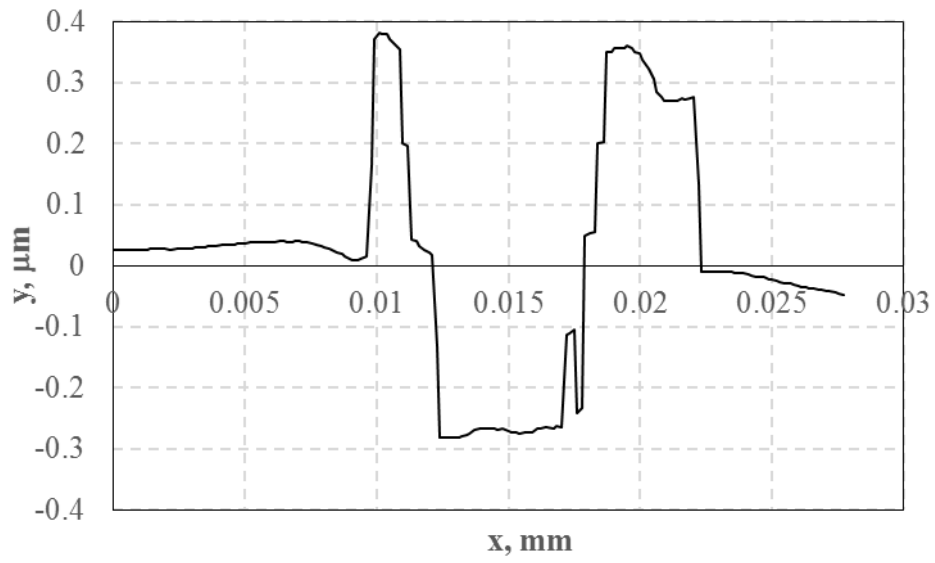


Fig. 2.15 Fig. 2.14 の点線下の形状

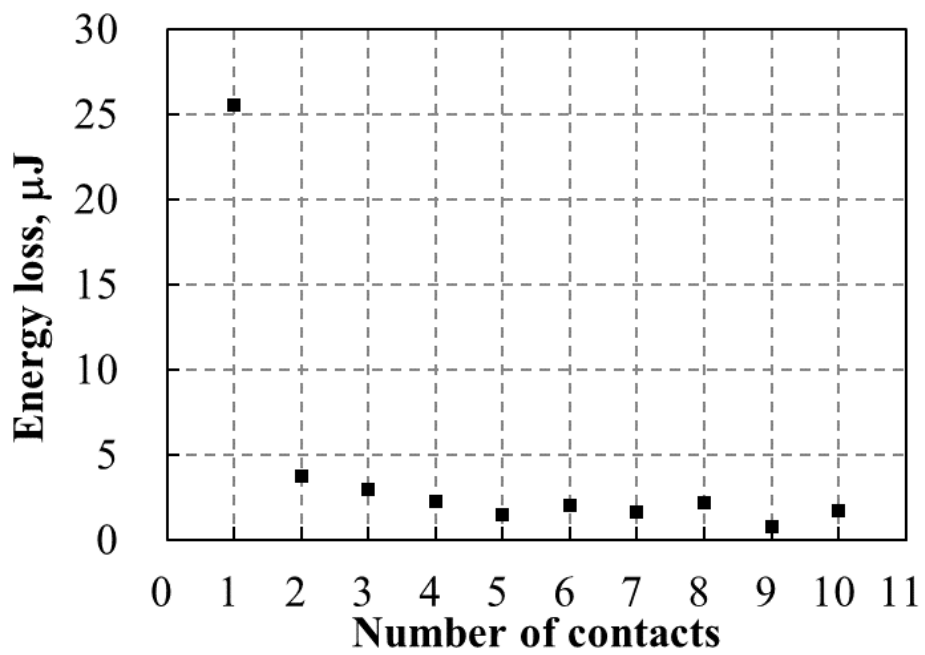


Fig. 2.16 各接触におけるエネルギー散逸量

## 2.6 結論

表面微小突起の塑性変形および接触部の凝着が接触点法線方向の運動によるエネルギー散逸におよぼす影響を把握するため、比較的滑らかな半球と粗さの大きな平面との準静的な接触実験を行い、エネルギー散逸量を測定し、以下の結論を得た。

- (1) AISI440C からなる鏡面の半球と粗さの大きな表面を持つ円柱を法線方向に接触させた場合、表面微小突起の塑性変形によりエネルギーが散逸した。接触部での凝着は確認されなかった。
- (2) (1)に示す条件で繰り返し荷重を負荷したところ、エネルギーが継続して散逸することを確認した。1 回目の負荷時に散逸したエネルギーが大きいほど、それ以降に散逸するエネルギーが大きくなることがわかった。このことから、1 回目の負荷時に微小突起先端のひずみが弾性シェイクダウン限界を超え、塑性変形が繰り返し生じる可能性を示した。

## 2.7 参考文献

- [2.1] 小野測器, “制振材料とその性能測定について,” 2004/11/14.
- [2.2] 岩松, 奥田, 垣脇, 石川, “平行ばね位置決め機構系の動特性解析,” 精密工学会誌, 58, 4, (1992) 691-696.
- [2.3] 中嶋, 劉, 伊藤, 藤波, “原子間力顕微鏡によるソフトマテリアルの弾性率定量評価法の開発,” *Journal of the Vacuum Society of Japan*, 56, 7, (2013) 258-266.
- [2.4] <http://www.hitachi-hightech.com/hhs/support/service/maintenance/spm/consumables.html/>
- [2.5] <https://ja.wikipedia.org/wiki/MEMS>
- [2.6] Zait, Y., Zolotarevsky, V., Kligerman, Y., Etsion, I., “Multiple Normal Loading-Unloading Cycles of a Spherical Contact Under Stick Contact Condition,” *J. Tribol. -Trans. ASME*, 132, 1 (2010) 041401.

### 第 3 章 法線および接線方向荷重を負荷した 接触実験



### 3.1 緒言

2章で示した準静的な粗面の法線方向の接触では、表面突起の塑性変形がエネルギー散逸の主な要因であることを明らかにした。本章では、滑りをともなう接触点における、法線方向および接線方向のエネルギー散逸を準静的な実験で確認する。表面突起の塑性変形と摩擦によって生じるエネルギー散逸量を比較し、表面突起の塑性変形が減衰に対して有意な効果を有するか、実験的に確認する。また、ダンパの減衰能の向上を考えると、ダンパ内部に微粒子を混入させることで、接触点で微粒子を塑性変形させ、エネルギー散逸が増加する可能性がある。接触部に微粒子を混入<sup>[3.1-5]</sup>させて接触部のエネルギー散逸量を増加させる試みも行った。

### 3.2 実験方法

Fig. 3.1 に試験機の模式図を示す。法線方向および接線方向のエネルギー散逸量は、各方向の変位荷重曲線を取得して得られたヒステリシスループから求めることとした。滑りをともなう接触の場合、法線方向および接線方向の運動となり、少なくとも2自由度有することとなる。接触の場合、生じる変位が $\mu$  mオーダーであるため、少なくともサブ $\mu$  mオーダーの分解能が必要となるが、物体が複数の方向に運動する場合、変位および外力を精密に測定することは難しく、接触実験に求められる高精度の測定は困難である。Fig.3.2 に、接触部に法線方向および接線方向の変位が生じる実験の形態を示し、Table 3.1 にそれぞれの特徴を示す。1 は一方の球を接触部法線方向に変位させながら、他方を接線方向に移動させる方法である。本方法では、それぞれの球を一方向ずつしか動かさないため、運動方向のみ変位を測定すればよく、変位は精度よく測定することが出来る。しかし、各球は、他方の球からモーメント荷重を受けるため、球を支持する構造体が傾き、純粋な一方向の運動にはならず、誤差が生まれやすい。2 は片方の球のみを動かし、他方を完全固定する方法である。この方法では、他方の球は完全固定出来るというメリットがあるが、1と同様に運動する側の球支持機構に曲げモーメントが加わる点が懸念される。加えて一方の球は2方向に運動するため、球の形状により、変位センサーの測定には他方の運動の影響を受ける可能性があり、測定精度としては低い。3 は採用した実験形態である。接触点を2点にし、左右対称の構造とすることで、運動する球を支持する機構に加わるモーメントを相殺出来るメリットを有する。運動する球も一方向にしか動かないため、形状による測定誤差を受けないというメリットを有する。ただし、接触点が2点あり、左右対称が前提であるため、左右の供試体の寸法、粗さ、および紙面水平方向の位置関係は精度よく一致している必要がある。また、球同士の接触の場合、Fig.3.2の紙面垂直方向の位置決めを非常に精密に行う必要があり、実行上ほぼ不可能であるため、下2つの供試体は円柱であることが望ましい。これらの方法を検討した結果、3を選定し、供試体の条件設定、および実験方法を工夫することで、精度良い測定を実現することが出来た。

接触点の法線方向および接線方向の荷重を測定するためには、押し込み荷重(Fig.3.1の $2F_1$ )以外に、円筒が受ける水平方向の荷重 $F_2$ を測定する必要がある。 $F_2$ を測定する専用のロードセルを作製して実験を行った(Fig. 3.1 左下)。同ロードセルは2つの円筒を保持し、2つの円筒の間

には荷重を負荷する球を配置する。同ロードセルは 2 対の平行板バネ (2 対×2 枚で合計 4 枚) とその間に配置した市販のひずみ式の圧縮型ロードセルからなり、1 対の平行板バネの組み合わせが 1 つの円柱を支持する。なお、板バネの幅方向は Fig.3.1 の紙面垂直方向である。各板バネは厚さ 3mm、幅 60mm、長さ 40mm で AISI304 からなり、1 対の平行板バネの剛性は  $y$  方向に対しては高く、 $x$  方向には比較的低い。そのため球と円柱との接触によって 1 対の平行板バネに荷重  $F_1$  が負荷されたとしても、円柱と球の接触点での変形量に比べて平行板バネの  $y$  方向の変位量は無視できるほど小さい。後述する実験条件では、 $2F_1$  は 50N であり、接触部の最大法線方向変位量が  $2.5 \mu\text{ m}$  程度に対して、平行板バネの Fig. 3.1 の  $y$  方向方向変位量は 30nm と 1/100 程度である。一方、円柱と球は接触角をもって接触するため、 $2F_1$  を負荷すると Fig. 3.1 中の  $-F_2$  が平行板バネに負荷され、2 つの円柱は  $+x$  および  $-x$  方向に運動する。また、紙面垂直方向への運動および回転運動の自由度は平行板バネによって拘束されると考えると、円柱の自由度はほぼ  $x$  方向のみとみなせ、1 自由度系とみなせる。球は 2 章の実験で用いた Fig. 2.2 の構造により保持されており、 $y$  方向の自由度しか有さないため、こちらも 1 自由度系である。円柱および球はそれぞれ一方向にしか運動しないため、運動する方向の変位および負荷される外力は、他方の運動に影響を受けることなく容易に測定することが出来る。なお、本実験では円柱の  $x$  方向変位、球の  $y$  方向変位、および荷重  $F_1$  および  $F_2$  を実測し、座標変換することで接触部の法線方向、接線方向の変位および荷重に換算する。以下に換算式を示す。

$$F_n - F_1 \cos\theta - F_2 \sin\theta = 0 \quad (2.1)$$

$$F_t - F_1 \sin\theta + F_2 \cos\theta = 0 \quad (2.2)$$

$$d_n + d_{cx} \sin\theta + d_{by} \cos\theta = 0 \quad (2.3)$$

$$d_t - d_{cx} \cos\theta + d_{by} \sin\theta = 0 \quad (2.4)$$

$d$  は変位、添え字の  $c$  は円柱を、 $b$  は球を意味する。円筒の  $x$  方向変位および球の  $y$  方向変位は渦電式変位センターにて測定し、 $2F_1$  は圧縮型ロードセルで測定した。 $F_2$  は前述の 2 対の平行板バネおよび市販のひずみ式の圧縮型ロードセルからなるロードセルで測定し、校正係数は 2 対の平行板バネに対して接触点の高さで  $x$  方向の荷重を負荷して事前を取得した。なお、 $F_2$  測定用の圧縮型ロードセルにはあらかじめ予圧を加えておき、2 つの円柱が離れる方向に運動したとしても、圧縮型ロードセルの測定範囲内になるよう調整した。

本試験機構造の場合、前述の様に球と 2 つの円柱の左右対称性が最も重要である。球の  $x$  方向位置は 2 円柱の軸の中央に nm オーダーの精度で配置しなければ、正しい実験データを得るこ

とが出来ない. そのため, 実験開始前に2対の平行板バネを固定している台座を  $x$  方向に自由に動ける状態にし, 球に実験荷重を負荷することで水平方向の位置出しを行った. そのため, 1回目の接触時の実験データを取得することは出来ず, 2回目以降の接触のデータを取得した.

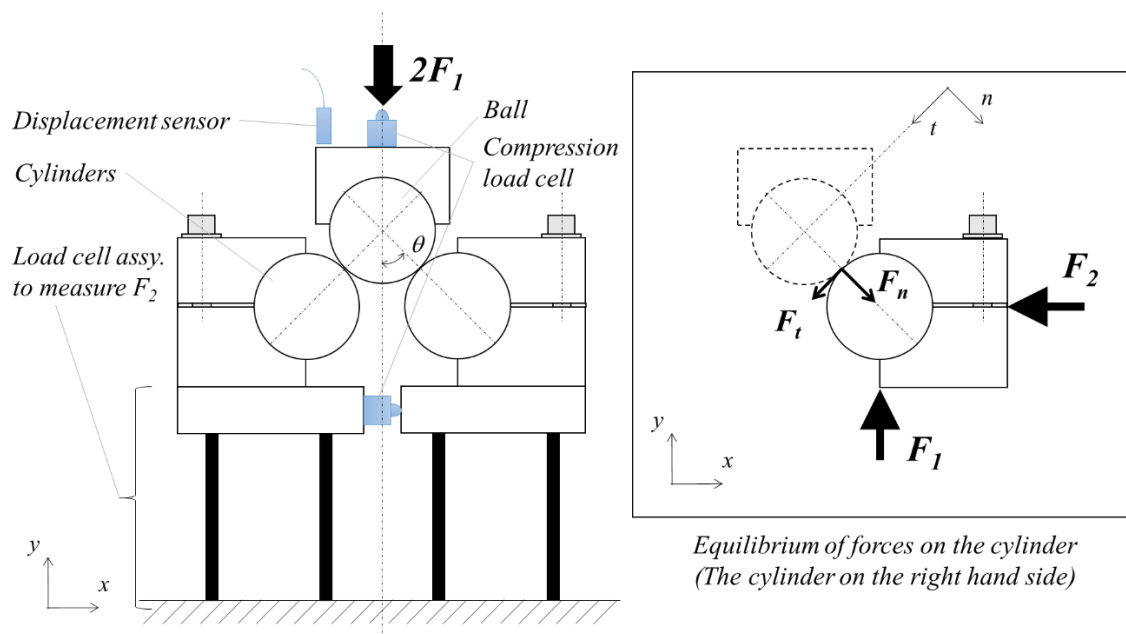


Fig. 3.1 試験機

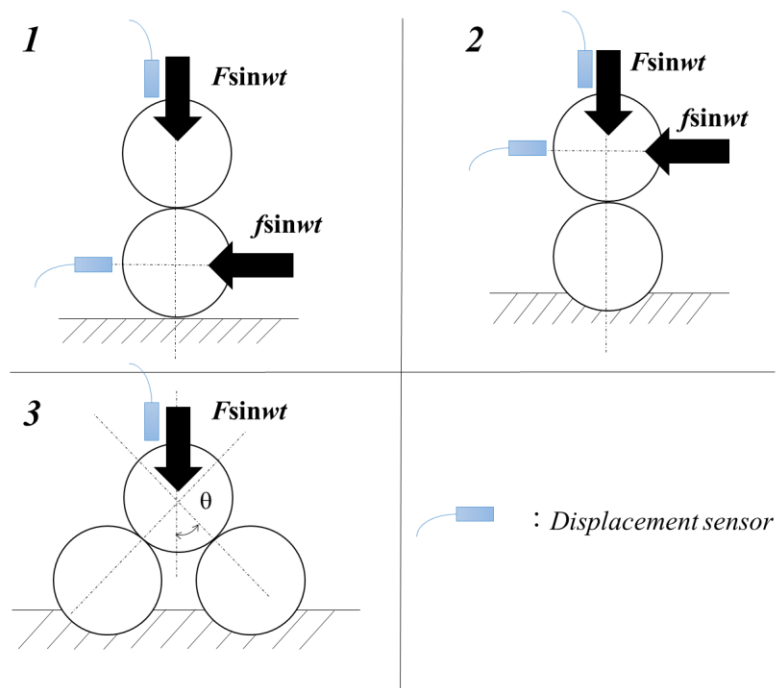


Fig. 3.2 実験形態

Table 3.1 各実験形態の長所短所

形態 No.	荷重・荷重機構への モーメント負荷	変位測定精度	備考
1	あり	中	—
2	あり	低	—
3	なし	高	接触点が2点あり, 各接触 点の差が誤差となる

### 3.3 実験条件

実験条件を Table 3.2 に示す。円柱および球ともに AISI440C とし、円柱表面を鏡面、球表面を鏡面および粗面とした。球の粗面形成前の等級は 40 で、粗面は#120 のアルミナを用いてサンドブラストすることで形成した。各供試体はヘキサン中で超音波洗浄を 20 分実施し、表面の付着物を除去した。負荷する荷重  $2F_1$  は 50N で、実験で生じた最大の法線方向荷重は 31N であったため、摩擦のない滑らかな表面の接触の場合、最大接触面圧は 1.2GPa となる。熱処理を施した AISI440C であれば巨視的に弾性変形領域である。準静的な条件にするため、荷重負荷速度は 13N/s にした。

粗面の接触実験とは別に、接触部でのエネルギー散逸量増加を目的とし、微粒子混入下でのエネルギー散逸量の取得を行った(Table3.3 参照)。実験条件は基本的に Table 3.2 と同じとし、円柱および球の両方とも表面は鏡面とした。微粒子は熱処理を施した AISI440C よりやわらかいもの 2 種類、硬いもの 1 種類の合計 3 種類準備し、接触点に微粒子を維持するため、タービンオイルに混ぜて塗布した。なお、タービンオイル単体で実験を実施し、本実験条件では、オイルによる粘性減衰は確認されなかった。

Table 3.2 実験条件 1

Ball	Material	AISI440C (Heat treated)
	Diameter	19.05mm
	Roughness	0.06 $\mu$ mRa – 1.30 $\mu$ mRa
Cylinders	Material	AISI440C (Heat treated)
	Diameter	19.05mm
	Roughness	0.02 $\mu$ mRa – 0.08 $\mu$ mRa
Applied load, $2F_1$		50N
Contact angle, $\theta$		45°
Atmosphere		Air
Temperature		13 °C-21 °C
Loading and unloading velocity (average)		13 N/s
The number of times to contact		100

Table 3.3 実験条件 2

Ball	Material	AISI440C (Heat treated)
	Diameter	19.05mm
	Roughness	Less than 0.06 $\mu$ mRa
Cylinders	Material	AISI440C (Heat treated)
	Diameter	19.05mm
	Roughness	0.04 $\mu$ mRa – 0.08 $\mu$ mRa
Contaminant	Material	Gold (2 $\mu$ m – 5 $\mu$ m) Silver (less than 45 $\mu$ m) Almina (median diameter : #4000 (3 $\mu$ m), #1200 (13 $\mu$ m))
	Concentration	0.1%, 1%
Applied load, 2F <sub>1</sub>		50N
Contact angle, $\theta$		45°
Atmosphere		Air
Temperature		12 °C-22 °C
Loading and unloading velocity (average)		13 N/s
The number of times to contact		100
Lubricating oil		Turbine oil (150cSt)

### 3.4 実験結果

実験結果を Fig. 3.3 から Fig. 3.14 に示す.

Fig. 3.3 および Fig. 3.4 は法線方向の変位荷重曲線で, Fig. 3.3 は球表面が鏡面の結果, Fig. 3.4 は球表面が粗面の結果である. 本結果は 100 回接触させるうちの, 初回の結果である. 球表面が鏡面の場合はほとんどヒステリシスループが形成されず, エネルギーが散逸していないことが分かる. 一方, 球表面が粗面の場合, わずかではあるがヒステリシスループが形成され, エネルギー散逸が生じた.

Fig.3.5-7 のグラフでは, (1)は負荷から除荷へ変化した点, (2)は除荷時に見られた変曲点を示す. Fig. 3.5 は接線方向の変位荷重曲線で, 球表面が鏡面の場合と粗面の場合で特徴に差がなかったため, 粗面の結果のみ示す. 本結果は 100 回接触させるうちの, 初回の結果である. 法線方向の荷重負荷時は, 荷重の増加にともなって接線方向力も単調に増加する. Fig. 3.4 ないし Fig. 3.5 に示す実験時の摩擦係数を Fig. 3.6 に示す. 摩擦係数は接線方向力を法線方向力で除した値であり, 本論文では, 摩擦係数の正負は接線方向荷重の向きを意味する. ある程度の増減はあるものの, 法線方向荷重負荷時, および除荷時の変曲点(2)では, 摩擦係数はおおむね 0.2 程度である. なお接線方向変位が  $0.5 \mu\text{ m}$  以下の範囲では, 法線方向荷重の値が小さくなるため, 正確な値を示していないと推測される. Fig. 3.7 に, 同実験の 100 回目の接触時の摩擦係数を示す. 法線方向荷重負荷時の摩擦係数は増加して 0.4 となった. Fig.3.8 に同実験のエネルギー散逸量の推移を示す. すべての接触において, 接線方向のエネルギー散逸量の方が法線方向のエネルギー散逸量に比べて常に多い, しかし, 法線方向のエネルギー散逸量は実験を通じておおむね一定値であるのに対し, 接線方向のエネルギー散逸量は接触を重ねるごとに低下する傾向にあった.

Fig. 3.9 に初回の接触時に生じる法線方向のエネルギー散逸量と球表面の算術平均粗さとの関係を, Fig. 3.10 にひずみ度との関係を示す. 法線方向のエネルギー散逸量は算術平均粗さが大きい球ほど大きくなる傾向があり, 一方, ひずみ度には明確な関係を確認出来なかった.

Fig.3.11 および Fig.3.12 に微粒子を混入した際の, 微粒子の混入割合が初回接触時のエネルギー散逸量におよぼす影響を示す. 金および銀の場合, 混入量を増加させてもエネルギー散逸量はばらつき程度の差しか確認出来ないが, アルミナの場合, 混入量の増加により, 法線方向および接線方向のエネルギー散逸量が明確に増加しているのが分かる. 金およびアルミナを混入させた場合のエネルギー散逸量の経時変化 Fig.3.13 および Fig.3.14 に示す. 粗面(Fig.3.8 参照), 金混入(Fig.3.13 参照), アルミナ混入(Fig.3.14 参照)を比較すると, 金を混入させた実験では, 初回の接触のみ粗面の実験より法線方向の運動によるエネルギー散逸量が多いが, それ以降の接触では少ない. 一方, アルミナの実験では, 初回は粗面の実験よりも法線方向の運動によるエネルギー散逸量が多く, それ以降は粗面の接触と同程度のエネルギー散逸量が継続していることが分かる.

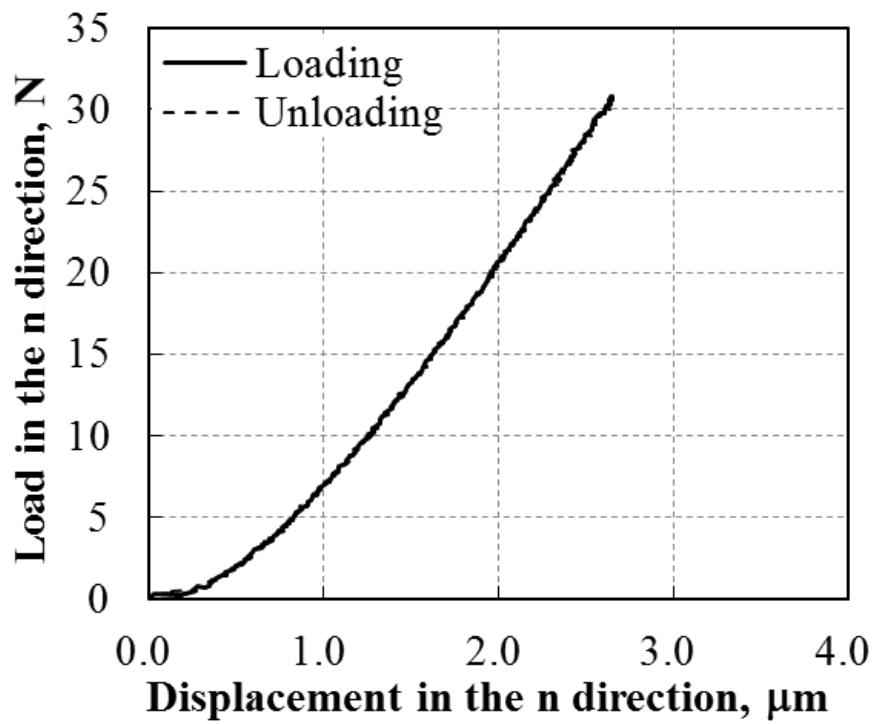


Fig. 3.3 法線方向のヒステリシスループ(球表面:鏡面)

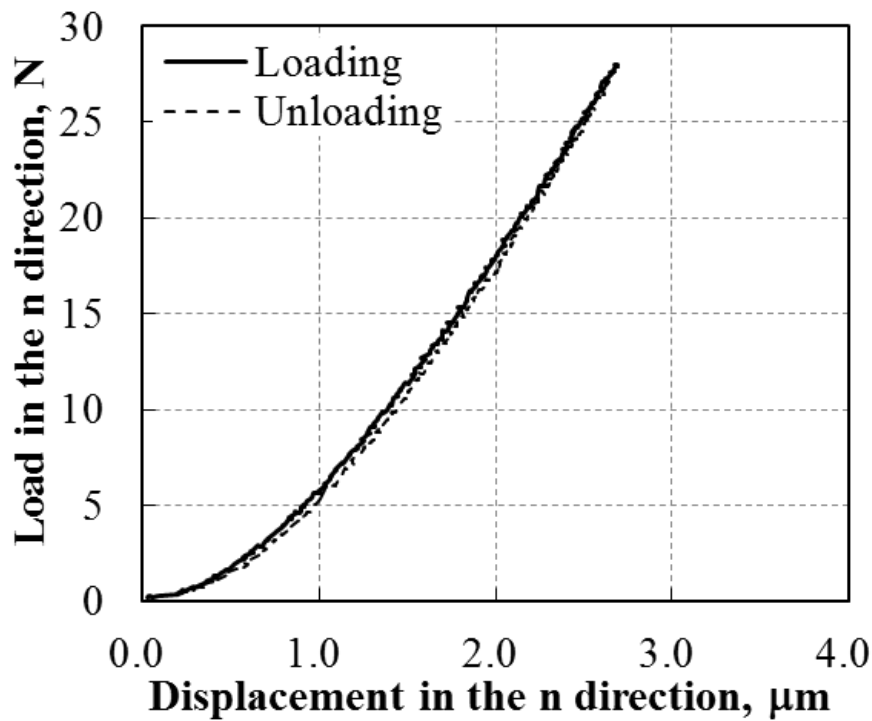


Fig. 3.4 法線方向のヒステリシスループ(球表面:粗面)



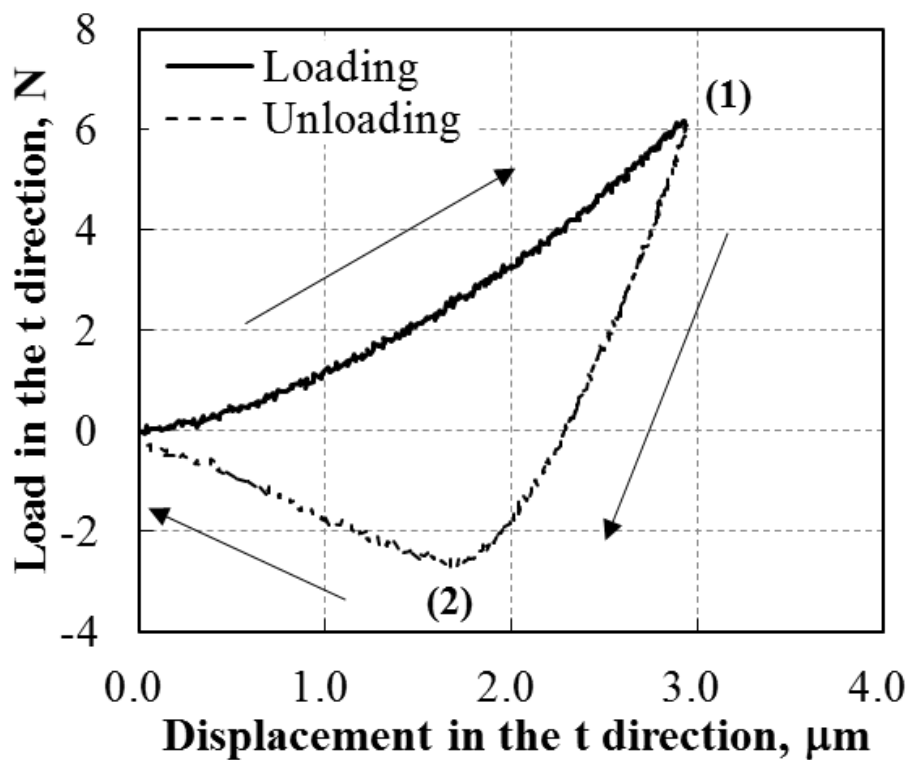


Fig. 3.5 接線方向のヒステリシスループ(球表面:粗面)

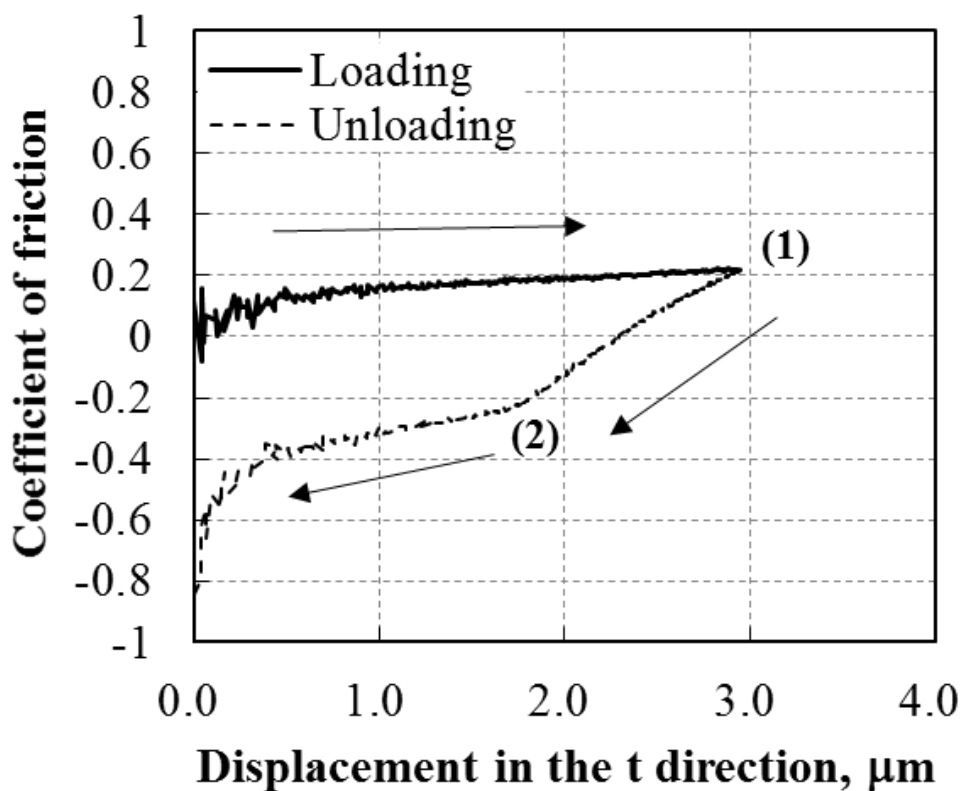


Fig. 3.6 初回接触時の摩擦係数(球表面:粗面)

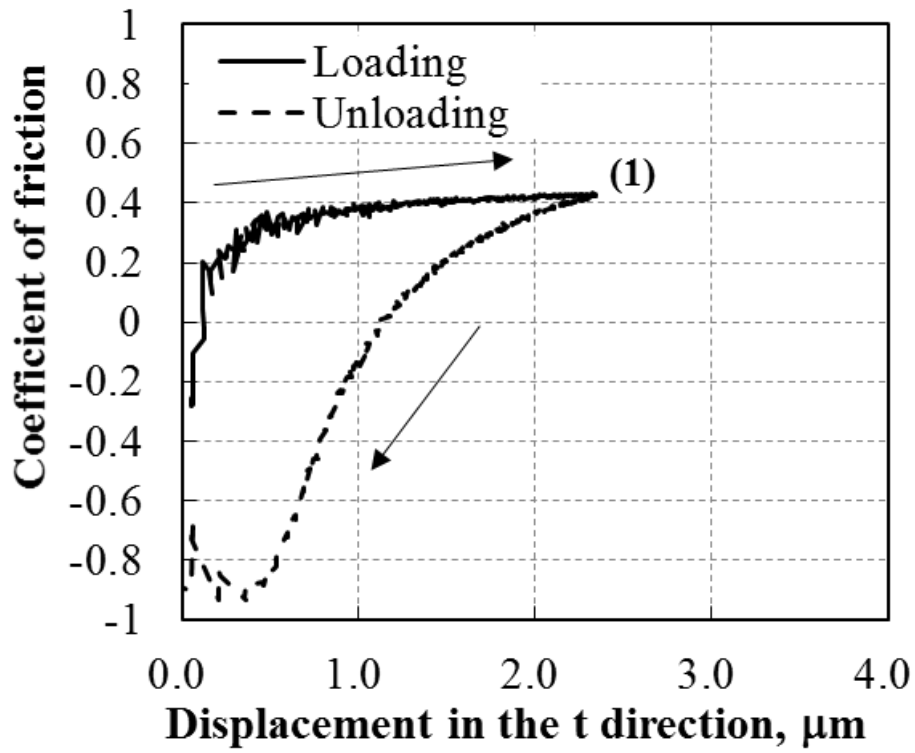


Fig. 3.7 100 回目接触時の摩擦係数 (球表面: 粗面)

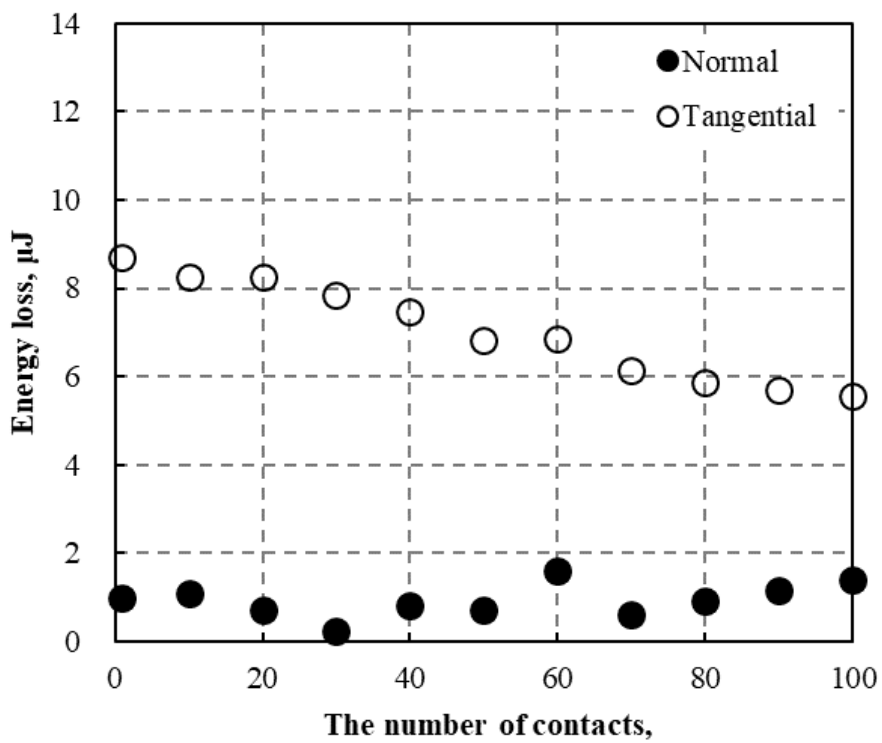


Fig. 3.8 エネルギー散逸量と接触回数の関係 (球表面: 粗面)

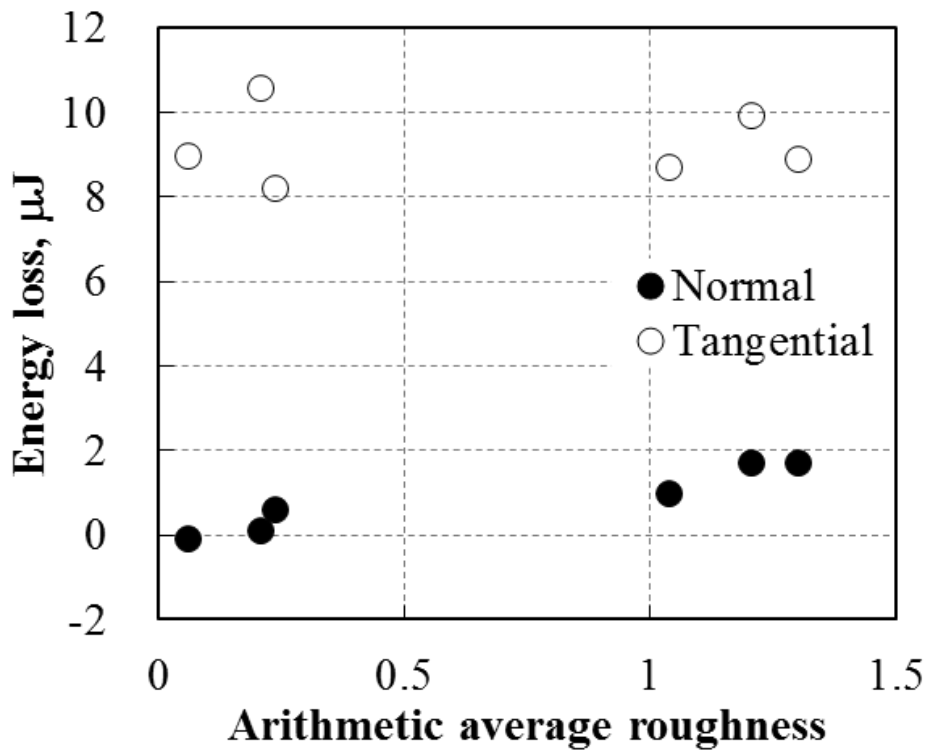


Fig. 3.9 初回接触時のエネルギー散逸量とボール表面の算術平均粗さの関係

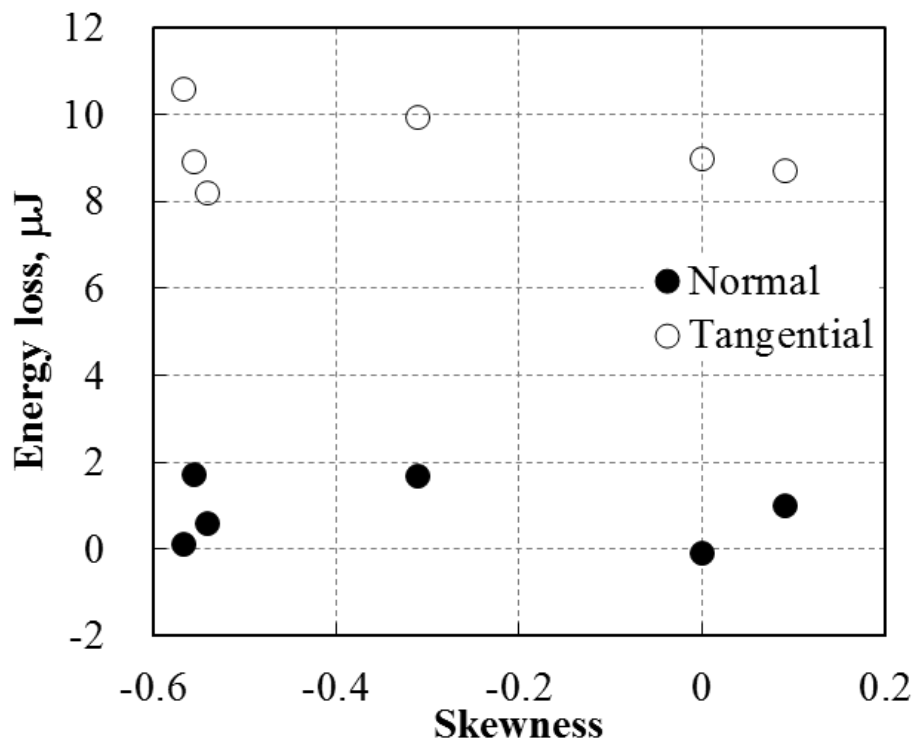


Fig. 3.10 初回接触時のエネルギー散逸量と Skewness の関係

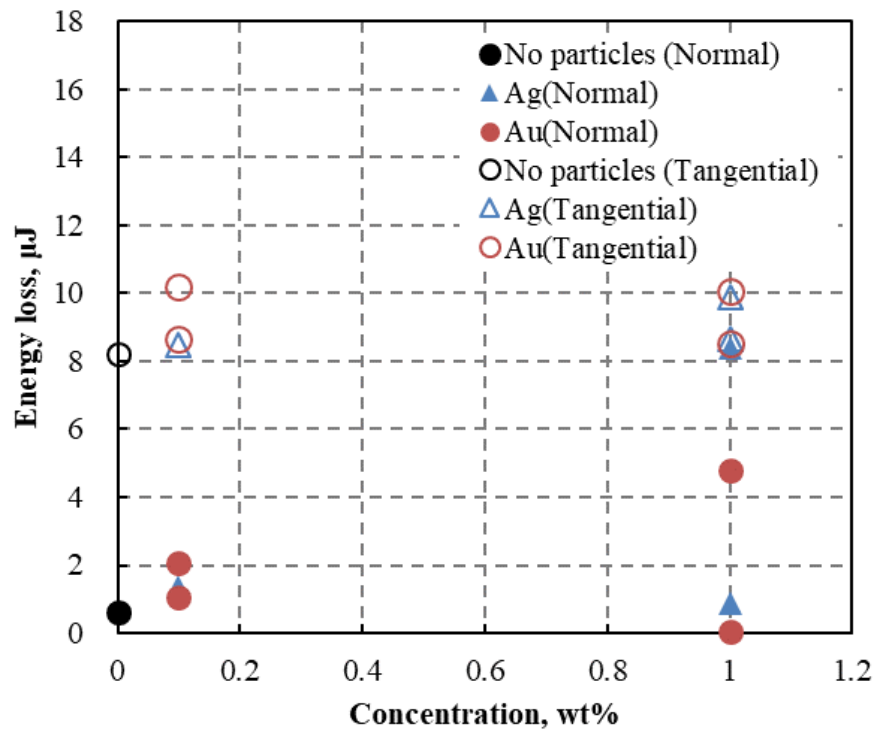


Fig. 3.11 初回接触時のエネルギー散逸量と微粒子量の関係(金および銀)

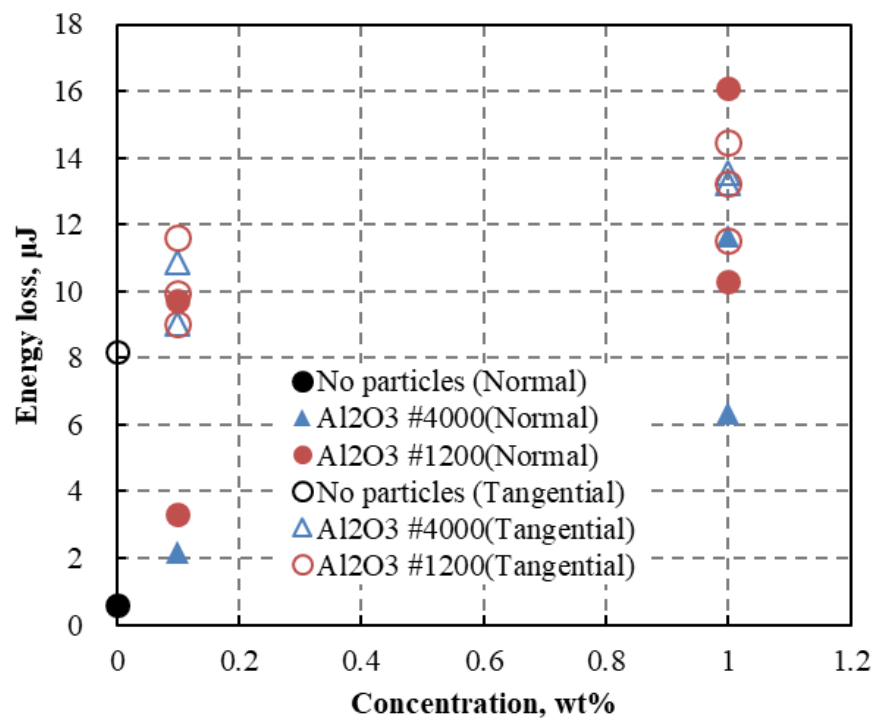
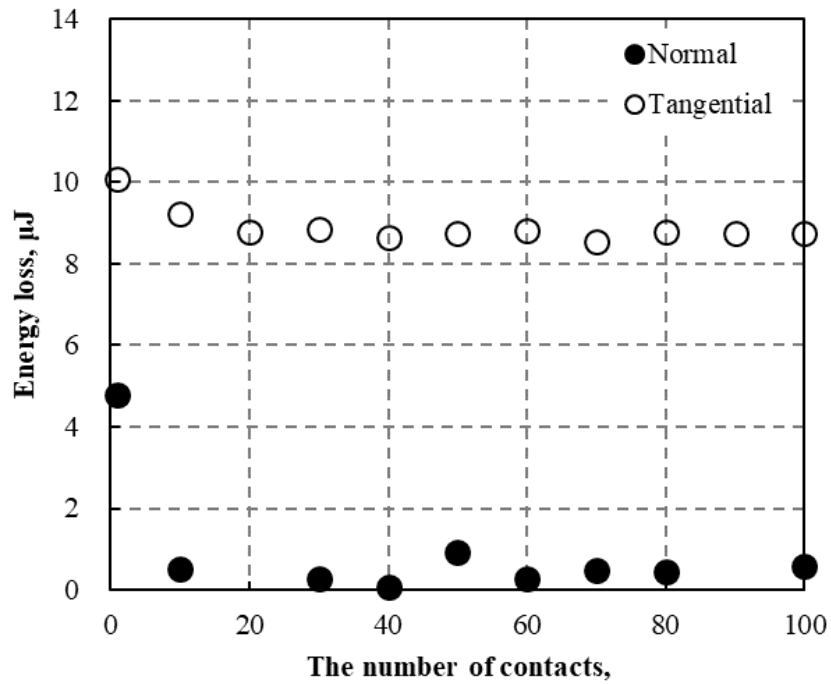


Fig. 3.12 初回接触時のエネルギー散逸量と微粒子量の関係(アルミナ)



※プロットのない点は、誤差によりエネルギー散逸量がわずかにマイナスになった点でエネルギー散逸量はほぼ 0

Fig. 3.13 エネルギー散逸量と接触回数の関係(金混入 1wt%)

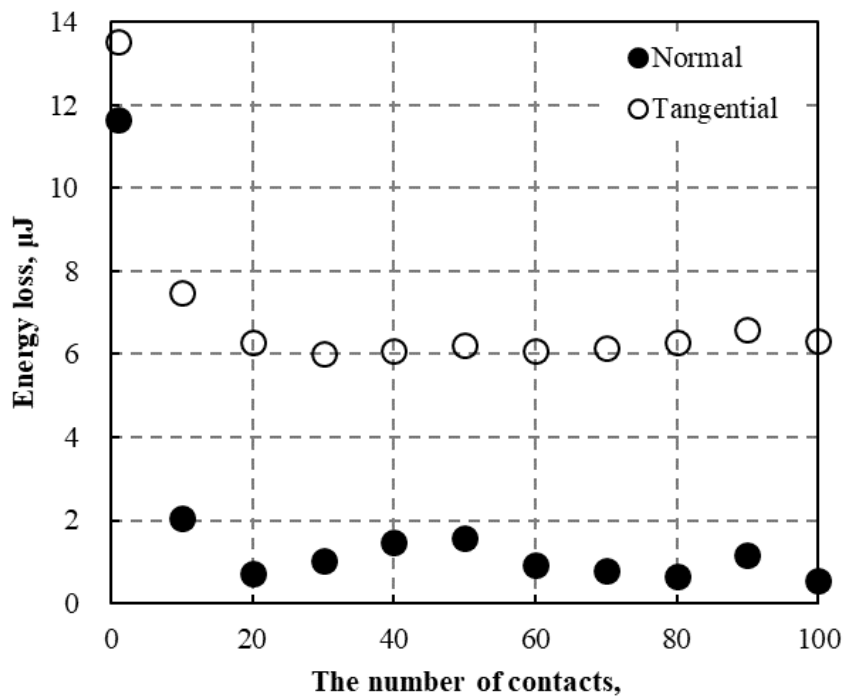


Fig. 3.14 エネルギー散逸量と接触回数の関係(アルミナ混入 1wt%)

### 3.5 考察

#### ・粗面の接触

Fig. 3.9 の結果から、算術表面粗さの小さい球を用いた実験では、法線方向のエネルギー散逸がほとんどなく、本実験条件では、材料内部摩擦によるエネルギー散逸はほとんど生じていないといえる。一方、算術表面粗さの大きな球では、法線方向のエネルギー散逸が生じていることから、本実験で確認された法線方向のエネルギー散逸の原因は、2章で示した表面突起のひずみが弾性シェイクダウン限界を超えたことによる、繰り返し性を有する表面突起の塑性変形であるといえる。実験後の円柱表面の拡大写真を Fig. 3.15 に示す。赤線で囲った箇所が接触点であり、明らかな変形もしくは摩耗の跡が確認出来る。各表面突起接触部における塑性変形が法線方向のエネルギー散逸に寄与し、摩擦が接線方向のエネルギー散逸に寄与したことを示す 1 つの結果である。

大きな算術平均粗さを有する球を用いた実験の場合、法線方向と接線方向のエネルギー散逸量の割合は、接触初期は 10% 台前半であるが、接触 100 回目には 25% にもなる。これは接線方向のエネルギー散逸量が低下したことに起因している。接触初期と 100 回目の大きな違いは、Fig. 3.6 および Fig. 3.7 が示す通り、摩擦係数の増加である。Amontons-Coulomb 摩擦を仮定した場合、接線方向のヒステリシスループは Fig. 3.16 に示す通りとなる。接線方向力は摩擦係数と法線方向力の積で表されるため、法線方向力の増加にともなって増加し、法線方向力の減少にともなって減少する。摩擦係数が増加すれば、接線方向力が増加するため、ヒステリシスループの面積が広がり、エネルギー散逸量が増加する。しかし、1章で述べた通り、実際の固体は接線方向にも剛性を有しており、Amontons-Coulomb 摩擦のみで表すことは出来ない。摩擦係数の増加は滑りをともなわない弾性変形領域の増加を意味し、すなわち弾性ひずみエネルギーの増加を意味する。外力より加えられるエネルギーの接線方向成分がすべての実験で一定と仮定すると、摩擦係数の増加にともなって弾性ひずみエネルギーが増加し、エネルギー散逸量は減少する。Fig.3.16(Amontons-Coulomb の摩擦モデル)と比較すると、接線方向の変位荷重曲線の(1)-(2)の間は(Fig. 3.5 参照)接線方向の弾性変形領域内であると考えられ、エネルギー散逸量が減少する領域である。

Fig. 3.10 にしめす Skewness とエネルギー散逸量との関係に相関がみられないのは、法線方向接触実験の結果(2章)と同様に、実際の接触点と測定点が一致していないことに起因しているものと推測される。

#### ・微粒子混入下での接触

Fig.3.11 および Fig.3.12 から、エネルギー散逸に対して、金および銀の混入量はエネルギー散逸量に対して影響が小さく、アルミナの混入量が影響したのは、各微粒子の硬さおよびタービンオイルへの分散のしやすさ(固体の表面自由エネルギーの高さ)によると推測される。同じ粒径の微粒子を同じひずみだけ塑性変形させる場合、金および銀よりもアルミナの方が硬いため、よりエネルギーが必要なのは自明である。微粒子は油中に分散しているため、接触部がどれだけ微粒子

が介在するのは確率による。実験中、微粒子をタービンオイルに混ぜると、金銀は均一に分散することなくある程度凝集し、アルミナは均一に分散していた。アルミナの表面自由エネルギーは  $6 \text{ J/m}^2$  で金の  $1.5 \text{ J/m}^2$  に比べて高く、粒子の表面がよく濡れることを意味する<sup>[3,6]</sup>。粒子の表面の濡れの良さは分散性の良さにつながるため、アルミナの方がよく分散したと考えられる。分散したほうが接触点に介在する確率が高くなり、また 1 つの粒子がつぶれることで生じるエネルギー散逸量もアルミナの方が高いため、以上の様な結果になったと推測される。

粗面 (Fig.3.8 参照), 金混入 (Fig.3.12 参照), アルミナ混入 (Fig.3.13 参照) の経時変化には、実験方法が影響している。微粒子混入実験で初回のエネルギー散逸量が多いのは、同実験では混入前に球と円柱の位置出しを行い、その後微粒子を混入させているので、微粒子、球、および円柱表面の大きなひずみをともなう塑性変形によるエネルギーを測定しているが、粗面の接触では、位置出し時に表面突起で大きな塑性変形が生じてしまい、初回の接触では、シェイクダウン限界を超えた小規模な塑性変形で生じたエネルギー散逸量を測定しているためである。粗面の接触試験でも初回のエネルギー散逸を測定出来ることが望ましいが、現状そのような装置は存在せず、今後の課題である。

以上の結果から、つぎのことがいえる。

- ・アルミナなどの硬質微粒子が混入すると、微粒子もしくは表面の変形により継続的にエネルギー散逸が生じる
- ・金および銀などの軟質金属であっても、供給が続けば、粗面で生じるよりも多いエネルギー散逸を生じ得ることが出来る

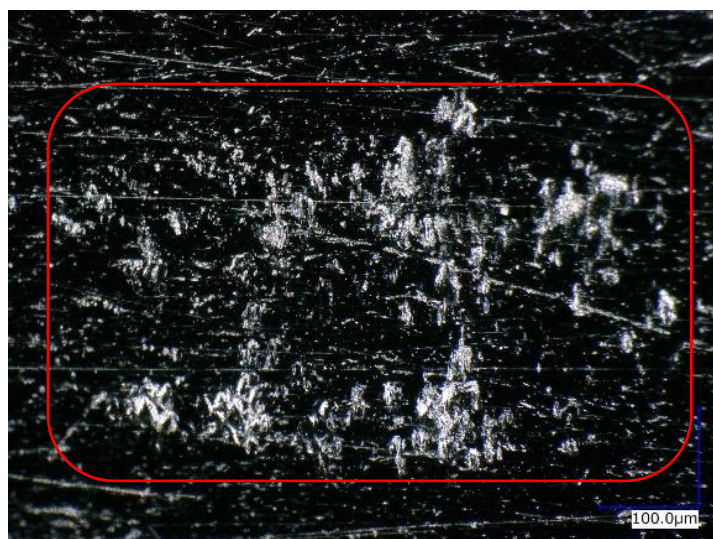


Fig. 3.15 実験後の円柱表面写真

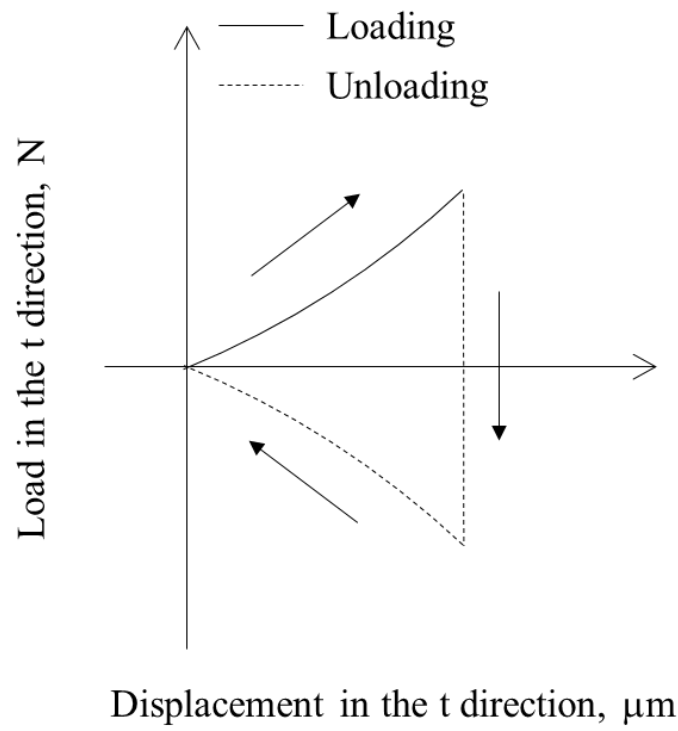


Fig. 3.16 Amontons-Coulomb 摩擦を仮定した場合の接線方向のヒステリシスループ



### 3.6 結論

滑りをともなう接触部における、表面突起の塑性変形、微粒子の変形、および摩擦によって生じるエネルギー散逸量を比較し、表面突起の塑性変形および微粒子の変形がエネルギー散逸に対して有意な効果を有するか、準静的な接触実験でエネルギー散逸量を測定し、以下の結論を得た。

- (1) AISI440C の鏡面の円柱と大きな算術平均粗さを有する球を接触させた場合、繰り返しエネルギー散逸が生じ、法線方向のエネルギー散逸の要因は表面突起の塑性変形、接線方向のエネルギー散逸の要因は摩擦である。法線方向と接線方向のエネルギー散逸量の割合は、接触初期は 10% 台前半であるが、接触 100 回目には 25% にもなり、これは摩擦係数の増加にともなう弾性ひずみエネルギーの増加が原因であると推測される
- (2) 弾性体の場合、接線方向の弾性変形によって、剛体の接触に比べて接線方向のエネルギー散逸が抑制される。また、摩擦係数の変化にともない接線方向のエネルギー散逸量が増加するため、接線方向のエネルギー散逸を検討する場合には、接線方向剛性および摩擦係数は重要な要因の 1 つである。
- (3) 平滑な 2 面の接触部に微粒子が混入した場合、有意なエネルギー散逸が得られる。特にアルミナの場合、継続してエネルギー散逸が生じ、その散逸量は粗面の接触で生じた散逸量と同等であった。また、金および銀などの軟質金属であっても、継続的に微粒子が供給されさえすれば、粗面での接触で生じるエネルギー散逸量よりも多い散逸量が得られる可能性を示した。

### 3.7 参考文献

- [3.1] 平野, 山本, “固形異物が潤滑性能に及ぼす影響について,” 潤滑, 1, 1 (1956) 24.
- [3.2] 岡本, 藤田, 吉岡, “ころがり軸受の寿命におよぼす油中の固形異物の影響,” 潤滑, 17, 5 (1972) 279-287.
- [3.3] 森早, “すべり軸受における異物の影響,” 潤滑, 17, 11 (1972) 741-746.
- [3.4] 混入異物のグリース寿命への影響に関する研究会, “混入異物のグリース寿命への影響に関する研究報告,” トライボロジスト, 38, 12 (1993) 1059-1065.
- [3.5] 田中, “異物混入による表面起点型損傷のメカニズムと寿命推定,” トライボロジスト, 48, 10 (2003) 782-788.
- [3.6] 中島, “固体表面の濡れ制御,” 内田老鶴圃, 45.



## 第 4 章 接触においてエネルギー散逸させる 各要因の解析モデル

#### 4.1 緒言

接触によって生じるエネルギー散逸量における，表面突起の塑性変形，材料内部摩擦および摩擦が及ぼす影響度を把握するため，解析によるパラメータスタディーを実施した．本章では表面突起の塑性変形，材料内部摩擦および摩擦によって生じるエネルギー散逸量の算出方法について述べる．解析結果と2章および3章で示した結果と比較し，妥当性の検討を行った．

#### 4.2 接触の繰り返し性の定義

ダンパの接触部は，大きく分けて以下の2つに分類することが出来る．

##### ・接触点の繰り返し性あり

ワイヤーメッシュダンパ(1章参照)はFig.4.1に示すように，ワイヤ同士が密に圧縮されたリングから形成されている．リング内ではワイヤ同士が互いを拘束するため，ワイヤーメッシュが繰り返し変形を受けた場合，ワイヤ間の接触位置は変わらず，往復摺動状態となる(Fig.1.3b参照)．

粗面同士の接触の場合，摩擦によって互いが摩耗となり，表面粗さの増大が予想される．それぞれのワイヤが十分に拘束され，接触面に対して法線方向および接平面のある一方向にのみ運動する場合，摩擦によって形成された凹凸がかみ合い，運動する接線方向に直交する断面の合成あらし曲線の算術平均粗さは低下し，3章の実験データから，法線方向のエネルギー散逸量の低下が予想される(粗面全体で弾性シェイクダウンする領域に近づく)．一方で，それぞれのワイヤの拘束が十分でない場合，接触毎の繰り返し性が十分でないため，合成あらし曲線の算術平均粗さは低下せず，大きな表面突起の塑性変形が繰り返し生じ，エネルギー散逸が継続する(弾性シェイクダウンしない)．そのため，摩擦する2面の拘束の程度によって，表面突起の塑性変形に起因したエネルギー散逸量は，大きく変わることが予想される．

##### ・接触点の繰り返し性なし

粒状体衝撃ダンパ(1章参照)は，ダンパ内部の粒状体が拘束されておらず，自由に運動することが出来る．粒状体は自由に壁面もしくは粒状体どうしが接触できるため，接触毎の繰り返し性がほとんどなく，各接触において合成あらし曲線の算術平均粗さが低下することはない．そのため，接触のたび，第2章(Fig.2.9-12参照)で示した様な，初回の接触時に生じた大きなエネルギー散逸が継続して発生することとなる．

ダンパ内部の接触部におけるエネルギー散逸機構を把握するため，これまでに判明したエネルギー散逸要因である摩擦，内部摩擦，および表面突起の塑性変形がエネルギー散逸に及ぼす度合いを解明する．そのため，様々な接触状態を表すため，接触を以下に示すパラメータで定義した(Fig.4.2参照)，

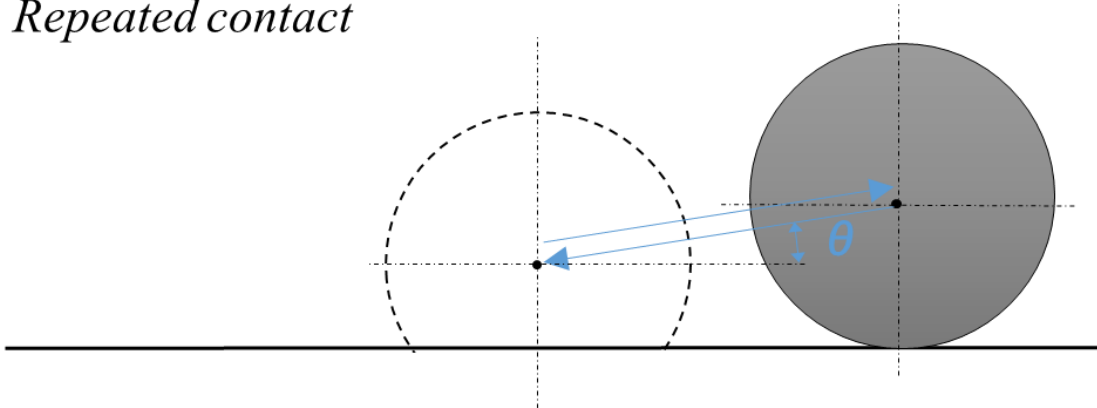
- ・繰返し性の有無
- ・接線方向変位ベクトルと法線方向変位ベクトルのなす角度 (Fig.4.2 の  $\theta$ )
- ・法線方向荷重

前述の通り、繰返し性があれば表面突起の塑性変形によるエネルギー散逸量は少なくなり、繰返し性がなければ多くなる。Fig.4.2 中の角度  $\theta$  の範囲は  $0^\circ \sim 90^\circ$  であり、 $\theta$  が小さいほど接線方向変位量が大きいため摩擦によるエネルギー散逸量が多く、 $\theta$  が大きい程法線方向の変位量が多いため突起の塑性変形もしくは材料内部摩擦によるエネルギー散逸量が支配的になると予想される。



Fig. 4.1 ワイヤーマッシュ拡大図 <sup>[4.1]</sup>

*Repeated contact*



*Non-repeated contact*

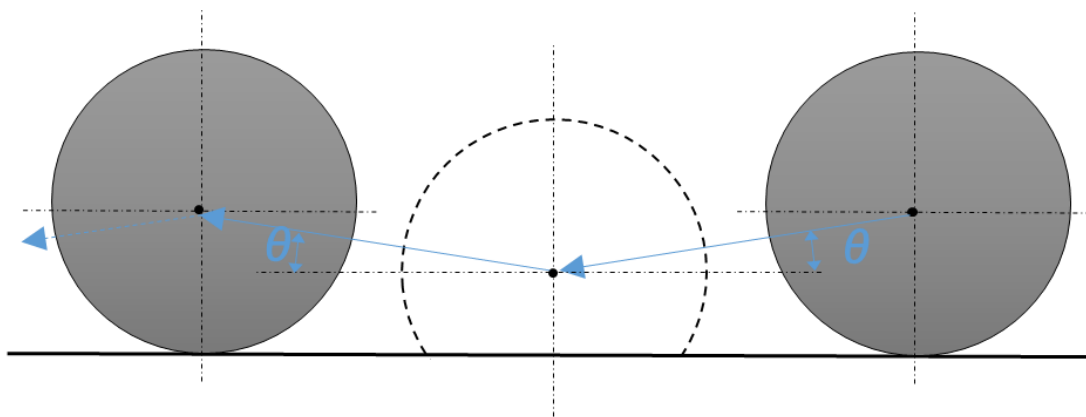


Fig. 4.2 接触モデルの定義

### 4.3 法線方向の運動におけるエネルギー散逸の解析モデル

パラメータスタディーを行うにあたり、材料内部摩擦および表面突起の塑性変形によるエネルギー散逸量の算出方法を以下に示す。なお、両要因とも固体内部の応力およびひずみに影響をおよぼすため、連成させて解析する必要がある。しかし後述するように、材料内部摩擦によるヒステリシスは十分に小さく、また十分に荷重が負荷されている粗面の接触点では、接触面圧が Hertz 理論より求まる接触面圧に近くなることから<sup>[4,2]</sup>、大きなヒステリシスは生じないと考えられる。よって、本研究では、連成効果は大きくないと考え、両要因の解析は独立して行うこととした。

#### 4.3.1 材料内部摩擦

材料内部摩擦により、ある荷重を負荷した際の変位量は以下の式で表すことが出来る<sup>[1,40]</sup>。

$$\delta(t) = a(t)^2/R \quad (4-1)$$

$$a^3(t) = \frac{3}{4}R \int_0^t \phi(t-t') \frac{d}{dt'} F_n(t') dt' \quad (4-2)$$

$$\phi(t-t') = \left[ \frac{1}{g_1} + \frac{1}{g_2} \{1 - \exp(-(t-t')/T_1)\} \right] \quad (4-3)$$

$$T_1 = \eta/g_2 \quad (4-4)$$

$$\eta = 2\zeta\sqrt{mk} \frac{l_0}{A} \quad (4-5)$$

$\delta$  は法線方向変位量、 $R$  は曲率半径、 $a(t)$  は時間  $t$  における接触円の半径、 $T_1$  は緩和時間、 $\phi$  はクリープコンプライアンス、 $t$  および  $t'$  は時間、 $P$  は荷重、 $g_1$  および  $g_2$  は Fig. 1.22 の弾性率、 $\eta$  は粘度、 $m$  は Fig.1.23 の質量、以下同様に  $k$  はばね定数、 $l_0$  は供試体長さ、 $A$  は断面積を表す。本検討では、Voigt モデルを用いていることとし、 $1/g_1$  は 0、 $1/g_2$  は、最終的に接触楕円が Hertz 理論の接触楕円に収束すると仮定し、 $1/E^*$  とした。なお、 $E^*$  は等価ヤング率、 $1/E^* = (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2$  である。

1章で述べたとおり、粘弾性体の粘度を測定することは容易ではないため、実験によって得られた減衰比を Fig.1.23 の方法で変換する。材料の減衰比および減衰係数は数多く測定されている<sup>[4,3, 4]</sup>。しかし、Fig.1.23 の換算式には断面積および長さが含まれているが、減衰比および減衰係数を測定した際の寸法情報は明らかにされていないため、粘度を求めることが出来ない。そこで、材料内部摩擦に及ぼす寸法の影響を検討するため、寸法を変化させた場合の粘度の影響を検討し、パラメータスタディーに用いる値を選定した。

Fig. 1.23 に示す粘度の式には、断面積  $A$  と長さ  $l_0$  の 2 つの寸法に関するパラメータが含まれている。寸法パラメータの取り扱いを容易にするため、Fig. 4.3 に示すような立方体の供試体を仮定した。これにより、断面積  $A$  は  $l_0^2$  と表すことが出来、 $l_0$  のみの影響を検討すればよい。材料内部摩擦を考慮した球面の接触計算を実施し、 $l_0$  を変化させることで影響の把握を行うこととした。なお、



減衰比および減衰係数の測定時の供試体寸法に一般的な決まりはなく、様々な形状および寸法の供試体で評価されているのが実情である。設計に活用する際には、実測することが望ましい。

検討条件を Table 4.1 に示す。対象の材料は熱処理を施した 440C ステンレス鋼とし、球面と平面の接触とした。供試体寸法  $l_0$  は一般的に材料試験で取り得る範囲の 1mm~1 000mm とし、周波数は材料内部摩擦によるエネルギー散逸が明確に表れる条件で検討するため、10kHz と高とした。 $\beta$  は引張強度と減衰係数の積を表す (Fig. 4.4 参照)。一般に、引張強度が大きい材料程減衰係数は小さいという傾向があり、主な鉄鋼材料は  $\beta = 100$  の両対数グラフ上での直線に沿っている。なお、Mg-Zr 合金などの防振合金は  $\beta = 1 000$  の直線状にプロットされており、防振性能が高いことが分かる。

計算結果を Fig. 4.5 および Fig. 4.6 に示す。Fig. 4.5 は  $l_0 = 1 000\text{mm}$  の場合の球面接触における変位荷重曲線である。ヒステリシスを確認することが出来、エネルギーが散逸することが分かる。Fig. 4.6 は各  $l_0$  毎のエネルギー散逸量である。 $l_0 = 1\text{mm}$  および  $10\text{mm}$  ではエネルギー散逸量がごく小さく、計算誤差程度あり、有意なエネルギー散逸を確認できるのは  $100\text{mm} \geq l_0$  の場合である。一方で、一般的に材料の評価を行う場合、 $1 000\text{mm} \times 1 000\text{mm} \times 1 000\text{mm}$  もの巨大な供試体を用いることは考えにくい。よって、両者の結果から、本研究では粘度を算出する際に用いる  $l_0$  寸法には  $100\text{mm}$  を用いることとした。

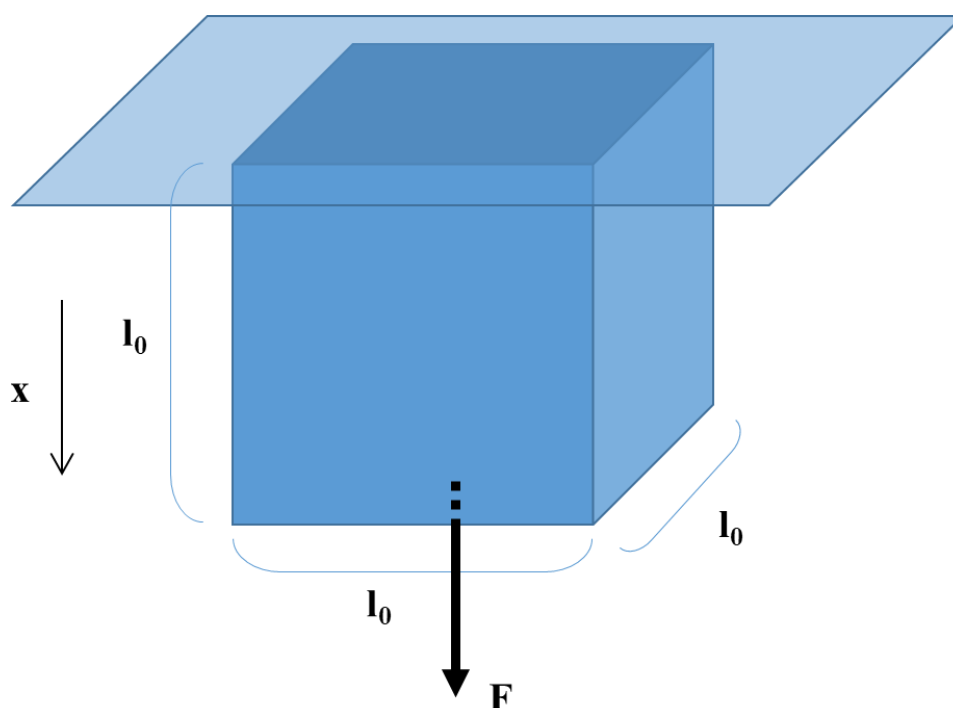


Fig. 4.3 寸法影響を検討するためのモデル

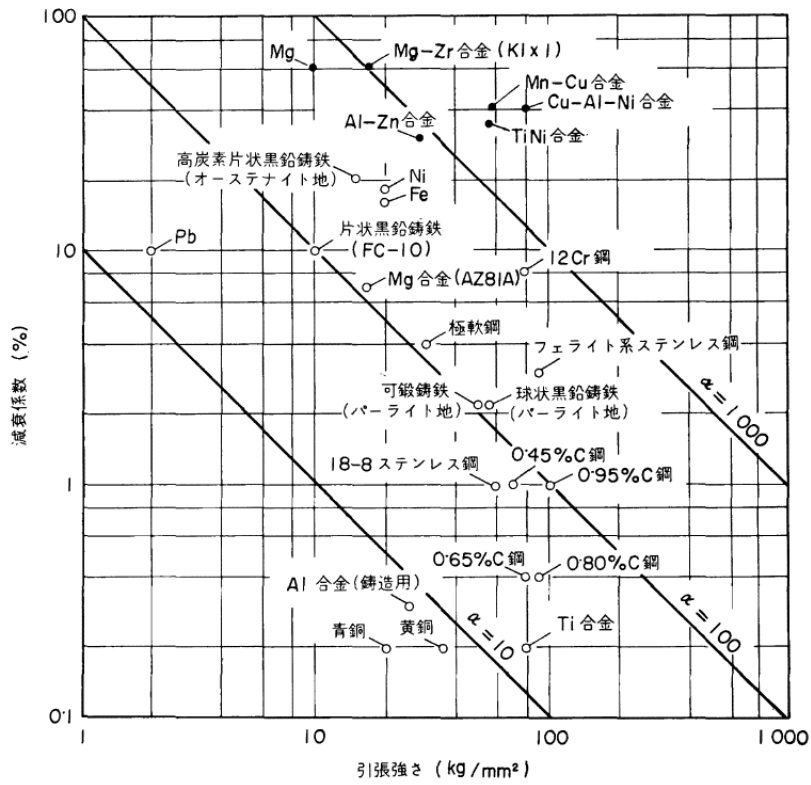


Fig. 4.4 材料の減衰係数<sup>[4.4]</sup>

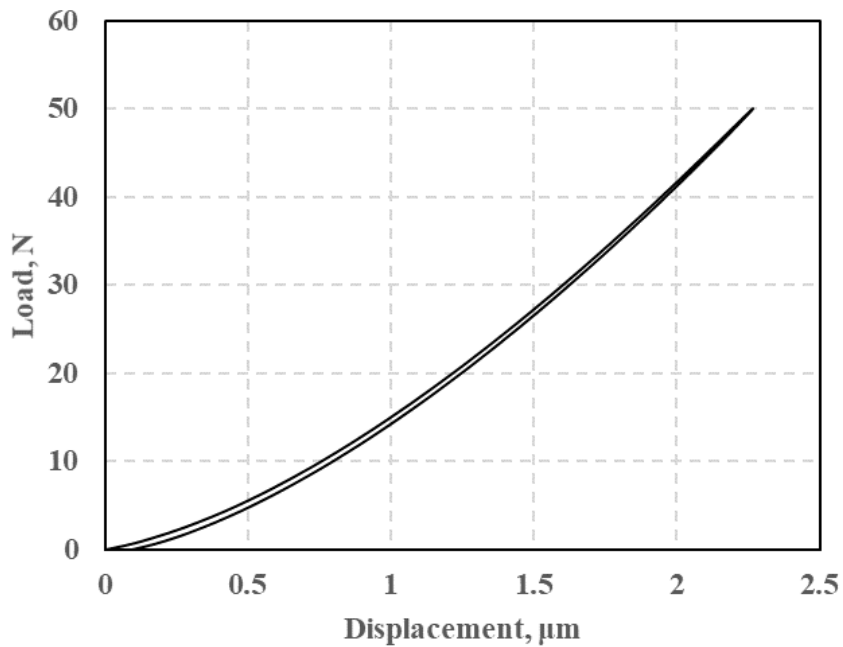


Fig. 4.5 材料内部摩擦によるヒステリシスループ  
( $l_0=1\ 000\text{mm}$  と仮定した時の AISI440C 球面の接触)

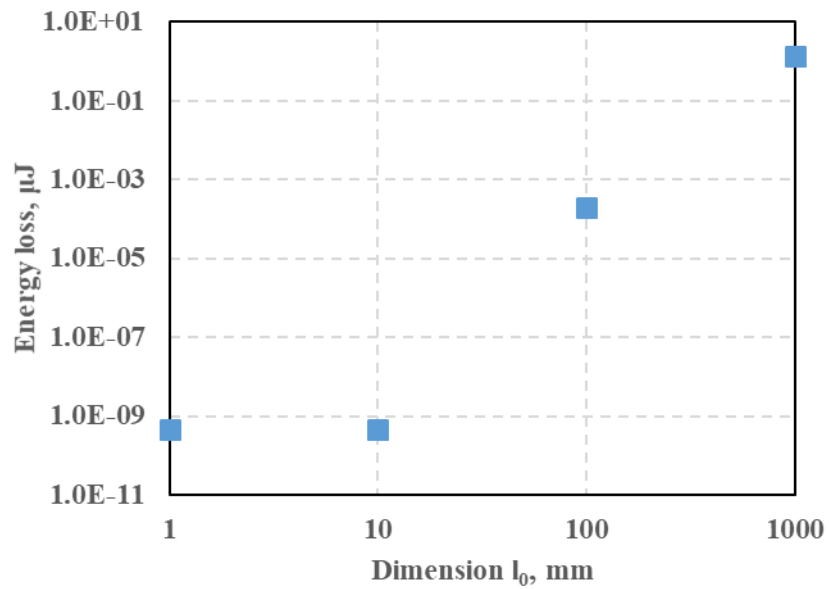


Fig. 4.6 材料内部摩擦における寸法の影響(AISI440C 球面の接触)

Table 4.1 検討条件

Material	AISI 440C (Heat treated)
Young's modulus	200 GPa
Poisson's ratio	0.3
density	7700 kg/m <sup>3</sup>
Radius of sphere	10mm
$l_0$	1mm, 10mm, 100mm, 1 000mm
$\beta$	100
Tensile strength	2.8GPa
Frequency	10kHz
Load	50N

#### 4.3.2 表面突起の塑性変形

1章で述べた通り、巨視的に曲率を有する粗面の接触における、曲面全体の弾性変形量は Greenwood と Tripp の理論によって求めることが出来る。ただし、同理論は突起先端の接触力を Hertz 理論で仮定しているため、突起先端の変形が弾性変形領域内に限られる。エネルギー散逸を生じるのは、突起先端が塑性変形を生じる場合であり、Hertz 理論を適用することは出来ない。そこで本研究では、まず一つの突起に対し、有限要素法を用いて弾塑性解析を実施し、変位荷重曲線、および負荷荷重に対する 1 回目～10 回目の接触時に生じるエネルギー散逸量のマスターカーブを作成した。まず、得られた突起 1 つあたりの変位荷重曲線を粗面全体の接触解析に適用することで、2 面間の接近量を求めた。得られた 2 面間の接近量から、マスターカーブを用いて各突起のエネルギー散逸量を求め、すべてを足し合わせることで粗面全体のエネルギー散逸量を求めた。本方法を採用するにあたり、以下の 2 点を把握する必要がある。

- ①接触部の摩擦係数の影響
- ②繰り返し負荷によって生じる、最大荷重負荷時の変位量の変化

2 面間の接触において塑性変形が生じる場合、接触する 2 面の接触面に対して接線方向の変位量は異なる可能性がある。相対変位が生じれば、摩擦が生じるので、突起 1 つあたりの変位荷重曲線に、接線方向力が影響をおよぼす可能性がある (Hertz 理論では、接線方向力は働かないと仮定)。また、弾性シェイクダウン限界を超えた塑性変形の場合、荷重を負荷するごとに固体内部で塑性変形が生じる。塑性変形が生じれば、最大負荷時の変位量が異なり、サイクル毎の変位量の変化は、粗面全体の接触における、2 面間の接近量を変化させる要因となる。具体的には、Fig.1.25 の平滑面と粗面中の基準面の接近量が同じであっても生じる反力が低下し、新たに突起が弾性変形範囲内で接触することで、粗面全体としてシェイクダウンし、エネルギー散逸が生じなくなることが考えられる。以上 2 点の検討を行うため、検討を行った。なお、摩擦係数とは一般に、マイクロな凹凸を有するマクロな表面が接触し、複数の真実接触面を有するような系に対して用いられる考え方である。ただし、マイクロな突起であっても、フラクタルの様にさらに小さい突起を有しているため、摩擦係数の考え方を導入するのは妥当である。本モデル化では、様々な大きさを有する表面突起のうち、低い周波数(単位:  $\text{mm}^{-1}$ )の突起を力学モデルとして構築し、高い周波数の突起は各表面突起先端の接触部の摩擦係数に影響をおよぼす因子として考えた。

Table4.2 に突起 1 に対して実施した有限要素法解析の条件を示す。解析には接触解析の出来る MSC 社の MARC を用いた<sup>[4,5]</sup>。解析モデルは 2 次元の軸対象とし、弾塑性は Bilinear property (Fig.4.8 参照)で表すこととした。材料は熱処理を施した AISI440C とした。Fig.4.7 に有限要素法解析のメッシュおよび拘束条件を示す。本解析では、表面突起が大きく塑性変形する領域まで評価するため、突起の取り付く母材まで塑性変形すると考え、母材と半球のモデルとした。

Fig.4.9 に初回接触時のエネルギー散逸量におよぼす摩擦係数の影響、Fig.4.10 に 2-10 回目の接触時のエネルギー散逸量におよぼす摩擦係数の影響を示す。初回接触時のエネルギー散

逸量は摩擦係数の増加にともなって増加するが、その増加量は平均値に対してわずかであり、摩擦係数の影響は小さいといえる。2-10 回目の接触時では、各摩擦係数とも接触回数の増加にともなって、エネルギー散逸量が減少する。摩擦係数の増加にともなってエネルギー散逸量が増加する傾向にあり、その変化量は平均値に対して大きい。Fig.4.11 に繰り返し接触によって生じる最大荷重荷重時の変位量の変化を示す。本結果は、該当する接触とその 1 つ前の接触における最大荷重時の変位量の差を表す。この値は、各摩擦係数とも、接触を重ねるにつれて変位量の変化は小さくなる傾向にある。有限値の範囲内で摩擦係数が大きくなる程、変位量の差は大きくなる傾向にあるが、摩擦係数が無限の場合のみ、変位量が負の値となっている。

実際の真実接触面の接触において、極めて大きな塑性ひずみを生じるような変形の場合、接触点では塑性変形によって生じた熱によって高温になる。突起表面に付着している水分などが蒸発し、表面の汚れの層などが破断して新生面が少なからず現れ、摩擦係数が高くなることが予想される。そのため、表面突起の接触部の摩擦係数は最も高い無限とすることとした。Fig.4.9 から Fig.4.11 の結果から、摩擦係数が無限の場合、初回の接触におけるエネルギー散逸量は他の摩擦係数の場合と大差なく、2~10 回目の接触におけるエネルギー散逸量は最も大きくなり、最大荷重荷重時の変位量の変化は数 nm 以下と無視できる条件になることが分かる。

Table 4.3 に粗面の接触解析の検討条件を示す。解析条件は 2 章で示した実験結果と比較するため、条件を合わせた。突起一つあたりの変位荷重プロットを Fig.4.12 に、初回の接触におけるエネルギー散逸量のプロットを Fig.4.13 に、2~10 回目の接触におけるエネルギー散逸量のプロットを Fig.4.14 にそれぞれ示す。各プロットの結果から、以下の近似関数を使用した。

変位荷重曲線

$$F_a(x) = ax^2 + bx \quad (4.6)$$

1 回目接触におけるエネルギー散逸量

$$\Delta E_{loss1}(F_a) = cF_a^d \quad F_a > F_e \quad (4.7.1)$$

$$\Delta E_{loss1}(F_a) = 0 \quad F_a < F_e \quad (4.7.2)$$

2-10 回目の接触におけるエネルギー散逸量

$$\Delta E_{loss2-10}(F_a, n) = (eF_a^3 + fF_a^2 + gF_a)n^h \quad F_a > F_e \quad (4.8.1)$$

$$\Delta E_{loss2-10}(F_a, n) = 0 \quad F_a < F_e \quad (4.8.2)$$

$F_a$  は突起一つあたりの接触力、 $F_e$  は突起先端部の接触面内全域で塑性変形が生じる際の荷重、 $x$  は変位量、 $n$  は接触回数、 $a$  から  $h$  は係数である。荷重の小さい領域において、解析結果と近似曲線の乖離が大きく、明らかに塑性変形を生じている突起で生じるエネルギー散逸量のみ考慮するため、以上の様な閾値を設けた。本検討において、1-10 回目のエネルギー散逸量の解析

結果と近似関数の際は平均して 2% であり、よく近似出来ているといえる。

曲面全体の接触面圧、変形量およびエネルギー散逸量を求める式を次に示す。

接触面圧

$$p = \lambda \int_h^\infty F_a(b-h) \frac{1}{(2\pi)^{\frac{1}{2}}} \exp\left(-\frac{1}{2}b^2\right) db \quad (4.9)$$

曲面の弾性変形量

$$w_b(r) = \frac{4}{\pi E'} \int_0^\infty \frac{f}{f+r} p(f) N(n) df \quad [4.2] \quad (4.9)$$

1-10 回目の接触における粗面全体でのエネルギー散逸量

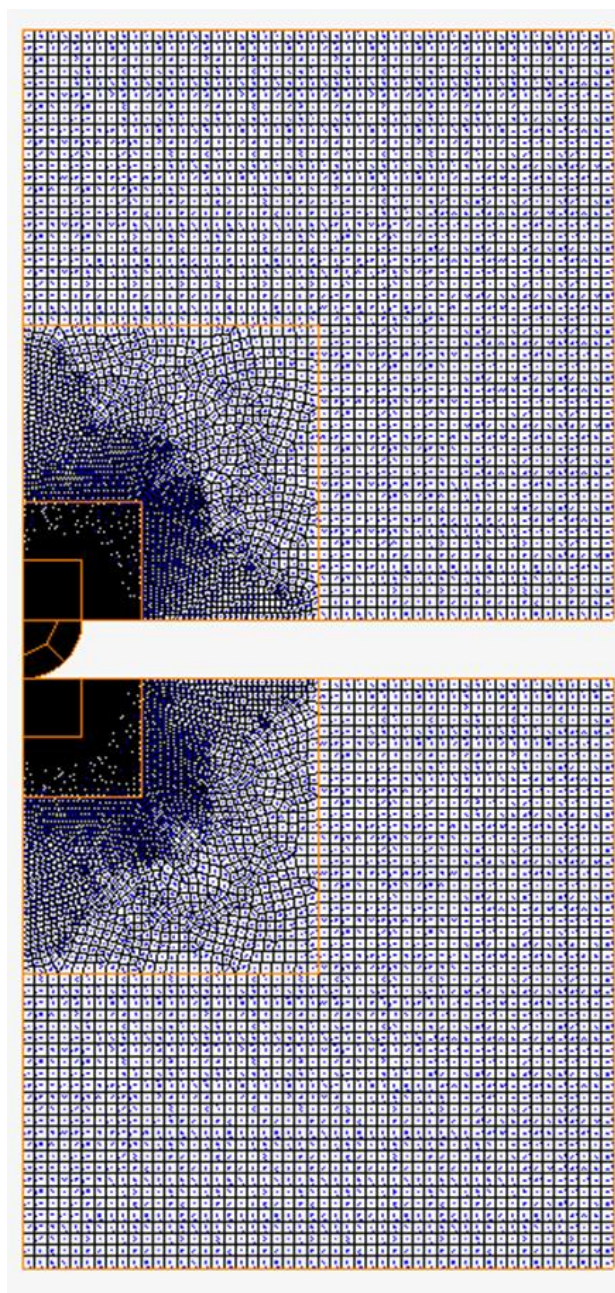
$$E_{loss_n} = 2\lambda\pi \int_0^{F_h} \int_0^\infty r E_{loss_n}(r, F_a) dr dF_a \quad (4.10)$$

$p$  は接触面圧、 $\lambda$  は表面突起の単位面積当たりの個数、 $b$  は接触面法線方向の変位、 $h$  は 2 面間の接近量、 $w_b(r)$  は接触面内の接線方向位置  $r$  における法線方向変形量、 $E'$  は等価ヤング率、 $f$  は接触面内のある位置、 $N$  は第一種完全楕円積分、 $n$  は  $2(rf)^{1/2}/(r+f)$ 、 $F_h$  は各接触面内位置におけるもっとも変形量の大きい突起が生じる反力である。本解析では、粗面突起頂点の確率密度分布が最も大きくなる位置を粗面側の基準面、もう一方の面を平滑面とする。その 2 面間の距離 (式(4.7)中  $b-h$ ) によって定まる各突起の接触力の関数から面圧、接触面内の変形量を収束計算で算出し、各突起の反力から各突起が生じるエネルギー散逸量を求め、接触面内すべての突起の生じるエネルギー散逸量の総和を取ることで、粗面のエネルギー散逸量を求める。なお、式(4.9)は Greenwood ら<sup>[4,6]</sup>の面圧の式を変更したもので、Greenwood らの式では突起一つあたりの生じる力を Hertz 理論 (弾性変形範囲内) で表していた式に対して、有限要素法解析で求めた力  $F(s-h)$  を代入した式である。

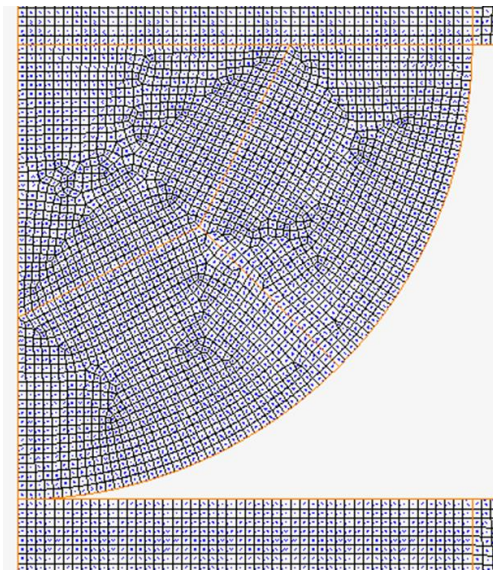
同解析によって得られたエネルギー散逸量を Fig.4.15 および Fig.4.16 に示す。Fig.4.15 は 1 回目の接触で生じるエネルギー散逸量と塑性指数の関係を示し、Fig.4.16 は 2-10 回目の接触で生じるエネルギー散逸量と塑性指数の関係を示す。なお塑性指数は Greenwood および Williamson によって定義された値で  $E'/H\sqrt{\sigma}/r$  と表され<sup>[4,6]</sup>、ヤング率/硬さの比と、表面高さ分布の標準偏差/突起先端の平均曲率半径の比の 1/2 乗の積である。塑性指数が高い程小さな荷重で表面突起に塑性変形が生じる面であることを意味する。Fig.4.15 および Fig.4.16 の結果から、塑性指数が高い程、エネルギー散逸は増加することが分かり、また、Fig.4.16 から、接触回数が増えるほどエネルギー散逸が減少することが分かる。塑性指数が 1 以下では、1-10 回目の接触で生じるエネルギー散逸量のすべての接触回数でほぼ一定値となる。

実験で得られたエネルギー散逸 (Fig.2.10-12) と比較すると、1 回目の接触で生じるエネルギー散逸は塑性指数によっては同程度であるのに対し、2-10 回目の接触で生じるエネルギー散逸は 1

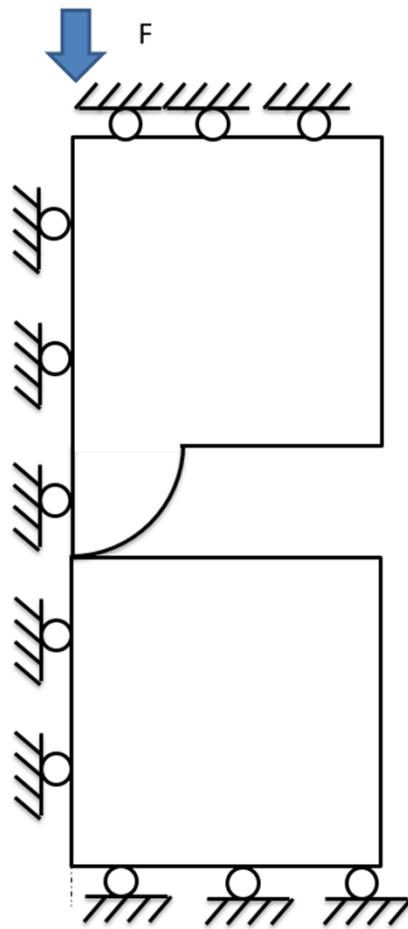
析小さい結果となった。この差は実験での接触位置の繰り返し性の低さによるものと考えられる。粗面と鏡面の接触の場合、接触すると Fig. 2.14 および Fig. 2.15 に示すような凹みが鏡面側に形成される。接触毎に粗面の凸と鏡面の凹の位置が完全に一致すれば解析と同じ条件になるが、現実の機器では繰り返し誤差を無くすことは出来ず、わずかなずれが生じる。2 回目以降の接触において、突起および鏡面に実際に生じる塑性ひずみは解析よりも多くなり、エネルギー散逸量が増加することとなる。実験結果と解析結果を比較するとおよそ 10 倍程度の差があり、実験での接触の繰り返し誤差の程度によって、この割合は変化する。



a 全体



b 半球近傍



c 拘束条件

Fig. 4.7 単一突起の有限要素法解析モデル



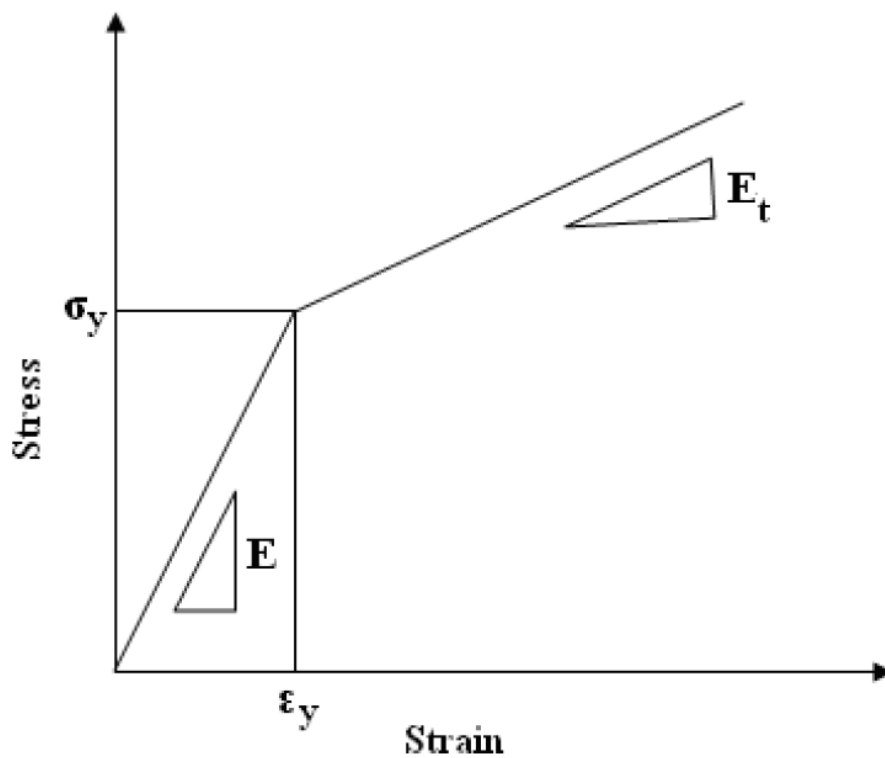


Fig. 4.8 弾塑性体の応力ひずみモデル [4.7]

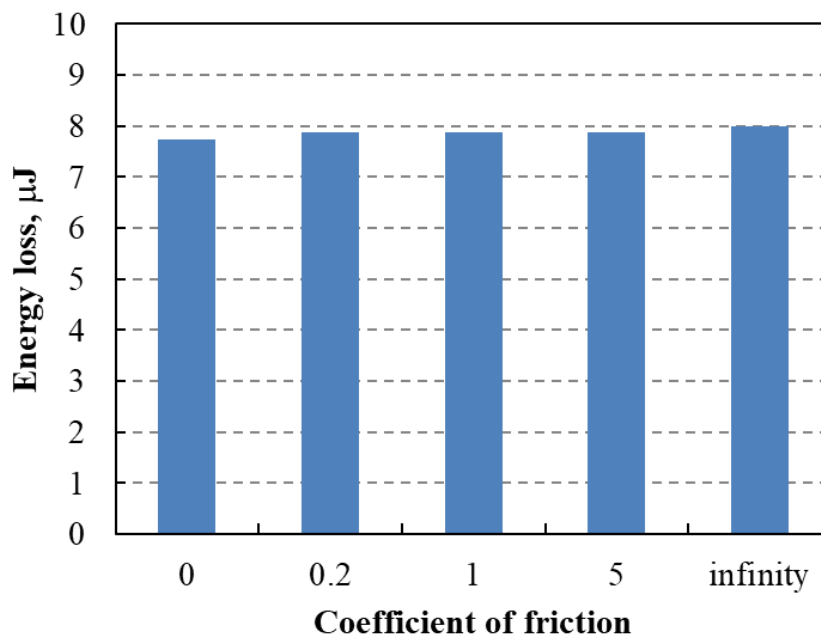


Fig. 4.9 繰り返し接触における、初回接触時のエネルギー散逸  
 におよぼす摩擦係数の影響(荷重:3N)

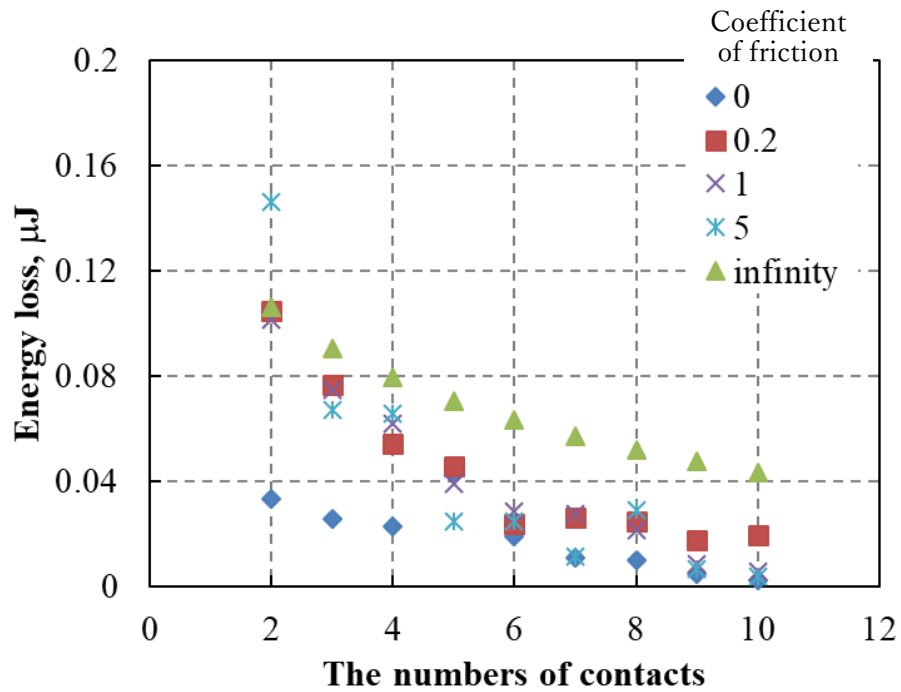


Fig. 4.10 繰り返し接触における、2回目～10回目接触時のエネルギー散逸におよぼす摩擦係数の影響(荷重:3N)

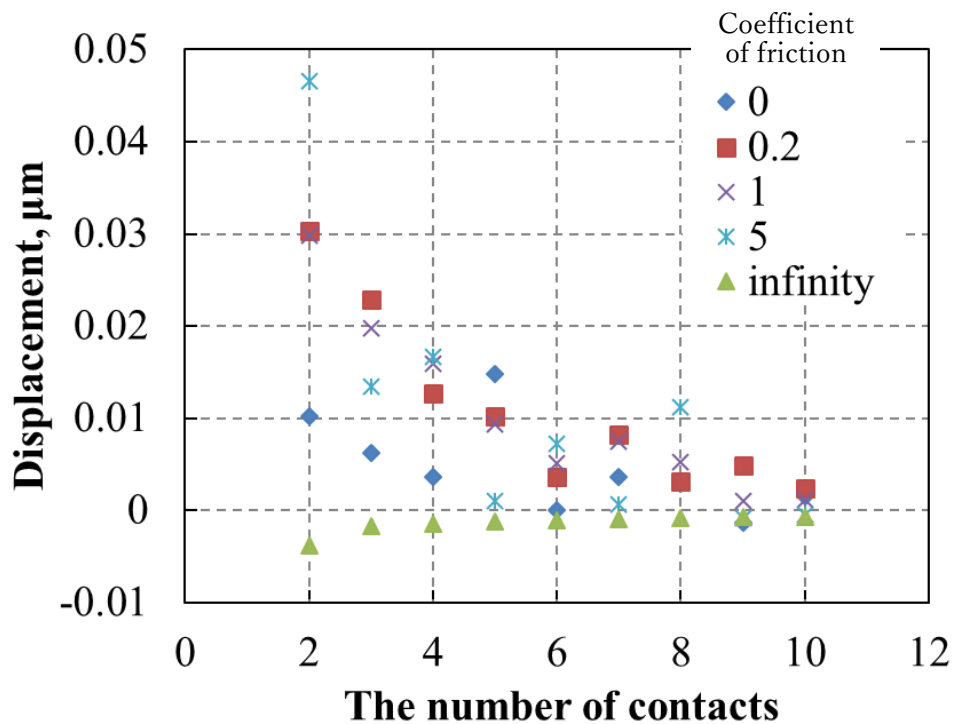


Fig. 4.11 繰り返し接触における、最大荷重負荷時の変位量の変化におよぼす摩擦係数の影響

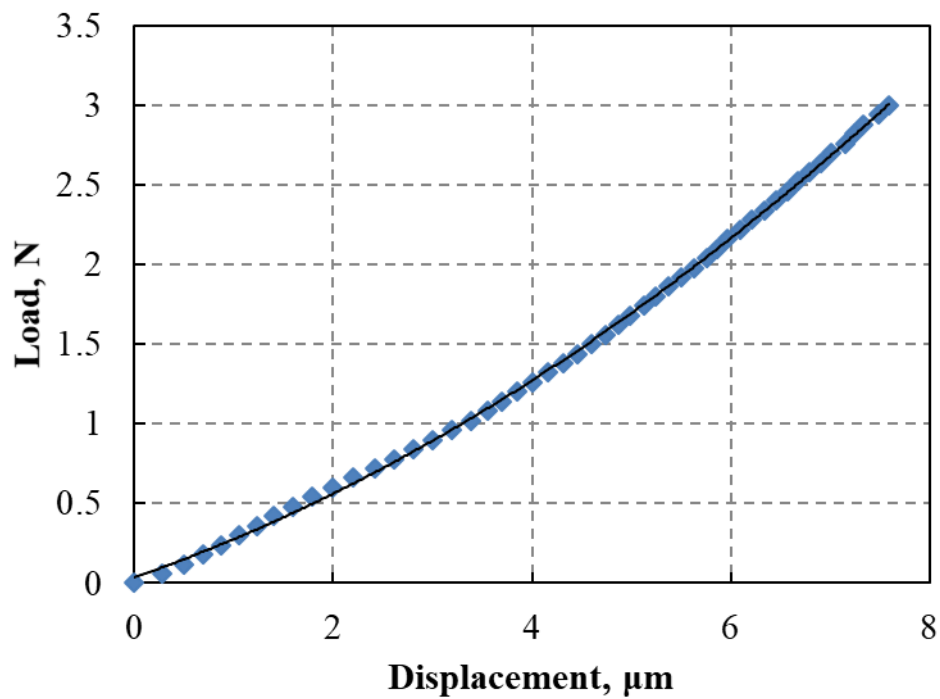


Fig. 4.12 FEM による変位荷重の結果と近似関数 (440C stainless)

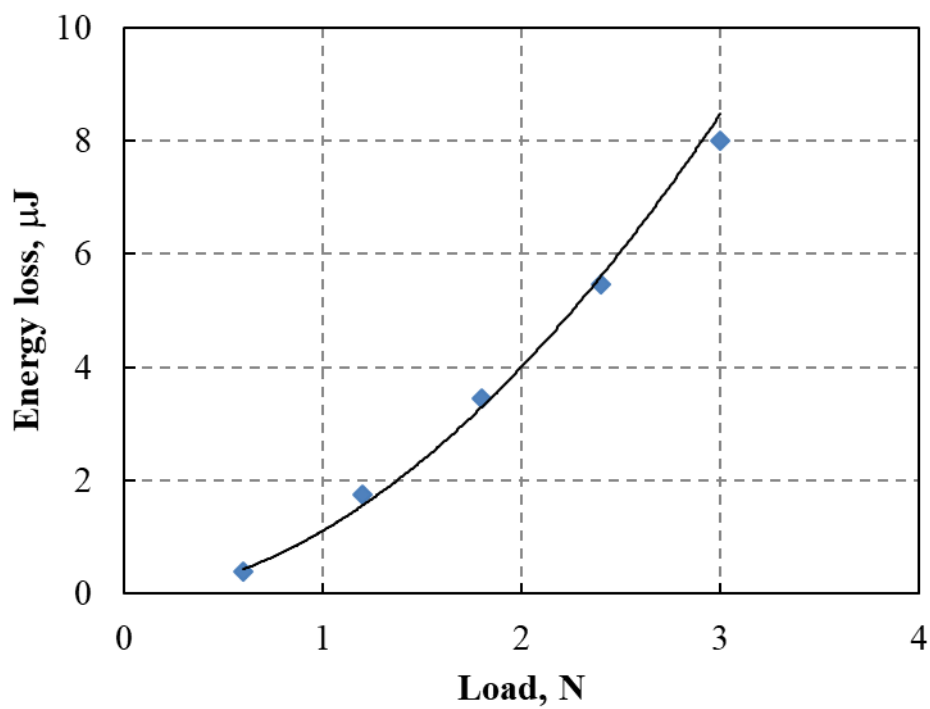


Fig. 4.13 1 回目の接触におけるエネルギー散逸量の FEM 結果と近似関数 (440C stainless)

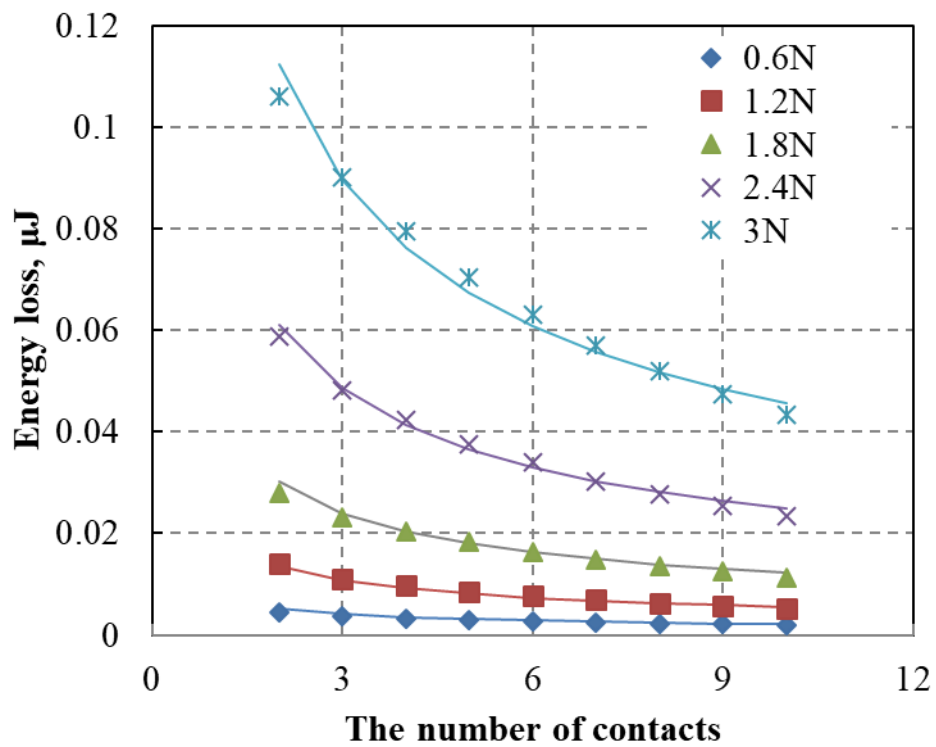


Fig. 4.14 2-10 回目の接触におけるエネルギー散逸量の FEM 結果と近似曲線 (440C stainless)

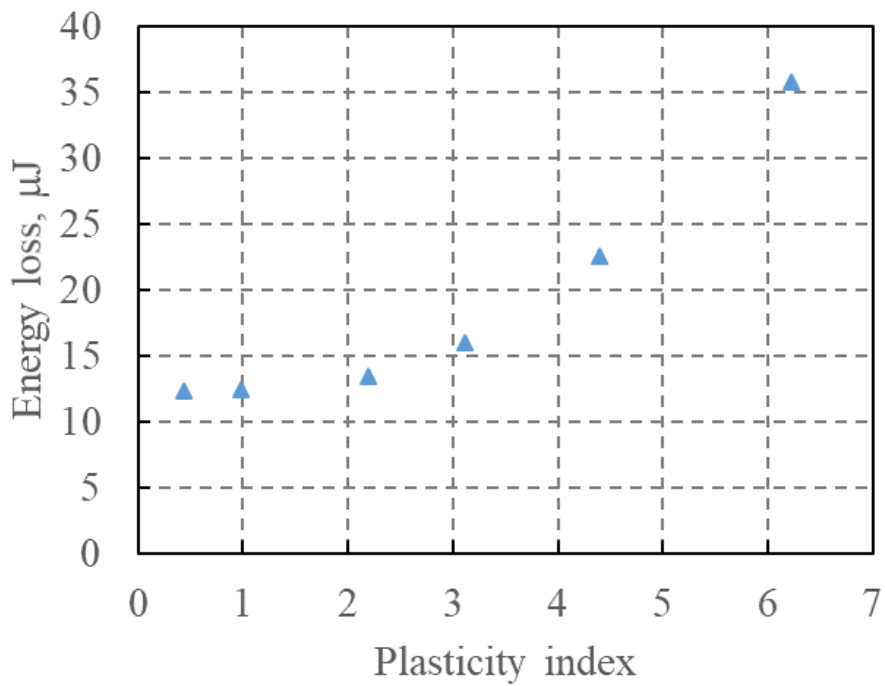


Fig. 4.15 塑性指数と1回目の接触におけるエネルギー散逸量の関係

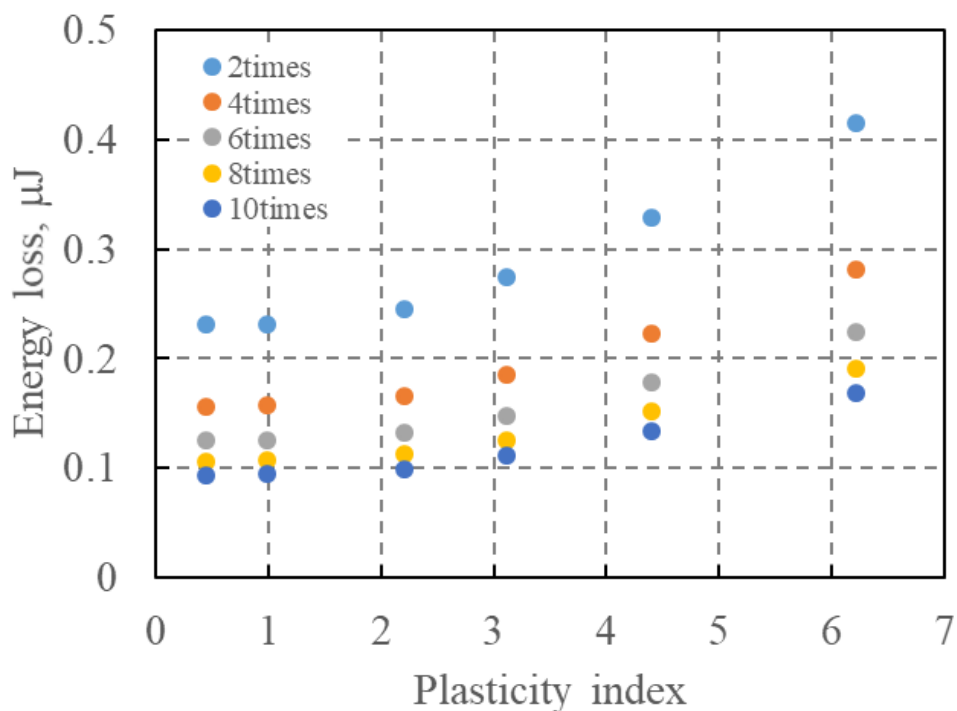


Fig. 4.16 塑性指数と2-10回目の接触におけるエネルギー散逸量の関係

Table 4.2 突起1つの有限要素法解析の検討条件

Analytical method	Software	MARC2015
	Analytical model	Two dimensional and Axisymmetric model
Physical property	Young's modulus	200 GPa
	Poisson's ratio	0.3
	Yield stress	2.8GPa
	Stress strain characteristic	Bilinear property Et =0.02*E (see Fig. 4.8)
	Hardening model	Combined hardening rule
	Coefficient of friction	0, 0.2, 1, 5, infinity
Dimension	Radius of sphere	10mm
Load condition	Load	0.6, 1.2, 1.8, 2.4, 3
	The number of contacts	10

Table 4.3 粗面の接触解析の検討条件

Analytical method	Software	Excel 2016
	Analytical model	One dimensional and Axisymmetric model
Physical property	Young's modulus	200 GPa
	Poisson's ratio	0.3
Rough surface property	Radius of top of asperities	10 $\mu$ m
	Radius of sphere	10mm
	Asperities density	2.9*10 <sup>9</sup> Num./m <sup>2</sup>
	Height distribution of asperities	Gauss distribution
Load condition	Load	50N
	The number of contacts	10

#### 4.4 接線方向の運動におけるエネルギー散逸の解析モデル

2 物体が接触している状態で、相対的に接線方向の運動を生じる場合、接触部では摩擦によってエネルギー散逸が生じる。接線方向の運動における変位荷重曲線の概略を Fig.4.17 に示す。本研究では1章で述べた接線方向剛性のうち、部分滑り無しモデルを採用した。本研究の対象としている摩擦型ダンパ内部の接触点では、接線方向の弾性変形量に対して滑り距離が十分に大きく、微小滑りによるエネルギー散逸はほぼ無視できるため、部分滑りは考慮しないこととした。本モデルでは、 $F_t$  は法線方向力であり、 $K$  は剛性値である。剛性値  $K$  は以下の式<sup>[4,8]</sup>を用いて求めることができる。

$$K = 8a / \left( \frac{2-\nu_1}{G_1} + \frac{2-\nu_2}{G_2} \right) \quad (4-11)$$

$a$  は接触面の半径、 $\nu$  はポアソン比、 $G$  は横弾性係数である。 $K$  と変位の積が  $\mu F_n$  を超えた領域では接触面で滑りが生じると仮定し、接線方向力の上限はすべての領域で  $\mu F_n$  とした。接触面の半径  $a$  は、Hertz 理論から求まる値を用いた。以上の接線方向剛性を用い、繰返し性ありおよびなしの場合、また、往路および復路における接線方向力は次の式で定義した。

・繰返し性あり

往路

$$F_t = K(a)d_t \quad K(a)d_t < \mu F_n \quad (4.12.a)$$

$$F_t = \mu F_n \quad \mu F_n \leq K(a)d_t \quad (4.12.b)$$

復路

$$F_t = K(a)(D - d_{tmax} + d_t) \quad -\mu F_n < K(a)(D - d_{tmax} + d_t) \quad (4.13.a)$$

$$F_t = -\mu F_n \quad K(a)(D - d_{tmax} + d_t) \leq -\mu F_n \quad (4.13.b)$$

・繰返し性なし

往路および復路

$$F_t = K(a)d_t \quad K(a)d_t < \mu F_n \quad (4.14.a)$$

$$F_t = \mu F_n \quad \mu F_n \leq K(a)d_t \quad (4.14.b)$$

$D$  は最大荷重負荷時の接線方向の弾性変形量,  $d_{max}$  は最大荷重負荷時の接線方向変位である。接線方向力が最大静止摩擦力未満の場合, 接線方向力はばね力であり, 最大静止摩擦力以上の場合は動摩擦力となる。ただし, 繰返し性のある接触の場合, 往路と復路で変位する方向が異なり, また, 往路の場合, 変位が開始する時点でひずみ  $D$  が生じているため, それぞれ式が異なる。

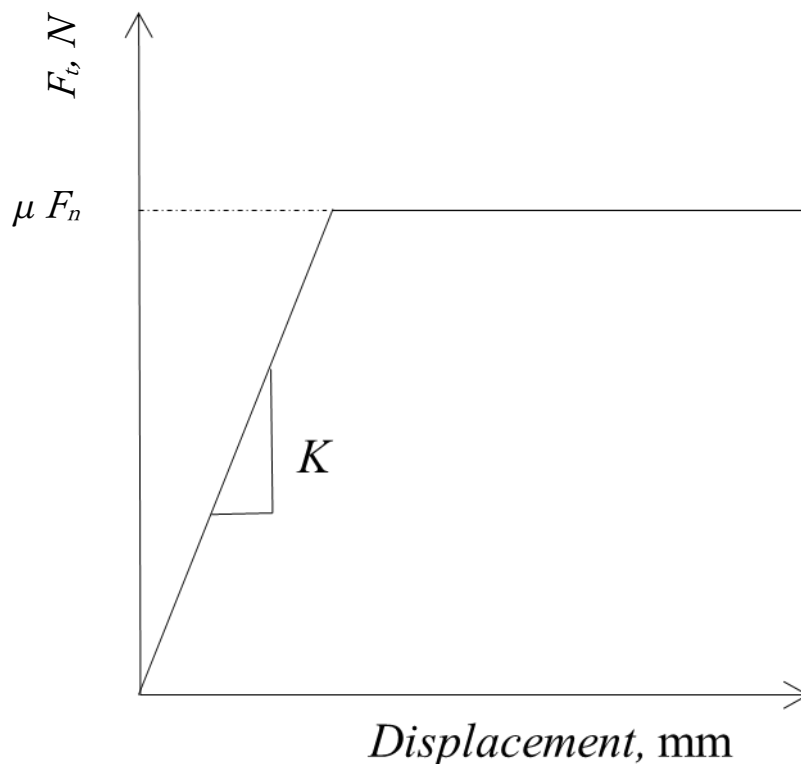


Fig. 4.17 接線方向の変位荷重曲線



#### 4.5 各エネルギー散逸要因の影響度把握

本章で示したモデルを検証するため、3章の斜め接触実験と同等の条件で、エネルギー散逸量の算出を行った。各エネルギー散逸を生じる要因は独立して生じると考えているため、各要因から得られたエネルギー散逸量を総和し、全散逸量を求めた。計算条件を Table4.4 に示す。3章の実験は球-円筒の接触であり、接触部が楕円形状になる。本章で示した計算方法は球同士の接触を前提としているため、等価曲率半径を合わせ、定性的な傾向の検証を行った。

接線方向の変位荷重曲線の例を Fig.4.18 および Fig.4.19 に示す。Fig.4.18 は実験と同じ繰り返し性を有する接触の場合の、接線方向の変位荷重曲線を示し、Fig.4.19 は繰り返し性がない場合の結果である。繰り返し性のある実験結果 (Fig.3.5 参照) と Fig.4.18 を比較すると、最大変位量に差はあるものの定性的な傾向および荷重の最大値はおおむね一致している。Fig.4.20 にエネルギー散逸量を示す。繰り返し性ありの場合の表面突起の塑性変形によるエネルギー散逸量は、4.3.2 項で示した 2 回目の接触時の値を用い、繰り返し性なしの場合は 1 回目の接触時の値を用いた。繰り返し性有無の間でエネルギー散逸量は 3 倍程度の差が生じた。繰り返し性ありの場合、摩擦によるエネルギー散逸量は実験結果とよく一致しており (Fig.3.9 参照)、表面突起の塑性変形によるエネルギー散逸は、粗面の接触であるにも関わらずほとんど生じておらず、実験結果の 1/10 程度である。これは前述のとおり、供試体の拘束具合に依存しており、完全に拘束できていれば解析結果と同等の値になり、まったく拘束できていなければ、繰り返し性なしの場合の表面突起の塑性変形によって生じるエネルギー散逸量の  $10\mu\text{ J}$  が生じることとなる。

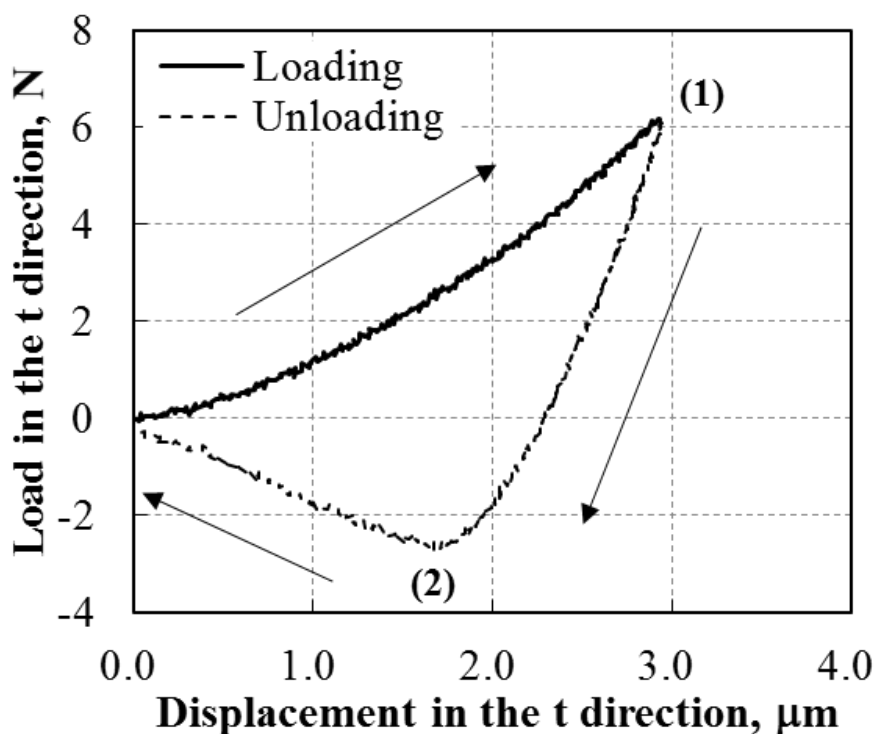


Fig. 3.5 接線方向のヒステリシスループ (球表面:粗面) ※再録

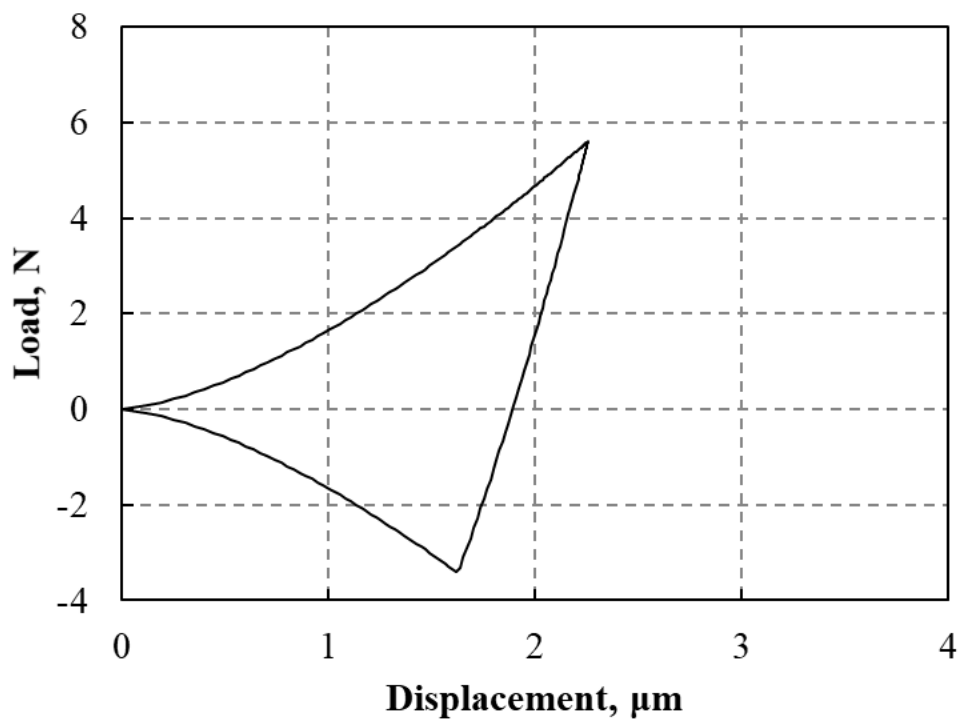


Fig. 4.18 接線方向の変位荷重曲線(繰返し性あり、接触角  $45^\circ$  )

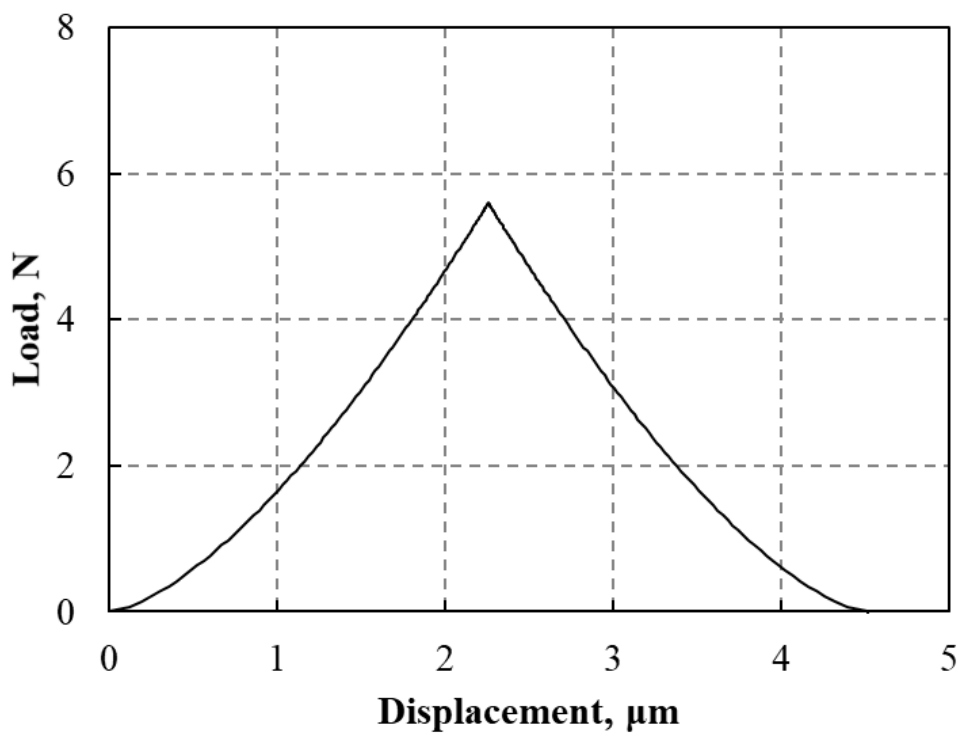


Fig. 4.19 接線方向の変位荷重曲線(繰返し性なし、接触角  $45^\circ$  )

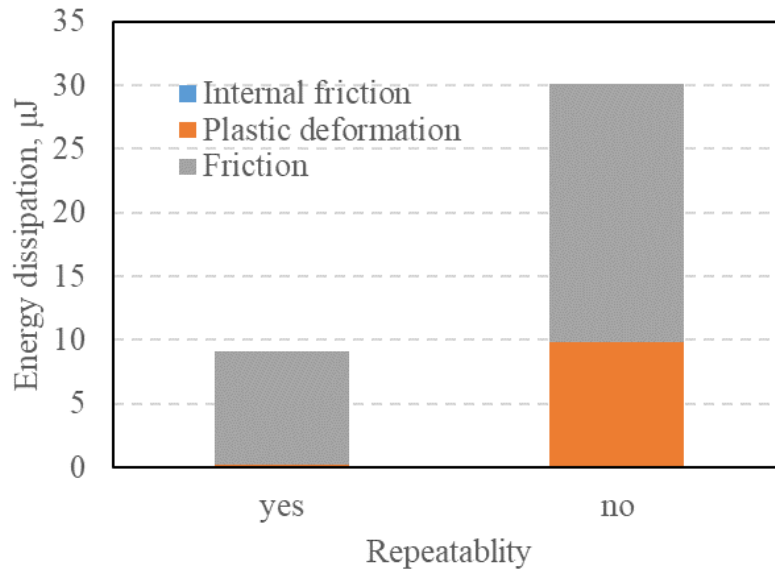


Fig. 4.20 エネルギー散逸量

Table 4.4 検討条件

Analytical method	Software	Excel 2016
	Analytical model	One dimensional and Axisymmetric model
Physical property	Material	AISI440C
	Young's modulus	200 GPa
	Poisson's ratio	0.3
	Yield stress	2.8GPa
	$\beta$	100
	Coefficient of friction	0.2
	Density	7 700kg/m <sup>3</sup>
Load condition	Load	28N
	The number of contacts	10
	Repeatability	Existence or nonexistence
	Frequency	0.25Hz
Rough surface property	Radius of sphere	3.175mm
	Radius of top of asperities	10 $\mu$ m
	Asperities density	2.9*10 <sup>9</sup> Num./m <sup>2</sup>
	Height distribution of asperities	Gauss distribution
	Plasticity index	1.0

#### 4.6 結論

材料内部摩擦, 表面突起の塑性変形, および摩擦によるエネルギー散逸の算出方法の検討を行い, 算出方法を構築した. 2章および3章で示した実験結果と比較し, 以下の結論を得た.

- (1) 材料内部摩擦の検討に必要な粘性係数は, 減衰係数から求めることが出来るが, 粘性係数は減衰係数測定時の供試体寸法に依存する. 供試体を立方体と仮定し, 寸法の検討を行った結果, 立方体の一辺を 100mm と仮定するのが合理的であると分かった.
- (2) 解析によって求まる表面突起によって生じるエネルギー散逸量は, 塑性指数の大きさにもよるが, 初回の接触では 2章の実験結果と同等であったのに対し, 2回目以降の接触で生じるエネルギー散逸量は 1/10 程度であった. これは実験での供試体の拘束が解析程完全ではなく, 塑性変形によって形成された凹凸が接触毎にかみ合わず, 大きな塑性ひずみが生じたためと考えられる.
- (3) 接触部の接線方向剛性を考慮することで, 3章で示した斜め接触実験での接線方向の変位荷重曲線の傾向を正しく表すことが出来る.
- (4) 粗面の接触で生じるエネルギー散逸量を算出し, 繰り返し性の有無による差を比較すると, 3章で示した接触実験とほぼ同等の条件の場合, 繰り返し性有りに比べて, 無しの方がエネルギー散逸量は 3 倍程度大きい.

#### 4.7 参考文献

- [4.1] <http://karg-gmbh.de/examples-of-use/knit-wire-mesh-vibration-technology/>
- [4.2] Johnson, K. L., “Contact mechanics,” Cambridge University Press, (1985) 418.
- [4.3] 日本機械学会, “振動のダンピング技術,” 養賢堂, (1998) 22
- [4.4] 杉本, “防振合金の最近の進捗,” 鉄と鋼, 第 60 年, (1974)第 14 号, 127-144.
- [4.5] <http://www.mscsoftware.com/ja/product/marc>
- [4.6] Greenwood, J. A., Williamson, J. B. P., “Contact of Nominally Flat Surfaces,” *Proc. R. Soc. London Ser. A –Math. Phys. Sci.*, 295, 1442 (1966) 300-319.
- [4.7] Chatterjee, B., Sahoo, P., “Shakedown Behavior in Multiple Normal Loading-Unloading of an Elastic-Plastic Spherical Stick Contact,” *Tribology in industry*, 35, 1 (2013) 3-18
- [4.8] Johnson, K. L., “Contact mechanics,” Cambridge University Press, (1985) 217.

## 第 5 章 表面に起因したエネルギー散逸要因の 影響度把握

## 5.1 緒言

4章で示した方法を用い、接触部で生じるエネルギー散逸の算出を行った。本章の目的は、様々な接触条件において散逸量を求めるとともに、エネルギー散逸を生じる要因のうち、表面突起の塑性、材料内部摩擦および摩擦の寄与度を明らかにし、寄与の大きい物理現象を解明する。また、1章で示したダンパに求められるエネルギー散逸量および接触点で生じるエネルギー散逸量から、必要なダンパサイズを検証し、各接触状態におけるダンパの成立性の確認を行う。

## 5.2 検討条件

検証条件を Table5.1 および Table5.2 に示す。Table5.1 は固定するパラメータ、Table5.2 は影響を評価するパラメータである。表面粗さの形状に関するパラメータのみ固定し、それ以外のパラメータを変化させて評価した。評価するパラメータの数が多いため、各パラメータの評価では、その他のいくつかのパラメータは固定し、目的とするパラメータの傾向の把握を行った。

表面粗さの形状を表すパラメータのうち、塑性指数は1を選定した。摩擦摩耗の状態により、粗面の塑性指数は大きく変化することが予想される。しかし、Fig.4.16の結果から、塑性指数が1以下の場合ではエネルギー散逸量がほぼ一定であることから、エネルギー散逸量が少ない条件である塑性指数1で固定し、検討を行った。材料は AISI440C、AISI304 および AZ31 の3種類とした。AISI440C は軸受などに使用される高硬度の金属材料である。AISI304 は耐食性の高い材料で、ワイヤーメッシュに使用されている。AZ31 はマグネシウム合金の1種で、材料内部摩擦が大きい制振材料である<sup>[5.1]</sup>。現行使われている材料に対し、硬さ、および材料内部摩擦それぞれが優れた材料を選定し、比較することとした。荷重条件は各材料の降伏応力から、接触部で巨視的に塑性変形が生じる荷重を算出し、その荷重の25%および90%とした。繰り返し性は有無の2条件とし、有の場合は繰り返し接触時の2回目のエネルギー散逸量を用い、無の場合は1回目のエネルギー散逸量を用いることとした。幅広い条件を評価するため、周波数は1~1000Hz、接触角(Fig.4.2参照)は1°~89°とした。接触角は小さいほうが、法線方向の変位量に対して接線方向の変位量が大きい条件である。

曲率半径は0.1mm~10mmとした。曲率半径が異なれば、接触点あたりのエネルギー散逸量、および単位体積あたりの接触点数が変化し、単位体積当たりの散逸エネルギーが変化すると予想される。単位体積当たりの接触点は、球体が体心立方格子および面心立方格子状に充填されていると仮定した場合の平均値とした。球体は、粒状体ダンパでは粒状体が、ワイヤーメッシュダンパでは接触部の曲率半径をなす仮想の球体である。曲率半径が1mmの球体の場合、体心立方格子の場合、単位体積当たりの接触点数は0.65点/mm<sup>3</sup>であり、面心立方格子の場合で0.71点/mm<sup>3</sup>であるため、平均すると0.68点/mm<sup>3</sup>となる。

Table 5.1 固定条件

Analytical method	Software	Excel 2016
	Analytical model	One dimensional and Axisymmetric model
Rough surface property	Radius of top of asperities	10 $\mu$ m
	Asperities density	2.9*10 <sup>9</sup> Num./m <sup>2</sup>
	Height distribution of asperities	Gauss distribution
	Plasticity index	1.0

Table 5.2 評価パラメータ

Physical property	Material	AISI440C	AISI304	AZ31
	Young's modulus	200 GPa	193GPa	45 GPa
	Poisson's ratio	0.3	0.3	0.3
	Yield stress	2.8GPa	0.21GPa	0.22GPa
	$\beta$	100	100	1000
	Coefficient of friction	0.1~1	0.1~1	0.1~1
	Density	7 700kg/m <sup>3</sup>	7 930kg/m <sup>3</sup>	1 780kg/m <sup>3</sup>
Load condition	Load	8.75N, 31.5N	0.0045, 0.0162N	0.1N, 0.36N
	Repeatability	Existence or nonexistence		
	Frequency	1Hz, 100Hz, 1 000Hz		
	Contact angle	1° , 22.5° , 45° , 67.5° , 89°		
Rough surface property	Radius of sphere	0.1~10mm		



### 5.3 解析結果

#### 5.3.1 接触角の影響

パラメータを Table5.3 に、結果を Fig.5.1 に示す。接触角の増加にともない、摩擦によって生じるエネルギー散逸は減少し、22.5° 以上で表面突起の塑性変形によって生じる散逸エネルギーが有意な影響を有する。

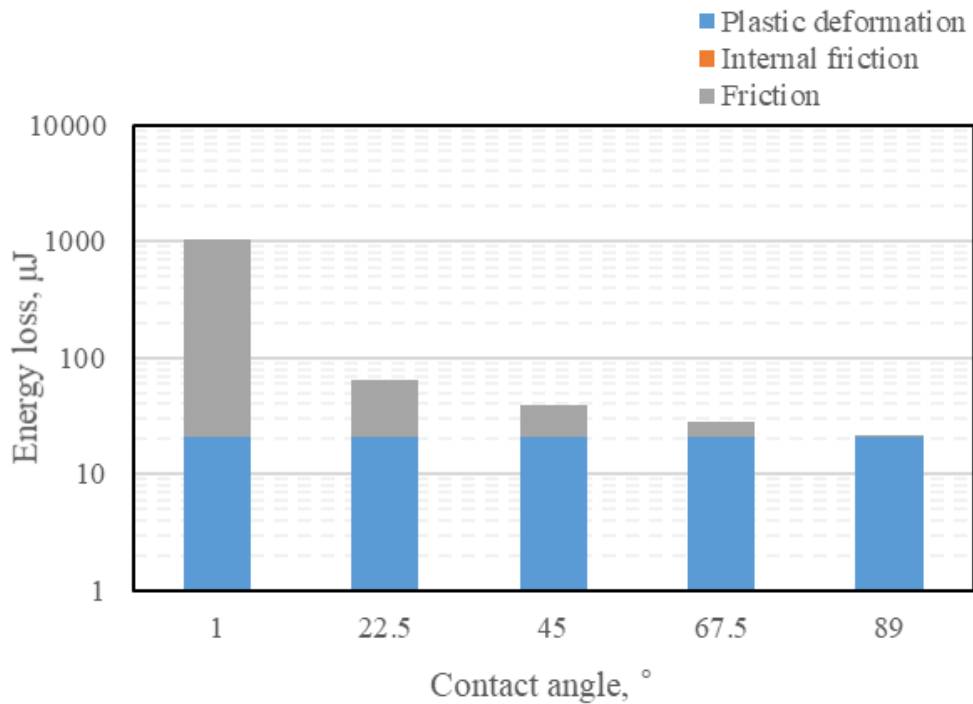


Fig.5.1 接触角の影響

Table 5.3 パラメータ

Physical property	Material	AISI440C
	Young's modulus	200 GPa
	Poisson's ratio	0.3
	Yield stress	2.8GPa
	$\beta$	100
	Coefficient of friction	0.2
	Density	7 700kg/m <sup>3</sup>
Load condition	Load	31.5N
	Repeatability	Nonexistence
	Frequency	1Hz
	Contact angle	1° , 22.5° , 45° , 67.5° , 89°
Rough surface property	Radius of sphere	1mm

### 5.3.2 繰り返し性の影響

パラメータを Table5.4 に、結果を Fig.5.2 に示す。本検討は 5.3.1 の条件を繰り返し性ありに変更した結果である。本条件の場合、表面突起の塑性変形による散逸エネルギーがほとんど生じていない。

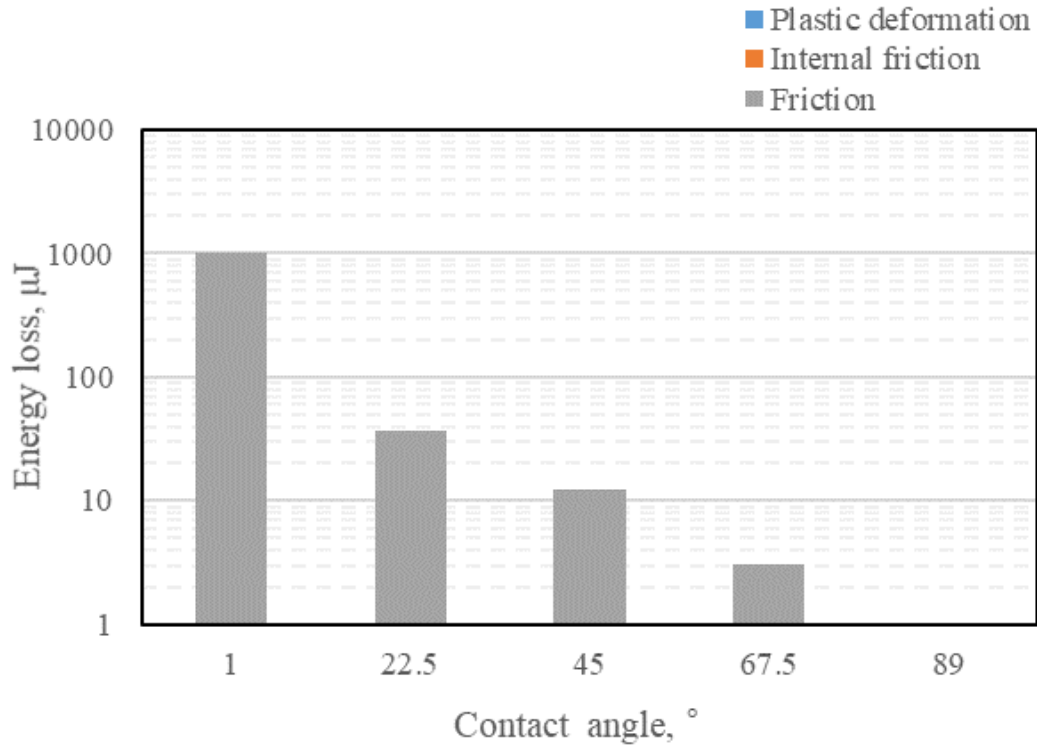


Fig.5.2 繰り返し性がある場合

Table 5.4 パラメータ

Physical property	Material	AISI440C
	Young's modulus	200 GPa
	Poisson's ratio	0.3
	Yield stress	2.8GPa
	$\beta$	100
	Coefficient of friction	0.2
	Density	7 700kg/m <sup>3</sup>
Load condition	Load	31.5N
	Repeatability	Existence
	Frequency	1Hz
	Contact angle	1° , 22.5° , 45° , 67.5° , 89°
Rough surface property	Radius of sphere	1mm

### 5.3.3 周波数の影響

パラメータを Table5.5 に、結果を Fig.5.3～Fig.5.4 に示す。Fig.5.3 は周波数依存性を有する材料内部摩擦によって生じる散逸エネルギーを表す。AZ31 のみ 1 000Hz で有意な散逸エネルギーが生じている。Fig.5.4 は、AZ31 の場合の各要因が生じる接触角および周波数ごとの散逸エネルギーを示す。接触角度が小さい場合のみ、材料内部摩擦は有意な影響を有する。なお、本検討は繰り返し性ありの場合であるが、繰り返し性がない場合では表面突起の塑性変形によるエネルギー散逸量が増加するため、材料内部摩擦の影響はわずかである。

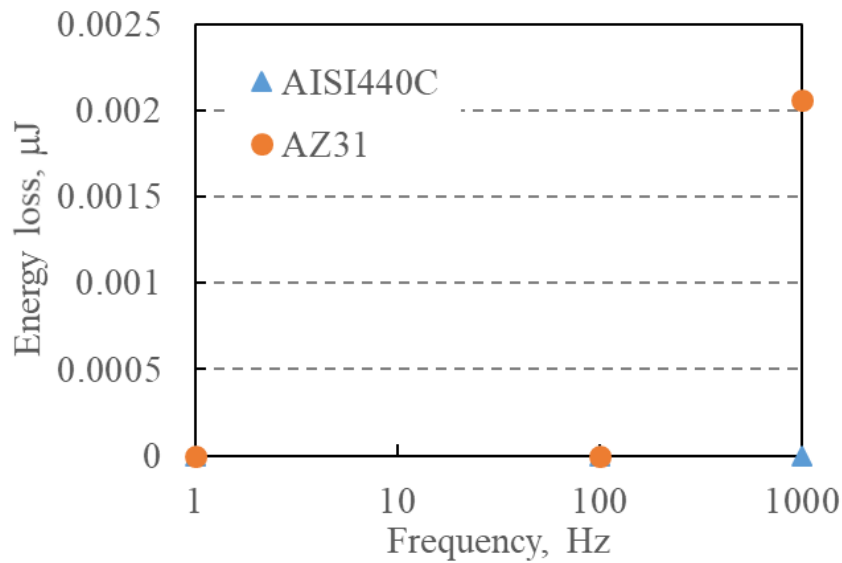


Fig.5.3 内部摩擦による散逸エネルギー量

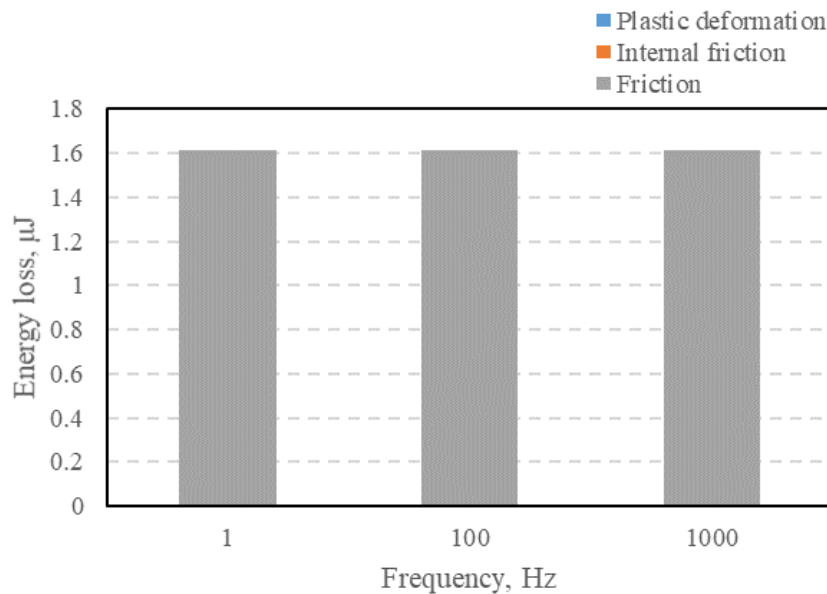


Fig. 5.4 a AZ31 繰り返し接触でのエネルギー散逸量(接触角:1°)

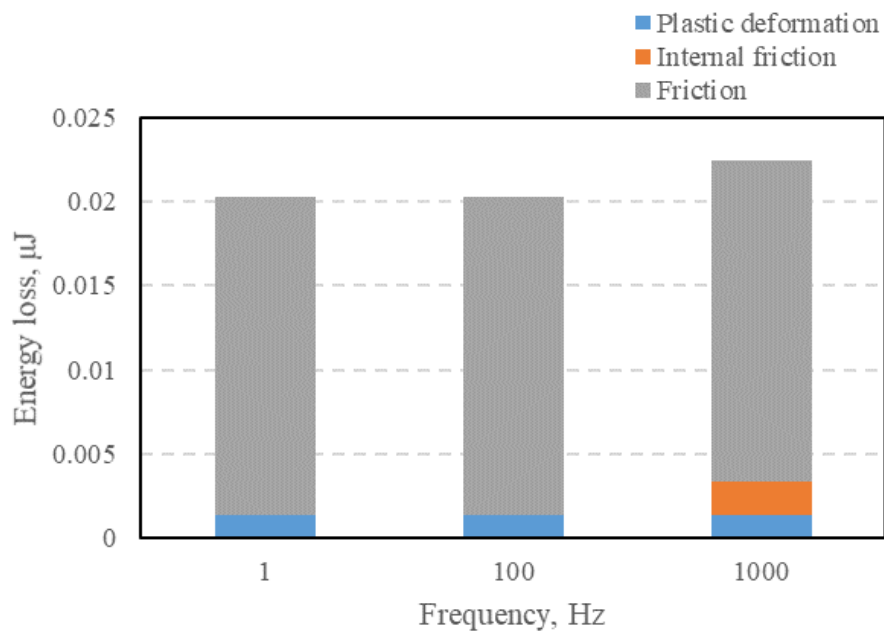


Fig. 5.4 b AZ31 繰り返し接触でのエネルギー散逸量(接触角:45° )

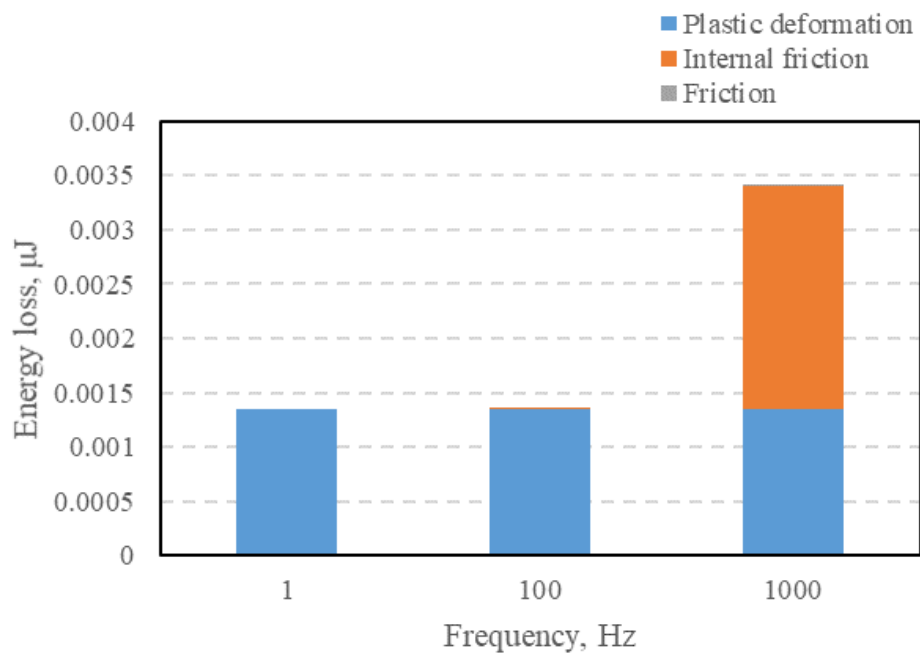


Fig. 5.4 c AZ31 繰り返し接触でのエネルギー散逸量(接触角:89° )

Table 5.5 評価パラメータ

	Material	AISI440C	AZ31
Physical property	Young's modulus	200 GPa	45 GPa
	Poisson's ratio	0.3	0.3
	Yield stress	2.8GPa	0.22GPa
	$\beta$	100	1000
	Coefficient of friction	0.2	0.2
	Density	7 700kg/m <sup>3</sup>	1 780kg/m <sup>3</sup>
	Load condition	Load	31.5N
Repeatability		Existence	
Frequency		1Hz, 100Hz, 1 000Hz	
Contact angle		1° , 45° , 89°	
Rough surface property	Radius of sphere	1mm	

### 5.3.4 荷重の影響

パラメータを Table5.6 に, 結果を Fig.5.5 に示す. 荷重の増加により散逸エネルギーの大幅な増加が確認できる.

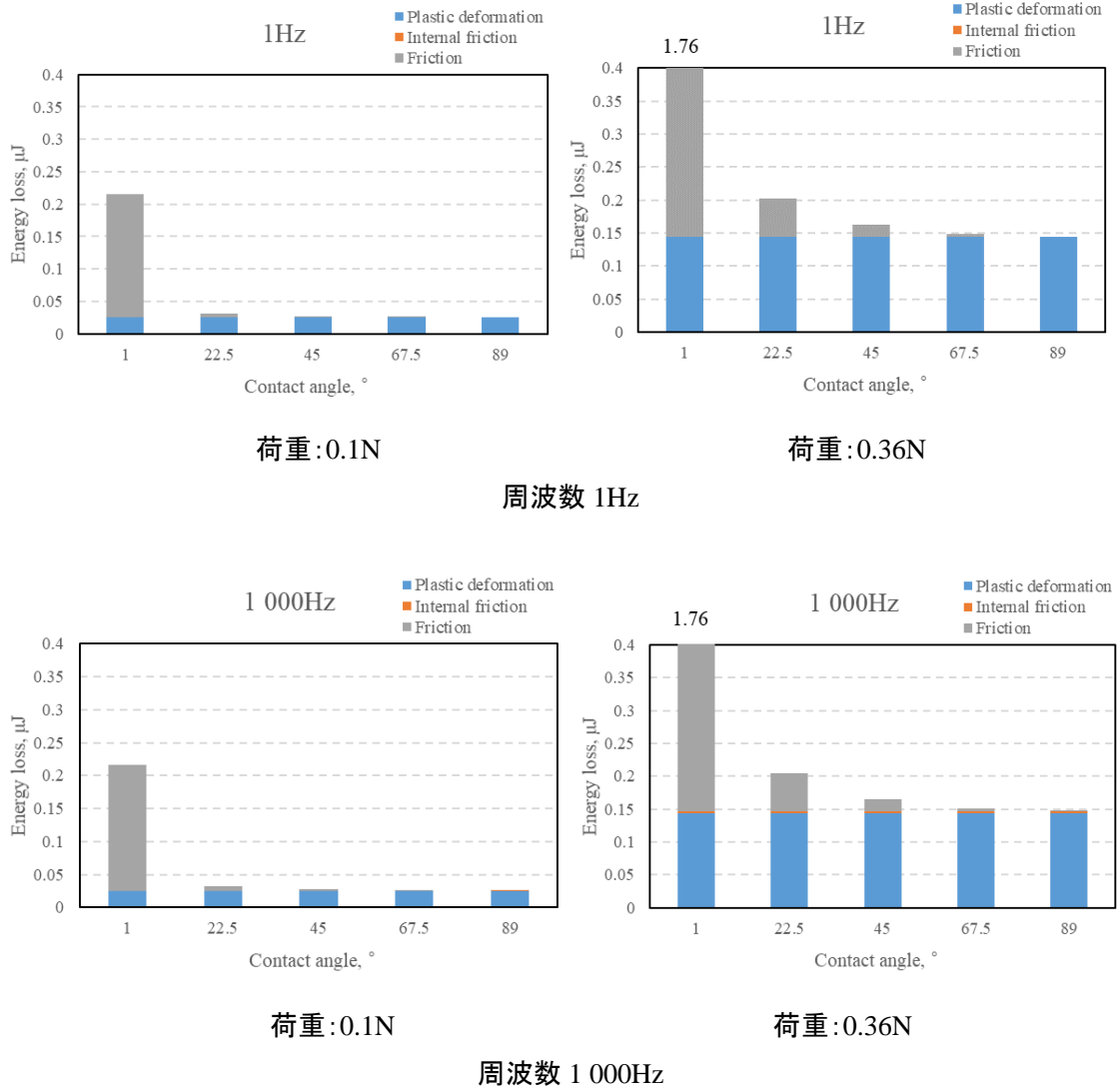


Fig. 5.5 AZ31 の荷重および周波数を変化させた場合のエネルギー散逸量

Table 5.6 評価パラメータ

Physical property	Material	AZ31
	Young's modulus	45 GPa
	Poisson's ratio	0.3
	Yield stress	0.22GPa
	$\beta$	1000
	Coefficient of friction	0.2
	Density	1 780kg/m <sup>3</sup>
Load condition	Load	0.1N, 0.36N
	Repeatability	Nonexistence
	Frequency	1Hz, 1 000Hz
	Contact angle	1° , 22.5° , 45° , 67.5° , 89°
Rough surface property	Radius of sphere	1mm

### 5.3.5 材料特性の影響

パラメータを Table5.7 に, 結果を Fig.5.6 に示す. どの周波数でも AISI440C が最も散逸エネルギーは大きかった. 降伏強度の高い材料がエネルギーを散逸させるには優れていることを表している. ワイヤーマッシュに用いられる AISI304 はすべての周波数で散逸エネルギーが最も低かった.

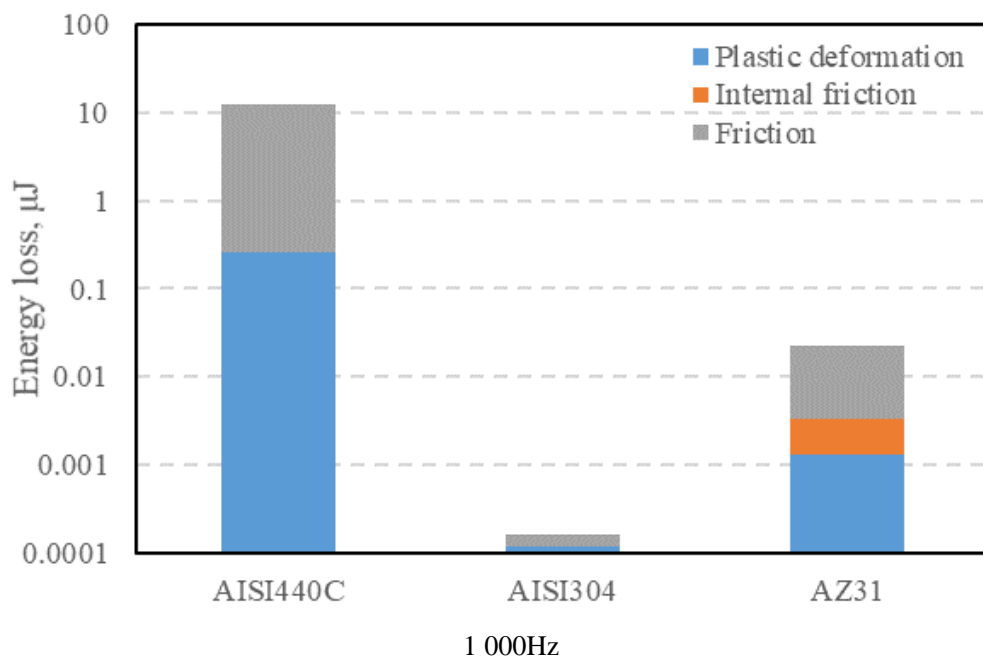
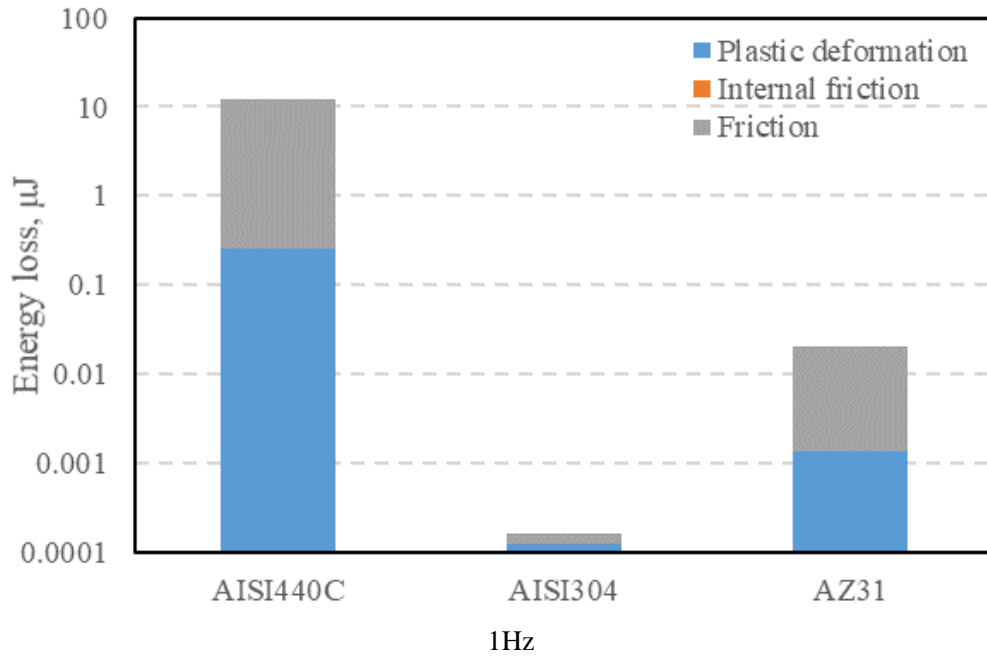


Fig. 5.6 材料の影響



Table 5.7 評価パラメータ

	Material	AISI440C	AISI304	AZ31
Physical property	Young's modulus	200 GPa	193GPa	45 GPa
	Poisson's ratio	0.3	0.3	0.3
	Yield stress	2.8GPa	0.21GPa	0.22GPa
	$\beta$	100	100	1000
	Coefficient of friction	0.2	0.2	0.2
	Density	7 700kg/m <sup>3</sup>	7 930kg/m <sup>3</sup>	1 780kg/m <sup>3</sup>
	Load condition	Load	31.5N	0.0162N
Repeatability		Existence		
Frequency		1Hz, 1 000Hz		
Contact angle		45°		
Rough surface property	Radius of sphere	1mm		

### 5.3.6 摩擦係数の影響

パラメータを Table5.8 に, 結果を Fig.5.7 に示す. 繰り返し性がない場合, 摩擦係数が高い方が, すべての接触角度においてエネルギー散逸量が多い. 一方, 繰り返し性がある場合, 45° 以上の接触角において, 摩擦係数が低い方が散逸エネルギーが大きい傾向が表れており, 繰り返し性の有無で傾向が異なる.

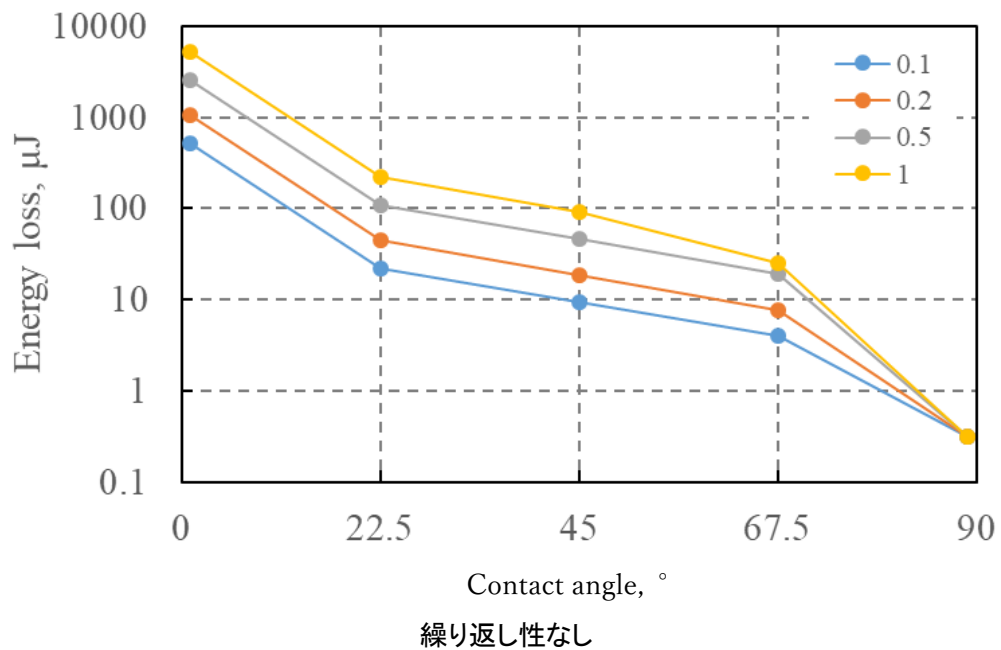
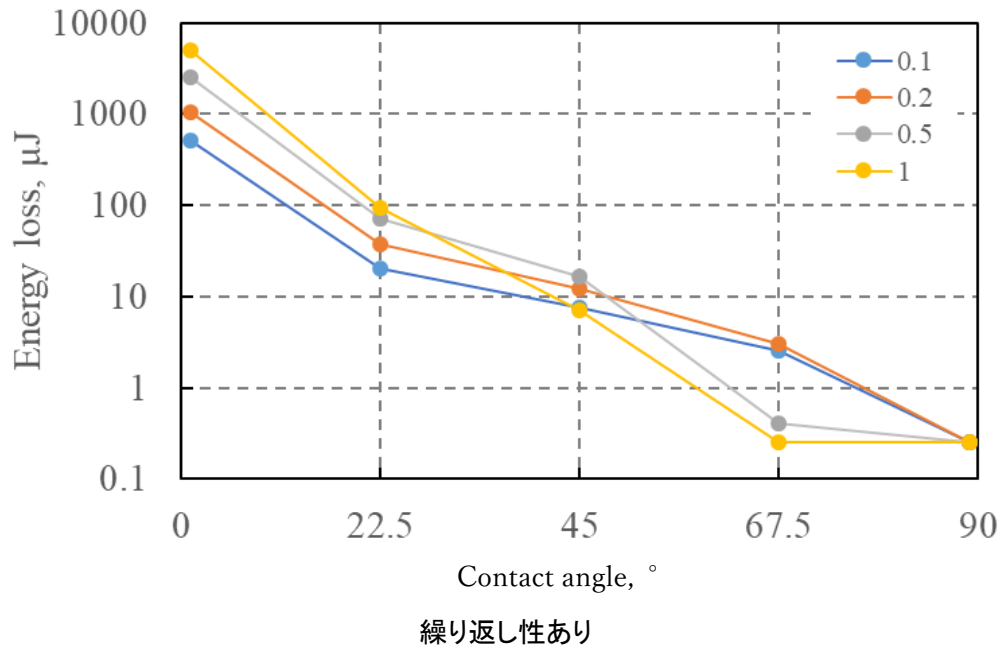


Fig.5.7 摩擦係数の影響

Table 5.8 パラメータ

Physical property	Material	AISI440C
	Young's modulus	200 GPa
	Poisson's ratio	0.3
	Yield stress	2.8GPa
	$\beta$	100
	Coefficient of friction	0.1, 0.2, 0.5, 1
	Density	7 700kg/m <sup>3</sup>
Load condition	Load	31.5N
	Repeatability	Existence, Nonexistence
	Frequency	1Hz
	Contact angle	1° , 22.5° , 45° , 67.5° , 89°
Rough surface property	Radius of sphere	1mm

### 5.3.7 曲率半径の影響

パラメータを Table5.9 に, 結果を Fig.5.8 に示す. 繰り返し性がある場合, 単位体積当たりの散逸エネルギーはほとんど変化しないが(わずかには増加), 繰り返し性がない場合, 曲率半径が小さい程, 散逸エネルギーが大きくなり, 特に 1mm 以下の範囲で急増する傾向に有る.

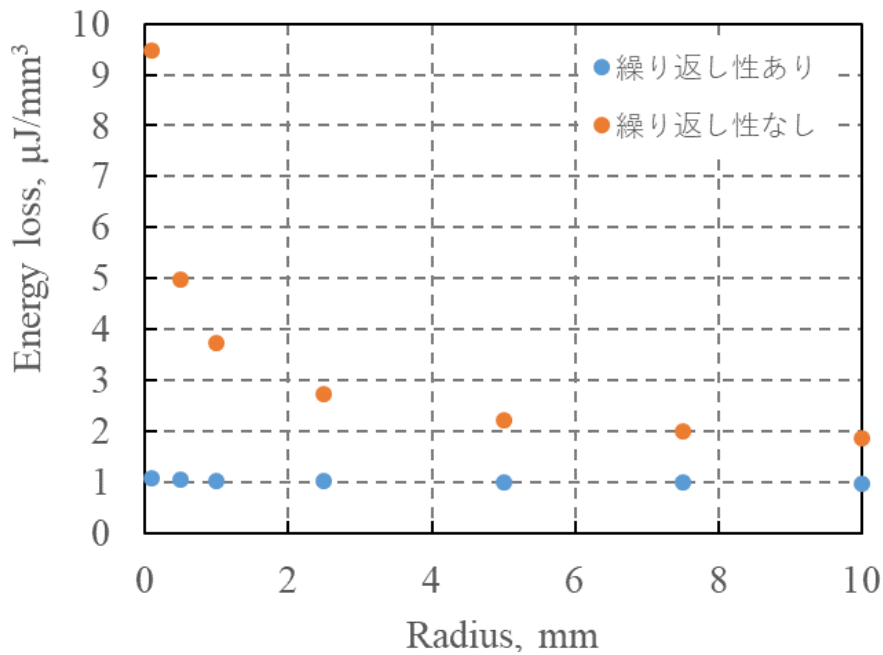


Fig.5.8 単位体積当たりのエネルギー散逸量

Table 5.9 パラメータ

Physical property	Material	AISI440C
	Young's modulus	200 GPa
	Poisson's ratio	0.3
	Yield stress	2.8GPa
	$\beta$	100
	Coefficient of friction	0.2
	Density	7 700kg/m <sup>3</sup>
Load condition	Load	8.75N
	Repeatability	Existence, Nonexistence
	Frequency	1Hz
	Contact angle	45°
Rough surface property	Radius of sphere	0.1~10mm

## 5.4 考察

各パラメータの傾向に対し、以下に考察を示す。

### ・接触角の影響

接触角が小さい方が摩擦によるエネルギー散逸が大きいのは、滑り距離が長いためである。表面突起の塑性変形によるエネルギー散逸は接線方向の運動と独立しているため、接触角によらず一定の値である。材料内部摩擦によるエネルギー散逸がないのは、本検討が接触角の評価を目的としており、周波数 1Hz で解析したためほとんど生じなかった。生じた場合でも、材料内部摩擦によるエネルギー散逸は接線方向の運動と独立であるため、接触角度によって変化しない。

### ・繰り返し性の影響

繰り返し性がある結果 (Fig.5.2) とない結果 (Fig.5.1) を比較すると、ある場合は表面突起の塑性変形によるエネルギー散逸がほとんど生じていないことが分かる。繰り返し性がある場合、表面突起の塑性変形は大きな塑性ひずみを生じず、弾性シェイクダウン限界を超えたことによる小さな塑性ひずみしか生じないため、エネルギー散逸は非常に小さい。しかし 4 章で示したように、表面突起の塑性変形によって生じるエネルギー散逸は 2 面の接触位置の繰り返し精度に依存する。繰り返し精度が低い場合、表面突起の塑性変形によって生じるエネルギー散逸は最大で Fig.5.1 の結果と同じになる。

### ・周波数の影響

材料内部摩擦によって生じるエネルギー散逸は、制振材料である AZ31 を 1 000Hz で接触させたときにのみ生じる。AISI440C では材料内部摩擦によって生じるエネルギー散逸は確認されなかったため、係数  $\alpha$  が AISI440C よりも 10 倍大きいことが影響しているといえる。材料内部摩擦によって生じるエネルギー散逸は、接触角が  $89^\circ$  の場合でのみ有意な影響を有しており、制振材料、高い周波数、繰り返し性がある、および接触角が大きい条件でのみ考慮すべき要因であるといえる (Fig.5.4 参照)。

### ・荷重の影響

荷重が増加すれば、各突起の負荷荷重が増えるため、表面突起の塑性変形および材料内部摩擦によるエネルギー散逸は増加する。しかし、材料内部摩擦によるエネルギー散逸は有意な増加が確認されなかった。また、法線方向荷重の増加にともない接線方向変位が増加するため、摩擦によるエネルギー散逸が増加した。

#### ・材料特性の影響

接触部で生じるエネルギー散逸は、AISI440C が最も大きい結果となった。これは、AISI440C の降伏強度が最も大きいため、負荷できる荷重が大きいことに起因している。1 000Hz で AZ31 は材料内部摩擦によるエネルギー散逸を生じるが、その量はわずかであり、高周波数においても降伏強度の大きな材料が、接触部のエネルギー散逸を生じるのに優れていることが分かった。なお、AISI304 が AZ31 よりもエネルギー散逸が低いのは、降伏強度が同程度なのに対してヤング率が高いため、同じ荷重でも面圧が高くなり、結果として負荷できる荷重が低かったことが原因と考えられる。

#### ・摩擦係数の影響

繰り返し性がない場合、摩擦係数が高い方が、エネルギー散逸が大きいのは、摩擦力が大きいことに起因している。一方で繰り返し性がある場合、 $45^\circ$  以上で、低い摩擦係数の解析結果の方が、エネルギー散逸が大きくなるのは、接線方向の弾性変形領域の拡大に起因していると考えられる。摩擦係数が大きければ滑り始める接線方向力が大きく、接線方向の弾性変形量の増加を意味する。接線方向変位量が一定の場合で弾性変形量が増加すれば、滑り距離が減少するため、摩擦によるエネルギー散逸の減少につながる。

#### ・曲率半径の影響

曲率半径が減少して単位体積当たりのエネルギー散逸が増加するのは、接触点の増加に起因している。曲率半径が減少した場合、接触点 1 つあたりのエネルギー散逸は減少するが、接触点の数が増加する。意味合いとしては、曲率半径が減少することで、曲率半径が大きかった場合にエネルギー散逸に寄与していなかった粒状体もしくはワイヤの中央部(変形しない箇所)の体積が減り、エネルギー散逸に寄与する表面近傍領域の体積が増加することで、散逸エネルギーが増加したといえる。

初回の接触で表面突起の塑性変形で生じるエネルギー散逸は、摩擦および 2 回目以降の接触で表面突起の塑性変形で生じるエネルギー散逸に比べて、曲率半径を小さくしても減少しにくい。そのため、繰り返し性がない場合は特に曲率半径を小さくすれば、単位体積当たりのエネルギー散逸が増加する結果となった。

## 5.5 ダンパ概略設計

前項で求めた接触部で生じるエネルギー散逸量をもとにダンパの概略設計を行う。本検討では、ダンパ内部の接触点での接触角度および接触力を平均し、1章で示したダンパに求められる散逸エネルギーから、必要となるダンパサイズを検討する。

ダンパは1章で示したロケットエンジン・ターボポンプに搭載する接触式ダンパを対象とする。ダンパの模式図を Fig.5.9 および Fig.5.10 に示す。Fig.5.9 は回転体に用いる粒状体衝撃ダンパの一形態<sup>[5.2]</sup>であり、Fig.5.10 はワイヤーメッシュダンパの一形態である。青で示した箇所が接触する物体を示しており、粒状体衝撃ダンパでは球体、ワイヤーメッシュダンパでは圧縮形成されたワイヤである。ダンパ寸法はロケットエンジン・ターボポンプ用軸受の寸法<sup>[5.3]</sup>より選定した。検討条件を Table5.10 に示す。接触させる物体は、前項で散逸エネルギーが大きかった AISI440C を用いた。粗面の形状は前項と同じとした。曲面の曲率半径はあまりに小さいと取り扱いが困難になるため、現実的に扱うことの出来る 1mm を選定した。接触力は、接触部で降伏が生じないよう十分に余裕をもたせるため、降伏が生じる荷重の 25% の荷重とした。接触力は粒状体衝撃ダンパであれば、空間に対する粒状体の充填率、ワイヤーメッシュダンパであれば予荷重の調整によって設定することとなる。接触角度は、ダンパ内部の接触状態が不明であるため、パラメータとして傾向を把握することとした。

本設計では内径および幅を固定した際の、必要最小ダンパ厚さ  $t$  (Fig.5.9 および Fig.5.10 参照) を求め、成立性の有無を判断する。成立性は必要最小ダンパ厚さを含めたダンパ全体のサイズがロケットエンジン・ターボポンプに搭載可能なサイズか否かで判断する。必要最小ダンパ厚さは単位体積当たりの接触点の数から必要ダンパ体積を求め、内径と幅から求める。粒状体衝撃ダンパの場合は、粒状体をダンパ空間内側に均一に配置した際の厚さを、ワイヤーメッシュダンパの場合はワイヤーメッシュ自体の厚さを必要ダンパ厚さ  $t$  として設計する。粒状体衝撃ダンパの場合、作動中は Fig.5.9 に示すように、粒状体はダンパ空間中を自由に運動することが出来る。そのため接触点の数を特定することは容易ではない。しかし、佐伯<sup>[5.4]</sup>が行った円柱状の空間に粒状体を充填したダンパの解析によると、粒状体は加振によりまとまって加振方向に運動し、ある程度密な状態で壁面に衝突することが分かっている。このことから、振動の 1 サイクル中に少なくとも Fig.5.11 の両側の図の様に充填した状態の接触点が生じると仮定して接触点の数を算出し、ダンパ厚さを求めた。

以上の条件から求めた必要最小ダンパ厚さを Fig.5.12 に示す。ワイヤもしくは粒状体の曲率半径が 1mm であるため実物のダンパの厚さは最低でも 2mm 必要であり、本結果は計算より求まる必要最低限の厚さを意味する。厚さが 2mm 以下の場合、どのように設計してもダンパは性能を満たすことを意味する。

粒状体衝撃ダンパよりもワイヤーメッシュダンパの厚さが厚いのは、粒状体衝撃ダンパの接触部は非繰り返し接触であるのに対し、ワイヤーメッシュダンパの方が繰り返し接触で、接触点 1 つ当たりの散逸エネルギーが小さいためである。両ダンパ共に、最も必要最小ダンパ厚さが厚い条件でも 1mm であり、ロケットエンジン・ターボポンプへ容易に搭載できるものと考えられる。

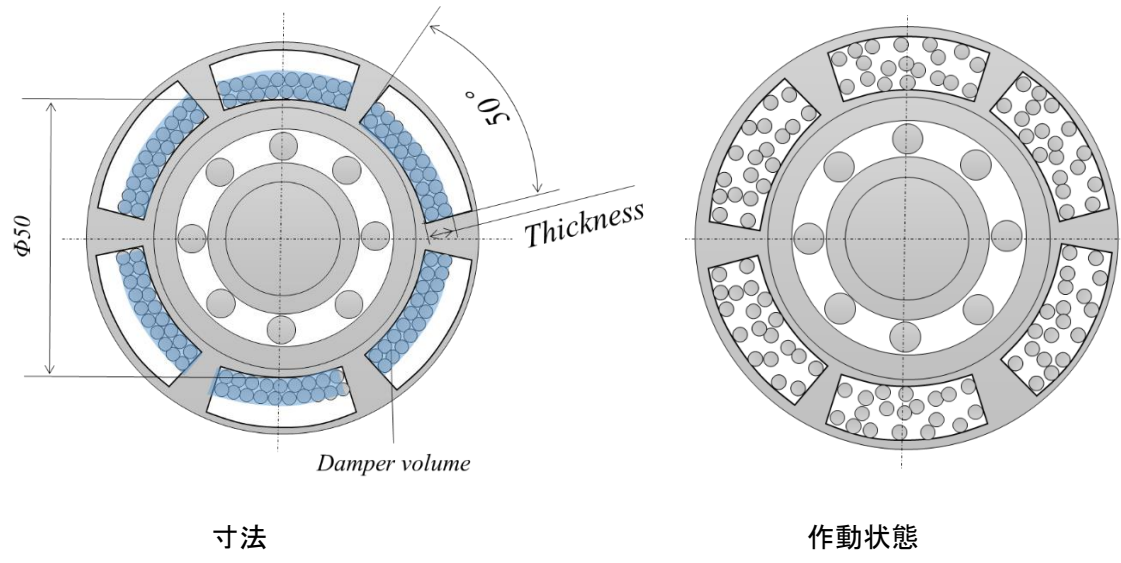


Fig. 5.9 粒状体衝撃ダンパ

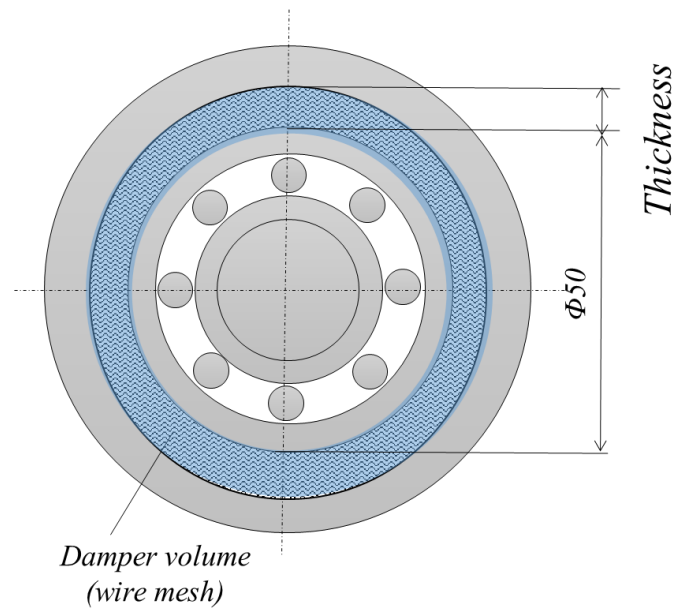


Fig. 5.10 ワイヤーメッシュダンパ

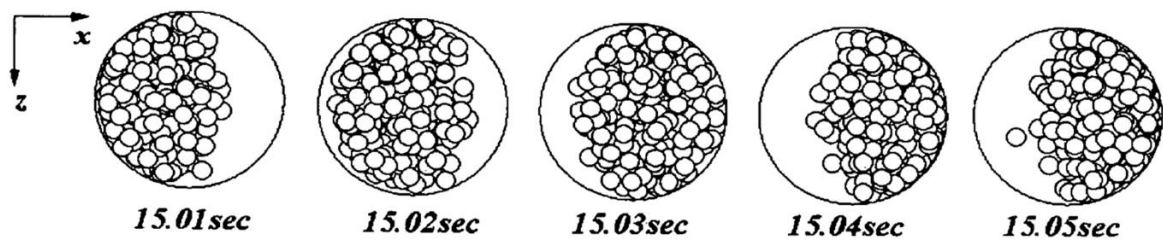


Fig. 5.11 粒状体ダンパの作動中の粒子の分布<sup>[5.4]</sup>



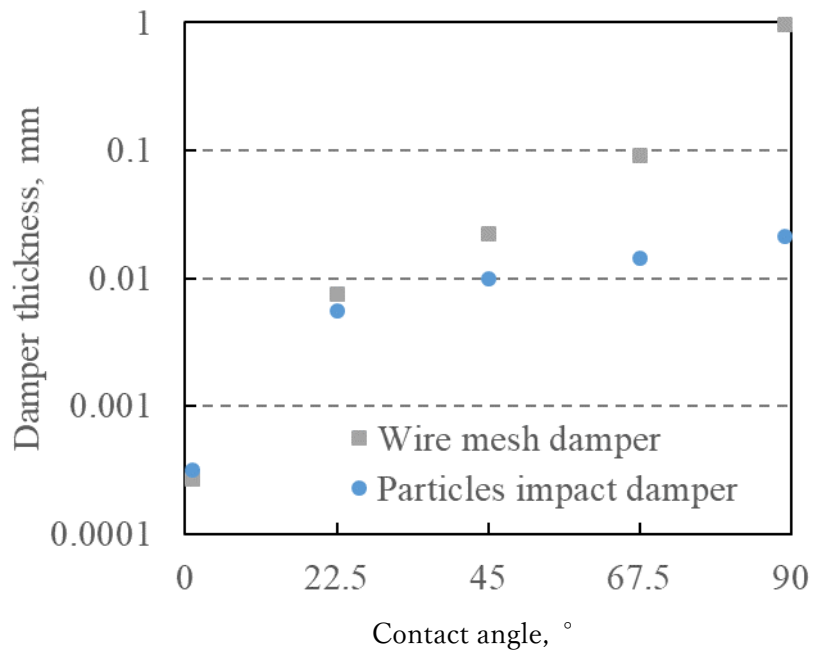


Fig. 5.12 必要厚さ

Table 5.10 ダンパ検討条件

Physical property	Material	AISI440C
	Young's modulus	200 GPa
	Poisson's ratio	0.3
	Yield stress	2.8GPa
	$\beta$	100
	Coefficient of friction	0.2
Damper property	Type	Wire mesh damper, particles impact damper
	Width	10mm
Load condition	Load	8.75N
	Contact angle	1° , 22.5° , 45° , 67.5° , 89°
Rough surface property	Radius of sphere	1mm
	Radius of top of asperities	10 $\mu$ m
	Asperities density	2.9*10 <sup>9</sup> Num./m <sup>2</sup>
	Height distribution of asperities	Gauss distribution
	Plasticity index	1.0

## 5.6 結論

本章では、解析的に接触点で生じるエネルギー散逸量を求め、表面突起の塑性変形、材料内部摩擦および摩擦によって生じる影響度把握を行うとともに、各接触状態におけるエネルギー散逸量の変化を把握した。得られた結果を以下に示す。

### 【接触部で生じるエネルギー散逸】

- (1) 接触角度が小さい場合は摩擦によるエネルギー散逸が支配的で、大きい場合は表面突起の塑性変形が支配的である。
- (2) AISI440C では材料内部摩擦によるエネルギー散逸はほとんど生じず、AZ31 では繰り返し接触の 1 000Hz でのみ材料内部摩擦によってエネルギーが散逸することが分かる。ただし、材料内部摩擦によるエネルギー散逸が大きな割合を占めるのは接触角が大きい条件のみであり、有意な影響を生じる条件は限定されている
- (3) 繰り返し性がない場合は摩擦係数が高い方が散逸エネルギーは高く、繰り返し性がある場合は散逸エネルギーが最大となる摩擦係数が存在する。摩擦係数の増加にともなう、接線方向の弾性変形領域の増加に起因する
- (4) 曲率半径が減少すると単位体積当たりの散逸エネルギーが増加する。接触点数の増加に起因しており、繰り返し性がある場合よりもない場合の方が、曲率半径の減少に対する散逸エネルギーの増加が大きい傾向にある

### 【ダンパの概略設計】

- (1) ロケットエンジン・ターボポンプ用として、粒状体ダンパおよびワイヤーメッシュダンパを用いた場合、必要となるダンパの厚さは 1mm 以下であり、求められる減衰機能を十分に搭載可能なサイズのダンパで満たすことが出来る

## 5.6 参考文献

- [5.1] 加藤, 杜澤, 高山, “AZ31 マグネシウム合金の引張変形におけるアコースティック・エミッション,” 軽金属, 40, 7 (1990) 514-519.
- [5.2] 特許第 5244018 号
- [5.3] 野坂, 菊池, 尾池, “ロケットターボポンプの極低温・自己潤滑高速玉軸受,” ターボ機械, 24, 3 (1996) 150-156.
- [5.4] 佐伯, “円筒容器を用いた粒状体衝撃ダンパの制振効果,” 日本機械学会論文集(C編), 68, 673, 2002-9.

## 第 6 章 今後の課題

本研究は、オイルレス機器用ダンパの減衰機能を明らかにするため、接触部において生じるエネルギー散逸の原因を解明し、解析的にエネルギー散逸量を求められる手法を構築することを目指して推進した。解析的にエネルギー散逸を算出する手法を構築し、実験によって得られたエネルギー散逸量から算出手法の妥当性を確認し、材料内部摩擦、表面突起の塑性変形および摩擦が接触部で生じるエネルギー散逸に寄与する割合を示した。しかしながら、今後明らかにすべき課題として残った3点を以下に示す。

・表面突起の塑性変形によって生じる散逸エネルギーの拘束度合いによって変化する割合

4章で示した様に、表面突起の塑性変形で生じる散逸エネルギーは、接触到繰り返し性がある場合、実験値は解析値に比べて10倍ほど大きい。これは実験の接触位置が解析程に同じ位置に接触しないため、大きなひずみをとまう塑性変形が繰り返し生じるためである。理想的な条件で生じる散逸エネルギーから、接触位置がずれたことによって生じる散逸エネルギーの増加量を明らかにすることで、接触部の固定方法毎の散逸エネルギーを解析的に求めることが出来るようになる。

・内部摩擦、表面突起の塑性変形および摩擦の連成解析

本研究では内部摩擦、表面突起の塑性変形および摩擦を考慮した接触解析をそれぞれ独立して解析を行い、それぞれで得られた散逸エネルギーの総和を取ることで、接触部で生じる散逸エネルギーを求めた。個々の影響を考慮した接触解析を行うと、ヒステリシス自体は大きくないため、独立して解析しても問題ないと思えるが、個々のヒステリシスが大きくなり、独立して解析出来ない条件もありえる。連成解析が必要な条件の把握、およびその連成解析手法の確立が今後求められる。

・表面突起の解析モデルおよびエネルギー散逸のばらつきを抑えるための粗面形成技術

本研究は粗面の解析モデルをGreenwoodおよびTrippのモデルを拡張し、有限要素法解析を用いて、粗面突起の塑性変形を考慮出来るようにした。本モデルは表面突起の曲率半径が一定で、突起先端の高さは正規分布にしたがうとしており、実際の粗面形状を簡略化して表している。接触部で生じる散逸エネルギーは各突起の塑性変形によるため、予測精度向上のためには、突起形状をより正確なモデルにする必要となる。とはいうものの、一般的な表面突起の形状は千差万別であるため、接触部の散逸エネルギーの安定化および高精度の予測のためには、表面突起を比較的同一形状に安定して形成する手法が必要であり、その構築が期待される。

(例)

・硬質材および軟質材を用い、硬質材に均質な表面粗さ形状を設け、軟質材にその形状が転写され、継続して安定した粗面形状が形成される機構

・ワイヤおよび粒状体を焼結体で形成し、焼結粒子が継続して離脱することで、安定した粗面形状が形成される機構

など

以上の課題が明らかになることで、オイルレス機器用ダンパの設計が容易となり、オイルを使用しない機器の増加による環境への負荷低減や、真空環境や極低温下などで動作する機器の性能向上が果たされることを期待する。



## 第 7 章 総括



本研究は、オイルレス機器用ダンパの減衰機能を明らかにするため、接触部において生じるエネルギー散逸発生の原因を解明し、解析的にエネルギー散逸量を求められる手法を構築することを目指して推進したものである。

高速回転機械では振動抑制のためにダンパが用いられることが多く、潤滑油が使用できる環境では粘性減衰を利用し、潤滑油を使えない特殊環境では、固体接触部でのエネルギー散逸が利用されることが多い。オイルフリー機器用ダンパにはワイヤーメッシュダンパおよび粒状体ダンパなどがあるが、性能把握は実験的に行われているのみであり、解析で行われている場合でも最も重要な接触部のモデル化が正しくなされていない。接触部で生じるエネルギー散逸を、法線方向および接線方向運動の両面から明らかにした研究は見受けられない。

本研究では、実験により接触部で生じるエネルギー散逸量を実測し、その結果を用いて解析によりエネルギー散逸を算出する手法を構築、および検証を行った。実験では、まず雰囲気制御した条件下での接触部エネルギー散逸量を測定し、法線方向運動では表面突起の塑性変形によるエネルギー散逸が支配的であり、凝着によるエネルギー散逸はほとんどエネルギー散逸が生じないことを明らかにした。また、実際の接触条件である法線方向および接線方向運動の複合条件下でのエネルギー散逸量の測定を行い、エネルギー散逸全体に対して表面突起の塑性変形が有意な影響をおよぼすことを明らかにした。これらの実験結果から、接触部のエネルギー散逸に及ぼす要因を、材料内部摩擦、表面突起の塑性変形、および摩擦に特定し、算出手法を構築した。材料、接触角、接触力などを因子としてパラメータスタディーを行い、広い範囲において、これまでエネルギー散逸の要因として考えられてきた摩擦だけでなく、表面突起の塑性変形もエネルギー散逸に影響をおよぼすことを明らかにした。材料内部摩擦の影響は限定的である。

これらの成果は、今後オイルレス機器の設計に大いに貢献しうると期待できる。

各章にて得られた成果を以下に要約する。

1 章では本研究の背景と実施目的を示し、オイルレス機器用ダンパの技術課題および本件研究の推進意義について述べた。

2 章では、金属粗面の接触実験から、接触部で生じるエネルギー散逸量の結果について述べ、表面微小突起の塑性変形および接触部の凝着がエネルギー散逸におよぼす影響を示した。

鏡面の半球と粗さの大きな表面を持つ円柱端面の法線方向に接触させた場合、表面微小突起の塑性変形によりエネルギーが散逸することを示した。また、繰り返し荷重を負荷することで、エネルギーが継続して散逸することを確認し、1 回目の負荷時に散逸したエネルギーが大きいほど、それ以降に散逸するエネルギーが大きくなることを示した。このことから、1 回目の負荷時に微小突起先端の荷重が弾性シェイクダウン限界を超え、塑性変形が繰り返し生じる可能性を示した。

3 章では、実際の接触状態を模擬した法線方向力および接線方向力を負荷した接触実験において、表面突起の塑性変形、および摩擦によって生じるエネルギー散逸を測定し、接触部で生じ

るエネルギー散逸全体の中で表面突起の塑性変形が生じるエネルギー散逸の割合を示した。

鏡面の円柱と大きな算術平均粗さを有する球を接触させた場合、繰り返しエネルギー散逸が生じ、法線方向のエネルギー散逸の要因は表面突起の塑性変形、接線方向のエネルギー散逸の要因は摩擦であった。法線方向と接線方向のエネルギー散逸量の割合は 10%～25%、で表面突起の塑性変形は接触部で生じるエネルギー散逸に対して有意な影響を有することを示した。エネルギー散逸量の増加を目的に、平滑な 2 面の接触部に微粒子を混入した実験を行い、継続的に微粒子が供給されさえすれば、粗面での接触で生じるエネルギー散逸量よりも多い散逸量が得られる可能性を示した。それにより、オイルレス機器用ダンパのワイヤや粒状体部に硬質、軟質問わず、微粒子を混入すれば、減衰性能が向上する可能性を示した。

4 章では、構築した材料内部摩擦、表面突起の塑性変形、および摩擦によるエネルギー散逸の算出方法を示した。

解析によって求まる表面突起によるエネルギー散逸量は、塑性指数の大きさにもよるが、初回の接触では 2 章の実験結果と同等であったのに対し、2 回目以降の接触で生じるエネルギー散逸量は 1/10 程度であった。これは実験での供試体の拘束が解析程完全ではなく、塑性変形によって形成された凹凸が接触毎にかみ合わず、大きな塑性ひずみが生じたためと考えられ、実際の粗面では、繰り返し負荷の場合でも表面突起部がシェイクダウンせずに、解析よりも大きなエネルギー散逸を生じ続けることを明らかにした。

5 章では、解析的に接触点で生じるエネルギー散逸量を求め、接触角などの各種パラメータがエネルギー散逸量におよぼす影響を把握するとともに、摩擦、材料内部摩擦および表面突起の塑性変形が散逸させるエネルギー量の割合を示した。

接触角度が小さい場合は摩擦によるエネルギー散逸が支配的で、大きい場合は表面突起の塑性変形が支配的であることを示した。多くの条件において、接触角度が 22.5°以上で、法線方向の運動によって表面突起の塑性変形が有意なエネルギー散逸を生じる。一方で、材料内部摩擦の影響は限定的であった。また、単位体積当たりのエネルギー散逸量に換算すると、曲率半径が小さい方が、エネルギー散逸量は大きくなることを示した。これは接触点の増加に起因している。

6 章では、今後解決すべき課題を示した。

7 章は、総括である。

以上の結果から、本論文はオイルレス機器用ダンパの接触部では、摩擦および表面突起の塑性変形の考慮が必要であることを明らかにし、実験によることなく解析的にオイルレス機器用ダンパの設計を可能とした。

## 謝辞

本論文をまとめるにあたり、本研究に対し終始懇切なるご指導、ご鞭撻を賜りました、九州大学教授 杉村 丈一 博士に衷心より御礼申し上げます。

また、本研究の遂行にあたり、研究の方向性が定まらぬ頃から、終始懇切なるご指導と激励を賜りました、宇宙航空研究開発機構 高田 仁志博士に深く御礼申し上げます。

九州大学 教授 西村 伸博士、教授 雉本 信哉博士には、本論文をご校閲いただき、貴重なご意見をいただきました。厚く御礼申し上げます。

本研究を実施する機会を与えていただき、快く博士後期課程に進学を許可下さいました、元宇宙航空研究開発機構 吉田 義樹博士、内海 政春博士、NTN 株式会社 恩梯恩(中国)投資有限公司 瀧内 博志氏、営業技術部 部長 松森 直樹氏、航空宇宙技術部 部長 横山 和秀氏、主査 大江 展希氏、主査 後藤 貴司氏に深く感謝いたします。

本研究の遂行にあたり、激励を賜りました、NTN 株式会社 CAE 技術部 部長 坂口 智也氏に深く感謝いたします。

本研究の遂行にあたり、多大なるご助言、ご協力を頂きました、航空宇宙技術振興財団 高野 智之氏に深く感謝いたします。

最後に、本研究の遂行中、常に私を支えてくれた妻 直美をはじめ、家族に感謝します。

2017 年 12 月 10 日 中村 智也