

自動車用強制制動体の特性評価に関する研究

渡邊 武

2 0 1 6

目次

第1章	序論	
1-1	本研究の背景	1
1-2	自動車用強制制動体の種類と概要	1
1-3	二物体の二次元衝突解析	4
1-4	本研究の目的	5
1-5	本論文の構成	5
第2章	二物体の斜衝突挙動解析	
2-1	緒言	7
2-2	壁面に斜衝突する部材の接触中挙動解析	7
2-2-1	接触中挙動の分類	7
2-2-2	全滑りの場合	10
2-2-3	逆滑りの場合	11
2-2-4	固着の場合	13
2-3	各接触中挙動と入射角の関係	14
2-4	反発係数と最終力積	15
2-4-1	全滑りの場合	16
2-4-2	圧縮期間で初期滑りが停止する場合	17
2-4-3	反発期間で初期滑りが停止する場合	19
2-5	遷移臨界角	21
2-6	数値計算	23
2-6-1	円板の衝突	23
2-6-2	円柱棒の衝突	25
2-7	結言	27
第3章	壁面に斜衝突する部材の挙動解析	
3-1	緒言	29
3-2	試験体	29
3-2-1	共線衝突実験で用いる試験体	29
3-2-2	偏心衝突実験で用いる試験体	32
3-3	実験概要	33
3-3-1	共線衝突実験	33
3-3-2	偏心衝突実験	34
3-4	画像解析による滑り挙動の判別方法	35

3-4-1	接触点速度の幾何学的算出方法	35
3-4-2	画像および接触点速度－時間線図による滑，不滑状態の判別	36
3-5	共線衝突の実験結果	40
3-5-1	異なる入射速度による衝突実験	40
3-5-2	異なる初期入射角による衝突実験	41
3-5-3	異なる摩擦係数による衝突実験	43
3-5-4	異なる材質による衝突実験	44
3-6	偏心衝突の実験結果	45
3-6-1	異なる摩擦係数による衝突実験	45
3-6-2	異なる入射速度による衝突実験	46
3-6-3	異なる材質による衝突実験	47
3-7	結言	48
第4章	ラムダ型自動車用強制制動体の制動挙動解析	
4-1	緒言	49
4-2	斜衝突挙動を適用した λ 型制動体の制動距離の導出	49
4-2-1	斜衝突挙動を適用したアーム接触終了時の自動車挙動	50
4-2-2	アーム接触終了後から防護板衝突までの挙動	53
4-2-3	防護板衝突後から停止するまでの制動距離	55
4-3	数値計算	57
4-3-1	衝突速度に対する制動距離の変化	58
4-3-2	自動車と λ 型制動体との摩擦係数 μ_1 に対する制動距離の変化	58
4-3-3	λ 型制動体と路面との摩擦係数 μ_2 に対する制動距離の変化	59
4-3-4	アーム角度に対する制動距離の変化	60
4-4	結言	62
第5章	ラムダ型自動車用強制制動体の模型衝突実験	
5-1	緒言	63
5-2	相似模型による衝突実験	63
5-2-1	相似則	63
5-2-2	λ 型制動体および自動車の簡易模型	65
5-2-3	実験装置	67
5-3	実験結果および考察	68
5-3-1	異なる衝突速度における衝突実験	68
5-3-2	異なるアーム角度における衝突実験	74
5-4	実車実験と理論解析結果の比較	78
5-5	結言	80

第 6 章	結論	81
参考文献		85
謝辞		89
付録		91
A	共線衝突の実験結果における接触点速度－時間線図	92
A-1	異なる入射速度における衝突実験	92
A-2	異なる初期入射角による衝突実験	94
A-3	異なる摩擦係数による衝突実験	96
A-4	異なる材質による衝突実験	98
B	偏心衝突の実験結果における接触点速度－時間線図	100
B-1	異なる摩擦係数による衝突実験	100
B-2	異なる入射速度による衝突実験	104
B-3	異なる材質による衝突実験	110
関連論文		115

第 1 章 序論

1-1 本研究の背景

自動車衝突事故は、自動車同士の衝突である車両相互事故、自動車と人との衝突である人対車両事故、自動車と電柱などの構造物への衝突や工事現場などの作業領域内での工作物への衝突事故などである車両単独事故に分けられる。平成 26 年度におけるそれぞれの事故発生件数は、車両相互が 50 万件、人対車両が 5 万 6 千件、車両単独が 2 万件であり、車両相互事故が最も多く占めている⁽¹⁾。しかし、各事故別の死者率において、車両単独、人対車両がそれぞれ 3%、1.5%であり、車両相互の 0.2%と比較して事故により死に至る確率が非常に高い^{(2), (3)}。車両単独のような死者率の高い事故では、電柱や標識、中央分離帯などの工作物への衝突、道路工事現場への進入などがある。これらの事故では、自動車が剛体のような非常に硬い構造物に衝突するため、車内空間の変形や急激な減速運動をすることから大きな傷害や死に至る場合がある。現在、自動車に対しては自動ブレーキなどの予防安全技術^{(4) - (6)}やクラッシュボックスなどの衝突安全技術^{(7) - (19)}が発展してきているものの、依然として構造物への衝突、進入事故では死者率が高いため、自動車の構造物への衝突や進入を防止するために強制的に停止させる装置が必要である。

構造物などへの衝突、進入を防ぐために、強制的に自動車を制動、停止させる装置として路面上に設置されているクッションドラムやデルタクッションなどがある^{(20) - (24)}。これらの強制制動体により衝突、進入時の被害を軽減する対策がなされているが、依然として高い死者率であるため、より安定性の高いエネルギー吸収特性を有する有効な強制制動体の開発が望まれている。近年では、自動車用強制制動体としてギリシャ文字のラムダ形状をしたもの（以下λ型制動体と呼ぶ）が高速道路などの道路工事現場に設置されるようになった。λ型制動体は、後述するが、衝突時の衝撃を緩和するとともに、その後の運動エネルギーを摩擦によって吸収する装置である。しかし、交差点付近などの工事現場ではλ型制動体の設置距離が十分に確保できない問題があり、そのため、道路工事現場への自動車の進入の際に作業員が死傷する事故が発生している⁽²⁵⁾。更なる制動性能の向上のために構造、材料、制動機構の最適化が必要であるが、現在までに、λ型制動体に関して、実験および理論的に制動特性を調査した報告はほとんどない。

1-2 自動車用強制制動体の種類と概要

強制制動体とは、自動車や飛行機、鉄道など運動している物体や機械を強制的に停止させる装置であり、目的に応じて様々な強制制動装置が用いられている。強制制動体の制動方法は運動中の物体の運動エネルギーを摩擦や変形などのエネルギーに変化させ、吸収することで強制的に停止させる仕組みであり、実用されているものとして、λ型制動体、クッションドラム、デルタクッション、鉄道用車止め、アレスティングワイヤーなどがある。

自動車用で用いられる強制制動体として多く用いられているのは、クッションドラム、デルタクッションであり、またλ型制動体は最近使用されるようになってきた。以下にそれぞれの概要を示す。

(1) クッションドラム^{(20) - (22)}

図 1-1 に示すように、クッションドラムは道路の中央分離帯などに設置され、衝突する際の運動エネルギーをドラムの変形と内部に充填した液体により緩和、減衰し吸収する装置である。

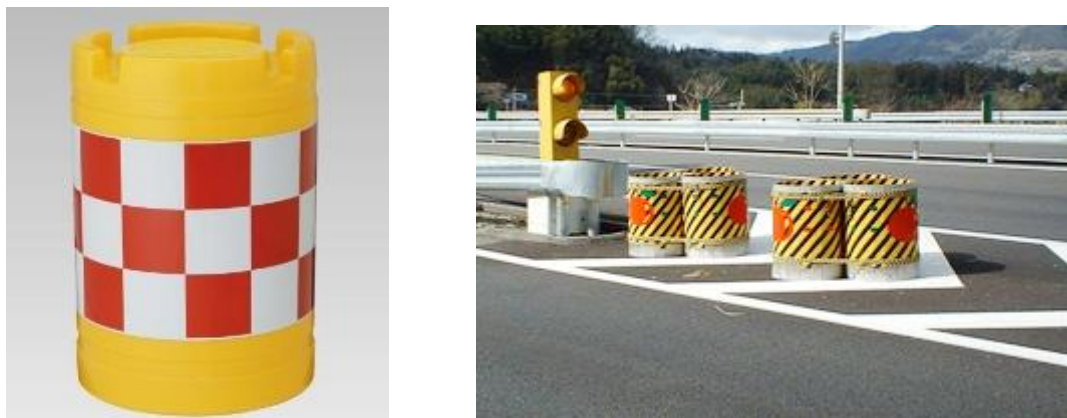


Fig. 1-1 Cushion drum

(2) デルタクッション^{(23), (24)}

図 1-2 に示すように、デルタクッションは、緩衝体と緩衝体下部に取り付けられたシートからなる構造である。緩衝体に対して車両進入側を前方として、自動車がシートに乗り上げその後緩衝体に衝突する。シートによって緩衝体に衝突した際の緩衝体の飛散、飛び出しを防ぐ。さらに緩衝体の変形により衝突時のエネルギーを吸収する装置である。



Fig. 1-2 Delta cushion

(3) λ型制動体

λ型制動体は図 1-3 に示すように、防護板とそれを支えるアームおよび制動用摩擦部材による構造体である。λ型制動体に自動車が衝突した場合、図 1-4 に示すように (a) アームに自動車前部が衝突し、(b) アーム上を滑りあがりマストに衝突する。その後、(c) 自動車は防護板下部の回転軸を中心として回転運動を行うことで自動車前部を持ち上げ一体となり、摩擦材と路面との摩擦によって急制動させる仕組みである。

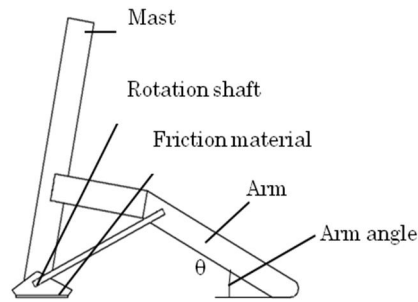


Fig. 1-3 Enforcement device of lambda type

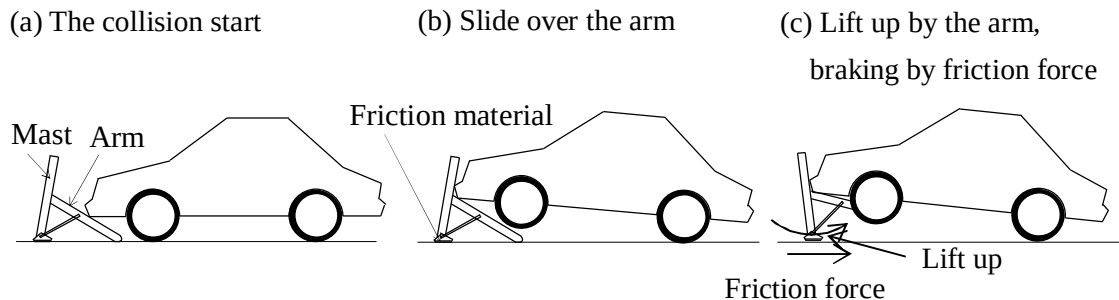


Fig. 1-4 Movement of the enforcement device of lambda type

クッションドラムおよびデルタクッションは自動車が発生した際に、変形によって運動エネルギーを吸収するものであるため、軽自動車から大型車まで多種多様な車両に対応可能な汎用性がある。しかし、使用後は内容物の飛散や変形による破損が生じるため交換が必須となる欠点がある。

λ型制動体は、自動車と衝突し、一体となって運動するため、その運動エネルギーをλ型制動体下部の摩擦材と路面との摩擦によって吸収する。λ型制動体は車両の大きさによって、対応した制動体があるとともに、破損部のみの交換で再度使用可能である。クッションドラムやデルタクッションと比較すると、自動車が発生した際に、一体化構造となり摩擦によって制動するため、急激な減速とならない。そのため乗員への負担が低く、また使用後の再利用が可能である点で優れている。しかし、交差点付近などの工事現場ではλ型制動体の設置距離が十分に確保できない問題があり、道路工事現場への自動車の進入の際に作業員が死傷する事故が発生している⁽²⁵⁾。そのため、より短い距離で制動が可能となるような材料、構造や機構の最適化が必要となる。

λ型制動体を最適化する第一段階として、λ型制動体の材料や機構の前にまず構造に着目し、その中でアームの最適な角度を考える必要がある。自動車とλ型制動体の衝突開始時、自動車前部がλ型制動体のアームに斜めから衝突する。アームに衝突後、自動車はアーム上を滑りあがり防護板に衝突し一体化構造となる。しかし、アーム角度によっては自動車がアーム上を滑りあがらず防護板に衝突しない場合がある。この場合、λ型制動体の自動車持ち上げ機構が作動せず、一体化構造とならないため、自動車前部が持ち上げられた一体化構造の場合と比較して制動距離が長くなる。したがって、制動性能向上のためにも、斜めから衝突した場合の衝突現象、接触部挙動およびλ型制動体が一体化構造となるアーム角度の条件を理論的に明らかにする必要がある。

1-3 二物体の二次元衝突解析

自動車と入型制動体のような二物体が衝突した場合、平面運動の場合では一次元衝突または二次元衝突となる。一次元衝突は衝突後の運動が反発係数で決定されることが多く、また衝突後の運動や変形に関する研究報告は多数ある^{(26) - (39)}。二次元衝突では衝突後の運動および変形が衝突中の接触部挙動に大きく影響するため、反発係数だけではなく摩擦係数を考えなければならない。二次元衝突解析では、衝突体を一般的に剛体として、運動量と力積の方程式を用いることで、二物体の二次元衝突後の運動の初期条件を導出することができる^{(40) - (45)}。

二次元衝突解析における現在までの研究より、接触部挙動は、衝突開始と同時に接触部が滑り（以下では初期滑りと呼ぶ）、そのまま一方向に滑り続ける全滑り、滑りが停止しその後逆方向に滑る逆滑りまたは停止し続ける固着に分けられる。この接触部挙動が衝突体の入射角度や慣性特性、反発係数、摩擦係数に影響することが明らかとなっており、さらにFEMや実験解析によって衝突後の衝突体の運動や変形挙動が入射角度によって異なることが報告されている^{(40) - (45)}。

以下に、これまでの斜衝突解析における主要な研究の要約を示す。

(1) 運動量力積方程式を用いた二物体の二次元衝突解析⁽⁴⁰⁾

1960年に二物体の接触中挙動に関して、微小接触時間の運動量変化とその間の力積との釣り合いを表す運動量と力積の方程式を用いて、接触点の相対速度を力積の関数として導出している。接触点相対速度を用いて接触中挙動を全滑り、逆滑り、固着の3種類の状態を明らかにしている。

(2) 衝突中挙動を自動車衝突へ適用した衝突後運動解析^{(41) - (43)}

1970年には上記の二物体の衝突を自動車同士の衝突に応用し、その後の運動に関して運動方程式の初期条件として衝突終了時の力積から求められる衝突終了時の速度を適用し、数値解析を実施している。さらに、1994年に竹園らによって江守の理論を用いて、車両衝突部に丸みを考慮した場合や衝突部の変形を考慮した場合などに応用し、衝突後の車両運動の精度をさらに向上している。

(3) 衝突接触面の垂直成分の力積を独立変数とした衝突中挙動解析^{(44), (45)}

2000年には(1)の理論において、接触中挙動を衝突接触面の接線方向および垂直方向の力積で表していた点に関して、衝突接触面に生じる垂直成分の力積を独立変数とした方法で解析を行っている。また、接線方向成分はそれと摩擦係数を用いて表し、衝突接触面挙動の滑/不滑現象および衝突前後のエネルギー損失に関して導出し、棒の衝突に対して数値解析を行っている。

これまでの研究では、接触部挙動と入射角度に関して、初期滑りが停止し逆滑りまたは固着となる状態から、全滑りとなる状態へと遷移する入射角度は明らかにされていない。そのため、理論的解析から固着または逆滑りから全滑りへの遷移条件である入射角度（遷移臨界角）を明らかにし、さらに実験解析によって接触中挙動を検証するとともに、理論解析より導出した遷移臨界角を評価する必要がある。

1-4 本研究の目的

本研究では、 λ 型制動体の制動性能評価および性能向上を行うために、理論的解析および実験的解析を行うことにより、 λ 型制動体の制動挙動および制動特性を明らかにすることを目的とする。さらに、 λ 型制動体の構造に着目し、構造の最適化として、 λ 型制動体の最適なアーム角度を求めることである。本研究成果は、 λ 型制動体の設計をする上での構造の最適化などの指針とすることができ、性能向上につながる。

本研究を遂行する上で、三つの課題が挙げられる。第一の課題は λ 型制動体が機能を発揮するためにはアーム上を滑りあがる必要があるため、滑りあがるアーム角度範囲を導出することである。これは、アームを滑りあがる挙動に関して、二物体の衝突における接触点挙動解析を行うことにより可能となる。接触点挙動は、全滑り、固着、逆滑りが報告されているが、固着または逆滑りから全滑りへと遷移する衝突角度（遷移臨界角）は導出されていない。そのため、遷移臨界角を理論的に導出するとともに、単純部材による実験により検証を行い、遷移臨界角の影響因子を明らかにする。そして、 λ 型制動体のアーム角度に対して導出した遷移臨界角を適用し、影響因子の検討から滑り上がりが生じる λ 型制動体のアーム角度範囲を決定する。

第二の課題は、 λ 型制動体の制動特性を明らかにすることである。 λ 型制動体の制動距離について理論的に導出を行い、その影響因子を抽出することにより可能となる。解析手法として、自動車は λ 型制動体のアームに接触時、アーム接触終了後アーム上を滑りあがり防護板に衝突するまで、防護板衝突後に自動車と λ 型制動体が一体化構造となった時の三つの挙動に分ける。ここで、それぞれの挙動の終了時の自動車速度を初期条件とする。アーム接触時は第一の課題で述べた接触点挙動解析を適用し、アームを滑りあがり防護板衝突と一体化構造後停止するまでの二つの挙動ではエネルギー保存則を用いて、制動距離の導出を行う。さらに、制動距離とアーム角度の関係から第一の課題で述べたアーム角度範囲と対応させることで、制動距離を考慮したアーム角度範囲を決定する。

第三の課題は、 λ 型制動体の制動挙動の把握および実験による理論の検証と最適なアーム角度の決定である。これは λ 型制動体および自動車の模型を用いた模型衝突実験から制動距離を測定し、理論解析結果と比較することにより可能となる。模型実験では、自動車および λ 型制動体の模型に対して相似則⁽⁴⁶⁾を基に製作を行う。理論解析結果を評価、検証するために異なる衝突速度および異なるアーム角度による衝突実験を行い、制動距離を求める。本実験結果と理論解析結果を比較し、理論の有用性を検証するとともに、実車実験の結果⁽⁴⁷⁾とも比較し制動特性を評価する。さらに、得られた実験結果から、第一、第二の課題で述べたアーム角度範囲より制動特性（挙動）を考慮した最適なアーム角度を決定する。

1-5 本論文の構成

本論文の第1章は序論である。この章では、本研究の背景、従来の研究、問題点、目的および本論文の構成に関して述べた。

第2章では、二物体の斜衝突挙動解析について述べる。自動車が λ 型制動体に衝突する場合、 λ 型制動体のアームに二次元衝突をする。そのため、自動車を部材、 λ 型制動体を壁面として運動量と力積の方程式を用いて斜衝突挙動解析を行う。接触中挙動に関して固着、逆滑り、全滑りが報告

されており、固着および逆滑りを不滑状態、全滑りを滑状態として、衝突角度との関係を示す。接触中挙動は衝突角度によって異なるが、不滑状態から滑状態へと遷移する衝突角度（遷移臨界角）に関しては報告されていないため、その導出を行う。その結果、遷移臨界角の影響因子として部材の慣性特性、摩擦係数、反発係数であることを明らかにした。また、数値解析として、共線衝突および偏心衝突の一例として、部材を円板および円柱棒の場合における摩擦係数の変化に対する遷移臨界角への影響を調査した。

第 3 章では、壁面に斜衝突する部材の衝突実験について述べる。第 2 章で述べた数値計算より、共線および偏心衝突の場合における斜衝突挙動および遷移臨界角の実験的検証を行う。接触中挙動に関しては、これまで理論的解析の報告がなされているだけで実験的に検証されておらず、また遷移臨界角を検証した報告もない。共線衝突では円板、偏心衝突では円柱棒を用いた斜衝突実験を実施する。両実験において、遷移臨界角の影響因子である初期入射角および摩擦係数をパラメータとした衝突実験と、影響因子ではない試験体材質、接触点速度をパラメータとした衝突実験を実施し、理論解析結果が適用できるか検証を行う。得られた実験結果から、接触中挙動である滑/不滑状態を実験的に示し、評価方法を確立した。また、実験結果は理論解析結果と一致し、本実験における接触点速度、初期入射角および摩擦係数の範囲で理論的に遷移臨界角を把握することができ、接触中挙動が推定可能であることを示した。

第 4 章では、自動車が λ 型制動体に衝突した場合の制動距離の導出について述べる。 λ 型制動体の構造最適化のために理論解析からアーム角度範囲および制動距離を導出し、影響因子を明確にする。自動車がアームに衝突した際の自動車挙動に関し、第 2 章で述べた斜衝突理論を適用し、アーム接触終了時の質量中心における並進および角速度の導出を行う。また、第 2 章で導出した遷移臨界角に λ 型制動体のアーム角度を対応させ、自動車が滑りあがるアーム角度範囲を導出した。アーム角度範囲の影響因子は自動車の慣性特性、接触部の摩擦係数、反発係数、初期入射角であることを示した。その後自動車前部がアームを滑り上がり防護板に衝突し、 λ 型制動体と自動車が一体構造物となり停止するまでの制動距離を導出する。制動距離は、自動車および λ 型制動体の質量、路面との摩擦係数、衝突速度、アーム角度に依存することを明らかにした。数値計算として衝突速度、アーム角度、自動車と λ 型制動体との摩擦係数、制動体下部の摩擦材と路面との摩擦係数の 4 種類をパラメータとして制動距離との関係を示し、理論的にアーム角度範囲を特定した。

第 5 章は、 λ 型制動体の模型衝突実験について述べる。第 4 章で導出した制動距離について自動車模型および λ 型制動体模型を用いて実験的検証を行う。両模型は相似則を基に寸法および質量を決定し、異なる衝突速度および異なるアーム角度の 2 種類の衝突実験を実施する。異なる衝突速度による衝突実験では斜面上部に自動車模型を設置し、位置エネルギーを利用して衝突速度を変化させた。異なるアーム角度による衝突実験では実際の λ 型制動体のアーム角度を基準とし、 $\pm 5^\circ$ のアーム角度を用いる。得られた実験結果を第 4 章で述べた理論解析の結果と比較すると、異なる衝突速度および異なるアーム角度の両実験結果はおおよそ一致し、本実験における衝突速度範囲およびアーム角度範囲において理論解析による制動距離の推定が可能であり、第 2 章で述べた斜衝突挙動を適用することの有用性を示した。さらに、実車の実験結果⁽⁴⁷⁾と理論解析結果を比較し、本理論を実車実験にも適用できることを示した。

第 6 章は本論文の結論を示す。

第2章 二物体の斜衝突挙動解析

2-1 緒言

自動車と λ 型制動体の衝突は、自動車前部が λ 型制動体のアームに斜めから衝突する二物体の二次元衝突である。一般的に二物体の衝突問題は、平面運動においては一次元衝突と二次元衝突があり、衝突過程として衝突前、接触中、衝突後に分けられる。一次元衝突問題では、二物体の接触終了後の運動は反発係数で決定されることが多く、衝突後の運動や変形に関する研究報告は多数ある^{(26) - (39)}。二次元衝突解析では、衝突後の運動および変形が衝突中の接触中挙動に大きく影響するため、反発係数だけではなく摩擦係数を考慮しなければならない。二次元衝突解析では、衝突体を一般的に剛体として、運動量と力積に関する方程式を用いることで、衝突後の運動の初期条件を導出することができる^{(41) - (43)}。しかし、接触中挙動に関して、理論解析による報告がされている^{(40) - (45)}が、実験的に検証した報告はほとんどない。

二次元衝突後の運動や変形は、実験解析やFEM解析によって様々な検証がなされており^{(10) - (19)}、中空管部材の衝突実験において、接触端の他端を固定した落下実験が実施されている。部材全体の圧潰変形が生じる場合と、接触部の局所変形と固定端の曲げ変形となる場合があり^{(15) - (19)}、壁面に対して法線方向となす入射角によって変形が異なることが報告されている。また接触中挙動に関して、運動量と力積に関する方程式より、衝突開始から初期滑りが生じ、そのまま一方向に滑り続ける全滑り、初期滑りが停止しその後、逆方向に滑る逆滑りまたは停止し続ける固着に分けられる。この接触中挙動が衝突体の入射角や慣性特性、反発係数、摩擦係数に影響することは明らかにされている^{(40) - (45)}。しかし、接触中挙動と入射角に関して、逆滑りまたは固着から全滑りへと遷移する限界の入射角は明らかにされていない。そこで本章では、二物体の二次元衝突に関して接触中挙動が不滑状態から滑状態へ遷移する入射角である遷移臨界角を導出することを目的とする。

解析方法として壁面に部材が衝突する場合を考える。ここで両物体は剛体とし運動量と力積に関する方程式から接触点速度を導出する。この接触点速度から接触中挙動である全滑り、逆滑り、固着を分類する。ここで、本研究において、全滑りを滑状態、逆滑りおよび固着を不滑状態と呼ぶことにする。それぞれの挙動と力積および入射角の関係を述べ、衝突終了時の力積をエネルギー力学反発係数から導出する。エネルギー力学反発係数と一般的に用いられる運動学反発係数との関係を示す。そして、逆滑りまたは固着から全滑りとなるときに衝突終了時の力積から遷移臨界角を導出する。衝突形態および反発係数、摩擦係数が遷移臨界角へ与える影響を知るために、数値計算として共線衝突および偏心衝突の場合を実施する。

2-2 壁面に斜衝突する部材の接触中挙動解析^{(44), (45)}

2-2-1 接触中挙動の分類

図2-1に示すように部材が衝突速度 V_0 、角速度 ω_0 、衝突接触点の速度 v_0 で壁面に衝突する場合を考え、接触点の速度を導出する。部材および壁面は剛体とし、衝突接触時においては部材の移動距離は0と仮定する。部材の質量を m 、質量中心における部材の慣性二次半径を k 、衝突接触点を原点

とした直交座標系を x - y 座標, 衝突接触面の接線方向および法線方向の座標系を n_1 - n_3 座標とする. 回転方向については時計回りを正とする. n_1 - n_3 座標系における質量中心座標を (r_1, r_3) , 衝突接触点から質量中心までを r とする. また, n_3 軸と衝突速度がなす入射角を ψ_0 , y 軸と衝突速度がなす角度を初期入射角 ψ_1 とし, x 軸と n_1 軸がなす壁面角度を α とする. ここで初期入射角と入射角の関係は $\psi_0 = \psi_1 + \alpha$ である. r と y 軸がなす初期傾斜角度を γ とし, r と n_3 軸がなす角度を $\bar{\theta}$ とする. ここで初期傾斜角と傾斜角の関係は $\bar{\theta} = \gamma - \alpha$ である. 表 2-1 に各記号とその名称を整理したものを示す. また, 衝突開始の初期条件として, 本論文では接線速度 $v_1(0) > 0$, 法線速度 $v_3(0) < 0$ であるものとする.

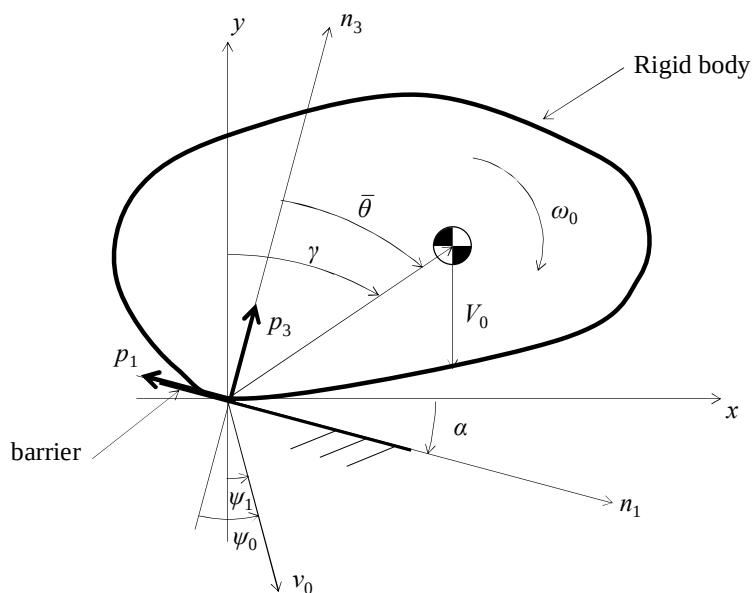


Fig. 2-1 The simple structure collided with the barrier

Table 2-1 Nomenclature

Mass of the member	m
Radii of gyration for the center of the mass	k
Distance from the collision point to the center of the mass	r
Tangential distance from the collision point to the center of the mass	r_1
Normal distance from the collision point to the center of the mass	r_3
Collision velocity	V_0
Angular velocity	ω_0
Velocity at contact point	v
Initial angle of incidence	ψ_1
Angle of incidence	ψ_0
Initial inclined angle	γ
Inclined angle	θ
Barrier angle	α

微小接触時間における接線方向および法線方向の部材質量中心の速度変化，力積変化を考える．摩擦力は衝突接触面の摩擦係数を μ_1 とするとクーロン・アモントンの法則より，接線方向の力積 p_1 と法線方向の力積 p_3 の関係は式 (2-1) で表せる⁽⁴³⁾．ここで衝突接触点における接線方向の力積を p_1 とし法線方向の力積を p_3 とする．接線方向の力積 p_1 と法線方向の力積 p_3 は摩擦力によって関係付けられるため，法線方向の力積 p_3 を p とし添え字を使用せず独立変数として取り扱う．速度変化 dV_1 ， dV_3 および角速度変化 $d\omega$ において運動量と力積に関する方程式は式 (2-2) となる．

$$dp_1 = -\mu_1 dp_3 = -\mu_1 dp \quad (2-1)$$

$$\left. \begin{aligned} mdV_1 &= dp_1 \\ mdV_3 &= dp \\ mk^2 d\omega &= -r_3 dp_1 + r_1 dp \end{aligned} \right\} \quad (2-2)$$

また衝突接触点 C 点における微小時間に対する速度変化 dv_1 および dv_3 は次式となる．

$$\begin{aligned} dv_1 &= dV_1 - r_3 d\omega \\ dv_3 &= dV_3 + r_1 d\omega \end{aligned} \quad (2-3)$$

式 (2-2) を式 (2-3) へ代入すると次式となる．

$$\begin{Bmatrix} dv_1 \\ dv_3 \end{Bmatrix} = m^{-1} \begin{bmatrix} \beta_1 & -\beta_2 \\ -\beta_2 & \beta_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} dp_1 \\ dp \end{Bmatrix} \quad (2-4)$$

ここで， β_1 ， β_2 ， β_3 を慣性定数としそれぞれ次式で示される．

$$\begin{aligned} \beta_1 &= 1 + (r_3^2 / k^2) \\ \beta_2 &= r_1 r_3 / k^2 \\ \beta_3 &= 1 + (r_1^2 / k^2) \end{aligned} \quad (2-5)$$

慣性定数は，部材の慣性特性によって定まり， $\beta_1 > 0$ ， $\beta_3 > 0$ である．また β_2 は衝突形態を表し，特に， $\beta_2 = 0$ の場合は壁面の法線方向に対して，衝突接触点と質量中心が同一線上にある場合の共線衝突， $\beta_2 \neq 0$ の場合は壁面の法線方向に対して，衝突接触点と質量中心が同一線上にない場合の偏心衝突を表す．

衝突接触点の速度を表す式 (2-4) から接触中挙動を分類する．接線速度および法線速度は式 (2-2) および式 (2-4) から法線力積 p の関数 $v(p)$ となる．衝突開始時の接線方向に速度を持つ場合，部材は衝突接触開始時に滑りが生じている．これを初期滑りとし，初期滑りが生じ衝突終了まで一方向に滑り続ける全滑り，初期滑りが停止し滑りの方向が反転する逆滑り，停止し続け衝突が終了する固着の 3 つに分類される．本論文では，全滑りの場合を滑状態，初期滑りが停止し，固着または逆

滑りとなる場合を不滑状態とする．初期滑り停止時の法線力積を p_s ，衝突終了時の法線力積を p_f とすると，逆滑りまたは固着では衝突が終了するまでに，初期滑りが停止するので法線力積の大小関係は $p_s < p_f$ であり，衝突が終了するまでに，初期滑りが停止しない場合である全滑りでは $p_f \leq p_s$ の条件となる．式 (2-4) において初期滑りが停止するまでの速度は初期条件 $v_1(0)$ および $v_3(0)$ から次式で書き換えられる．

$$\begin{Bmatrix} v_1(p) \\ v_3(p) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} v_1(0) \\ v_3(0) \end{Bmatrix} + m^{-1} \begin{bmatrix} \beta_1 & -\beta_2 \\ -\beta_2 & \beta_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ p \end{Bmatrix} \quad (2-6)$$

上式に全滑りでは衝突開始 ($p=0$)，逆滑りおよび固着では初期滑り停止時 ($p=p_s$) を初期条件とすることでそれぞれの速度を導出することができる．次項からは式 (2-6) を用いて，接触中挙動である全滑り，逆滑り，固着における接触点速度と力積の関係を示し，接触点速度から，変極点の力積の値を求めていく．

2-2-2 全滑りの場合

全滑りにおいて接線速度および法線速度は，式 (2-5) および (2-6) から接線力積 p_1 を消去すると次式となる．

$$\begin{aligned} & v_1(p) > 0, \quad p < p_s : \\ & \begin{Bmatrix} v_1(p) \\ v_3(p) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} v_1(0) \\ v_3(0) \end{Bmatrix} + m^{-1} \begin{Bmatrix} A_+ \\ B_+ \end{Bmatrix} p \\ & A_+ = -\beta_2 - \mu_1 \beta_1, \quad B_+ = \beta_3 + \mu_1 \beta_2 \end{aligned} \quad (2-7)$$

この区間において，接線速度 $v_1(p)$ は摩擦によって速度が減速する場合， $v_1(0) > 0$ から式 (2-7) の $v_1(p)$ の傾き $m^{-1}A_+ < 0$ となり．また法線速度 $v_3(p)$ も減速するため， $v_3(0) < 0$ からその傾きは $m^{-1}B_+ > 0$ となる．式 (2-7) を用いて速度－力積線図を示すと図 2-2 となる．横軸は法線力積 p ，縦軸は衝突接触点の速度 $v_i(p)$ ($i=1, 3$) である．また，実線および破線はそれぞれ $v_1(p)$ および $v_3(p)$ を表す．図 2-2 に示すように衝突開始時の接触点速度は $v_1(0) > 0$ ， $v_3(0) < 0$ であり，衝突は法線力積 p が 0 から始まり，滑りが停止することなく勾配 $m^{-1}A_+$ のままで衝突が終了する． $v_3(p)$ は勾配 $m^{-1}B_+$ で変化し， $v_3(p)=0$ となるときの法線力積 p_c となるまでが圧縮段階となり，その後は反発段階へと移行する．そして衝突終了力積 p_f に達すると衝突は終了する．

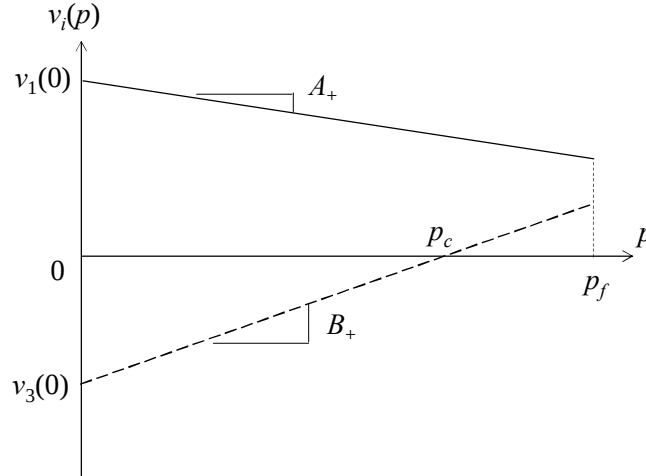


Fig. 2-2 Normal and tangential relative velocity at collision point as functions of normal impulse
(case of continuous slip)

式 (2-7) は衝突開始からの接触点速度であるが，全滑りの場合では衝突終了まで停止しないためこの式で表せる．初期滑りが停止する固着や逆滑りの場合では，衝突開始からは接触点速度は全滑りの場合と同様に式 (2-7) で求められ，次項で説明するが初期滑り停止後は，接触点速度の式が異なる．この場合，初期滑り停止前後で接触点速度が異なるため，初期滑り停止時の力積 p_s を考えると式 (2-7) から $v_1(p_s)=0$ より次式となる．

$$p_s = -\frac{mv_1(0)}{A_+} \quad (2-8)$$

次に，全滑りとなる場合の最大圧縮力積である p_c を考える．全滑りは式 (2-7) で表され，このとき最大圧縮となる場合，法線速度 $v_3(p_c)=0$ であるから最大圧縮力積 p_c は次式となる．

$$p_c = -\frac{mv_3(0)}{B_+} \quad (2-9)$$

2-2-3 逆滑りの場合

初期滑りが停止し逆滑りとなる場合は，法線力積 p は単調増加関数であるため，初期滑り停止時の力積 p_s と最終力積 p_f の大小関係は $p_s < p_f$ である．初期滑りが停止後，摩擦は逆向きに生じるため，式 (2-4) における摩擦は $dp_1 = \mu_1 dp$ と書き換えられる．初期条件を初期滑り停止時の法線力積 p_s の場合を考え，その後の逆滑りの接線速度および法線速度を求めると， $v_1(p_s)=0$ の関係と式 (2-4) より接触点速度は次式となる．

$v_1(p) < 0, p > p_s :$

$$\begin{Bmatrix} v_1(p) \\ v_3(p) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ v_3(p_s) \end{Bmatrix} + m^{-1} \begin{Bmatrix} A_- \\ B_- \end{Bmatrix} (p - p_s) \quad (2-10)$$

$$A_- = -\beta_2 + \mu_1 \beta_1, \quad B_- = \beta_3 - \mu_1 \beta_2$$

逆滑りの衝突形態は式 (2-10) より、接線速度の傾き $A_- < 0$ となるため、 $\beta_2 > 0$ となる。 $\beta_2 < 0$ の衝突形態の場合では、逆滑りが生じない。

逆滑りにおける滑り過程 (式 (2-10)) を図 2-3 に示す。図 2-3 も図 2-2 と同様に、衝突開始は接触点速度がそれぞれ $v_1(0) > 0, v_3(0) < 0$ であり、初期滑りが停止するまで、 $v_1(p)$ は勾配 $m^{-1}A_+$ 、 $v_3(p)$ は勾配 $m^{-1}B_+$ で変化する。その後初期滑りが停止する力積 p_s に達し、 $v_1(p)$ は初期滑り方向とは逆向きの速度を持つため、滑りが反転し勾配が $m^{-1}A_-$ となり、 $v_3(p)$ の勾配が $m^{-1}B_-$ となる。その後圧縮段階が終了するときの法線力積 p_c となるまでが圧縮段階となり、そして反発段階へと移行する。衝突終了力積 p_f に達すると衝突は終了する。

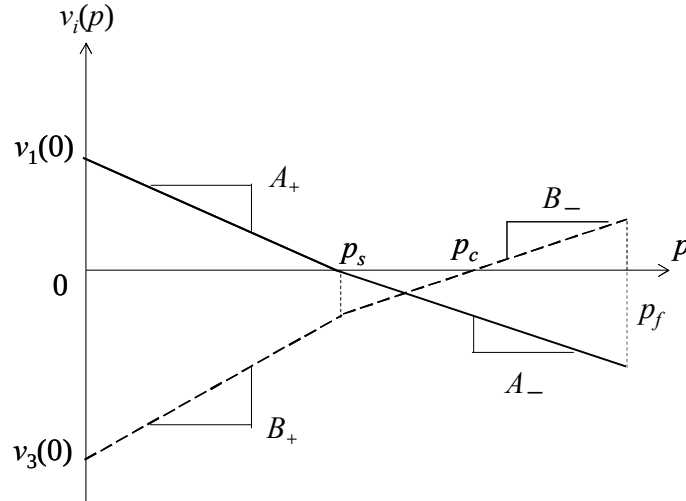


Fig. 2-3 Normal and tangential relative velocity at collision point as functions of normal impulse
(case of reverse slip)

圧縮期間中に初期滑りが停止し、その後逆滑りとなる場合は、初期滑り停止時の力積 p_s において図 2-3 で示したように $v_1(p)$ および $v_3(p)$ の傾きが変化するので、力積が 0 から p_s と p_s から p_c に区間に分けて考える。初期滑りが停止した時の法線速度は式 (2-7) より $p=p_s$ から次式となる。

$$v_3(p_s) = v_3(0) + m^{-1}B_+p_s \quad (2-11)$$

式 (2-8) は初期滑りが停止するときの力積 p_s であるため、上式に代入することで初期滑り停止時の法線速度は次式に変形される。

$$v_3(p_s) = v_3(0) - \frac{B_+}{A_+} v_1(0) \quad (2-12)$$

式 (2-10) および (2-12) より、初期すべりが停止後に最大圧縮 p_c となる場合は次式となる。

$$0 = v_3(p_c) = v_3(p_s) + m^{-1} B_+ (p_c - p_s)$$

$$p_c = -\frac{mv_3(0)}{B_+} \left\{ \frac{B_+}{B_-} (1 - \check{v}_0) + \check{v}_0 \right\} \quad (2-13)$$

ここで $\check{v}_0 \equiv \frac{B_+ v_1(0)}{A_+ v_3(0)} = -\frac{B_+}{A_+} \tan \psi_0$ である。 $\check{v}_0$ は入射角 ψ_0 を速度の傾きを表す A_+ および B_+ によって無次元化したものである。

反発期間中に初期滑りが停止し逆滑りとなる場合、最大圧縮力積 p_c において接線速度 $v_1(p) > 0$ であるため、全滑りで示した式 (2-8) および式 (2-9) が、それぞれ初期滑り停止時の力積 p_s および最大圧縮力積 p_c である。

2-2-4 固着の場合

固着となる場合は、初期滑り停止時の力積 p_s において接線方向速度 $v_1(p_s) = 0$ となり、停止した状態のまま衝突が終了する ($v_1(p) = 0$)。逆滑りの場合と同様に考えることができ、摩擦の作用する方向は $dp_1 = \mu_1 dp$ であり初期条件も一緒であるため、式 (2-10) が得られる。ここで、式 (2-10) の接線速度の傾きは、初期滑り停止後の接線方向速度 $v_1(p) = 0$ であるため、 $A_- = 0$ とならなければならない。したがって、固着の場合は $A_- = 0$ から摩擦係数と衝突形態の関係を考えると $\mu_1 = \beta_2 / \beta_1$ となる。この時の摩擦係数を固着における摩擦係数 $\bar{\mu} = \beta_2 / \beta_1$ (以下固着係数と呼ぶ) とし、 $\mu_1 > \bar{\mu}$ ならば固着となり、そうでない場合は逆滑りとなる。よって固着における接線速度および法線速度は次式となる。

$$v_1(p) = 0, \quad p > p_s :$$

$$\begin{Bmatrix} v_1(p) \\ v_3(p) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ v_3(p_s) \end{Bmatrix} + m^{-1} \begin{Bmatrix} A_0 \\ B_0 \end{Bmatrix} (p - p_s) \quad (2-14)$$

$$A_0 = -\beta_2 + \bar{\mu} \beta_1 = 0, \quad B_0 = \beta_3 - \bar{\mu} \beta_2$$

固着となる場合の速度-力積線図を図 2-4 に示す。図 2-4 も図 2-2 および図 2-3 と同様に衝突開始は衝突点速度がそれぞれ $v_1(0) > 0$, $v_3(0) < 0$ であり、初期滑りが停止するまで、 $v_1(p)$ は勾配 $m^{-1} A_+$, $v_3(p)$ は勾配 $m^{-1} B_+$ で変化する。その後初期滑りが停止する力積 p_s に達し、停止するため $v_1(p) = 0$ となり、 $v_3(p)$ の勾配が $m^{-1} B_0$ となる。その後圧縮段階が終了するときの法線力積 p_c となるまでが圧縮段階となり、そして反発段階へと移行する。衝突終了力積 p_f に達すると衝突は終了する。

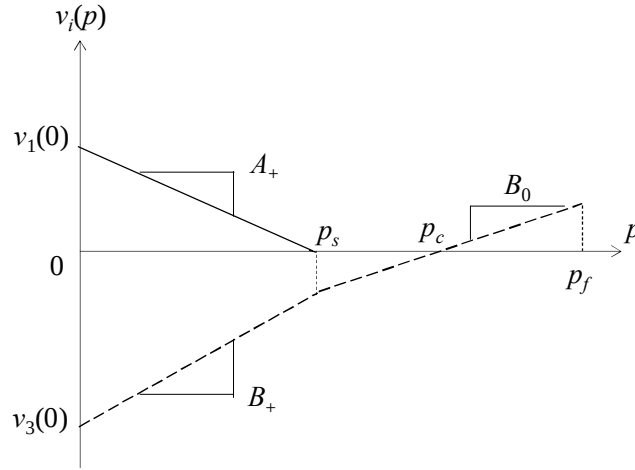


Fig. 2-4 Normal and tangential relative velocity at collision point as functions of normal impulse
(case of stick)

圧縮期間中に初期滑りが停止し固着となる場合 ($p_s > p_c$), 逆滑りの場合と同様に初期滑り停止時の力積 p_s において, 図 2-4 で示したように $v_1(p)=0$ および $v_3(p)$ の傾きが変化するので, 力積が 0 から p_s と p_s から p_c に区間に分けて考える. 初期滑りが停止した時の法線速度は式 (2-12) であり, 式 (2-14) から最大圧縮力積 p_c は次式となる.

$$p_c = -\frac{mv_3(0)}{B_+} \left\{ \frac{B_+}{B_0} (1 - \check{\epsilon}_0) + \check{\epsilon}_0 \right\} \quad (2-15)$$

反発期間中に初期滑りが停止し固着となる場合 ($p_s > p_c$), 最大圧縮力積 p_c において接線速度 $v_1(p) > 0$ であるため, 全滑りで示したように式 (2-8) および式 (2-9) が初期滑り停止時の力積 p_s および最大圧縮力積 p_c である.

2-3 各接触中挙動と入射角の関係

入射角を無次元化した無次元化入射角 $\check{\epsilon}_0$ を用いて接触中に初期滑りが圧縮, 反発期間で停止するか, または停止せず滑り続けるかを表す. 式 (2-8) を無次元化入射角を用いて表すと次式となる.

$$p_s = -\frac{mv_1(0)}{A_+} = \frac{mv_3(0)}{B_+} \check{\epsilon}_0 \quad (2-16)$$

式 (2-16) を用いて圧縮期間で初期滑りが停止する場合 ($0 \leq p_s < p_c$), 反発期間で初期滑りが停止する場合 ($p_c \leq p_s < p_f$), 全滑りの場合 ($p_s \geq p_f$) を無次元化入射角 $\check{\epsilon}_0$ を用いて表すと, それぞれ次の関係となる.

圧縮期間で初期滑りが停止 ($0 \leq p_s < p_c$) の場合 : $0 \leq \check{\psi}_0 < 1$

反発期間で初期滑りが停止 ($p_c \leq p_s < p_f$) の場合 : $1 \leq \check{\psi}_0 < \frac{B_+ p_f}{mv_1(0)}$ (2-17)

全滑りの場合 ($p_s \geq p_f$) の場合 : $\frac{B_+ p_f}{mv_1(0)} \leq \check{\psi}_0$

上式より、接触中挙動に関して初期すべりが停止するか否かは、無次元化入射角 $\check{\psi}_0$ の値を初期条件から計算することで判別できる。式 (2-17) において最終力積 p_f が初期条件より決定できれば、接触中挙動が初期条件より導出が可能となる。そのため次項において最終力積を導出する。

2-4 反発係数と最終力積

衝突における反発係数は運動学、運動力学、エネルギー力学から算出でき、それぞれ式 e_N , e_P , e_S で表される。各反発係数の定義は式 (2-18) に示すように、運動学では接近速度と離反速度の比、運動力学では接近力積と離反力積の比、エネルギー力学では接近エネルギーと離反エネルギーの比である⁽³⁸⁾。運動学および運動力学反発係数 e_N , e_P は主に共線衝突における低速度範囲から得られた実験結果に基づいている^{(40), (42)}。そのため本解析では、偏心衝突の場合も取り扱うため、エネルギー力学反発係数を用いる^{(37), (38)}。エネルギー力学反発係数を最終力積を用いて表し、そこから最終力積を導出する。また、一般的に用いられる運動学反発係数 e_N および運動力学反発係数 e_P とエネルギー力学反発係数の関係を述べる。

$$e_N \equiv -\frac{v_3(p_f)}{v_3(0)}, \quad e_P \equiv \frac{p_f - p_c}{p_c}, \quad e_S \equiv \left[-\frac{W_3(p_f) - W_3(p_c)}{W_3(p_c)} \right] \quad (2-18)$$

エネルギー力学反発係数は図 2-5 に示す速度－力積線図より、交線および斜線部で示された部分の比である。2-2 節において接触中挙動に関して滑、不滑状態は初期滑りが停止するか否かで決定できることを示した。反発係数の導出に関して、全滑り、固着、逆滑りには関係なく初期滑りが接触中のどの時点で停止するかが問題であるため、本節では、(1) 全滑りとなる場合 (2) 初期滑りが圧縮期間で停止する場合、(3) 反発期間で停止する場合の 3 つに分類して導出を行う。接触中のエネルギーについて、任意の接触期間 (t_a , t_b) において垂直接触力がなすエネルギーを力積で表すと次式となる。

$$W_3(t_b) - W_3(t_a) = \int_{t_a}^{t_b} F_3 v_3 dt = \int_{p_a}^{p_b} v_3(p) dp \quad (2-19)$$

衝突期間において速度 $v_3(p)$ は式 (2-7), 式 (2-10), 式 (2-14) より p の線形関数であるため上式を書き換えるとエネルギーは式 (2-20) で求められる。式 (2-20) を用いて (1) から (3) におけるエネルギーを求めエネルギー力学反発係数を導出し、運動学、運動力学反発係数と比較する。

$$W_3(p_b) - W_3(p_a) = \frac{(p_b - p_a)}{2} [v_3(p_a) + v_3(p_b)] \quad (2-20)$$

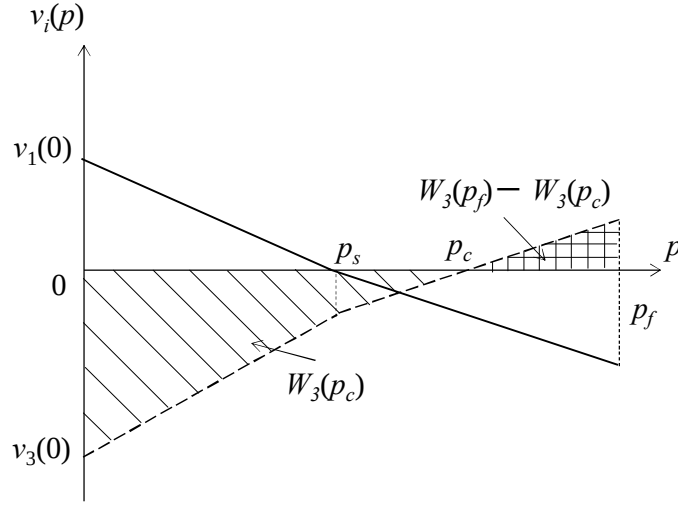


Fig. 2-5 Energy of normal impulse during compression $[W_3(p_c)]$ and restitution $[W_3(p_f) - W_3(p_c)]$

2-4-1 全滑りの場合

全滑りとなる場合のエネルギー力学反発係数を考える。この場合，図 2-6 に示すように衝突開始から衝突が終了するまでの間，法線速度 $v_3(p)$ は線形に変化する。そのため圧縮期間と反発期間でなすエネルギーをそれぞれ考える。

全滑りとなる場合最大圧縮までになすエネルギーは式 (2-9) および式 (2-20) より次式となる。

$$W_3(p_c) = -\frac{mv_3^2(0)}{2B_+} \quad (2-21)$$

最大圧縮から衝突終了までになすエネルギーは式 (2-7)，(2-9)，(2-20) より次式となる。

$$W_3(p_f) - W_3(p_c) = \frac{m^{-1}B_+(p_f - p_c)^2}{2} \quad (2-22)$$

エネルギー力学反発係数は式 (2-18) の第三式および式 (2-21)，式 (2-22) より次式となる。

$$e_s = -\frac{B_+(p_f - p_c)}{m v_3(0)} \quad (2-23)$$

上式を衝突終了時の力積 p_f で整理し，さらに式 (2-9) である全滑りの場合の最大圧縮力積 p_c を代入すると次式となる。

$$p_f = -(1+e_s) \frac{mv_3(0)}{B_+} \quad (2-24)$$

したがって、全滑りにおける運動力学反発係数とエネルギー力学反発係数の関係は式 (2-23), 式 (2-9) より次式となる.

$$e_p \equiv \frac{p_f - p_c}{p_c} = e_s \quad (2-25)$$

運動学とエネルギー力学の反発係数の関係は式 (2-7), (2-23) より次式となる.

$$e_N \equiv -\frac{v_3(p_f)}{v_3(0)} = e_s \quad (2-26)$$

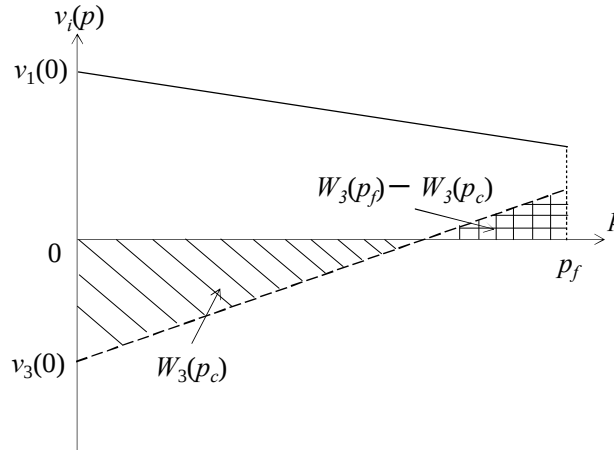


Fig. 2-6 Energy of normal impulse during compression [$W_3(p_c)$] and restitution [$W_3(p_f) - W_3(p_c)$] (case of continuous slip)

2-4-2 圧縮期間で初期滑りが停止する場合

圧縮段階で初期滑りが停止後に逆滑りが生じる場合を考える. この場合, 図 2-5 に示すように圧縮段階のエネルギーは線形の期間が 0 から p_s と, p_s から p_c の 2 つの期間があるため, それぞれに分けて考える必要がある. 初期滑りが停止するまでのエネルギーと, その後停止から最大圧縮までのエネルギーにわけると, 初期滑りが停止するまでのエネルギーは接触期間 $[0, p_s]$ および式 (2-20) から次式となる.

$$W_3(p_s) = \frac{p_s}{2} [v_3(0) + v_3(p_s)] \quad (2-27)$$

上式に式 (2-9) および式 (2-12) を代入し p_s を消去すると, 初期滑りが停止するまでのエネルギー

は次式となる．

$$W_3(p_s) = -\frac{mv_3^2(0)}{2B_+} \check{v}\check{E}_0 [2 - \check{v}\check{E}_0] \quad (2-28)$$

次に初期滑り停止後から最大圧縮 $[p_s, p_c]$ までのエネルギーは式 (2-9)，式 (2-13)，式 (2-20) から次式となる．

$$W_3(p_c) - W_3(p_s) = -\frac{mv_3^2(0)}{2B_+} \frac{B_+}{B_-} (1 - \check{v}\check{E}_0)^2 \quad (2-29)$$

式 (2-28) および式 (2-29) より衝突開始から最大圧縮までのエネルギーは次式となる．

$$W_3(p_c) = -\frac{mv_3^2(0)}{2B_+} \left\{ \check{v}\check{E}_0 (2 - \check{v}\check{E}_0) + \frac{B_+}{B_-} (1 - \check{v}\check{E}_0)^2 \right\} \quad (2-30)$$

次に，最大圧縮状態から衝突終了までのエネルギーは式 (2-20) より次式となる．

$$W_3(p_f) - W_3(p_c) = \frac{(p_f - p_c)}{2} [v_3(p_f) + v_3(p_c)] \quad (2-31)$$

上式に，式 (2-10) および $v_3(p_c)=0$ を代入すると次式となる．

$$W_3(p_f) - W_3(p_c) = \frac{B_- (p_f - p_c)^2}{2} \quad (2-32)$$

以上より，エネルギー力学反発係数は式 (2-18) の第三式に式 (2-30) および式 (2-32) を代入すると次式で求められる．

$$e_s^2 = \frac{B_-^2}{\left\{ \frac{B_-}{B_+} \check{v}\check{E}_0 (2 - \check{v}\check{E}_0) + (1 - \check{v}\check{E}_0)^2 \right\}} \frac{(p_f - p_c)^2}{m^2 v_3^2(0)} \quad (2-33)$$

上式を衝突終了時の力積 p_f に関して整理すると次式となる．

$$p_f = p_c - \frac{e_s m v_3(0)}{B_-} \sqrt{\left\{ \frac{B_-}{B_+} \check{v}\check{E}_0 (2 - \check{v}\check{E}_0) + (1 - \check{v}\check{E}_0)^2 \right\}} \quad (2-34)$$

式 (2-10) より式 (2-34) を用いて最終速度を書き換えると次式となる.

$$v_3(p_f) = -e_s v_3(0) \sqrt{\left\{ \frac{B_-}{B_+} \check{\epsilon}_0 (2 - \check{\epsilon}_0) + (1 - \check{\epsilon}_0)^2 \right\}} \quad (2-35)$$

式 (2-18) および (2-35) から, 運動学反発係数とエネルギー力学反発係数の関係は次式となる.

$$e_N = e_s \sqrt{\left\{ \frac{B_-}{B_+} \check{\epsilon}_0 (2 - \check{\epsilon}_0) + (1 - \check{\epsilon}_0)^2 \right\}} \quad (2-36)$$

同様にエネルギー力学反発係数 e_s と運動学, 運動力学における反発係数 e_p, e_N との関係は式 (2-13), 式 (2-18), 式 (2-34) より次式となる.

$$e_p = \frac{e_s \sqrt{\left\{ \frac{B_-}{B_+} \check{\epsilon}_0 (2 - \check{\epsilon}_0) + (1 - \check{\epsilon}_0)^2 \right\}}}{\left\{ (1 - \check{\epsilon}_0) + \frac{B_-}{B_+} \check{\epsilon}_0 \right\}} = \frac{e_N}{\left\{ (1 - \check{\epsilon}_0) + \frac{B_-}{B_+} \check{\epsilon}_0 \right\}} \quad (2-37)$$

2-4-3 反発期間で初期滑りが停止する場合

反発期間で初期滑りが停止後に, 逆滑りが生じる場合を考える. この場合, 図 2-7 に示すように圧縮期間は線形の区間であり, 反発期間においては p_c から p_s および p_s から p_f で線形の期間が 2 種類あるためそれぞれ期間に分けて考える必要がある.

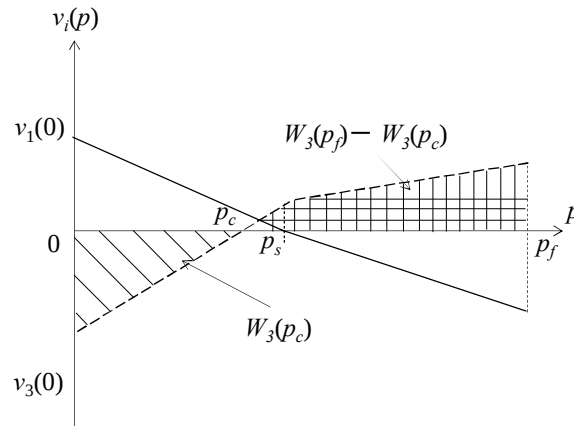


Fig. 2-7 Energy of normal impulse during compression [$W_3(p_c)$] and restitution [$W_3(p_f) - W_3(p_c)$] (case of reverse slip)

衝突開始から最大圧縮までの期間のエネルギーは式 (2-14) および式 (2-16) より次式となる。

$$W_3(p_c) = \frac{p_c}{2} [v_3(p_c) + v_3(0)] = -\frac{mv_3^2(0)}{2B_+} \quad (2-38)$$

最大圧縮から初期滑りが停止するまで期間のエネルギーは式 (2-12) および式 (2-16) よりそれぞれ次式となる。

$$W_3(p_s) - W_3(p_c) = \frac{mv_3^2(0)}{2B_+} (1 - \check{v}_{\check{E}_0})^2 \quad (2-39)$$

初期滑りが停止し衝突終了までの期間のエネルギーは式 (2-10), 式 (2-12), 式 (2-16) から次式となる。

$$W_3(p_f) - W_3(p_s) = \frac{B_- (p_f - p_s)^2}{2m} + v_3(0) (1 - \check{v}_{\check{E}_0}) (p_f - p_s) \quad (2-40)$$

式 (2-18) に式 (2-38), 式 (2-39), 式 (2-40) を代入することでエネルギー力学反発係数は次式として求められる。

$$e_s^2 = (1 - \check{v}_{\check{E}_0})^2 + 2B_+ (1 - \check{v}_{\check{E}_0}) \frac{(p_f - p_s)}{mv_3(0)} + \frac{B_+ B_- (p_f - p_s)^2}{m^2 v_3^2(0)} \quad (2-41)$$

式 (2-41) を衝突終了時の力積 p_f について整理すると次式となる。

$$p_f = p_s - \frac{mv_3(0)}{B_+} \frac{B_+}{B_-} \left\{ (1 - \check{v}_{\check{E}_0}) + \sqrt{(1 - \check{v}_{\check{E}_0})^2 \left(1 - \frac{B_-}{B_+} \right) + \frac{B_-}{B_+} e_s^2} \right\} \quad (2-42)$$

式 (2-10), 式 (2-18) の第一式, 式 (2-42), より運動学反発係数 e_N とエネルギー力学反発係数の関係は次式となる。

$$e_N = \sqrt{(1 - \check{v}_{\check{E}_0})^2 \left(1 - \frac{B_-}{B_+} \right) + \frac{B_-}{B_+} e_s^2} \quad (2-43)$$

また運動力学反発係数と運動学反発係数の関係は次式となる。

$$e_p = \frac{B_+}{B_-} \left\{ \left(1 - \frac{B_-}{B_+} \right) (1 - \check{\mu}_0) + e_N \right\} \quad (2-44)$$

以上から運動学，運動力学，エネルギー力学反発係数の関係は，全滑りにおいて一致するが，接触期間中に初期滑りが停止する場合では異なる．また，最終力積は全滑り，逆滑り，固着において異なり，さらに，逆滑りおよび固着の場合では初期滑りが圧縮または反発期間中で停止するかも異なる．式 (2-17) において無次元化入射角と最終力積 p_f を用いて，初期滑りが圧縮または反発段階で停止するか（不滑状態），全滑りとなるか（滑状態）を表した．最終力積はエネルギー力学反発係数（式 (2-24)，式 (2-34)，式 (2-42)）および衝突形態（式 (2-5)）から求められるため，初期条件によって滑状態および不滑状態を式 (2-19) によって決定することができる．

2-5 遷移臨界角

本節では，これまで明らかにされていない不滑状態から滑状態へ遷移する入射角である遷移臨界角の導出を行う．式 (2-17) に全滑りにおける最終力積 p_f （式 (2-24)）を代入すると，接触中挙動として初期滑りが圧縮または反発期間で停止するか，全滑りとなるかをエネルギー力学反発係数 e_s と無次元化入射角 $\check{\mu}_0$ の大小関係から式 (2-45) のように表すことができる．

$$\begin{aligned} \text{圧縮期間で初期滑りが停止する場合 } (0 \leq p_s < p_c) & : 0 \leq \check{\mu}_0 < 1 \\ \text{反発期間で初期滑りが停止する場合 } (p_c \leq p_s < p_f) & : 1 \leq \check{\mu}_0 < 1 + e_s \\ \text{全滑りの場合 } (p_s \geq p_f) & : 1 + e_s \leq \check{\mu}_0 \end{aligned} \quad (2-45)$$

式 (2-26) より全滑りにおいてはエネルギー力学反発係数と運動学反発係数が一致するため，式 (2-45) の e_s は e_N で置き換えることができる．すなわち，接触中挙動においてエネルギー力学反発係数と運動力学反発係数が一致する場合は滑状態であり，一致しない場合は不滑状態となる．初期滑りが反発期間で停止し逆滑りまたは固着となる不滑状態から全滑りである滑状態と遷移する入射角は，反発係数と無次元化入射角との関係（式 (2-45)）より次式となる．

$$1 + e_s = \check{\mu}_0 \quad (2-46)$$

ここで無次元化入射角は $\check{\mu}_0 \equiv \frac{B_+ v_1(0)}{A_+ v_3(0)}$ であり， $v_1(0)/v_3(0) = -\tan \psi_0$ ， $\psi_0 = \psi_1 + \alpha$ を式 (2-46) に代入し，

遷移臨界角を α_t として整理すると次式となる．

$$-\frac{B_+ (\tan \psi_1 + \tan \alpha_t)}{A_+ (1 - \tan \psi_1 \tan \alpha_t)} = 1 + e_s \quad (2-47)$$

また， A_+ および B_+ は壁面角度の関数であるため，式 (2-5)， $r_1 = r \sin \bar{\theta}$ ， $r_3 = r \cos \bar{\theta}$ ， $\bar{\theta} = \gamma - \alpha$ を

式 (2-7) に代入すると次式となる.

$$A_+ = -\frac{r^2}{k^2} \left\{ \sin \gamma \cos \gamma (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) + (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma) \sin \alpha \cos \alpha \right\} \\ - \frac{\mu_1 r^2}{k^2} \left\{ \sin^2 \gamma \sin^2 \alpha + \cos^2 \gamma \cos^2 \alpha + 2 \sin \gamma \cos \gamma \sin \alpha \cos \alpha \right\} - \mu_1 \quad (2-48)$$

$$B_+ = \frac{r^2}{k^2} \left\{ \sin^2 \gamma \sin^2 \alpha + \cos^2 \gamma \cos^2 \alpha - 2 \sin \gamma \cos \gamma \sin \alpha \cos \alpha \right\} \\ + \frac{\mu_1 r^2}{k^2} \left\{ \sin \gamma \cos \gamma (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) + (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma) \sin \alpha \cos \alpha \right\} + 1 \quad (2-49)$$

式 (2-48), (2-49) を式 (2-47) に代入し, 壁面角度 $\alpha=\alpha_t$ として整理すると次式となる.

$$\tan^3 \alpha_t + C_1 \tan^2 \alpha_t + C_2 \tan \alpha_t + C_3 = 0 \quad (2-50)$$

$$\tan \alpha_t = \sqrt[3]{-\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1 C_2}{54}} + \sqrt[3]{\left(\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1 C_2}{54}\right)^2 + \left(\frac{3C_2 - 2C_1^2}{9}\right)^3} \\ + \sqrt[3]{-\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1 C_2}{54}} - \sqrt[3]{\left(\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1 C_2}{54}\right)^2 + \left(\frac{3C_2 - 2C_1^2}{9}\right)^3} - \frac{1}{3}C_1 \quad (2-51)$$

ここで, 係数 C_1, C_2, C_3 はそれぞれ次式となる.

$$C_1 = \left[\bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin^2 \gamma + \bar{k}^{-2} (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma) \right. \\ \left. - 2\mu_1 \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma \tan \psi_1 - \mu_1 \right] (1 + e_s) \\ + \left(\bar{k}^{-2} - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma + \bar{k}^{-2} \cos^2 \gamma + 1 \right) \tan \psi_1 \\ - 2\bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma + \mu_1 \bar{k}^{-2} (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma) \quad (2-52) \\ / \left[\left\{ -\bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin^2 \gamma - \mu_1 \right\} (1 + e_s) \tan \psi_1 \right. \\ \left. + \bar{k}^{-2} \cos^2 \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma + 1 \right]$$

$$C_2 = \left[\left\{ -\bar{k}^{-2} (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma) - 2\mu_1 \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma \right. \right. \\ \left. + \left(\bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \cos^2 \gamma - \mu_1 \right) \tan \psi_1 \right\} (1 + e_s) \\ \left. + \bar{k}^{-2} \left\{ (-2 \sin \gamma \cos \gamma + \mu_1 (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma)) \tan \psi_1 + \sin^2 \gamma + \mu_1 \sin \gamma \cos \gamma \right\} + 1 \right] \\ / \left[\left\{ -\bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin^2 \gamma - \mu_1 \right\} (1 + e_s) \tan \psi_1 \right. \\ \left. + \bar{k}^{-2} \cos^2 \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma + 1 \right] \quad (2-53)$$

$$C_3 = \left[\left\{ -\bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \cos^2 \gamma - \mu_1 \right\} (1 + e_s) + \left(\bar{k}^{-2} \sin^2 \gamma + \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma + 1 \right) \tan \psi_1 \right] / \left[\left\{ -\bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin^2 \gamma - \mu_1 \right\} (1 + e_s) \tan \psi_1 + \bar{k}^{-2} \cos^2 \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma + 1 \right] \quad (2-54)$$

ここで $\bar{k} = k/r$ とし、慣性二次半径を衝突点から質量中心までの距離で無次元化したものである。

これまで明らかにされていなかった遷移臨界角 α_t を理論的に導出できるようにした。また α_t は式 (2-51) より、部材形状 $\bar{k}$ 、初期入射角 ψ_1 、摩擦係数 μ_1 、初期傾斜角 γ 、反発係数 e_s に依存する。

2-6 数値計算

本節では、前節で導出した遷移臨界角（式 (2-51)）について、単純部材を用いた斜衝突解析より α_t を導出する。衝突形態として、衝突点と質量中心が同一直線上となる共線衝突である円板、および衝突点と質量中心が同一直線上にない偏心衝突である円柱棒に分けて数値計算を行う。遷移臨界角の影響因子である部材と壁面との摩擦係数および反発係数が、どのように遷移臨界角へ影響を及ぼすか調査する。また、検証については第3章の実験で述べる。

2-6-1 円板の衝突

円板が壁面に衝突する場合を考える。図 2-8 に示すように衝突速度 V_0 、角速度 ω_0 、衝突点相対速度 v_0 で壁面に衝突する。円板の質量を m_1 、半径 r 、質量中心における部材の慣性二次半径を $k=r^2/2$ 、 n_3 軸と衝突速度がなす入射角を ψ_0 、 y 軸と衝突速度がなす角度を初期入射角 ψ_1 とし、 x 軸と n_1 軸がなす壁面角度を α とする。初期傾斜角度 γ は $\gamma=\alpha$ であり、 r と n_3 軸がなす角度は $\bar{\theta}=0$ である。従って円板の質量中心座標はそれぞれ $r_1=r\sin\bar{\theta}=0$ 、 $r_3=r\cos\bar{\theta}=r$ であり、式 (2-5) の慣性係数 β_1 、 β_2 、 β_3 はそれぞれ次式となる。

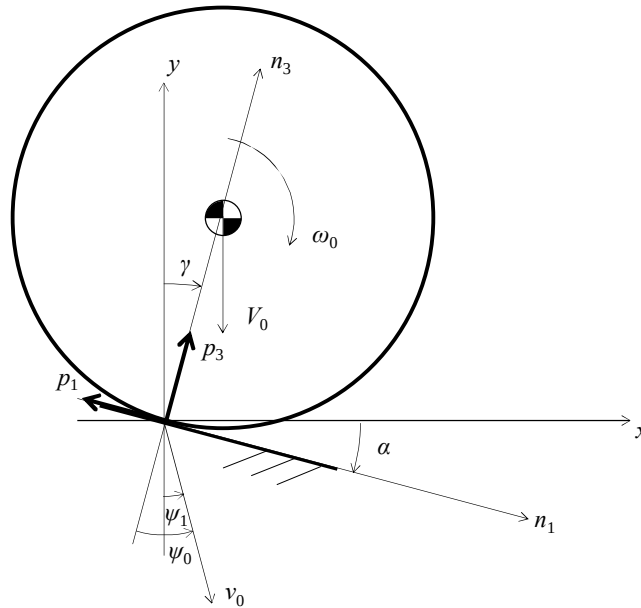


Fig. 2-8 The circular plate collided with the barrier

$$\begin{aligned}
\beta_1 &= 1 + (r_3^2 / \check{K}^2) = 3 \\
\beta_2 &= r_1 r_3 / \check{K}^2 = 0 \\
\beta_3 &= 1 + (r_1^2 / \check{K}^2) = 1
\end{aligned}
\tag{2-55}$$

式 (2-7) に式 (2-55) を代入すると A_+ および B_+ はそれぞれ $A_+ = -3\mu_1$, $B_+ = 1$ であり, 式 (2-47) から遷移臨界角 α_t は次式で表せる.

$$\tan \alpha_t = - \frac{\tan \psi_1 - 3\mu_1(1+e_s)}{1 + 3\mu_1(1+e_s)\tan \psi_1}
\tag{2-56}$$

上式より円板の場合では, 円板の半径や慣性二次半径によらず反発係数および摩擦係数, 初期入射角によって遷移臨界角が決定される.

式 (2-56) を用いて摩擦係数の変化に対する遷移臨界角の変化を図 2-9 に示す. 横軸が摩擦係数, 縦軸が遷移臨界角を表す. 初期入射角 ψ_1 は 45° , 反発係数は $e_s=0$ および 1 の場合で計算した. 摩擦係数の上昇に伴い遷移臨界角が増加することがわかる. また, 反発係数が大きくなると遷移臨界角が負の値 (壁面が反時計回りの回転方向のとき) では遷移臨界角が小さくなり, 遷移臨界角が正の値となる場合では大きくなる. また, 摩擦係数が 0 の場合には反発係数が $0, 1$ のどちらの場合でも遷移臨界角 $\alpha_t = -45^\circ$ となる. これは接線速度 $v_t(0)=0$ となる衝突で, 初期滑りが生じない場合である.

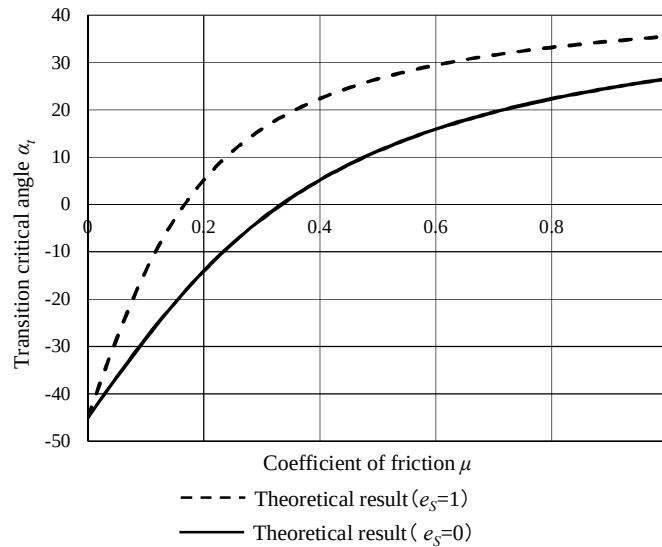


Fig. 2-9 Dependence of the transition critical angle on the collision velocity
(case of the circular plate)

2-6-2 円柱棒の衝突

円柱棒が壁面に衝突する場合を考える．図 2-10 に示すように衝突速度 V_0 ，接触点速度 v_0 で壁面に衝突する．円柱棒の質量を m_1 ，半径 r_1 ，衝突点から質量中心までの距離 r ，質量中心における部材の慣性二次半径を k ， n_3 軸と衝突速度がなす入射角を ψ_0 ， y 軸と衝突速度がなす角度を初期入射角を ψ_1 とし， x 軸と n_1 軸がなす壁面角度を α とする．円柱棒の衝突では初期入射角 $\psi_1=0^\circ$ とし，その場合の初期入射角と壁面角度の関係は $\psi_0=\alpha$ である．式 (2-51) において，遷移臨界角の係数 C_1 ， C_2 ， C_3 である式 (2-52) から (2-54) に $\psi_1=0$ を代入すると C_1 ， C_2 ， C_3 はそれぞれ式 (2-57) から式 (2-59) に書き換えられる．

$$\tan \alpha_i = \sqrt[3]{-\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1C_2}{54} + \sqrt{\left(\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1C_2}{54}\right)^2 + \left(\frac{3C_2 - 2C_1^2}{9}\right)^3}} + \sqrt[3]{-\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1C_2}{54} - \sqrt{\left(\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1C_2}{54}\right)^2 + \left(\frac{3C_2 - 2C_1^2}{9}\right)^3}} - \frac{1}{3}C_1 \quad (2-51)$$

$$C_1 = \left[\left\{ \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin^2 \gamma - \mu_1 \right\} (1 + e_s) - 2\bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma + \mu_1 \bar{k}^{-2} (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma) \right] / \left(\bar{k}^{-2} \cos^2 \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma + 1 \right) \quad (2-57)$$

$$C_2 = \left[\left\{ -\bar{k}^{-2} (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma) - 2\mu_1 \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma \right\} (1 + e_s) + \bar{k}^{-2} (\sin^2 \gamma + \mu_1 \sin \gamma \cos \gamma) + 1 \right] / \left(\bar{k}^{-2} \cos^2 \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma + 1 \right) \quad (2-58)$$

$$C_3 = \left\{ -\bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \cos^2 \gamma - \mu_1 \right\} (1 + e_s) / \left(\bar{k}^{-2} \cos^2 \gamma - \mu_1 \bar{k}^{-2} \sin \gamma \cos \gamma + 1 \right) \quad (2-59)$$

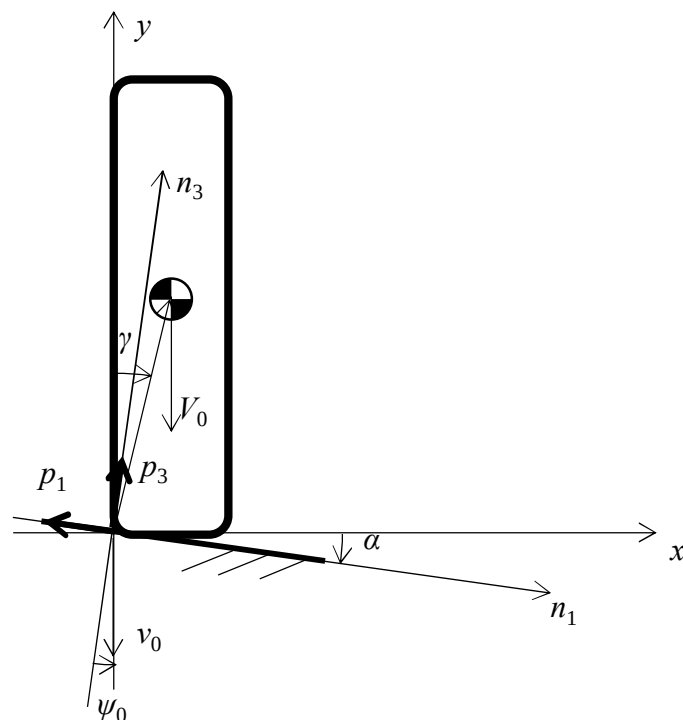


Fig. 2-10 The cylindrical bar collided with the barrier

式 (2-59) において摩擦係数の変化に対する遷移臨界角の関係を図 2-11 に示す. 横軸が摩擦係数, 縦軸が遷移臨界角を表す. 初期入射角は 0° , 初期傾斜角は 16° , 慣性二次半径 $k=3.0 \times 10^{-2}\text{m}$, 接触点から質量中心までの距離 $r=5.2 \times 10^{-2}\text{m}$, 反発係数は $e_s=0$ および 1 の場合で計算した. 図中において, 遷移臨界角は常に正の値となっている. これは, 円柱棒の形状において壁面角度が負の値では, 逆側の角部での衝突となるためである. 回転円板と同様に摩擦係数の上昇に伴い遷移臨界角が大きくなることがわかる. しかし, 反発係数に対しては, 反発係数値の増加に伴い遷移臨界角も大きくなるが, 円板の場合と比較すると, 遷移臨界角には大きな差が見られなかった. また, 摩擦係数が 0 の場合でも遷移臨界角が 0 にならなかった. これは初期傾斜角を設定しているためであり, 本解析において初期傾斜角 $\gamma=16^\circ$, 摩擦係数 $\mu_1=0$ の場合, 反発係数が 0 および 1 のとき, 遷移臨界角はそれぞれ 12° および 14° となる. 遷移臨界角が初期傾斜角より小さい場合, 図 2-10 に示すように, n_1 - n_3 座標系における質量中心の n_1 方向の位置が正の値となる. この場合, 衝突時の円柱棒の回転は時計回りとなる. すなわち, 接触点の接線速度は回転による周速度は n_1 軸において負の方向の速度となる. そのため, 接触点速度 v_0 の接線方向成分は周速度によって減速し停止するため, 摩擦係数が 0 の場合でも遷移臨界角が正の値となる.

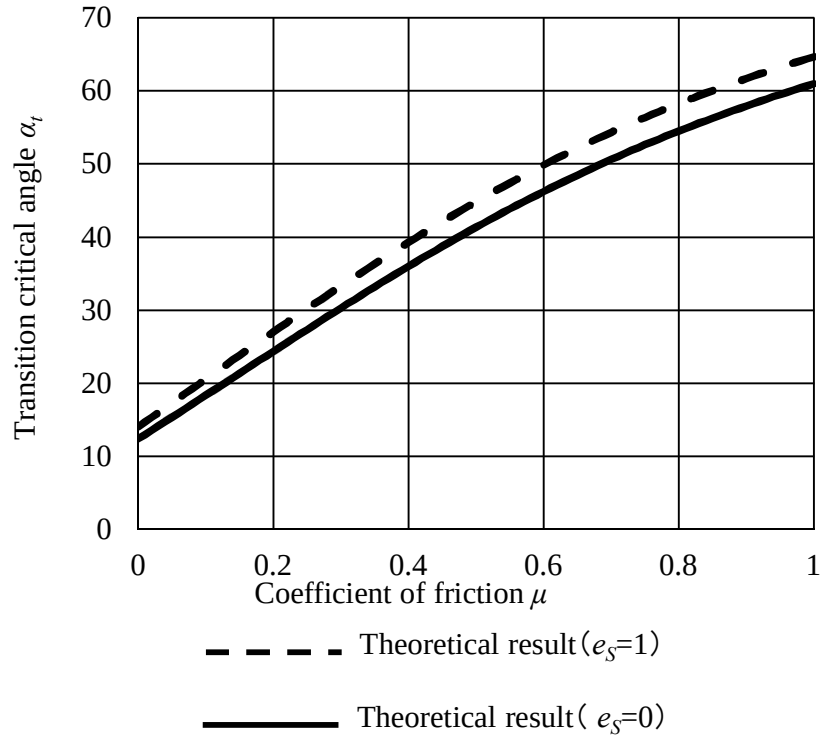


Fig. 2-11 Dependence of the transition critical angle on the collision velocity
(case of the cylindrical bar)

2-7 結言

本章では，壁面に斜衝突する部材の接触中挙動において，不滑状態から滑状態へ遷移する入射角である遷移臨界角を導出することを目的とした．遷移臨界角は，壁面と部材の摩擦係数，反発係数，部材の慣性特性，初期入射角，初期傾斜角に依存することを明らかにした．

遷移臨界角の数値計算として，共線衝突，偏心衝突の二つの衝突形態に分け解析を行い，摩擦係数および反発係数に対する影響を調べた．衝突部材として共線衝突の場合では円板，偏心衝突の場合は円柱棒とした．その結果，遷移臨界角は共線および偏心衝突のどちらの場合でも，反発係数よりも摩擦係数の方が大きく影響することがわかった．また反発係数に対しては，衝突形態によって影響する割合が異なり，共線衝突である円板のほうが偏心衝突である円柱棒より大きく影響することがわかった．

第 3 章 壁面に斜衝突する部材の衝突挙動解析

3-1 緒言

二物体の衝突において、平面運動の場合では一次元衝突または二次元衝突となる。部材が衝突した場合、一次元衝突後の変形挙動やエネルギー吸収特性に関して、多数の報告がなされている^{(26) - (39)}。二次元衝突では、一次元衝突と同様に衝突後の変形、エネルギー吸収の報告がなされており^{(15) - (19)}、衝突速度や部材形状だけではなく衝突角度に依存することが明らかとなっている。第 2 章で述べたように、衝突中の挙動である全滑り、逆滑り、固着が衝突後の変形や運動に影響することは考えられるが、実際に衝突中の挙動とその後の挙動に関して対応させた実験報告などはほとんどないのが現状である。

二次元衝突の研究報告では、衝突後のエネルギー吸収特性や変形挙動に関するものが多い^{(7) - (19)}。衝突部材の端部拘束条件を一端拘束、他端自由とし、自由端を壁面に衝突させている。このとき部材の全体の変形は入射角が小さい場合では主に圧潰変形であるが、入射角が大きい場合では固定端部の周辺の曲げ変形および衝突部の局所的な変形のみである。これらの報告では、応力ひずみ関係、エネルギー吸収量と入射角の関係を調査しているが、圧潰から曲げとなる入射角の遷移条件などを明らかにしていない。衝突後の運動や変形は入射角に依存するため、二次元衝突時の部材の変形挙動やエネルギー吸収特性を把握するためには衝突中の滑り挙動が遷移する入射角の条件を明確にする必要がある。

滑り挙動である全滑り、逆滑り、固着に関しては第 2 章で理論的にその詳細を述べたが、本章では実験的に滑り挙動の遷移点である遷移臨界角を明らかにする。斜衝突実験では、衝突形態が共線衝突となる円板および偏心衝突となる円柱棒の試験体を使用した。円板の場合は、落下式衝撃試験機を用い試験体にモーターで回転を与え落下させ壁面に衝突させる。円柱棒の場合は、エアガン式衝撃試験機を用いて壁面に衝突させる。どちらの場合でも衝突の様子をハイスピードカメラで撮影を行う。画像解析より、壁面衝突中の法線方向速度から接触中を判別し、接線方向の速度変化と画像による接触状態を組み合わせ滑/不滑の判別を行う。両実験において、第 2 章で導出した遷移臨界角の影響因子である摩擦係数および初期入射角を変えた場合と、影響因子ではないが、剛体衝突理論の適用範囲を明らかにするために入射速度、試験体材質を変えた場合の実験を実施する。そして理論式から算出した遷移臨界角と実験結果を比較し、理論解析の有効性を検討および評価する。

3-2 試験体

3-2-1 共線衝突実験で用いる試験体

図 3-1 に示すように、本実験で用いる試験体形状は半径 30mm、厚さ 10mm の円板で材質は炭素鋼 (S50C) およびアルミニウム合金 (A5053) である。円板の側面は R5 で加工し、さらにサンドペーパー #1000 で研磨した。側面に丸みを付けたのは角部での衝突をなくすとともに接触点を明確にするためである。試験体表面には図 3-2 に示すようなチェッカーマーカを 10° 刻みで、中心から 18mm と 23mm の位置に貼り付けた。

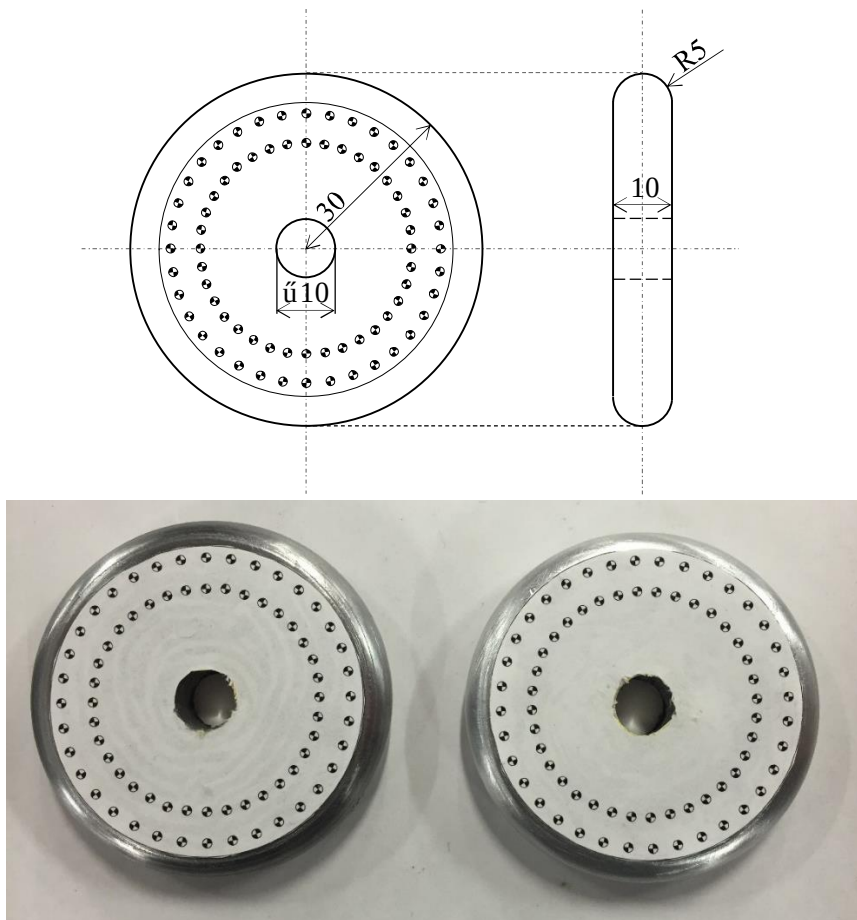


Fig. 3-1 Circular plate specimen

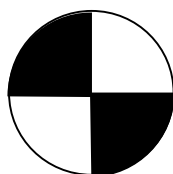


Fig. 3-2 Checker maker

チェッカーマーカの変位および角度変化量から重心速度および角速度を画像解析より算出し接触点速度に変換した。変換方法に関しては 3-4-1 項で述べる。

壁面は S50C に焼き入れ処理を施し、表面をエメリーペーパー #240, #2000 の 2 種類で研磨した。炭素鋼試験体との摩擦係数はそれぞれ 0.3, 0.2 であり、アルミニウム合金試験体との摩擦係数は 0.2 であった（アルミニウム合金試験体では #240 で研磨した壁面のみを使用）。ここで #240 で研磨した壁面を壁面 #240, #2000 で研磨した壁面を壁面 #2000 と呼ぶ。

摩擦係数は、図 3-3 に示すように、横型引張試験機を用いた簡易な引張試験から算出した。摩擦係数を測定する上で、図 3-4 に示すように、炭素鋼は試験体 2 個、アルミニウム合金では試験体 4 個をネジで繋げ、その間にワイヤーを固定し、試験機チャック部に接続した。引張速度は 1.0mm/s であり、各壁面に対して 5 回ずつ実験を行った。図 3-5 に試験体が炭素鋼で壁面 #240 の場合の荷重－変位曲線の一例を示す。変位が 0mm から 0.5mm までは試験体は静止しており、ワイヤーの伸びや

たるみによって変位が生じている区間である．0.5mm に到達して最大静止摩擦力となり，試験体が動き出す．その後 0.5mm から 5mm までは試験体が動き続け，おおよそ摩擦力が一定で推移する．この区間が動摩擦力であり，動摩擦力の平均値よりクーロン・アモントンの法則 ($\mu=F/N$) から摩擦係数を算出した．試験体が炭素鋼で壁面 #240, #2000 の場合の結果をそれぞれ表 3-1 および表 3-2 に示す．また試験体がアルミニウム合金で，壁面 #240 の場合の結果を表 3-3 に示す．

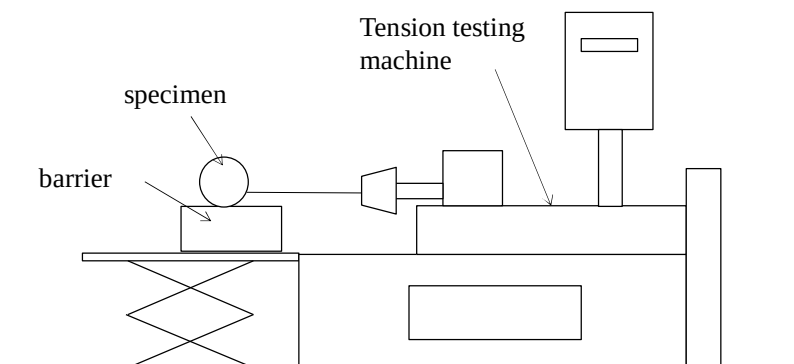


Fig. 3-3 Measurement of the frictional force

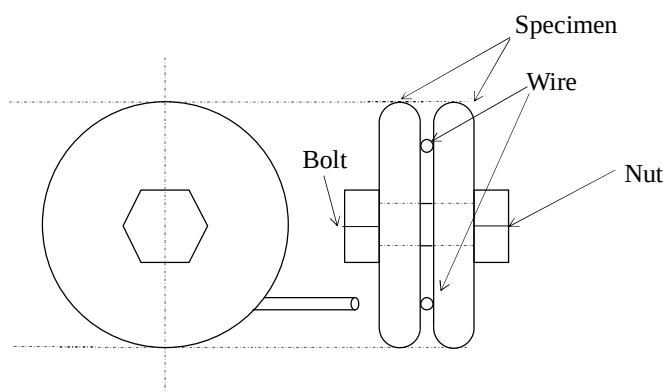


Fig. 3-4 Specimen of the frictional force measurement

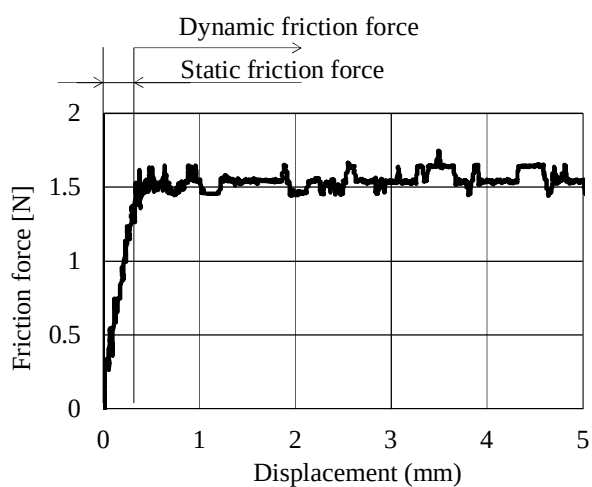


Fig. 3-5 Load-displacement curve (specimen material of carbon steel, barrier #240)

Table 3-1 Friction force and
coefficient of friction (barrier # 240)

Number of experiments	Frictional force[N]	Coefficient of friction
1	1.3	0.31
2	1.5	0.35
3	1.3	0.32
4	1.6	0.38
5	1.4	0.34
Average	1.4	0.3

Table 3-2 Friction force and
coefficient of friction (barrier # 2000)

Number of experiments	Frictional force[N]	Coefficient of friction
1	0.89	0.21
2	0.90	0.21
3	0.97	0.23
4	1.0	0.24
5	0.98	0.23
Average	0.95	0.2

Table 3-3 Friction force and coefficient of friction (Specimen material of aluminum, barrier # 240)

Number of experiments	Frictional force[N]	Coefficient of friction
1	0.45	0.15
2	0.53	0.18
3	0.50	0.17
4	0.58	0.20
5	0.57	0.20
Average	0.53	0.2

3-2-2 偏心衝突実験で用いる試験体

図 3-6 に示すように、本実験で用いる試験体形状は直径 29.5mm、長さ 100mm の円柱棒で材質は炭素鋼 (S50C, 写真上) およびアルミニウム合金 (A5053, 写真下) である。円柱棒の衝突部となる角部には R5 加工を施し、さらにサンドペーパー #1000 で仕上げをした。丸みを付けたのは 3-2 節の円板と同様に角部での衝突をなくするためである。試験体表面には先端から 8mm と 13mm の位置に円板同様に図 3-2 に示すようなチェッカーマーカを外周に 20° 刻みで貼り付けた。このマーカの変位および角度変化量から、幾何学的に重心速度および角速度を画像解析より算出し接触点速度に変換した。変換方法は 3-4-1 項で述べる。壁面は 3-2-1 項で示したものと同一ものを使用した。摩擦係数に関しては、円板と同様の材質および表面加工をしたため同一として、0.2 および 0.3 の二種類を用いた。

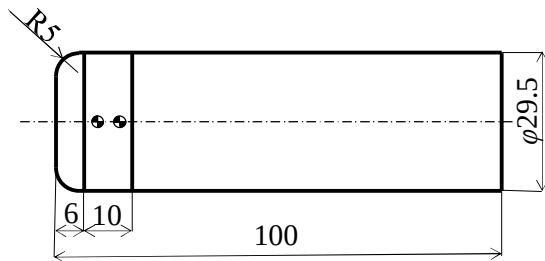


Fig. 3-6 Cylindrical bar specimen

3-3 実験概要

3-3-1 共線衝突実験

図 3-7 に示すように落下式衝撃試験機は，モーター，試験体を固定する治具，壁面，角度調節機能付きバイスによって構成される．治具で試験体を固定し，その上部に取り付けたモーターによって回転を付加する．そして，回転状態のまま試験体を自由落下させ壁面に衝突させる．衝突の様子をハイスピードカメラにより撮影速度は 41200fps（撮影間隔 0.024ms）で撮影した．本実験では第二章で述べた遷移臨界角の影響因子を検証するために，摩擦係数および初期入射角と遷移臨界角の関係を調査した．また，影響因子ではないが，入射速度および試験体材質を変更した実験も行った．壁面角度は 5° 刻みで変更した．各壁面角度での 3 回の実験から 1 度でも不滑状態と判別された場合，その角度を不滑状態とした．

異なる初期入射角における衝突実験では，炭素鋼試験体を用い，周速度を 2m/s 一定とし，落下速度を 2, 3, 4m/s で行い，初期入射角を変化させた．このとき初期入射角はそれぞれ 45° ， 34° ， 27° である．

異なる入射速度における衝突実験では，炭素鋼試験体を使用し，初期入射角を 45° で固定した．入射速度を 2.8m/s，4.2m/s，5.7m/s において，それぞれの落下速度および周速度は一致し，入射速度 2.8m/s で各 2m/s，4.2m/s では各 3m/s，5.7m/s では各 4m/s である

異なる摩擦係数における衝突実験では，初期入射角を 45° ，入射速度 5.7m/s で固定した．試験体は炭素鋼であり，使用した壁面を壁面 # 240（摩擦係数 0.3）と壁面 # 2000（摩擦係数 0.2）の二種類を比較した．

異なる材質における衝突実験では，初期入射角を 45° ，入射速度 5.7m/s，摩擦係数 0.2 で固定した．試験体材質を炭素鋼およびアルミニウム合金の二種類で行った．このとき使用した壁面は摩擦係数を同一にするために炭素鋼試験体では壁面 # 2000，アルミニウム合金試験体では壁面 # 240 を用いた．

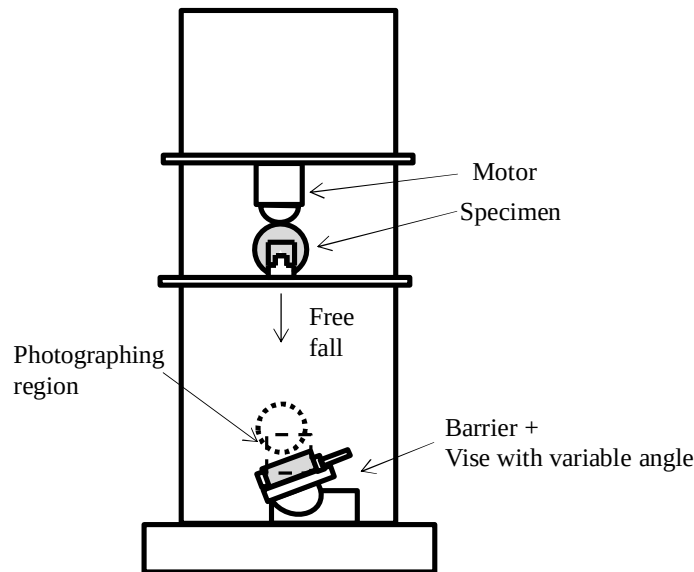


Fig. 3-7b Impact test used the drop type impacting machine

3-3-2 偏心衝突実験

図 3-8 に示すようにエアガン内部に試験体を設置し、発射後壁面に衝突させた。その様子はハイスピードカメラを用いて撮影速度を 41200fps（撮影間隔 0.024ms）で撮影した。本実験では第 2 章で述べた遷移臨界角の影響因子を検証するために、摩擦係数が与える影響を調査した。また、理論解析において剛体としたため、影響因子ではないが、入射速度および試験体材質を変更した実験も行った。壁面角度は 5° 刻みで変更し、各角度での 5 回の実験から 1 度でも不滑状態と判別された場合、その角度を不滑状態とした。

異なる摩擦係数における衝突実験では、炭素鋼試験体を用い、初期入射角を 0° ，入射速度 10m/s で固定し、壁面 #240（摩擦係数 0.3）と壁面 #2000（摩擦係数 0.2）の二種類を比較した。

異なる入射速度における衝突実験では、炭素鋼試験体を使用し、初期入射角を 0° ，摩擦係数を 0.3 で固定し、入射速度をそれぞれ 10m/s, 15m/s, 20m/s で行った。

異なる材質による衝突実験では、初期入射角を 45° ，入射速度 10m/s, 摩擦係数 0.2 で固定し、試験体材質を炭素鋼（S50C）およびアルミニウム合金（A5053）で行った。このとき使用した壁面は摩擦係数を同一にするために炭素鋼試験体では壁面 #2000, アルミニウム合金試験体では壁面 #240 を用いた。

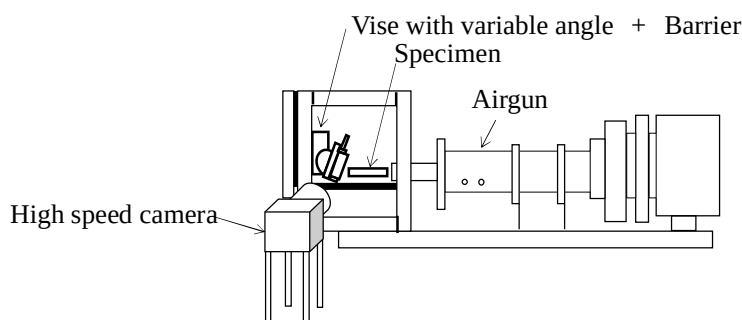


Fig. 3-8 Experimental apparatus

3-4 画像解析による滑り挙動の判別方法

共線衝突および偏心衝突実験はハイスピードカメラによって撮影した動画から、動画解析ソフト（Dipp motionV）を用いて、試験体に貼り付けたチェッカーマーカの壁面接線、法線方向変位および角度変化量を算出する。その後、幾何学的に質量中心の速度を求め、接触点速度を算出した。滑および不滑状態の判別は衝突中の動画から判断するが、定量的な評価を行うため、接触点速度変化も用いた。

3-4-1 接触点速度の幾何学的算出方法

図 3-9 に、共線衝突における接触点速度を算出するための幾何学的条件を示す。動画解析からチェッカーマーカの n_1 方向および n_3 方向の変位と、2 つのチェッカーマーカを結んだ直線と n_3 軸とがなす角度を算出できる。チェッカーマーカの接線速度と法線速度と試験体の角速度から質量中心速度を求めた後、接触点速度を算出する。チェッカーマーカの接線速度 v'_1 、法線速度 v'_3 、試験体の質量中心の接線速度 V_1 、法線速度 V_3 、接触点の接線速度 v_1 、法線速度 v_3 、試験体の角速度を ω 、試験体の半径 r 、質量中心からチェッカーマーカまでの距離 r' とする。試験体の質量中心の接線、法線速度はチェッカーマーカの接線、法線速度および周速度 $r\hat{\omega}$ から次式となる。

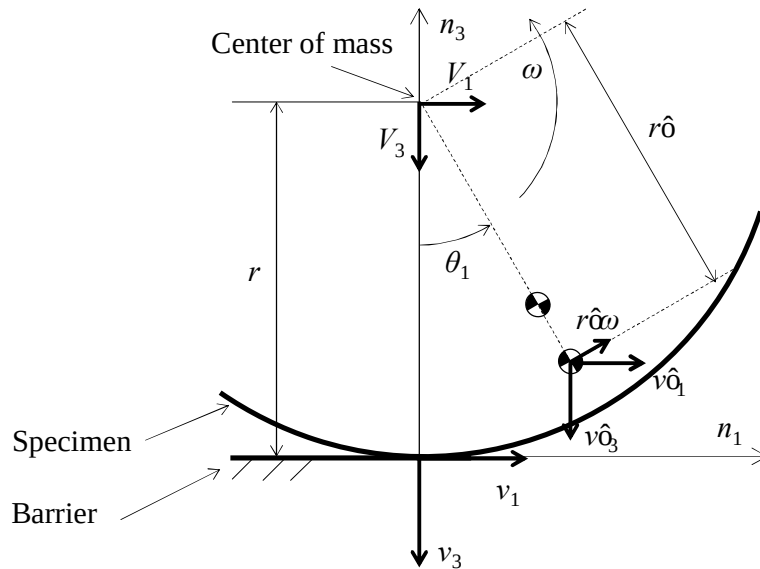


Fig. 3-9 Geometric condition of circular plate collided with barrier

$$V_1 = v'_1 - r' \omega \cos \theta_1 \quad (3-1)$$

$$V_3 = v'_3 - r' \omega \sin \theta_1 \quad (3-2)$$

したがって、試験体の質量中心速度と角速度より、接触点の接線、法線速度は次式となる。

$$v_1 = v'_1 - r' \omega \cos \theta_1 + r \omega \quad (3-3)$$

$$v_3 = v'_3 - r' \omega \sin \theta_1 \quad (3-4)$$

図 3-10 に、偏心衝突における接触点速度を算出するための幾何学的条件を示す。壁面に対して法線方向を n_3 軸，接線方向を n_1 軸とし，接触点を原点とする。動画解析からチェッカーマーカー P_1 の壁面に対して接線，法線速度が算出でき、それぞれを $v\hat{Q}_1$ ， $v\hat{Q}_3$ とする。また P_1 および P_2 を結んだ直線上に質量中心があるため，この直線の角度変化より質量中心の角速度を算出できる。試験体の質量中心から接触点までを r ，チェッカーマーカーから質量中心までの距離を ℓ ，壁面角度を α ，質量中心とチェッカーマーカーを結んだ線と接触点から質量中心を結んだ線のなす角度を γ_1 とする。また，質量中心の法線，接線速度をそれぞれ V_1 ， V_3 とし，接触点の接線，法線速度をそれぞれ v_1 ， v_3 ，角速度を ω とする。チェッカーマーカーの接線，法線速度から質量中心の法線，接線速度は次式となる。

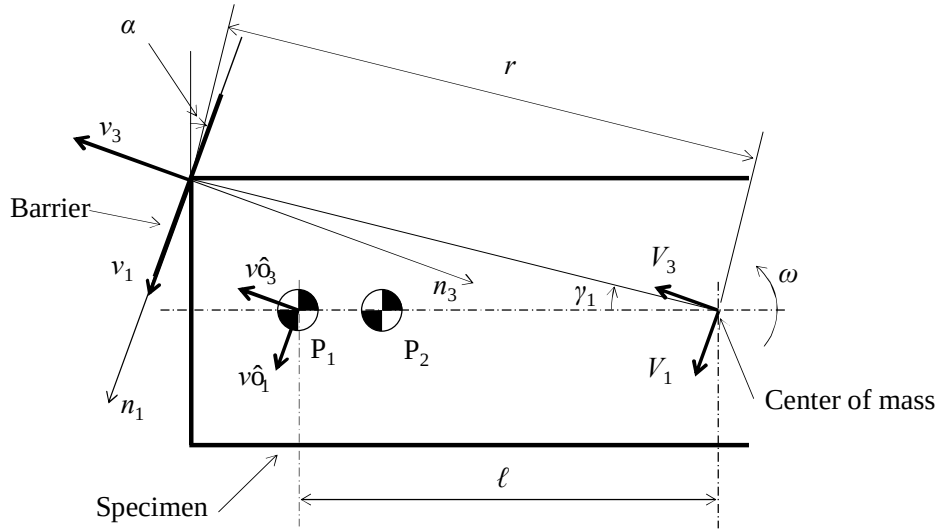


Fig. 3-10 Geometric condition of Cylindrical bar collided with barrier

$$V_1 = v'_1 + \ell \omega \sin \alpha \quad (3-5)$$

$$V_3 = v'_3 + \ell \omega \cos \alpha \quad (3-6)$$

したがって，質量中心の接線，法線速度から接触点の接線，法線速度を算出すると次式となる。

$$v_1 = v'_1 + \ell \omega \sin \alpha - r \omega \sin(\alpha - \gamma_1) \quad (3-7)$$

$$v_3 = v'_3 + \ell \omega \cos \alpha - r \omega \cos(\alpha - \gamma_1) \quad (3-8)$$

3-4-2 画像および接触点速度－時間線図による滑，不滑状態の判別

一例として，図 3-11 および図 3-12 に各衝突実験での滑状態の場合，図 3-13 および図 3-14 に各衝突実験での不滑状態の場合の接触点速度－時間線図およびハイスピードカメラで撮影した画像を示

す．接触点速度－時間線図において横軸が時間，縦軸が接触点速度を表し，破線が n_3 方向（壁面に対して法線方向）の速度，実線が n_1 方向（壁面に対して接線方向）の速度である．線図は衝突開始から終了までの速度変化を示す．画像は，衝突開始，衝突中，衝突終了の三種類を示し，画像左側が衝突開始から衝突中，画像右側が衝突中から衝突終了である．

図 3-11 の写真左側および図 3-12 の写真を見ると，衝突開始から衝突中においてチェッカーマーカーには変位が生じており滑っていることが分かる．その後，写真右側衝突中から衝突終了においても同様に滑りが生じている．さらに，接触中の n_1 および n_3 方向の速度変化から， n_3 方向速度において，動画と対応させると，衝突開始瞬間から速度が減速し 0 となる．その後，速度は上昇し速度の傾きが 0 となると離反し衝突が終了する． n_1 方向の速度において，滑状態の場合では衝突開始から速度は減少しているものの衝突終了まで一方向に滑り続け，接触中に速度が 0 になることはない．そのため，画像および接触点速度変化からこの状態を滑状態とし，実験結果の判別を行った．

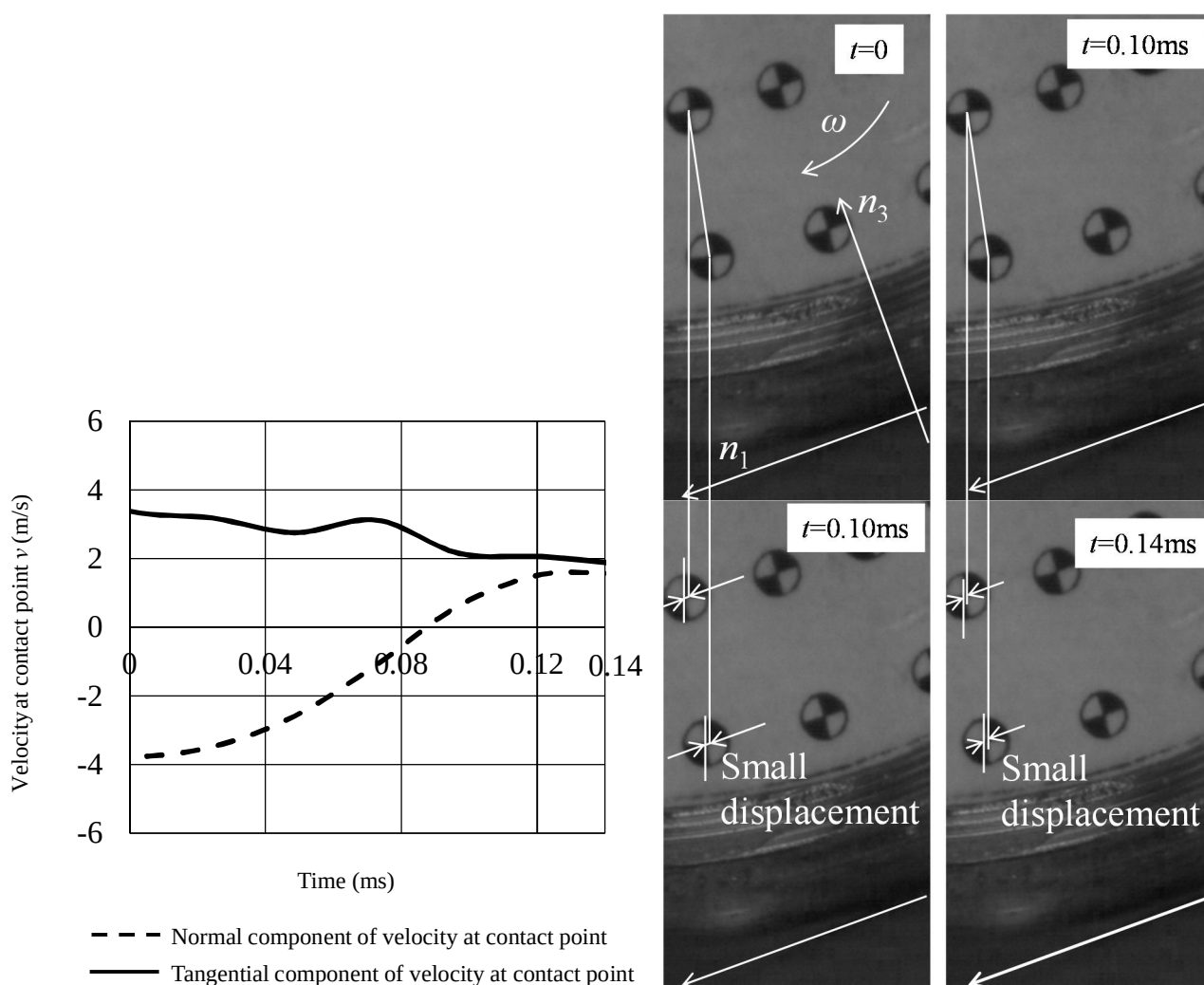


Fig. 3-11 Discriminating method of sliding condition
(barrier angle 20° , velocity of contact point 4.5m/s, initial angle of incidence 27°)

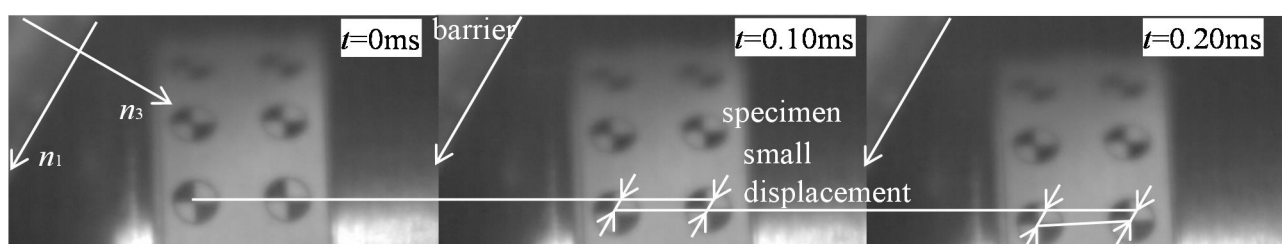
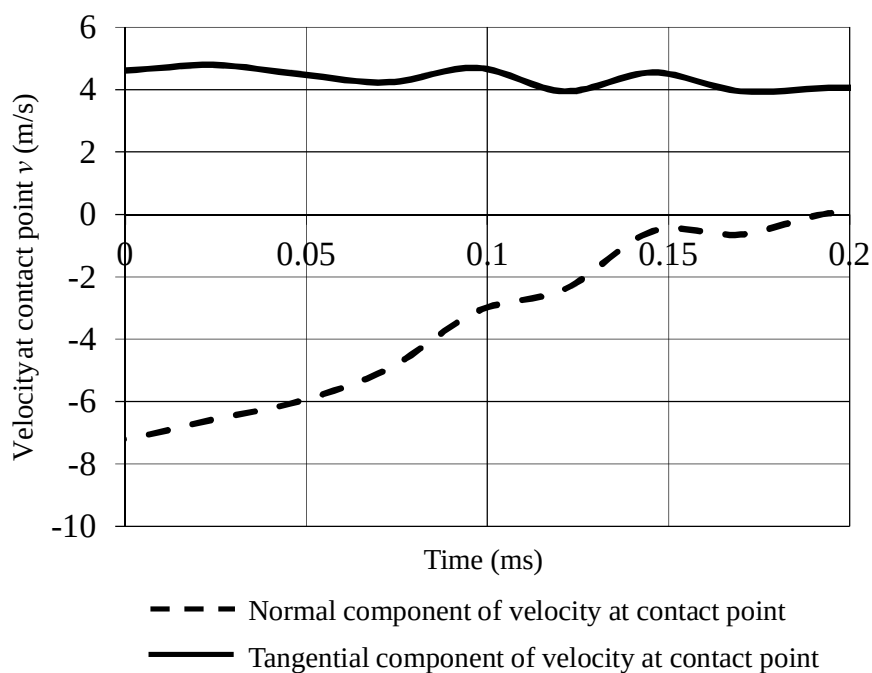


Fig. 3-12 Sliding condition with barrier angle $\alpha=30^\circ$ and collision velocity $V_0=10\text{m/s}$

図 3-13 の写真左側および図 3-14 の写真では、衝突開始から衝突中においてチェッカーマーカーには接線方向に変位があり初期滑りが生じている。しかし、その後、写真右側衝突中から衝突終了においては接線方向の変位が 0 となり、滑りが停止している。さらに、接触中の n_1 および n_3 方向の速度から、 n_3 方向速度において動画と対応させると、滑状態の場合と同様に衝突開始後、速度の傾きが 0 となると離反し衝突が終了する。 n_1 方向の速度において、不滑状態の場合では衝突開始から速度は減少し、接触中に速度が 0 まで減少する。動画上においては接線方向の変位が確認されず、さらに、解析ソフトを用いて幾何学的に接触点の接線方向速度を算出した場合でも接線方向速度は 0 となった。そのため、画像および接触点速度変化からこの状態を不滑状態とし、実験結果の判別を行った。

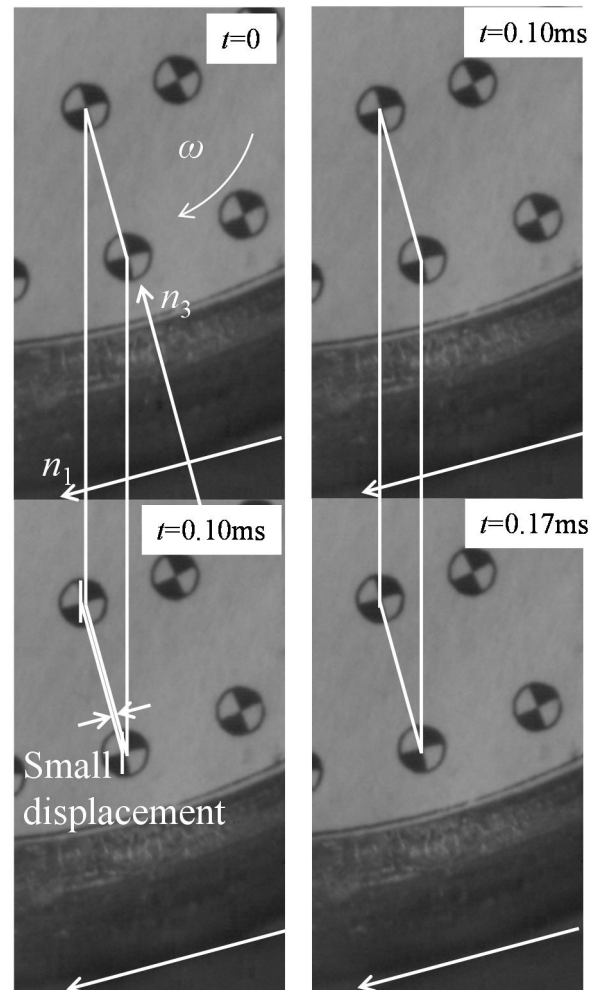
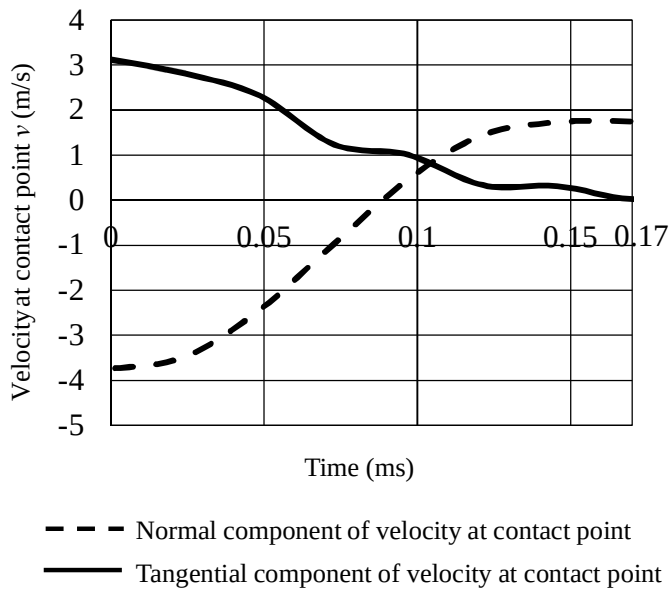


Fig. 3-13 Discriminating method of non-sliding condition
(barrier angle 15° , velocity of contact point 4.5m/s, initial angle of incidence 27°)

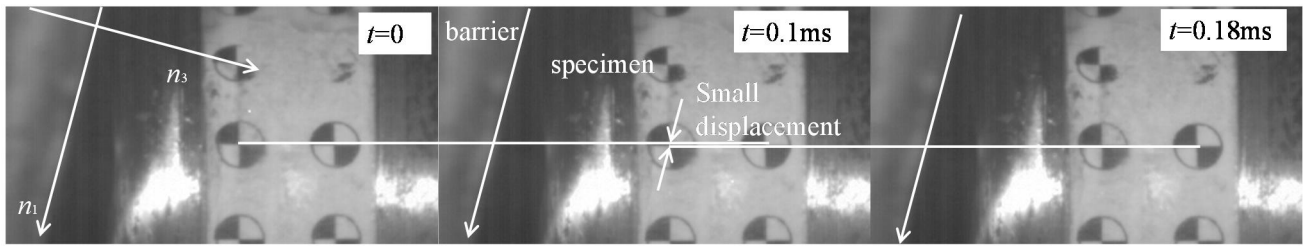
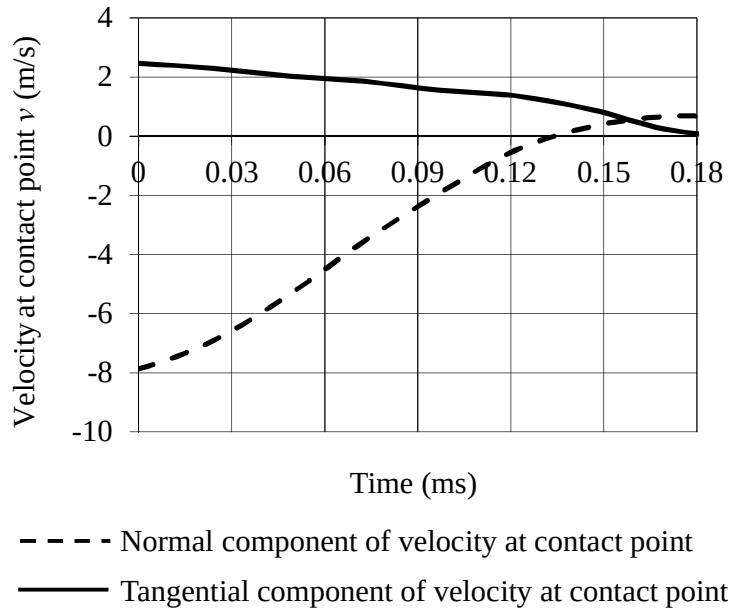


Fig. 3-14 Non-sliding condition with barrier angle $\alpha=15^\circ$ and collision velocity $V_0=10\text{ m/s}$

3-5 共線衝突の実験結果

3-5-1 異なる入射速度による衝突実験

遷移臨界角は理論式において入射速度に依存せず一定と導出された。本実験では、入射速度が遷移臨界角の影響因子となるかを実験的に検証する。試験体の初期入射角を 45° で一定にし、衝突速度を 2.8m/s , 4.2m/s , 5.7m/s の三種類で実施した。それぞれの落下速度および周速度は一致し、入射速度 2.8m/s で各 2m/s , 4.2m/s では各 3m/s , 5.7m/s では各 4m/s である。3-4-2 項で述べた判別方法より滑、不滑状態を判別した。

表 3-4 に各入射速度における遷移臨界角付近の壁面角度の実験結果を示す。図 3-15 に入射速度に対する遷移臨界角の関係を示す。表中の記号は×が不滑状態、○が滑状態を表す。図において実線が第 2 章の理論式（式 (2-56)）から導出した遷移臨界角を示す。縦線が実験結果であり、各実験結果の下限值が不滑状態であった最大角度、上限値が滑状態となった最初の角度を表し、線上の角度範囲内に遷移臨界角がある。表 3-5 を作成する上で滑、不滑の判別に用いた接触点速度－時間線図は付録 A に示す。実験結果より、遷移臨界角は入射速度の上昇に伴い大きくなるように見えるが、本実験での測定上の分解能は 5° であり、隣接する各入射速度での角度差は 5° であることから、精度的にはおおそ一定と考えられる。実験結果および理論式から導出される遷移臨界角を比較すると、初期入射角 45° の場合、理論より導出される遷移臨界角は式 (2-56) より、入射速度によらず

4° であり, その差は衝突速度 2.8m/s では 4° から 9° , 4.2m/s では実験結果の範囲に理論値があり, 5.7m/s では 1° から 6° である. そのため, 実験結果より得られた遷移臨界角は衝突速度に対して大きくなるが, 各実験結果との差および理論解析結果との差は小さく, 測定分解能の問題でもあることから, 遷移臨界角は入射速度によらず一定であるといえる. 本実験で用いた入射速度範囲内においては理論式による遷移臨界角の推定が可能である.

Table 3-4 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in incidence velocity)

Incidence velocity(m/s)	Barrier angle (degree)	Number of experiments		
		1	2	3
2.8	-5	×	○	○
	0	○	○	○
4.2	0	×	○	○
	5	○	○	○
5.7	5	○	○	×
	10	○	○	○

○ : sliding condition

× : non-sliding condition

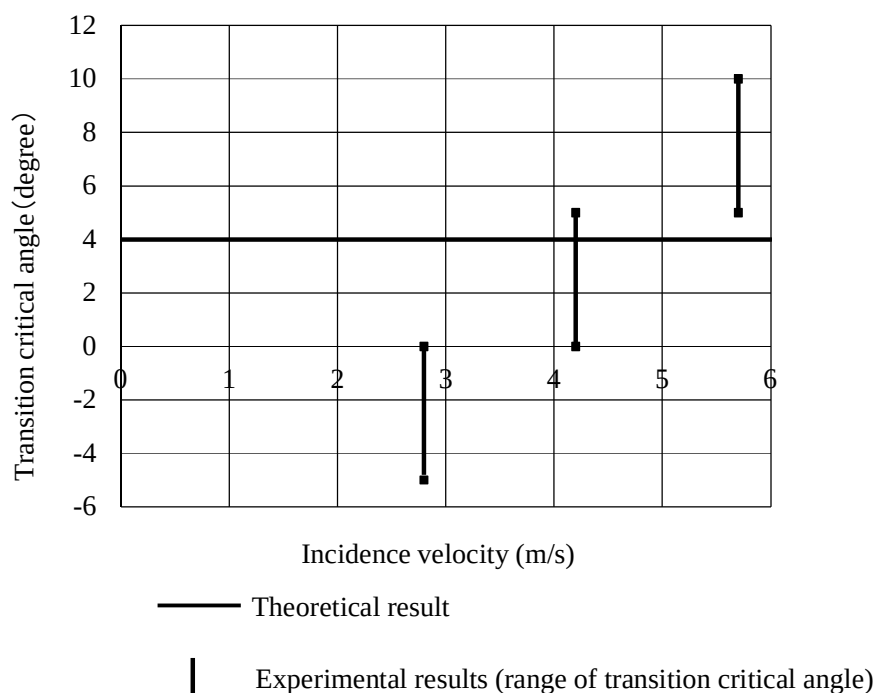


Fig. 3-15 Dependence of transition critical angle on incidence velocity

3-5-2 異なる初期入射角による衝突実験

本実験では初期入射角が遷移臨界角へ与える影響を調査した. 初期入射角は 27° , 34° , 45° である. ここで, 初期入射角 27° , 34° , 45° において, 試験体の落下速度がそれぞれ 4.0m/s, 3.0m/s,

2.0m/s であり，周速度は 2.0m/s で一定で衝突実験を実施した． 3-4-2 項で述べた判別方法より滑，不滑を判別した．表 3-4 に各初期入射角に対して遷移臨界角付近と判別した壁面角度の実験結果を示し，図 3-16 に遷移臨界角と初期入射角の関係を示す．表中の記号は×が不滑状態，○が滑状態を表す．図において実線が第 2 章の理論式（式（2-56））から導出した遷移臨界角を示す．縦線が実験結果であり，各実験結果の下限值が不滑状態となった最大角度，上限値が滑状態となった最初の角度を表し，線上の角度範囲内に遷移臨界角がある．また，表 3-4 を作成する上で滑，不滑の判別に用いた接触点速度－時間線図は付録 A に示す．実験結果より，初期入射角の増加とともに遷移臨界角は小さくなることがわかる．落下速度を変化させたため，初期入射角とともに入射速度も変化するが，前項にて遷移臨界角は入射速度の影響を受けないことから，本実験結果は初期入射角の影響であるといえる．

理論式と実験結果より得られた遷移臨界角を比較すると差は，初期入射角が 27° では理論値 23° に対して 3° から 8° ， 34° では理論値 16° に対して 1° から 7° ， 45° では理論値 5° に対して 5° から 10° となった．実験値と理論値の差に関して，前項で述べた測定分解能 5° を考慮すれば小さいといえる．したがって，両結果はおおよそ一致しており，初期入射角 27° から 45° において本理論によって遷移臨界角の推定が可能である．

Table 3-5 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in initial angle of incidence)

Initial angle of incidence (degree)	Barrier angle (degree)	Number of experiments		
		1	2	3
45°	-5	×	○	○
	0	○	○	○
34°	10	×	×	○
	15	○	○	○
27°	15	×	×	○
	20	○	○	○

○ : sliding condition

× : non-sliding condition

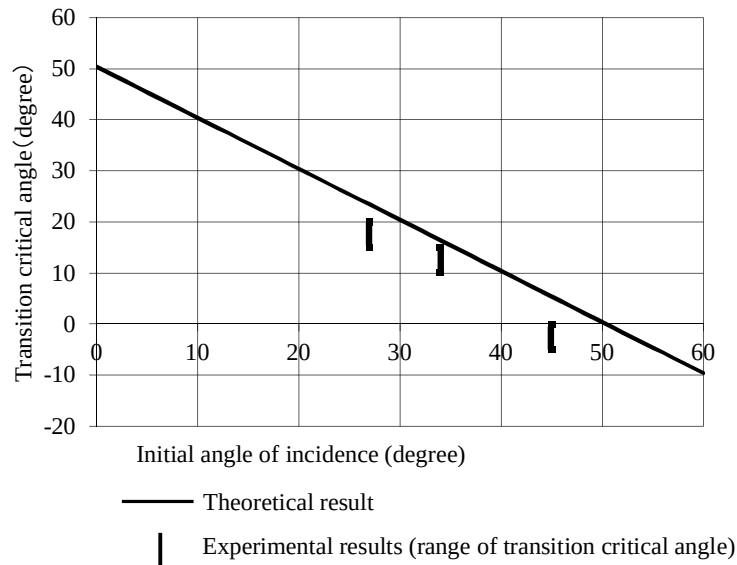


Fig. 3-16 Dependence of transition critical angle on initial angle of incidence

3-5-3 異なる摩擦係数による衝突実験

本実験では，理論式より得られる遷移臨界角の影響因子である摩擦係数をパラメータとして，摩擦係数が遷移臨界角へ与える影響を調査する．試験体と壁面の摩擦係数は 0.2 および 0.3 の 2 種類で，衝突速度を 5.7m/s，初期入射角を 45° と固定し実験を実施した．

表 3-6 に各摩擦係数における遷移臨界角付近の壁面角度の実験結果を示し，図 3-17 に遷移臨界角と摩擦係数の関係を示す．表中の記号は×が不滑状態，○が滑状態を表す．図において実線が第 2 章の理論式（式（2-56））から導出した遷移臨界角を示す．縦線が実験結果であり，各実験結果の下限値が不滑状態となった最大角度，上限値が滑状態となった最初の角度を表し，線上の角度範囲内に遷移臨界角がある．表 3-6 を作成する上で滑，不滑の判別に用いた接触点速度－時間線図は付録 A に示す．実験結果より，遷移臨界角は摩擦係数の上昇とともに大きくなることがわかった．実験結果および理論式から得られた遷移臨界角を比較すると，その差は，摩擦係数 0.2 では実験結果の範囲内に理論解析結果があり，摩擦係数 0.3 では理論値 4° に対して 1° から 6° である．実験結果と理論式より得られた遷移臨界角の差は小さく，おおよそ一致している．そのため，摩擦係数が 0.2 から 0.3 の範囲内では本理論解析より求めた理論式を用いることで，遷移臨界角を推定することができる．

Table 3-6 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in coefficient of friction)

Coefficient of friction	Barrier angle (degree)	Number of experiments		
		1	2	3
0.2	-10	○	×	○
	-5	○	○	○
0.3	5	○	○	×
	10	○	○	○

○ : sliding condition

× : non-sliding condition

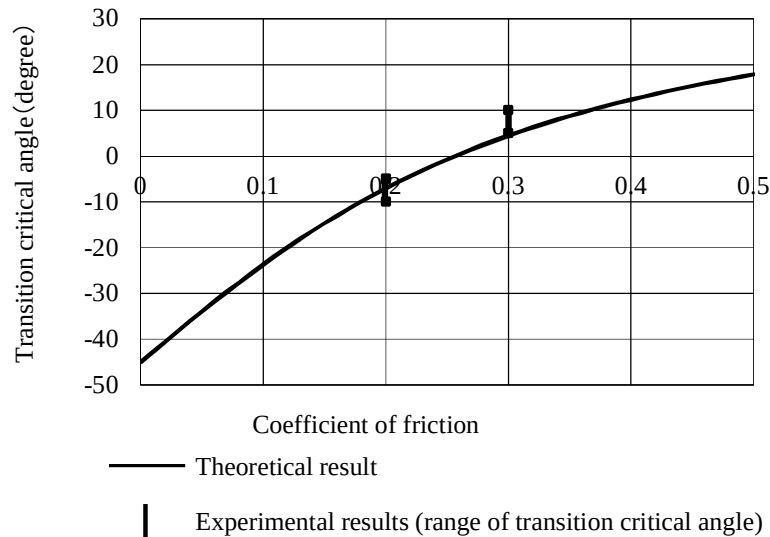


Fig. 3-17 Dependence of transition critical angle on coefficient of friction

3-5-4 異なる材質による衝突実験

遷移臨界角の理論式導出では，部材および壁面を剛体として解析を行った．本実験では，異なる試験体による衝突実験から，弾性体でも適用可能か否かを調査する．衝突の初期条件として初期入射角 45° ，衝突速度 5.7m/s で行った．使用した試験体は炭素鋼およびアルミニウム合金である．両試験体と壁面との摩擦係数は 0.2 で，摩擦係数が一致するものを用いた．

表 3-7 に各摩擦係数における遷移臨界角付近の壁面角度の実験結果を示す．表中の記号は×が不滑状態，○が滑状態を表す．表 3-7 を作成する上で滑，不滑の判別に用いた接触点速度－時間線図は付録 A に示す．実験結果より，遷移臨界角は炭素鋼では -5° から -10° ，アルミニウム合金では 0° から -5° である．実験結果より，材質が異なる場合は遷移臨界角も異なり，材質が硬くなると遷移臨界角は小さくなることが明らかとなった．

理論式より得られた遷移臨界角は式 (2-56) より -7° である．実験結果と理論式より得られた遷移臨界角を比較すると，その差は，炭素鋼の場合，理論式による遷移臨界角の値は実験結果の範囲内にあり，一致している．アルミニウム合金の場合では 2° から 7° であり，理論式と差がある．アルミニウム合金は炭素鋼と比較して軟らかいが，理論式との差は分解能 5° を考慮すれば十分小さいといえる．そのため，理論式の遷移臨界角は剛体理論であるが，弾性体においても適用可能であると考え．今後，入射速度や材質など適用範囲の検討を進めていく必要がある．

Table 3-7 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in material)

Material	Barrier angle (degree)	Number of experiments		
		1	2	3
Carbon steel	-10	○	×	○
	-5	○	○	○
Aluminum	-5	×	○	○
	0	○	○	○

○ : sliding condition

× : non-sliding condition

3-6 偏心衝突の実験結果

3-6-1 異なる摩擦係数による衝突実験

本実験では、理論式において遷移臨界角の影響因子である摩擦係数を変数として、遷移臨界角を調査した。衝突実験において試験体と壁面の摩擦係数を 0.2 および 0.3 の二種類として、衝突速度を 10m/s、初期入射角を 0° とした。

表 3-8 に各摩擦係数における遷移臨界角付近の滑、不滑状態と判別した壁面角度の実験結果を示す。図 3-16 に摩擦係数に対する遷移臨界角の関係を示す。表中の記号は×が固着、○が全滑りを表す。図において、実線が理論式（式（2-51））から導出した遷移臨界角を示す。縦線が実験結果であり、各実験結果の下限值が不滑状態となった最大角度、上限値が滑状態となった最初の角度を表し、線上の角度範囲内に遷移臨界角がある。表 3-8 を作成する上で滑、不滑の判別に用いた接触点速度—時間線図は付録 B に示す。実験結果より、異なる摩擦係数に対して遷移臨界角は変化が無く、この範囲において摩擦係数の依存性は確認されなかった。理論式および実験結果より得られる遷移臨界角を比較すると、その差は摩擦係数が 0.2 では理論値 22° に対して 7° から 12° 、0.3 では理論値 32° に対して 12° から 17° である。差の原因として、試験体落下による初期入射角の変化が考えられる。初期入射角 0° として理論解析を行ったが、実際の実験では、試験体が発射されてから壁面に衝突するまで 20cm の距離があり、この区間において試験体は自由落下する。そのため、水平投射として自由落下を考慮し、理論的に初期入射角を求めると、試験体の初期入射角は 5° であり、これが実験結果に影響したと考えられる。図 3-16 に上記の初期入射角を考慮した理論値（式（2-51））を破線で示す。その結果、実験結果と理論式による遷移臨界角の差は小さくなった。摩擦係数 0.2 ではおよそ一致するが、摩擦係数 0.3 ではまだ差が大きい。摩擦係数 0.3 の場合の差に関して、衝突による表面粗さの変化が考えられる。接触中は図 3-12 に示すように試験体の接触面に変位が生じる。実験後の試験体衝突部を、目視ではあるが観察すると衝突前後であきらかに表面の状態が変わっていた。3-2-1 項の摩擦係数の測定で示したように、粗さにより摩擦係数が変化する。そのため、試験体の接触面の粗さが変わったことにより摩擦係数が減少し、理論値と差が生じたと考えられる。また表面の粗さが壁面 #240 は壁面 #2000 と比較して粗いため、試験体接触面の粗さがより変化し、摩擦係数 0.2 より理論式と差が生じた。したがって、摩擦係数 0.2 の場合であれば理論式との差が小さく、理論的に遷移臨界角を推定できると考える。今後、衝突前後の表面粗さの影響を考慮した検討を進めていく必要がある。

Table 3-8 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in coefficient of friction)

Coefficient of friction	Barrier angle (degree)	Number of experiments				
		1	2	3	4	5
0.2	15	×	×	×	×	○
	20	○	○	○	○	○
0.3	15	×	○	○	○	○
	20	○	○	○	○	○

○ : sliding condition

× : non-sliding condition

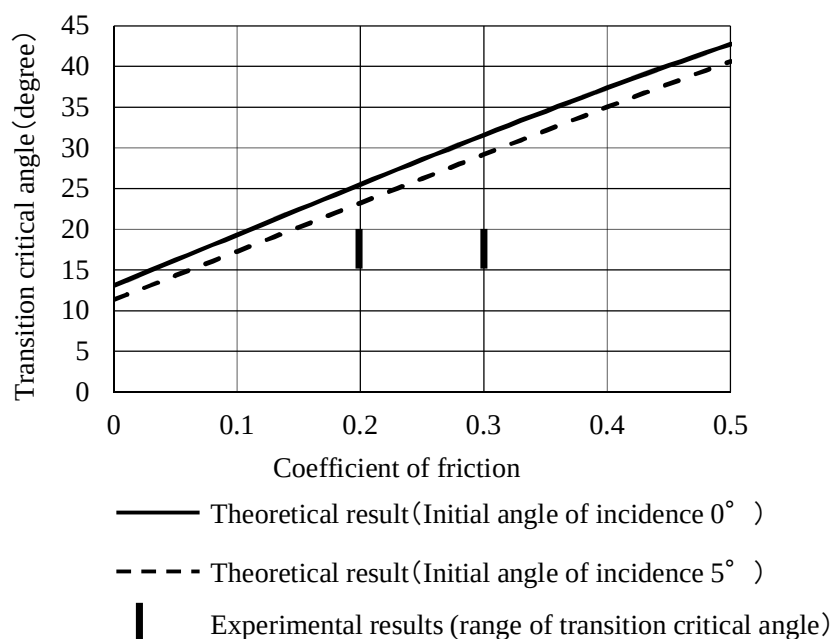


Fig. 3-16 Dependence of transition critical angle on coefficient of friction

3-6-2 異なる入射速度による衝突実験

遷移臨界角の理論的導出において入射速度に依存しないことを明らかにした。本実験では、入射速度が遷移臨界角に与える影響について検証する。入射速度は 10m/s, 15m/s, 20m/s の三種類とし、前項より初期入射角度 5°，炭素鋼試験体で壁面 #240 を用いた。試験体と壁面 #240 との摩擦係数は 0.3 である。

表 3-9 に各入射速度における遷移臨界角付近の壁面角度において滑，不滑状態と判別した実験結果を示す。表中の記号は×が不滑状態，○が滑状態を表す。表 3-9 を作成する上で滑，不滑の判別に用いた接触点速度－時間線図は付録 B に示す。図 3-17 に入射速度に対する遷移臨界角の関係を示す。図において、実線が理論式（式（2-51））から導出した遷移臨界角を示す。縦線が実験結果であり、各実験結果の下限值が不滑状態となった最大角度，上限値が滑状態となった最初の角度を表し、線上の角度範囲内に遷移臨界角がある。実験結果より、入射速度の上昇に対して遷移臨界角は変化せず一定となった。実験結果および理論式より得られる遷移臨界角を比較すると、その差は理論値

29° に対して 9° から 14° であった。前項で示した衝突実験前後の表面粗さ変化による影響を考慮すれば、入射速度の上昇に対して遷移臨界角は変化していないため、入射速度に依存しないといえる。入射速度 10m/s から 20m/s において、入射速度によらず理論的に遷移臨界角を推定できるといえる。

Table 3-9 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in incidence velocity)

Incidence velocity(m/s)	Barrier angle (degree)	Number of experiments				
		1	2	3	4	5
10	15	×	○	○	○	○
	20	○	○	○	○	○
15	15	×	×	×	×	×
	20	○	○	○	○	○
20	15	×	×	○	○	○
	20	○	○	○	○	○

○ : sliding condition

× : non-sliding condition

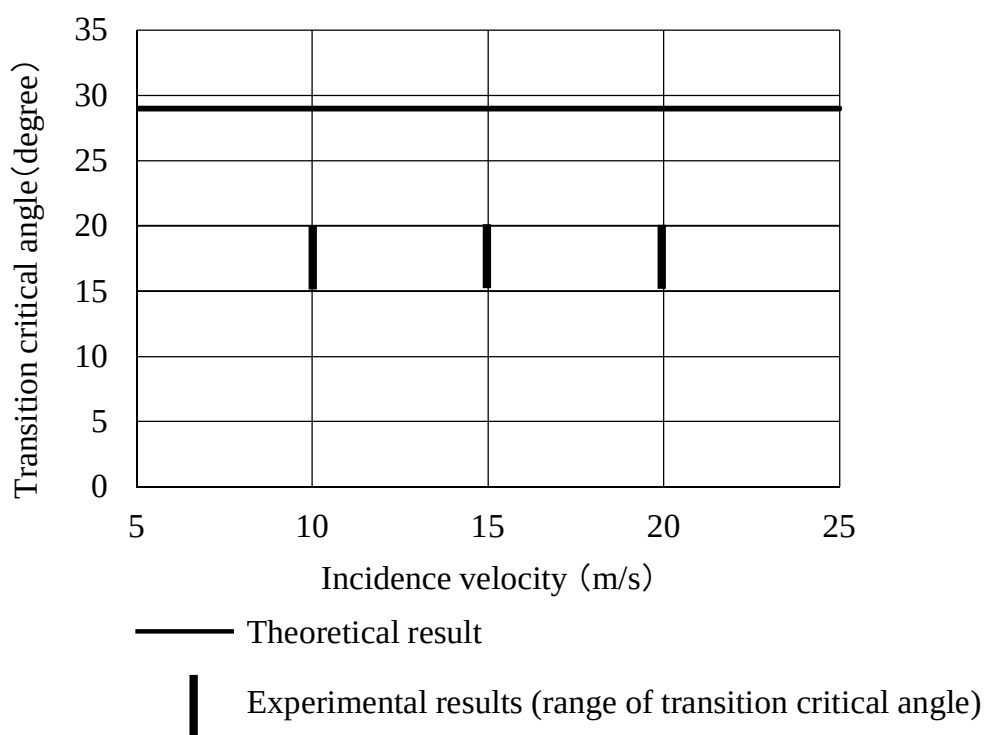


Fig. 3-17 Dependence of transition critical angle on incidence velocity

3-6-3 異なる材質による衝突実験

遷移臨界角の理論式導出では、部材および壁面を剛体として解析を行った。本実験では、異なる試験体を用いた衝突実験から、弾性体でも適用可能か否かを調査する。試験体の材質は炭素鋼およ

びアルミニウム合金である。衝突条件として、初期入射角 5° ，接触点速度 10m/s であり，両試験体と壁面との摩擦係数は 0.2 で，摩擦係数が一致するものを用いた。

表 3-10 に各材質における遷移臨界角付近の壁面角度において滑，不滑状態と判別した実験結果を示す。表中の記号は×が不滑状態，○が滑状態を表す。実験結果より遷移臨界角は炭素鋼およびアルミニウム合金において 15° から 20° であり，材質によらず一定となった。理論式（式（2-51））および実験結果より得られた遷移臨界角を比較すると，その差は理論値 23° に対して 3° から 8° であった。この差は 3-6-1 項で示した摩擦係数によるものであると考えられ，材質が炭素鋼より軟らかいアルミニウム合金でも遷移臨界角に変化はない。そのため，理論式において部材を剛体としたが，弾性体の場合でも遷移臨界角を推定可能であると考ええる。

Table 3-10 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in material)

Material	Barrier angle (degree)	Number of experiments				
		1	2	3	4	5
Carbon steel	15	×	×	×	×	○
	20	○	○	○	○	○
Aluminum	15	×	×	○	○	○
	20	○	○	○	○	○

○ : sliding condition

× : non-sliding condition

3-7 結言

本章では，第 2 章で述べた斜衝突挙動および遷移臨界角に関して実験的に検証することを目的とし，衝突形態が共線衝突（試験体形状が円板）および偏心衝突（試験体形状が円柱棒）の場合における衝突実験について述べた。

共線衝突実験では，遷移臨界角の影響因子である初期入射角，摩擦係数，影響因子ではない入射速度，材質を変化させた。その結果，影響因子である初期入射角に対して 27° から 45° の範囲，摩擦係数に関しては 0.2 から 0.3 の範囲で，理論式より得た遷移臨界角はおおよそ一致し，理論的に遷移臨界角を推定可能である。また影響因子ではないが，入射速度および材質を変化させた場合，入射速度 2.8m/s から 5.7m/s で弾性体においても理論式より得た遷移臨界角を適用できることを示した。

偏心衝突実験では，影響因子である摩擦係数に対して，摩擦係数 0.2 において実験結果と理論式より得られた遷移臨界角はほぼ一致し，理論的に遷移臨界角を推定可能である。遷移臨界角は入射速度によらず一定であり，またアルミニウム合金において実験結果と理論解析結果はおおよそ一致した。そのため，入射速度 10m/s から 20m/s の範囲で弾性体の場合でも理論式が適用できることを明らかにした。

第 2 章で導出した遷移臨界角や斜衝突挙動は，適用範囲の検討が必要であるものの，実験検証により実現象に適用可能であることを示した。

第4章 ラムダ型自動車用強制制動体の制動挙動解析

4-1 緒言

自動車は構造物（防護柵の支柱、電柱、標識など）や作業領域の進入（道路工事などの作業領域での作業員との衝突）を防ぐために、衝撃緩衝装置（クッションドラムやデルタクッションなど）を設置することで乗員への衝突被害を軽減しているが、依然として致死率が高い。これらの衝撃緩衝装置は衝突時のエネルギーを変形によって吸収し自動車を強制的に制動させるが、その時の減速度が大きくなり乗員へ傷害が発生することがある。そのため、衝突時の衝撃を緩和するとともにその後の運動エネルギーを摩擦によって吸収する λ 型制動体が開発され、普及し始めている。現在 λ 型制動体は主に高速道路などの道路工事現場で使用されてきているが、交差点付近での道路工事では λ 型制動体の設置距離が十分に確保できない問題があり、工事現場への進入による作業員などの死傷する事故が発生している。また λ 型制動体の制動距離などの制動特性に関して、実験による報告がなされている程度であり理論的に導出はされていない。そのため、 λ 型制動体の更なる制動性能の向上を行うために、構造や機構、構成材料の最適化や制動特性を明らかにする必要がある。

本研究ではその第一段階として、 λ 型制動体の材料や機構の前にまず構造に着目し、その中でアームの最適な角度を考える。

本章では、制動特性の把握およびアーム角度の最適化を行うために、制動距離および λ 型制動体のアーム角度範囲を導出することを目的とする。 λ 型制動体の制動挙動はアームに自動車が接触し、アーム上を滑りあがる。その後、防護板に衝突し λ 型制動体下部の回転軸を支点として回転運動を行い自動車と一体化し制動する。アームに自動車が接触する瞬間において、斜めから自動車がアームに接触することから、第2章で述べた斜衝突挙動を適用し、アーム接触終了時の自動車速度を求める。さらに、アーム角度において不滑状態から滑状態となる遷移臨界角を決定する。アーム接触終了時の自動車速度を初期条件として、防護板衝突時の自動車速度をエネルギー保存則より導出する。防護板衝突後に λ 型制動体は回転運動し自動車と一体化構造となり制動、停止に至るため、防護板衝突後の自動車速度を初期条件として、エネルギー保存則より制動距離の導出を行う。斜衝突挙動を適用せず、エネルギー保存則のみで導出した制動距離とも比較を行う。斜衝突挙動を適用した場合とエネルギー保存則のみの場合の、二つの制動距離理論式から数値計算を行い、衝突速度、アーム角度、摩擦係数を変化させた場合の制動距離の比較と、各種パラメータの与える影響の検証、および斜衝突理論適用の有効性を評価する。

4-2 斜衝突挙動を適用した λ 型制動体の制動距離の導出

自動車が λ 型制動体に衝突してから停止するまでの制動距離を理論的に明らかにするために、制動挙動を三段階に分け考える。(1) 自動車前部がアームに接触する瞬間、(2) アーム接触終了後からアームを滑り上がり防護板衝突まで、(3) 防護板衝突後から停止までに分ける。(1)の挙動では第2章で述べた斜衝突挙動を適用し、アーム接触終了時の力積からその時の自動車の質量中心の並進および角速度を導出する。この並進速度および角速度を(2)の挙動の初期条件とする。アーム接

触終了から防護板衝突までの運動エネルギー変化が、アーム上を滑り上がる時の摩擦によるエネルギー損失と等しくなるとして、防護板衝突時の自動車の速度を求める。その後λ型制動体の回転軸を支点に回転し自動車と一体化構造となる。一体化構造後の運動である(3)の挙動では、一体化構造となった後停止するまでの距離を制動距離として、その期間での運動エネルギー変化がλ型制動体下部の摩擦材と路面との摩擦によりエネルギーが損失されるとし制動距離を導出する。ここで防護板衝突時にλ型制動体回転軸を支点に回転し自動車と一体化するが、回転によるエネルギー損失は無視する。また、斜衝突挙動を適用した場合の有効性を検討するため、(1)の斜衝突挙動を適用せず、衝突速度を(2)の挙動の初期条件とし、そして一体化構造後の運動である(3)の挙動をエネルギー保存則を用いた制動距離の導出も行う。

4-2-1 斜衝突挙動を適用したアーム接触終了時の自動車挙動

本項ではアーム接触時の自動車挙動について検討する。図4-1に示すように自動車が衝突速度 V_0 でλ型制動体のアームに接触する場合を考える。自動車およびλ型制動体は剛体と考え、衝突接触時にはλ型制動体および自動車の移動距離は0と仮定し、アーム部のみを剛壁として図示する。また、自動車の前輪を省略するのは自動車がλ型制動体のアームに衝突した際、車体の前部に衝突し前輪には衝突しないためである。自動車の質量を m_1 、質量中心における自動車の慣性二次半径を k 、衝突接触点を原点とした直交座標系である x - y 座標系および衝突接触面の接線方向および法線方向の座標系を n_1 - n_3 座標とする。回転方向については反時計回りを正とする。また、 n_3 軸と衝突速度がなす入射角を ψ_0 とし、 y 軸と n_1 軸がなす角度 α とすると $\psi_0 = \alpha$ であり、アーム角度 θ と入射角 ψ_0 の関係は $\theta = \pi/2 - \psi_0$ である。 n_1 - n_3 座標系における質量中心座標を (r_1, r_3) とする。衝突接触点から質量中心までを r 、 r と y 軸がなす角度を γ とし、 r と n_3 軸がなす角度を $\bar{\theta}$ とすると $\bar{\theta} = \psi_0 - \gamma$ である。表4-1に各記号とその名称を整理したものを示す。

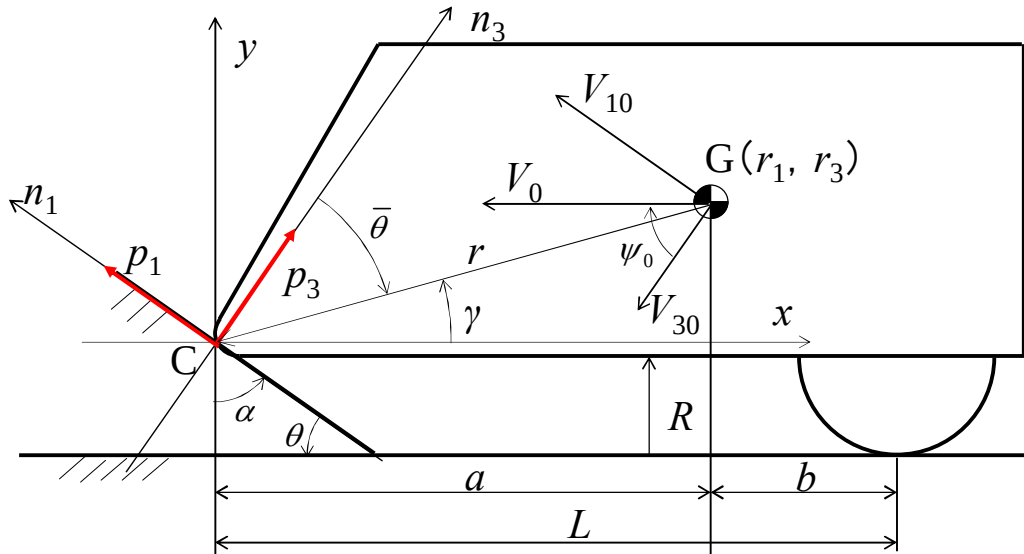


Fig. 4-1 The vehicle collided with the enforcement device of lambda type

Table 4-1 Nomenclature

car mass	m_1
Radii of gyration for the center of the mass of the car	k
Distance from the collision point to the center of the mass of the car	r
Tangential distance from the collision point to the center of the mass	r_1
Normal distance from the collision point to the center of the mass	r_3
Horizontal distance from the car front edge to rear wheels	L
Distance from the ground to the car and the arm	R
Horizontal distance from the car front edge to rear wheels	L
Horizontal distance from center of mass of the car to collision point	a
Horizontal distance from center of mass of the car to rear wheels	b
Collision velocity	V_0
Angular velocity	ω_0
Velocity at contact point	v
Initial angle of incidence	ψ_1
Angle of incidence	ψ_0
Initial inclined angle	γ
Inclined angle	$\bar{\theta}$

アーム接触終了後自動車はアーム上を滑り上がるため、接触中の挙動は滑状態となる。そのためアーム接触開始から接触終了までの自動車の質量中心および角速度について運動量と力積の関係は次式となる。

$$m_1(V_{G1} - V_{10}) = -\mu_1 p_f \quad (4-1)$$

$$m_1(V_{G3} - V_{30}) = p_f \quad (4-2)$$

$$m_1 k^2 \omega_{G1} = (r_3 \mu_1 + r_1) p_f \quad (4-3)$$

接触終了時の力積は第 2 章の全滑りの式 (2-24) を、式 (4-1) - 式 (4-3) にそれぞれ代入するとアーム接触終了時の自動車の質量中心の並進および角速度は次式となる。

$$V_{G1} = V_{10} - \frac{\mu_1 p_f}{m_1} = V_0 \left\{ \sin \psi_0 + \frac{(1+e_s) \mu_1 \cos \psi_0}{1 + \bar{k}^{-2} \sin \bar{\theta} (\mu_1 \cos \bar{\theta} + \sin \bar{\theta})} \right\} \quad (4-4)$$

$$V_{G3} = V_{30} + \frac{p_f}{m_1} = V_0 \cos \psi_0 \left\{ 1 - \frac{(1+e_s)}{1+\bar{k}^{-2} \sin \bar{\theta} (\mu_1 \cos \bar{\theta} + \sin \bar{\theta})} \right\} \quad (4-5)$$

$$\omega_{G1} = \frac{r_3 \mu_1 + r_1}{m_1 k^2} p_f = - \frac{(1+e_s) (\mu_1 \cos \bar{\theta} + \sin \bar{\theta}) \bar{k}^{-2} V_0 \cos \psi_0}{r \{ 1 + \bar{k}^{-2} \sin \bar{\theta} (\mu_1 \cos \bar{\theta} + \sin \bar{\theta}) \}} \quad (4-6)$$

第2章で導出した式(2-51) - 式(2-54)をアーム角度に適用すると、アーム上を自動車の滑り挙動として不滑状態から滑状態となる角度が遷移臨界角（以下では遷移臨界アーム角度と呼ぶ）となる。遷移臨界アーム角度 θ_t と第2章で導出した遷移臨界角 α_t の関係は $\theta_t = \pi/2 - \alpha_t$ であるため、遷移臨界アーム角度は次式となる。

$$\theta_t = \frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \left[\sqrt[3]{-\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1C_2}{54} + \sqrt{\left(\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1C_2}{54}\right)^2 + \left(\frac{3C_2 - 2C_1^2}{9}\right)^3}} \right. \\ \left. + \sqrt[3]{-\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1C_2}{54} - \sqrt{\left(\frac{27C_3 + 2C_1^3 - 9C_1C_2}{54}\right)^2 + \left(\frac{3C_2 - 2C_1^2}{9}\right)^3}} - \frac{1}{3}C_1 \right] \quad (4-7)$$

$$C_1 = \left[\{ \bar{k}^2 \sin \gamma \cos \gamma - \mu_1 \bar{k}^2 \sin^2 \gamma + \bar{k}^2 (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma) - \mu_1 \} (1+e_s) \right. \\ \left. - 2\bar{k}^2 \sin \gamma \cos \gamma + \mu_1 \bar{k}^2 (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma) \right] \\ / (\bar{k}^2 \cos^2 \gamma - \mu_1 \bar{k}^2 \sin \gamma \cos \gamma + 1) \quad (4-8)$$

$$C_2 = \left[\{ -\bar{k}^2 (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma) - 2\mu_1 \bar{k}^2 \sin \gamma \cos \gamma \} (1+e_s) \right. \\ \left. + \bar{k}^2 (-2 \sin \gamma \cos \gamma + \sin^2 \gamma + \mu_1 \sin \gamma \cos \gamma + 1) \right] \\ / (\bar{k}^2 \cos^2 \gamma - \mu_1 \bar{k}^2 \sin \gamma \cos \gamma + 1) \quad (4-9)$$

$$C_3 = \left\{ -\bar{k}^2 \sin \gamma \cos \gamma - \mu_1 \bar{k}^2 \cos^2 \gamma - \mu_1 \right\} (1+e_s) \\ / (\bar{k}^2 \cos^2 \gamma - \mu_1 \bar{k}^2 \sin \gamma \cos \gamma + 1) \quad (4-10)$$

上式より、遷移臨界アーム角度は自動車形状 $\bar{k}=k/r$ 、摩擦係数 μ_1 、初期傾斜角 γ に依存する。

自動車と λ 型制動体のアームとの摩擦係数 μ_1 が遷移臨界アーム角度に与える影響を数値解析より調査する。数値計算に必要な自動車諸元および反発係数を表4-2に示す。図4-2に自動車と λ 型制動体のアームとの摩擦係数 μ_1 と遷移臨界角となる時のアーム角度の関係を示す。横軸が自動車前部と λ 型制動体のアームとの摩擦係数、縦軸がアーム角度、実線が式(4-7)の遷移臨界アーム角度である。遷移臨界アーム角以上の角度で滑らず固着する挙動となるため、実線より下が滑状態、上が不滑状態を表す。したがって、 λ 型制動体のアーム角度は実線より下の角度で設計する必要がある。

Table 4-2 Specifications of the car

Car mass m_1	8.5 kg
Distance from the collision point to the center of the mass of the car r	0.17 m
Radii of gyration for the center of the mass of the car k	0.062 m
Initial inclined angle γ	16 °
Distance from the ground to the car and the arm R	0.026 m
Horizontal distance from the car front edge to rear wheels L	0.29 m
Horizontal distance from center of mass of the car to rear wheels b	0.13 m
Height from the car body bottom to center of the mass of car K	0.047 m
Coefficient of restitution e_s	1

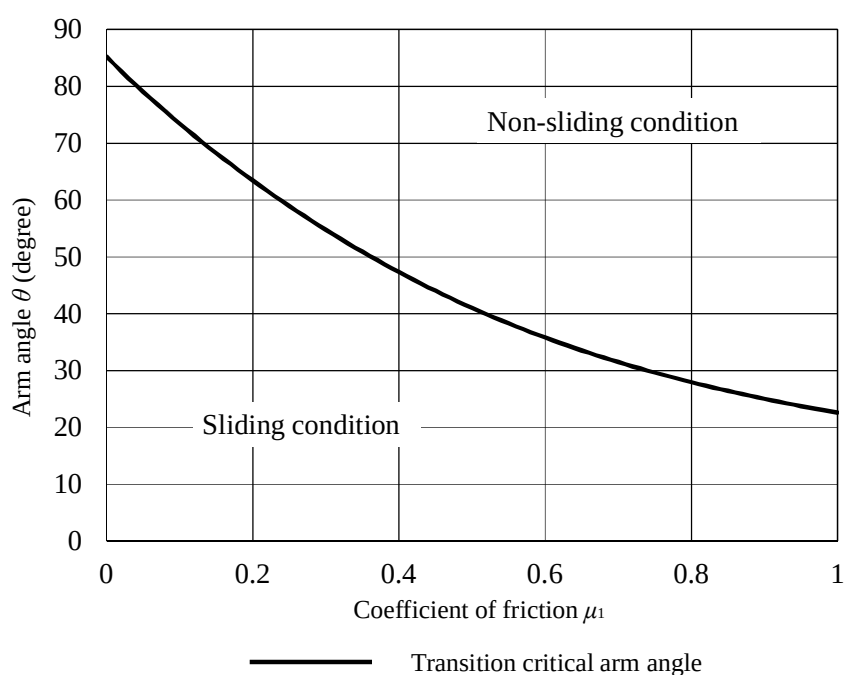


Fig. 4-2 Dependence of the arm angle on the coefficient of friction

4-2-2 アーム接触終了後から防護板衝突までの挙動

図 4-3 に示すように自動車が入型制動体アーム上を滑り上がる現象を考える．摩擦によるエネルギー損失により自動車速度が低下するため，エネルギー保存則から防護板衝突時の自動車速度を求める． δ はアーム滑り上がり距離， h は防護板とアームの接合部までの高さ， R は衝突高さ(自動車と路面との距離)， θ はアーム角度， L は自動車先端から後輪軸までの水平距離， b は自動車の重心から後輪の接地点までの水平距離である．接合部までの高さ h を一定とすると，アーム角度 θ によりアームの長さが変化する．そのためアーム滑り上がり距離 δ はアーム角度 θ により次式で求められる．

$$\delta = \frac{h - R}{\sin \theta} \quad (4-11)$$

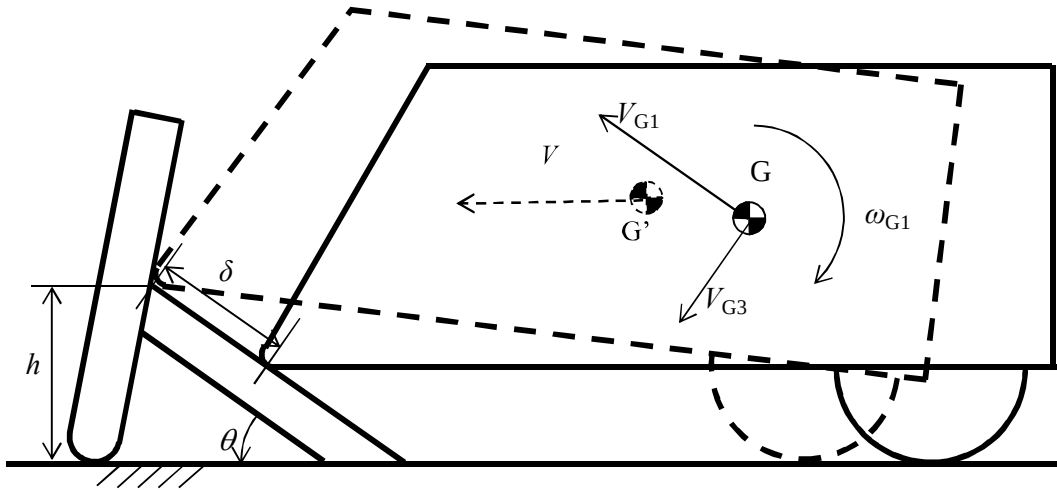


Fig. 4-3 Sliding behavior of the λ -type enforcement device

アーム上を δ だけ滑り上がり防護板に衝突したときの自動車速度 V を求める．ここで自動車はアームに衝突後、ごく短時間で防護板まで到達するため、この期間で λ 型制動体が移動しないと仮定する．自動車がアームを滑り上がり防護板に衝突するまでの運動エネルギーの変化量が、摩擦によるエネルギー損失に等しいと考えるとエネルギー保存則より次式となる．

$$\frac{1}{2} m_1 (V_{G1}^2 + V_{G3}^2 + k^2 \omega_{G1}^2) - \frac{1}{2} m_1 V^2 = \mu_1 W_r \delta \quad (4-12)$$

ここで W_r はアームと自動車の接触点に生じる反力である．この反力 W_r は後輪の接地点まわりのモーメントの釣合より次式となる．

$$W_r = \frac{m_1 b}{L} g \quad (4-13)$$

式 (4-2) および (4-3) より防護板衝突後の自動車速度 V について整理すると次式となる．

$$V = \sqrt{V_{G1}^2 + V_{G3}^2 + k^2 \omega_{G1}^2 - 2\mu_1 \frac{b}{L} g \delta} \quad (4-14)$$

上式ではアーム接触終了時において、斜衝突挙動を適用した場合の自動車の速度を用いて防護板衝突後の自動車速度を導出したが、次に斜衝突挙動を適用しない場合を考える．衝突速度 V_0 でアーム上を滑り上がるとすると、この場合の防護板衝突後の自動車速度 V_0 とし、式 (4-12) は次式で書き換えられる．

$$\frac{1}{2}m_1V_0^2 - \frac{1}{2}m_1V'^2 = \mu_1 W_f \delta \quad (4-15)$$

式 (4-13) および式 (4-15) より防護板衝突後の自動車速度 V' は次式となる。

$$V' = \sqrt{V_0^2 - 2\mu_1 \frac{b}{L} g \delta} \quad (4-16)$$

式 (4-14) および式 (4-16) から斜衝突挙動を適用する場合と、エネルギー保存則のみの場合での違いを考える。斜衝突挙動を適用する場合は、防護板衝突後の速度はアーム接触終了後を初期条件としているがエネルギー保存則のみの場合は衝突速度を初期条件としている。そのため防護板衝突後の自動車速度はそれぞれ異なり、斜衝突挙動を適用した場合のほうがアーム接触時に摩擦によって自動車速度が減速しているため、遅くなると考えられる。

4-2-3 防護板衝突後から停止するまでの制動距離

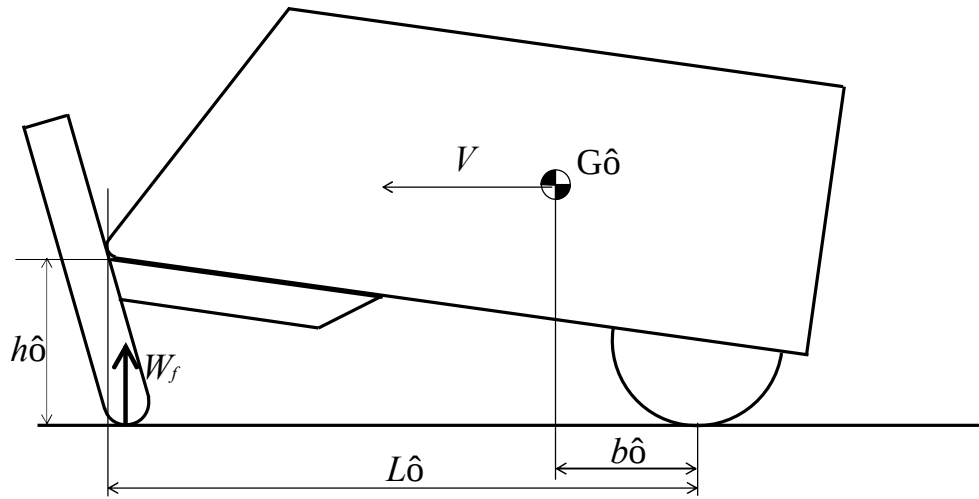
図 4-4 (a) は一体化構造となり制動開始時の状態を示す。このとき λ 型制動体の回転運動後の自動車前方部が高さ $h\delta$ となったときの自動車の重心 G' 、 λ 型制動体防護板下部から後輪軸までの水平距離 $L\delta$ 、自動車の質量中心から後輪接地点までの水平距離 $b\delta$ である。また図 4-4 (b) は図 4-4 (a) において λ 型制動体の回転運動後の自動車の幾何学的条件の詳細を示している。ここで自動車底面から質量中心までの高さ K 、路面から質量中心までの高さ H 、回転運動後の自動車前方部の鉛直距離 S 、後輪軸を中心とした自動車底面の回転角 $\theta\delta$ である。

λ 型制動体が回転運動をした後の接合部までの高さ $h\delta$ は λ 型制動体の回転角が小さいため、回転運動前の高さ h と等しいとし回転による仕事は無視する。自動車と λ 型制動体が一体化構造となり速度 V で移動後、 λ 型制動体が停止するまでの制動距離 ℓ は、エネルギー保存則より一体化構造の運動エネルギーの変化量が摩擦による仕事に等しいとおくと次式となる。

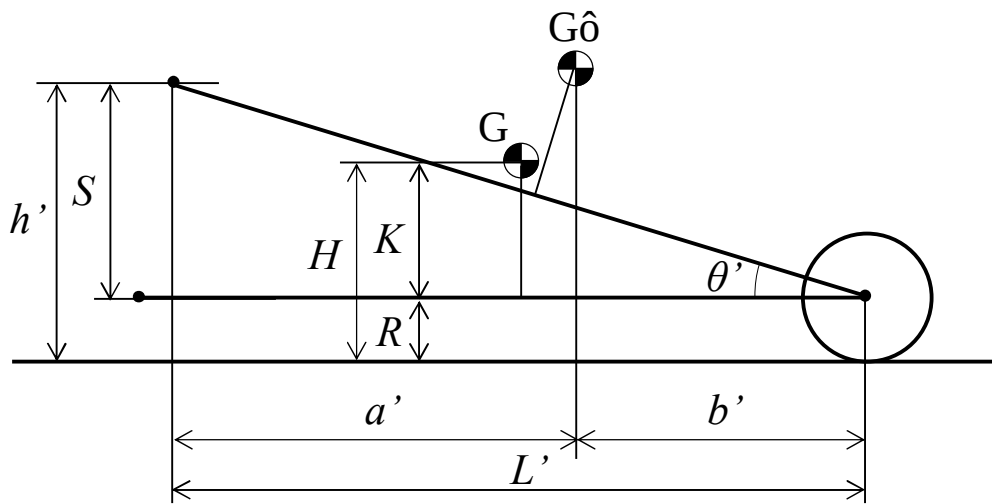
$$\frac{1}{2}(m_1 + m_2)V^2 = \mu_2 W_f \ell \quad (4-17)$$

ここで μ_2 は λ 型制動体の摩擦部材と接地面との摩擦係数である。図 4-4 (a) に示すように、防護板下部接地点に作用する垂直抗力 W_f は後輪の接地点回りのモーメントの釣合より次式となる。

$$W_f = \left(\frac{m_1 b'}{L'} + m_2 \right) g \quad (4-18)$$



(a) Moving until stop by integrated body



(b) Calculation of the center of the mass by lifting

Fig. 4-4 Geometric condition of vehicle and enforcement device in the braking start

一体化構造となったときのパラメータ $\theta\hat{}$, $a\hat{}$, $b\hat{}$, $L\hat{}$ を衝突前の条件で考えると, 図 4-4 (b) の幾何学的条件からそれぞれ次式となる.

$$\theta' = \sin^{-1} \frac{S}{a+b} \quad (4-19)$$

$$b' = (b - K \tan \theta') \cos \theta' \quad (4-20)$$

$$L' = L \cos \theta' \quad (4-21)$$

したがって垂直抗力 W_f は式 (4-18) および式 (4-20), 式 (4-21) より次式となる.

$$W_f = \left(\frac{m_1(b - K \tan \theta')}{L} + m_2 \right) g \quad (4-22)$$

式 (4-17) に式 (4-15) および式 (4-22) を代入すると制動距離 ℓ は次式となる。

$$\ell = \frac{(m_1 + m_2)(V_{G1}^2 + V_{G3}^2 + k^2 \omega_{G1}^2 - 2\mu_1 \frac{b}{L} g \delta)}{2\mu_2 \left(\frac{m_1(b - K \tan \theta')}{L} + m_2 \right) g} \quad (4-23)$$

また斜衝突挙動を適用しない場合を考えると式 (4-17) の V を V_0 として導出すればよい。そのため、式 (4-17) に式 (4-16) および式 (4-22) を代入すると制動距離 ℓ' は次式となる。

$$\ell' = \frac{(m_1 + m_2)(V_0^2 - 2\mu_1 \frac{b}{L} g \delta)}{2\mu_2 \left(\frac{m_1(b - K \tan \theta')}{L} + m_2 \right) g} \quad (4-24)$$

以上から、斜衝突挙動を適用した場合およびエネルギー保存則のみの場合の制動距離は制動体および自動車の諸元、摩擦係数、衝突速度、初期条件から算出できる。二つの導出方法における制動距離の違いは防護板衝突後の自動車速度の扱いのみである。

4-3 数値計算

斜衝突挙動を適用した場合の制動距離（式 (4-23)）およびエネルギー保存則のみの場合の制動距離（式 (4-24)）において、各種パラメータを変化させた数値計算を実施し両者の比較および各種パラメータが制動距離に与える影響について調査した。計算に必要な λ 型制動体および自動車の諸元を表 4-3 に示す。図 4-5 から図 4-8 において、実線が斜衝突挙動を適用した場合の制動距離（式 (4-23)）、破線がエネルギー保存則のみの場合の制動距離（式 (4-24)）を表す。

Table 4-3 Specifications of the car and λ -type enforcement device

Car mass m_1	8.5 kg
Distance from the collision point to the center of the mass of the car r	0.17 m
Radii of gyration for the center of the mass of the car k	0.062 m
Initial inclined angle γ	16 °
Distance from the ground to the car and the arm R	0.026 m
Horizontal distance from the car front edge to rear wheels L	0.29 m
Horizontal distance from center of mass of the car to rear wheels b	0.13 m
Height from the car body bottom to center of the mass of car K	0.047 m
Coefficient of restitution e_s	1

4-3-1 衝突速度に対する制動距離の変化

本解析では衝突速度が制動距離に与える影響を調査する．図 4-5 に衝突速度 V_0 と制動距離 ℓ の関係を示す．ここで自動車と λ 型制動体との摩擦係数 μ_1 を 0.2, λ 型制動体の摩擦材と路面の摩擦係数 μ_2 を 0.7, アーム角度 θ を 27° , 反発係数を 1 として数値計算を行った．図中において横軸が衝突速度 V_0 , 縦軸が制動距離 $\check{a}$, 実線が斜衝突挙動を適用した場合の制動距離 (式 (4-23)), 破線がエネルギー保存則のみで導出した制動距離 (式 (4-24)) を表す．図から衝突速度が速くなるにつれ制動距離が長くなり速度の二乗に比例する．また, 斜衝突挙動を適用することにより, 4-2-2 項で示したように, 衝突中に摩擦によって減速されるため防護板衝突後の自動車速度がエネルギー保存則のみで導出した場合と比較して遅くなる．そのため, エネルギー保存則のみと比べ制動距離は衝突速度が大きくなるほど短くなる．

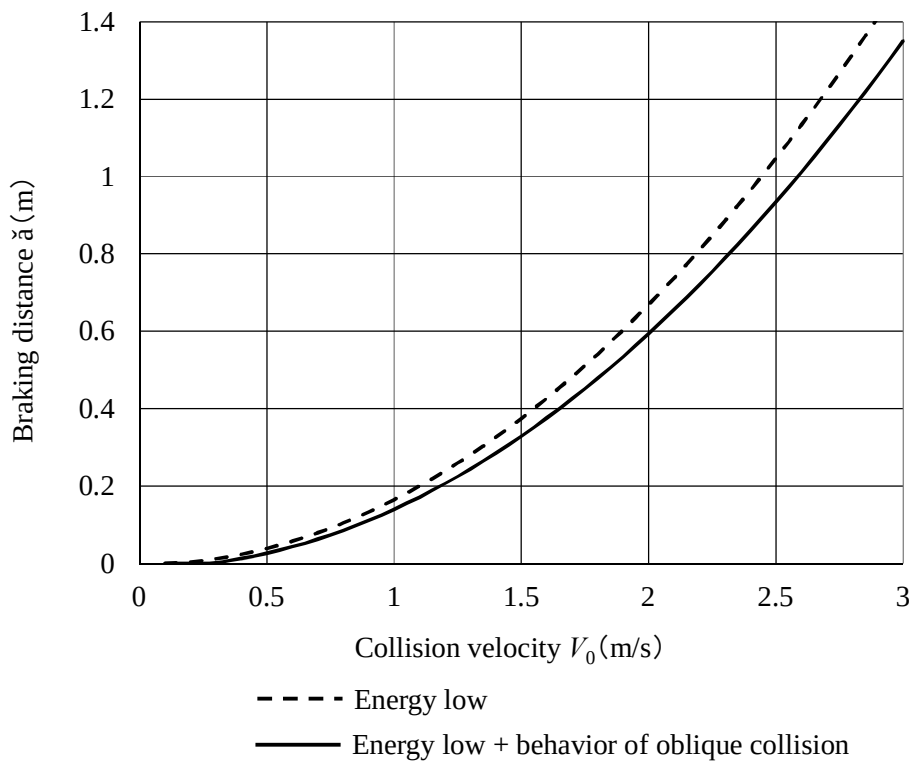


Fig. 4-5 Dependence of braking distance on collision velocity

4-3-2 自動車と λ 型制動体との摩擦係数 μ_1 に対する制動距離の変化

本解析では自動車前部と λ 型制動体のアームの摩擦係数 μ_1 が制動距離へ与える影響を調査する．図 4-6 に自動車と λ 型制動体の摩擦係数と制動距離の関係を示す．ここで λ 型制動体の摩擦材と路面の摩擦係数 μ_2 を 0.7, 衝突速度 V_0 を 2m/s, アーム角度 θ を 27° , 反発係数を 1 として数値計算を行った．図中において横軸が摩擦係数 μ_1 , 縦軸が制動距離 $\check{a}$, 実線が斜衝突挙動を適用した場合の制動距離 (式 (4-23)), 破線がエネルギー保存則のみで導出した制動距離 (式 (4-24)) を表す．破線で示したエネルギー保存則のみの場合では, 式 (4-24) で示すように, 制動距離は摩擦係数 μ_1 の線形関数として表され, 摩擦係数が大きくなるにつれ制動距離が短くなる．実線で示した斜衝突挙動

を適用した場合には、制動距離（式（4-23））の理論式より曲線として表され、摩擦係数が大きくなるにつれ制動距離は短くなる。さらに、斜衝突挙動を適用した場合の制動距離はエネルギー保存則のみの制動距離と比較して、摩擦係数の増加に伴い、制動距離はより大きく減少している。これは、摩擦係数 μ_1 が大きくなるほど式（4-4）から式（4-6）で示したアーム接触終了時の速度が減少するためである。摩擦係数 μ_1 が 0 の場合、両理論で導出した制動距離は一致する。これは斜衝突挙動において、反発係数が 1 で摩擦係数が 0 の場合、衝突前後の運動エネルギーは保存されるため、衝突速度とアーム接触終了時の自動車速度は一致するためである。そのため、斜衝突挙動を適用することで実現象に近づくことが考えられ、制動距離を導出する際には有効であるといえる。

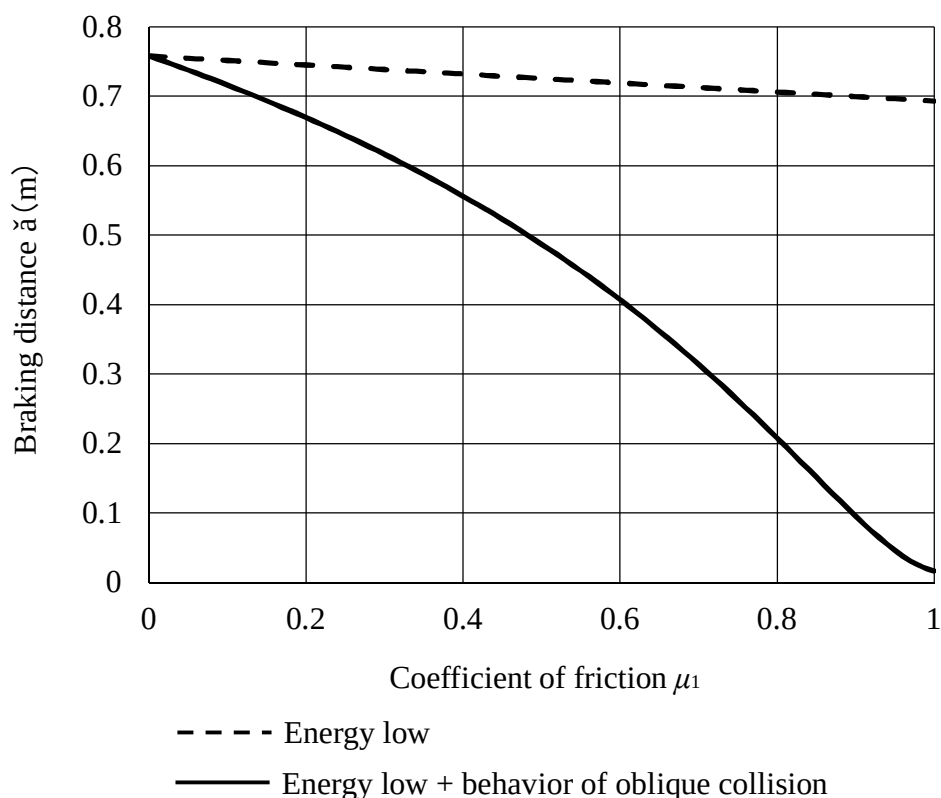


Fig. 4-6 Dependence of braking distance on coefficient of friction μ_1

4-3-3 λ 型制動体と路面との摩擦係数 μ_2 に対する制動距離の変化

本解析ではλ型制動体下部の摩擦材と、路面との摩擦係数 μ_2 が制動距離へ与える影響を調査する。λ型制動体下部の摩擦材と路面との摩擦係数と、制動距離の関係を図 4-7 に示す。ここで自動車とλ型制動体の摩擦係数 μ_1 を 0.2、衝突速度 V_0 を 2m/s、反発係数を 1 として数値計算を行った。図中において横軸が摩擦係数 μ_2 、縦軸が制動距離 $\check{a}$ 、実線が斜衝突挙動を適用した場合の制動距離（式（4-23））、破線がエネルギー保存則のみで導出した制動距離（式（4-24））を表す。両計算結果において、制動距離は式（4-23）および式（4-24）に示すように、摩擦係数が大きくなるにつれ反比例して減少する。両計算結果の差は防護板衝突時の自動車速度であるため、その差の大きさは自動車前部とλ型制動体のアームとの摩擦係数 μ_1 の値によって決まる。そのためλ型制動体下部の摩擦材と

路面との摩擦係数 μ_2 は、斜衝突挙動を適用した制動距離とエネルギー保存則のみの制動距離との差には影響しない。摩擦係数 μ_2 に対して制動距離は反比例して短くなることから、 λ 型制動体の摩擦材と路面との摩擦係数を大きくすることで制動距離を短くすることができる。ここで各摩擦係数に対する制動距離（図 4-6 と図 4-7）において、摩擦係数の値が 0.4 から 0.8 の範囲で制動距離を比較する。図 4-6 より自動車前部と λ 型制動体のアームの摩擦係数 μ_1 が変化した場合 0.56m から 0.2m まで変化し、0.36m の制動距離の違いがあり、Fig.4-7 より λ 型制動体下部の摩擦材と路面との摩擦係数 μ_2 の場合では、1.2m から 0.6m まで変化し、0.6m の違いがある。このことから摩擦係数 μ_2 のほうが制動距離に与える影響が大きいといえる。

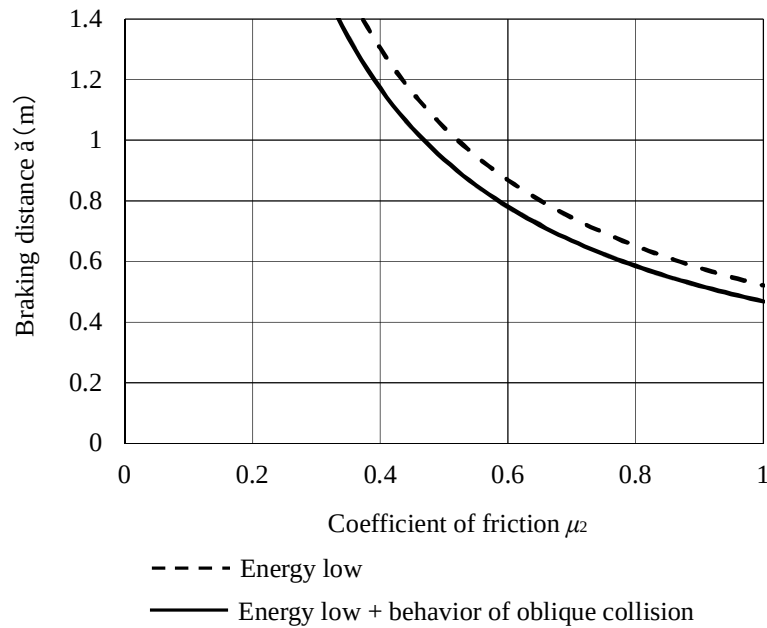


Fig. 4-7 Dependence of braking distance on coefficient of friction μ_2

4-3-4 アーム角度に対する制動距離の変化

本解析では λ 型制動体のアーム角度の変化に対する制動距離への影響を考える。 λ 型制動体のアーム角度と制動距離の関係を図 4-8 に示す。ここで自動車と λ 型制動体との摩擦係数 μ_1 を 0.2、自動車と路面との摩擦係数 μ_2 を 0.7、衝突速度 V_0 を 2m/s、反発係数を 1 として数値計算を行った。図中において横軸がアーム角度 θ 、縦軸が制動距離 $\check{a}$ 、実線が斜衝突挙動を適用した場合の制動距離（式 (4-23)）、破線がエネルギー保存則のみで導出した制動距離（式 (4-24)）を表す。Table4-3 に示す自動車諸元を用いて、遷移臨界アーム角を計算すると、式 (4-7) – 式 (4-10) から次式となる。

$$\begin{aligned}
 \theta_i &= \frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \left[\sqrt[3]{0.403 + \sqrt{0.162 + 0.182}} + \sqrt[3]{0.403 - \sqrt{0.162 + 0.182}} - 0.0840 \right] \\
 &= \frac{\pi}{2} - 0.472 \\
 &= 1.09[\text{rad}] = 63[^\circ]
 \end{aligned} \tag{4-25}$$

$$\begin{aligned}
C_1 &= -0.252 \\
C_2 &= 1.74 \\
C_3 &= -0.950
\end{aligned}
\tag{4-26}$$

本研究で用いる自動車諸元の場合，遷移臨界アーム角は 63° となるため，図においてアーム上を滑り挙動となるアーム角度 60° までの制動距離を示す．両計算結果においてアーム角度が 5° までは制動距離が急激に伸びている．これは，本数値計算において図 4-3 に示す λ 型制動体のアームの取り付け高さ h を一定としており，式 (4-11) で示すアーム滑り上がり距離 δ はアーム角度が小さくなるほど長くなる．そのため，アーム角度が小さい範囲では，式 (4-14) および式 (4-16) で示した防護板衝突後の自動車速度が遅く，制動距離が急激に変化する．破線で示すエネルギー保存則のみの制動距離では 5° から 20° では緩やかな増加となり， 20° 以上はアーム滑り上がり距離 δ が短くなり，アーム滑り上がり時の減速がほとんどなく，ほぼ一定の制動距離となる．すなわちアーム角度 20° までは，アーム滑り上がり距離 δ が制動距離に影響する．斜衝突挙動を適用した場合では 5° から 10° までは緩やかに制動距離は伸びる．アーム角度 10° 以上になると，制動距離はアーム角度の増加とともに短くなる．以上から，結合部の高さを一定とした場合，制動距離を短くするためにはアーム角度を緩やかにしてアーム上で摩擦を与えることが有効である．しかし，アーム角度を緩やかにすることでアームの長さが伸び， λ 型制動体の質量の増加や接地領域の拡大，運搬が困難になると考えられる．そのため，アーム角度を 10° から 63° の間で設定することで，斜衝突挙動の影響により制動距離を短くすることができ，理論的には 63° が最も短い制動距離となる．しかし，アーム角度 63° では急な斜面への衝突となり，アームを滑り上がらない可能性があり，実験的にアーム角度に対する制動挙動を検証し，最適なアーム角度を決定できると考える．

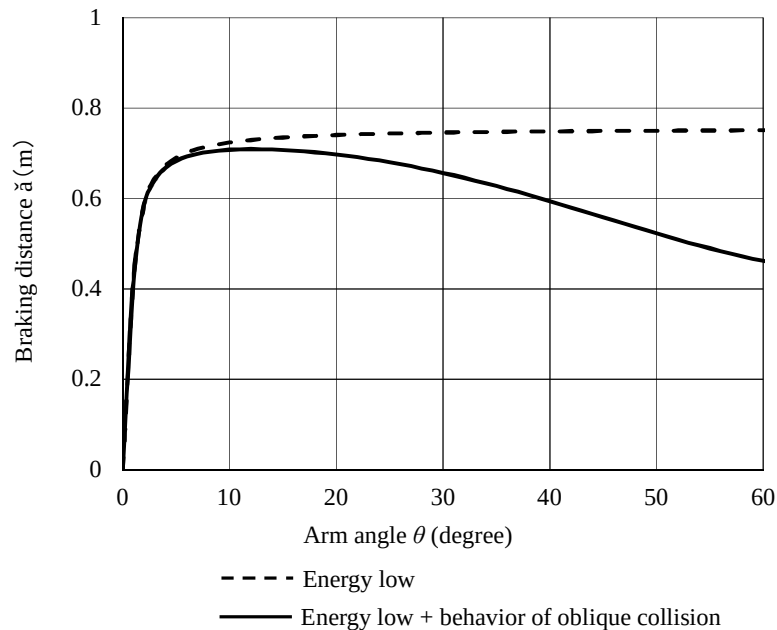


Fig. 4-8 Dependence of braking distance on collision velocity

4-4 結言

本章では、 λ 型制動体の制動特性、構造最適化を行うために、制動距離およびアーム角度範囲を導出することを目的とした。 λ 型制動体のアーム角度について、2章で導出した遷移臨界角にアーム構造を対応させることにより、遷移臨界アーム角度を導出し、 λ 型制動体が機能を有するのに有効なアーム角度範囲を明らかにした。ここで遷移臨界アーム角度の影響因子として自動車の慣性特性、接触部の摩擦係数、反発係数、初期入射角であることを示した。数値計算により遷移臨界アーム角度に対して接触部の摩擦係数の影響を調査した結果、摩擦係数の上昇に伴い遷移臨界アーム角度は減少し、 λ 型制動体が機能を有するのに有効なアーム角度範囲が小さくなることがわかった。

λ 型制動体による自動車の制動距離について、アームに衝突した際の自動車挙動に斜衝突挙動を適用し、その後の運動をエネルギー保存則により導出した。またエネルギー保存則のみでも導出し、二つの方法から比較、検討した。その結果、両者とも制動距離は、 λ 型制動体の質量、摩擦材と路面との摩擦係数、自動車と λ 型制動体の摩擦係数、アーム角度に依存することを明らかとした。

数値計算として、衝突速度、 λ 型制動体の摩擦材と路面との摩擦係数、自動車と λ 型制動体の摩擦係数、アーム角度に対してそれぞれのパラメータが制動距離へ与える影響を求めた。その結果、制動距離は衝突速度の二乗に比例して増加し、アーム角度や各摩擦係数の上昇に伴い減少することが分かった。また、斜衝突挙動を適用した場合には、全ての場合においてエネルギー保存則のみの場合より制動距離が短くなった。衝突速度を一定とした場合、アーム角度に対しては遷移臨界アーム角度 63° において制動距離が最も短くなる。各摩擦係数を変化させた場合の制動距離を比較すると、 λ 型制動体下部の摩擦材と路面との摩擦係数のほうが制動距離への影響が大きいことがわかった。

第5章 ラムダ型自動車用強制制動体の模型衝突実験

5-1 緒言

現在、自動車用の強制制動体において一般的に用いられているものとして、クッションドラムやデルタクッションが挙げられる。これら強制制動体に関しては、時速 40km/h で車両を衝突させた衝突実験の結果が報告されている^{(20) - (24)}。である。クッションドラムの衝突実験では、自動車の質量中心の加速度を計測し、車両最大加速度から乗員への被害を評価し、安全性の確認がなされている⁽²³⁾。デルタクッションの衝突実験では、自動車がデルタクッションに衝突し、デルタクッション下部のシートの摩擦力と自動車のブレーキによる制動によって停止するまでの停止距離を測定し、安全性評価がなされている。デルタクッションの衝突実験による停止距離は 10m から 17m 程度となり、設置位置を工事箇所から 20m 以上離すことが報告されている^{(23), (24)}。しかし、工作物への衝突や作業領域への進入などの車両単独事故による死者率は依然として高く、より停止距離を短く、安全に自動車を停止させることが可能な強制制動体の開発が望まれている。

近年では、自動車用強制制動体として λ 型制動体が開発され、高速道路などの道路工事現場で用いられるようになってきた。 λ 型制動体は上記のデルタクッションと同様に路面との摩擦によって自動車を強制的に制動させる。デルタクッションでは車両を持ち上げず、シートの摩擦および自動車のブレーキによって制動させるが、 λ 型制動体では車両を持ち上げて制動させるため、 λ 型制動体下部の摩擦材に大きな摩擦力が作用し、より制動距離が短くなる。しかし、 λ 型制動体に関して理論的解析やその検証となる衝突実験の報告はされていない。第4章において、理論的解析より斜衝突挙動を適用した場合およびエネルギー保存則のみの場合における制動距離の導出を行った。本章では、模型衝突実験により制動挙動の把握や制動距離の測定を行い、理論解析結果との比較を行うとともに、実車でも理論解析より導出した制動距離が適用可能であるかの検証を行うことを目的とする。

本章における衝突実験では、 λ 型制動体および車両模型は相似則を基に作成した。模型衝突実験では、車両模型の異なる衝突速度、 λ 型制動体のアーム角度における制動挙動および制動距離を測定し、理論解析結果と比較、検証を行った。また実車実験データ⁽⁴⁷⁾を使用して理論解析結果とも比較検証を行った。

5-2 相似模型による衝突実験

5-2-1 相似則⁽⁴⁶⁾

本衝突実験において、模型実験と実車実験で現象を相似にするための相似条件を考える。実車と模型を幾何学的および物理量をすべて相似にできれば最適であるが、模型材料の選択が複雑となり模型実験が実現しにくくなる。そのため、二物体の衝突問題において支配的な物理法則である以下の2つから相似条件を決定する。相似則において使用する物理量はすべて代表値である。これは、ある特定のものを指すのではなく、現象に関係するすべての値を代表している。

(1) 衝突中の運動：衝突前後の物体の運動量 mv の変化は、反発係数 e と二物体間の摩擦係数 μ

によって一義的に決まる。

(2) 衝突後の運動：衝突後の運動は二物体が一体構造物で運動する場合（例えば図 5-1 に示す自動車とλ型制動体が一体構造物としての運動），一体構造物の慣性力 $F_i=ma$ と一体構造物と路面の摩擦力 $F_f=\mu mg$ で表すことができる．慣性力 F_i を速度 v ，長さ l ，時間 t で表すと式 (5-1) となる．

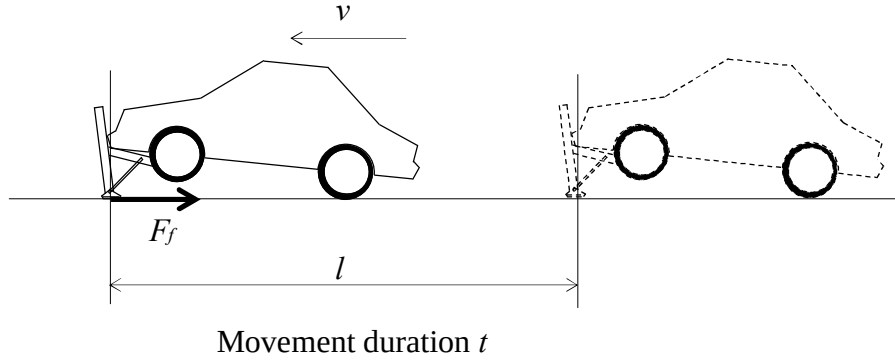


Fig. 5-1 Braking behavior

$$F_i = ma = m \frac{l}{t^2} = m \frac{v^2}{l} \quad (5-1)$$

ここでパイナンバーを考える．パイナンバーとして慣性力と摩擦力の比 F_i/F_f ，反発係数 e ，摩擦係数 μ がある．実物と模型に対して，現象に重要な関係を持つ物理量において，同種の物理量間の比である．パイナンバーでの相似の条件は，原型における慣性力と摩擦力の比 π_1 と模型における慣性力と摩擦力の比 π'_1 に関して， $\pi_1 = \pi'_1$ となれば相似模型の運動と原型の運動とが相似になり，相似則が成り立つ．また摩擦係数 μ は，原型の運動の摩擦係数と相似模型の運動の摩擦係数が同じとなるため $\mu = \mu_0$ となる．同様に反発係数も原型と模型で同じになるため $e = e_0$ となる．原型と模型に生じる重力加速度は地球上では一致するため $g = g_0$ である

慣性力と摩擦力の比，反発係数 e ，摩擦係数 μ のパイナンバーは Table 5-1 のように示される．

Table 5-1 Pie number of model and scale model

	Ratio of inertial force to frictional force	Coefficient of friction	Coefficient of restitution
Model	$\pi_1 = \frac{F_i}{F_f} = \frac{v^2}{\mu g l}$	$\pi_2 = \mu$	$\pi_3 = e$
Scale model	$\pi'_1 = \frac{F'_i}{F'_f} = \frac{v'^2}{\mu' g' l'}$	$\pi'_2 = \mu'$	$\pi'_3 = e'$

これらのパイナンバーは原型と模型で等しくなる．したがって原型と模型の速度 v の相似比は $\pi_1 = \pi'_1$ に $\pi_2 = \pi'_2$ ， $g = g_0$ を代入すると次式となる．

$$\frac{v}{v'} = \sqrt{\frac{l}{l'}} \quad (5-2)$$

表 5-1 および式 (5-2) を満たす相似模型を作成すればよいが，模型自動車の質量が相似則で規定されていない．模型の質量を決定するために，原型および模型に生じる接触荷重を相似にする． λ 型制動体下部に生じる摩擦力は摩擦材と路面との接触圧力の関数であることから⁽⁴⁶⁾，接触面に生じる荷重 F_s と接触圧力 p の関係は，面積が長さ l の二乗であるため次式となる．

$$F_s = pl^2 \quad (5-3)$$

パイナンバーとして接触荷重 F_s と重量 $F_g=mg$ の比において原型と模型で相似が成り立つ．原型と模型の接触荷重と重量の比であるパイナンバーはそれぞれ $\pi_s = F_s / F_g = mg / pl^2$ および $\pi'_s = F'_s / F'_g = m'g' / p'l'^2$ である．模型および原型に生じる接触圧力を一致させるため $p=p\hat{o}$ $g=g\hat{o}$ より質量と長さの相似比の関係は次式となる．

$$\frac{m}{m'} = \left(\frac{l}{l'}\right)^2 \quad (5-4)$$

式 (5-2)，(5-4) および質量比の関係より相似則の条件のまとめおよび本実験で用いる縮尺 1/10 の模型における条件を表 5-2 に示す．

Table 5-2 Similarity rule of main parameter

	Ratio of model to scale model	1/n scale model	1/10 scale model
Length	$\frac{l}{l'}$	$l' = \frac{1}{n}l$	$l' = 0.1l$
time	$\frac{t}{t'} = \sqrt{\frac{l}{l'}}$	$t' = \sqrt{\frac{1}{n}}t$	$t' = 0.316t$
Mass	$\frac{m}{m'} = \left(\frac{l}{l'}\right)^2$	$m' = \left(\frac{1}{n}\right)^2 m$	$w' = 0.01w$
Velocity	$\frac{v}{v'} = \sqrt{\frac{l}{l'}}$	$v' = \sqrt{\frac{1}{n}}v$	$v' = 0.316v$

5-2-2 λ 型制動体および自動車の簡易模型

衝突実験で用いた λ 型制動体の簡易模型の概略図とその主要寸法を図 5-2 (a)，(b)，(c) に示す．簡易模型の作成において，5-2-1 項で述べた相似則を用いて，寸法は実物の 1/10，質量は 1/100 とした． λ 型制動体（質量 0.13 kg）にはステンレス部材を使用し，路面との接触部には摩擦部材として

天然ゴムを用いた． λ 型制動体の制動挙動を容易に理解，把握するために，模型は実物と比較して簡易な構造とした．防護板下部を円弧状にして摩擦部材を直接接着し，各部材の結合はネジ止めとした． λ 型形状（アーム角度の違い）が制動特性に与える影響を調べるため，実物のアーム角度 27° （図 5-2（a））を基準とし， $\theta=22^\circ$ （図 5-2（b））， 32° （図 5-2（c））の計 3 種類の λ 型制動体を作製した．その際，アームと防護板の結合部の高さ h は一定としたため，アーム角度 θ によりアームの長さは変化する．

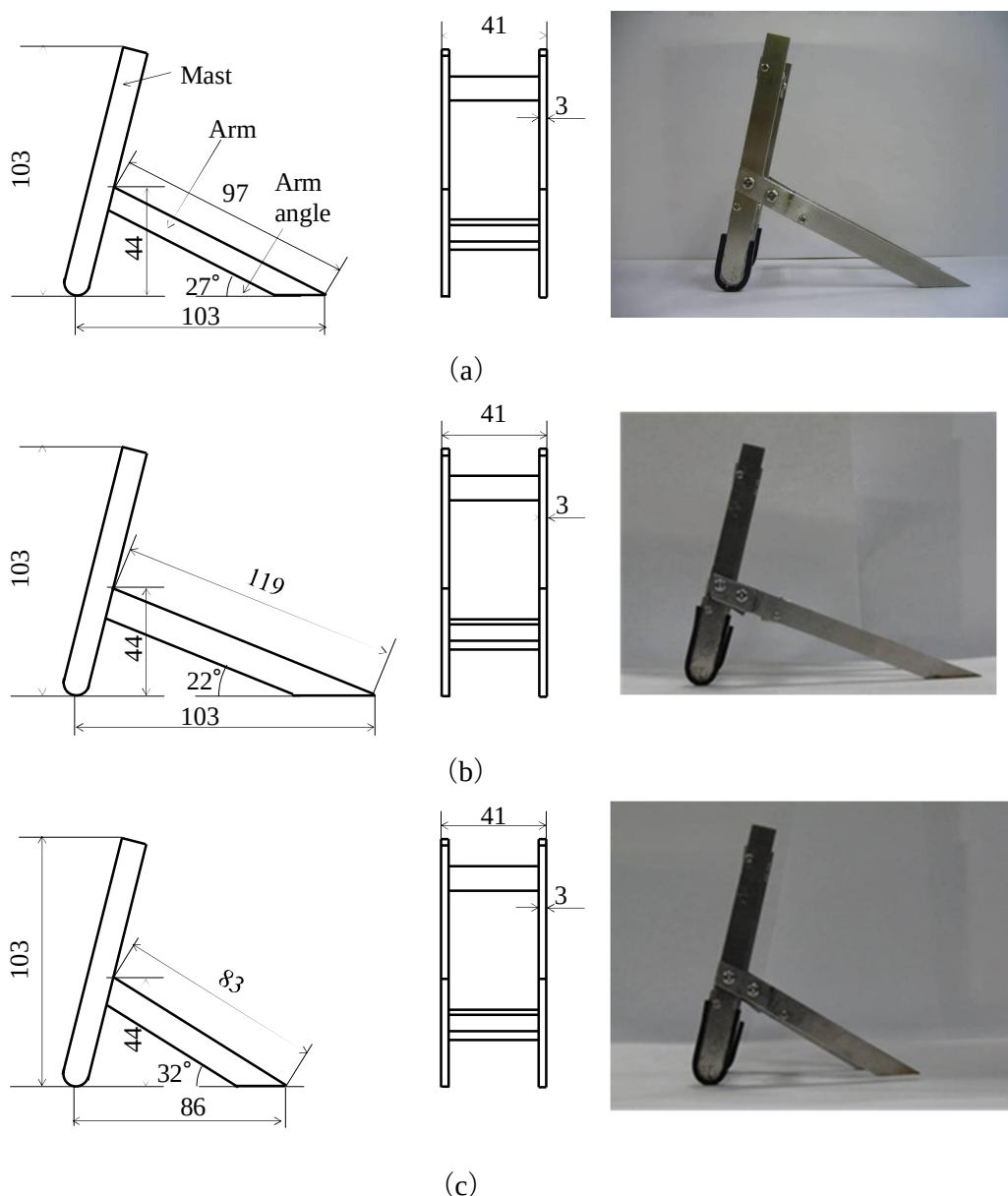


Fig. 5-2 Simple model of the enforcement device of lambda type

次に，自動車の簡易模型の概略図および主要寸法を図 5-3 に示す．本研究では実自動車として軽自動車の寸法，質量を想定した．一般に市販されている軽自動車の質量は 850kg 前後であり，軽自動車の寸法は道路運送車両法施行規則⁽⁴⁸⁾より長さ 3.4 m，幅，1.48 m，高さ 2 m 以内として規格が決

められている。λ型制動体と同様に、図 5-3 で示す寸法で質量 8.5 kg（模型単体：1.8 kg，積載用おもり：6.7 kg）の自動車模型を木材で作製した。自動車模型がアームに衝突した際ピッチ軸まわりの回転運動を伴う。理論解析においてアーム接触終了時の角速度の導出では、ピッチ軸まわりの慣性モーメントが必要であるため、模型単体および積載用おもりのそれぞれの慣性モーメントを導出後、平衡軸の定理から模型の質量中心まわりの慣性モーメントを求めた。その結果、自動車模型のピッチ軸まわりの慣性モーメントは 0.039m^2 である。また自動車模型の前方部にアルミ板を設置し実現象と同様に、自動車とλ型制動体が金属接触になるようにした。

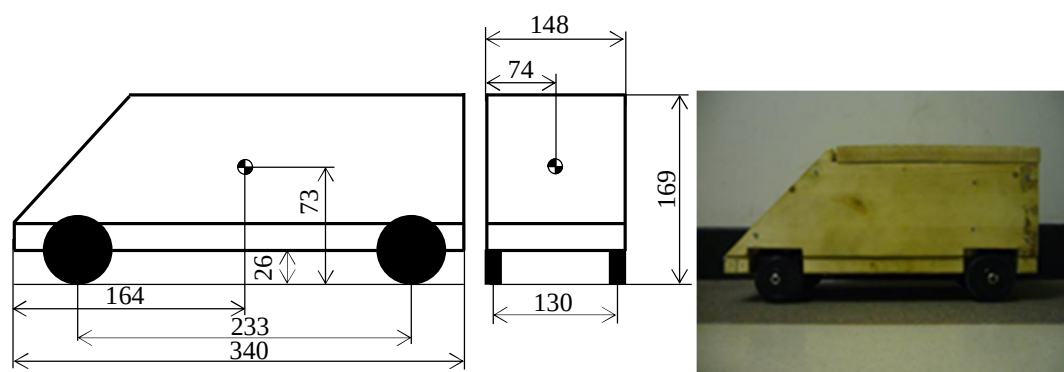


Fig. 5-3 Simple model of the vehicle

5-2-3 実験装置

λ型制動体および自動車の簡易模型による衝突実験により、λ型制動体のアーム角度 θ および自動車衝突速度が制動挙動、制動距離に及ぼす影響を検討、評価し理論との比較を行う。作製した簡易模型の制動距離や挙動を把握、評価するために、図 5-4 に示す実験装置を用いて衝突実験を行った。λ型制動体はコンクリート路面上に設置し、傾斜角度 38° の斜面を利用し自動車に速度を与え衝突させた。コンクリート路面と斜面の接地点は自動車が滑らかに進入できるように円弧状の金属板で接続した。前述したように、アーム角度によりアーム長さが変化するため、λ型制動体と自動車の衝突位置を基準にし、斜面接地点から 400 mm の場所にλ型制動体を設置した。自動車模型の設置高さ D を変えることで衝突速度を変化させた。制動体の挙動はハイスピードカメラを用いて撮影速度 1200 fps で撮影した。衝突速度は車両模型の衝突直前の移動距離とそのフレーム数より算出した。実験条件として、アーム角度 θ が 22° 、 27° 、 32° の3種類のλ型制動体を使用し、各λ型制動体に対して自動車速度 $V_0=1.6\text{ m/s}$ 、 2.0 m/s 、 2.4 m/s 、 2.8 m/s で衝突実験を実施した。異なるアーム角度、衝突速度において制動挙動、制動距離の比較を行った。

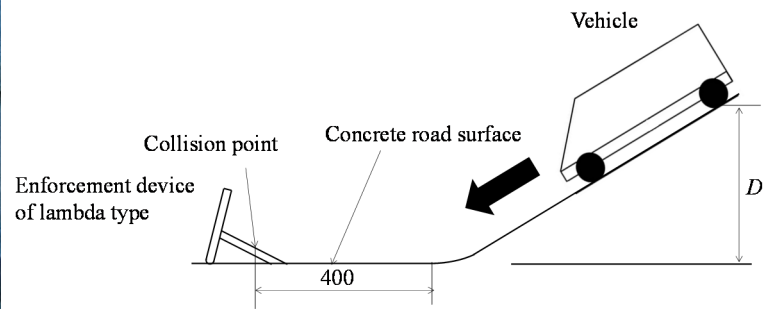


Fig. 5-4 Experimental apparatus

5-3 実験結果および考察

5-3-1 異なる衝突速度における衝突実験

衝突実験における制動挙動の一例として、図 5-5 に衝突速度 $V_0=1.6\text{m/s}$ 、 λ 型制動体のアーム角度 $\theta=27^\circ$ の場合の停止過程を示す。写真の上部から衝突瞬間 ($t=0\text{s}$)、 λ 型制動体の回転運動 ($t=35\text{ms}$)、制動中 ($t=200\text{ms}$)、停止時 ($t=412\text{ms}$) の様子である。自動車は λ 型制動体のアームに接触し、アームを滑り上がる。その後自動車は防護板に衝突し自動車前方部を持ち上げる。自動車前方を持ち上げたまま制動し、自動車速度を減速させながら最終的に停止する。衝突実験において、第 1 章の図 1-4 で示した実際の λ 型制動体の制動挙動と同様の動作を再現できた。

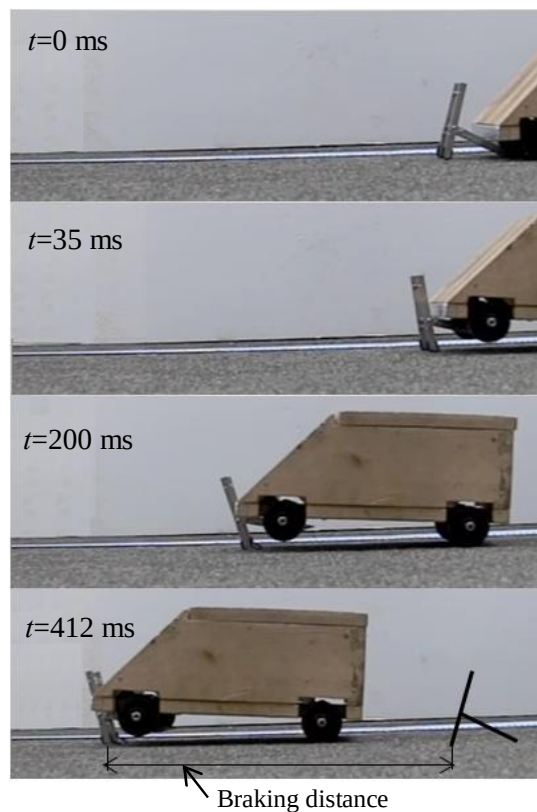


Fig. 5-5 Braking history of the vehicle and the enforcement device with arm angle $\theta=27^\circ$ and collision velocity $V_0=1.6\text{ m/s}$

表 5-3 から表 5-5 および図 5-6 から図 5-8 に各アーム角度における衝突速度と制動距離の関係を示す。表中には実験結果および斜衝突挙動を適用した場合とエネルギー保存則のみの理論値、実験値との誤差を示す。図中の衝突実験結果は各衝突速度における制動距離とその平均値をそれぞれ○と×の記号を用いて示す。また、実線が第 4 章の斜衝突挙動を適用した場合の制動距離（式（4-23））であり、破線がエネルギー保存則のみの場合の制動距離（式（4-24））である。理論計算において、反発係数は 1 とし、実線および破線における自動車と λ 型制動体との摩擦係数、路面と λ 型制動体の摩擦係数は、それぞれ 0.2 および 0.7 とした。これらの摩擦係数は使用した部材の一方を引張って移動させる摩擦実験より求めた。また、理論の適用範囲としての比較、確認のために、第 4 章において制動距離に各摩擦係数が最も影響することを示しており、その上下限を用いて制動距離の範囲を表す。各摩擦係数の上下限値は、表面粗さなどの接触条件から、自動車と λ 型制動体は金属間接触のため、自動車と λ 型制動体との摩擦係数は 0.2 から 0.6 の範囲であり⁽⁴⁹⁾、 λ 型制動体と路面との摩擦はゴムとアスファルト間の摩擦係数から 0.5 から 1.4 の範囲となる^{(50), (51)}。各摩擦係数の上下限値を式（4-23）に代入し、理論的に算出した制動距離の上限値を一点鎖線、下限値を二点鎖線で図中に制動距離範囲を示した。

Table 5-3 Experimental results of the braking distance (case of arm angle $\theta=22^\circ$)

Number	Braking distance(m)			
	Collision velocity 1.6m/s	Collision velocity 2.0m/s	Collision velocity 2.4m/s	Collision velocity 2.8m/s
1	0.37	0.68	1.02	1.34
2	0.33	0.62	0.98	1.25
3	0.36	0.68	0.90	1.22
4	0.40	0.63	0.91	1.19
5	0.44	0.62	0.93	1.14
6	0.42	0.62	0.84	1.14
7	0.34	0.71	0.99	1.34
8	0.31	0.59	1.04	1.27
9	0.43	0.60	0.95	1.16
10	0.47	0.74	1.00	1.11
Average	0.39	0.65	0.96	1.21
Theoretical result (oblique collision)	0.39	0.61	0.89	1.21
Error	0	7%	8%	0
Theoretical result (energy low)	0.42	0.67	0.96	1.31
Error	-7%	-3%	0	-8%

Table 5-4 Experimental results of the braking distance (case of arm angle $\theta=27^\circ$)

	Braking distance(m)			
Number	Collision velocity 1.6m/s	Collision velocity 2.0m/s	Collision velocity 2.4m/s	Collision velocity 2.8m/s
1	0.39	0.61	0.94	1.26
2	0.40	0.61	1.01	1.11
3	0.39	0.60	0.90	1.19
4	0.39	0.60	0.97	1.19
5	0.38	0.66	1.06	1.15
6	0.35	0.68	0.94	1.12
7	0.37	0.64	1.10	1.17
8	0.37	0.70	1.11	1.31
9	0.40	0.74	0.83	1.11
10	0.40	0.59	0.90	1.16
Average	0.39	0.64	0.98	1.18
Theoretical result (oblique collision)	0.38	0.59	0.86	1.18
Error	3%	8%	14%	0
Theoretical result (energy low)	0.43	0.67	0.97	1.32
Error	-9%	-4%	1%	-11%

Table 5-5 Experimental results of the braking distance (case of arm angle $\theta=32^\circ$)

	Braking distance(m)			
Number	Collision velocity 1.6m/s	Collision velocity 2.0m/s	Collision velocity 2.4m/s	Collision velocity 2.8m/s
1	0.46	0.63	1.04	1.10
2	0.46	0.65	1.04	1.26
3	0.39	0.61	0.89	1.13
4	0.34	0.67	0.94	1.21
5	0.49	0.65	0.89	1.03
6	0.49	0.67	0.85	0.99
7	0.44	0.60	0.78	1.10
8	0.34	0.61	0.88	0.97
9	0.41	0.65	0.85	1.27
10	0.32	0.67	0.98	1.32
Average	0.41	0.64	0.91	1.14
Theoretical result (oblique collision)	0.36	0.57	0.82	1.12
Error	14%	12%	10%	2%
Theoretical result (energy low)	0.43	0.67	0.97	1.32
Error	-5%	-4%	-6%	-14%

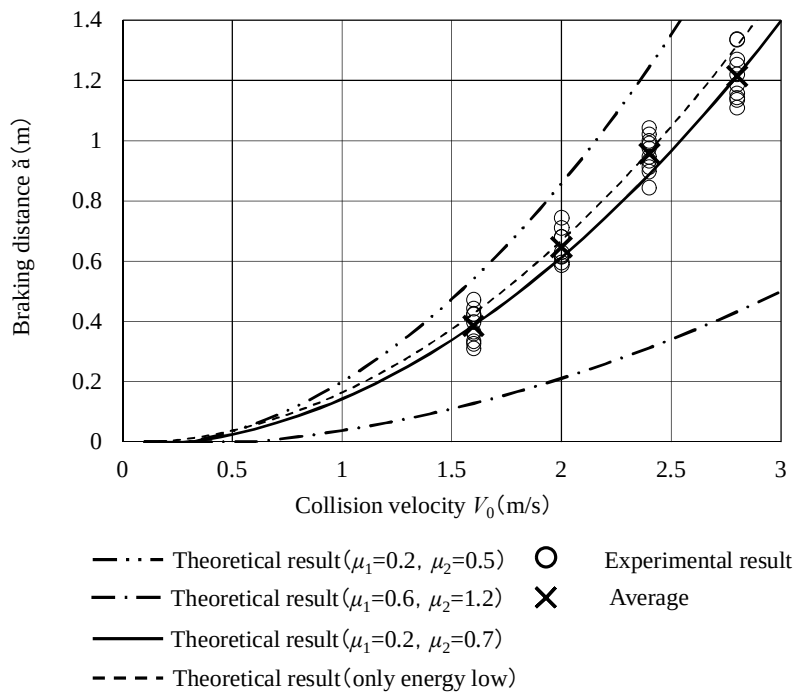


Fig. 5-6 Dependence of braking distance on collision velocity ($\theta=22^\circ$)

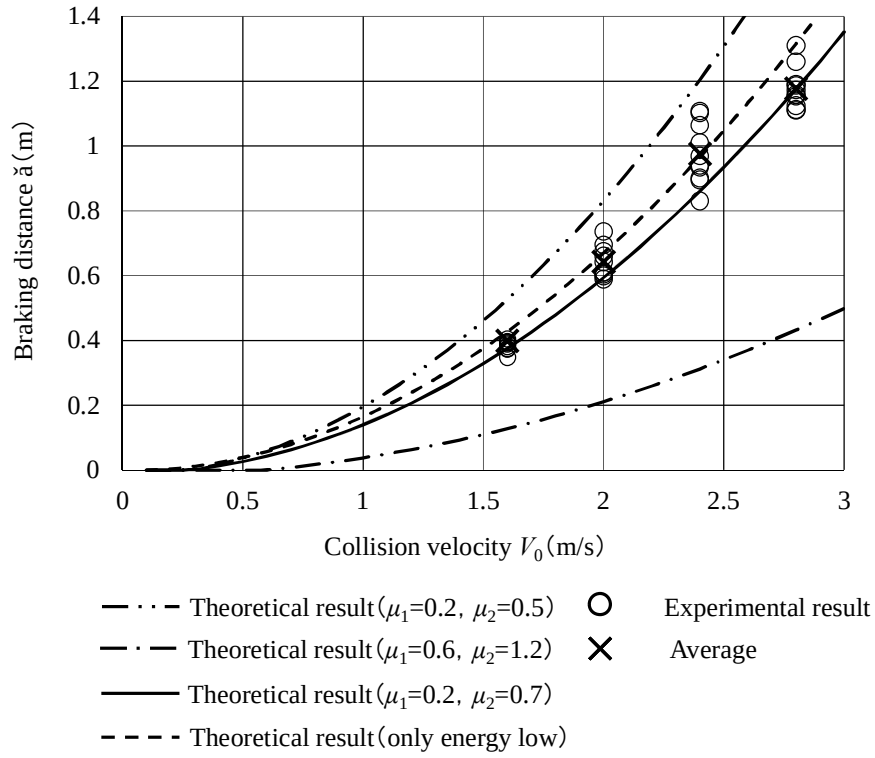


Fig. 5-7 Dependence of braking distance on collision velocity ($\theta=27^\circ$)

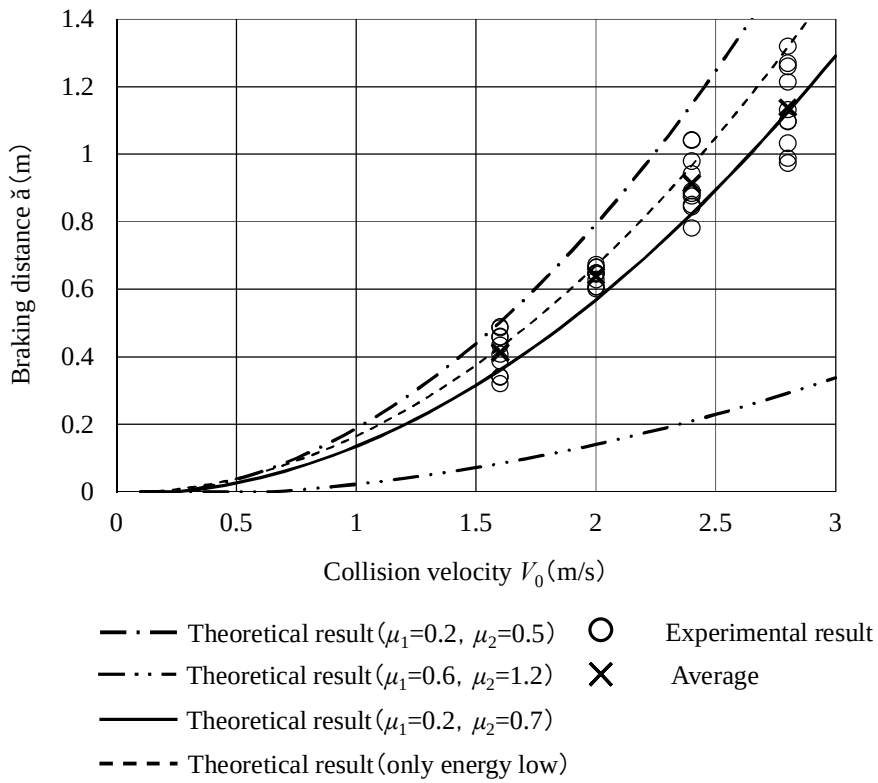


Fig. 5-8 Dependence of braking distance on collision velocity ($\theta=32^\circ$)

各実験結果より、すべてのアーム角度において衝突速度が速くなるにつれ制動距離が長くなる。衝突速度は制動距離に大きく影響を及ぼすことが明らかとなった。これは、衝突速度が大きくなるのに伴い運動エネルギーが大きくなり、運動エネルギーを摩擦によるエネルギーに変換することで制動させるため制動距離が長くなる。

各摩擦係数の上下限値を用いて、斜衝突挙動を適用した場合の理論制動距離範囲を一点鎖線および二点鎖線で示している。理論解析より算出した制動距離範囲と実験結果の制動距離を比較すると、理論値の範囲内に全ての実験結果が入っている。このことから理論解析の検証、有効性が確認できた。自動車とλ型制動体間の摩擦係数およびλ型制動体下部の摩擦材と路面間の摩擦係数において、対象部材間の実測値がわかれば、理論制動距離値が算出でき、推定が可能となる。また、一般的に用いられる摩擦係数の下限値を用いることで安全側に制動距離を理論的に推定することができるといえる。

各実験結果の平均値と斜衝突挙動を適用した場合（実線）およびエネルギー保存則のみの場合（破線）の理論制動距離を比較すると、おおよそ一致しているものの、衝突速度の上昇に伴い差が大きくなる傾向を示した。図 5-9 に示すように、自動車がλ型制動体に衝突すると、アームを滑り上がり防護板に衝突し、一体化するまでにλ型制動体が移動している（以下滑り移動距離とする）ため、衝突速度が速くなると、この滑り移動距離が長くなる。理論解析において、アーム滑り上がり時における滑り移動距離は無いものと仮定したため、実験値と差が生じたと考えられる。また、図 5-10 に示すように、自動車がアームを滑り移動後、防護板に衝突し、さらに防護板をも滑りあがる現象が生じ、アーム先端部が自動車に接触し、アームと防護板の結合部に変形が生じる場合がみられた。アーム先端に荷重が作用することにより大きなモーメントが結合部に作用し、変形やアーム角度などに影響を与えたと考えられる。衝突速度が最も速い 2.8 m/s において、斜衝突挙動を適用した理論値との差が他の衝突速度と比べて小さくなっているのは、滑り移動距離があるものの、上述した防護板をも滑り上がる挙動によって制動距離が短くなっているためであると考ええる。λ型制動体への自動車の乗り上げ方や、防護板とアームの結合構造（自動車持ち上げ後のアーム角度変化（折りたたみ）によるエネルギー吸収）も制動性能に関係してくる。そのため、この現象を考慮し制動性能の向上および機構最適化のためにも検討を進めていく必要がある。

以上より、両理論とも実験結果の平均値とおおよそ一致しており、実測された摩擦係数を用いることで、理論的に制動距離の推定が可能である。そのため、両理論ともに衝突速度変化に対して有効な手段であるといえる。今後、制動距離の検討を進めていく上で、滑り移動距離を考慮すると長く算出されることが予想される。エネルギー保存則のみの理論式では実験値との誤差が大きくなるので、斜衝突挙動を適用した場合の有効性がより顕著に表れるものと考えられる。

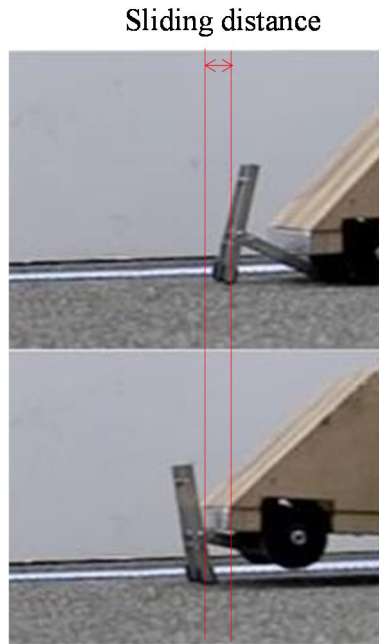
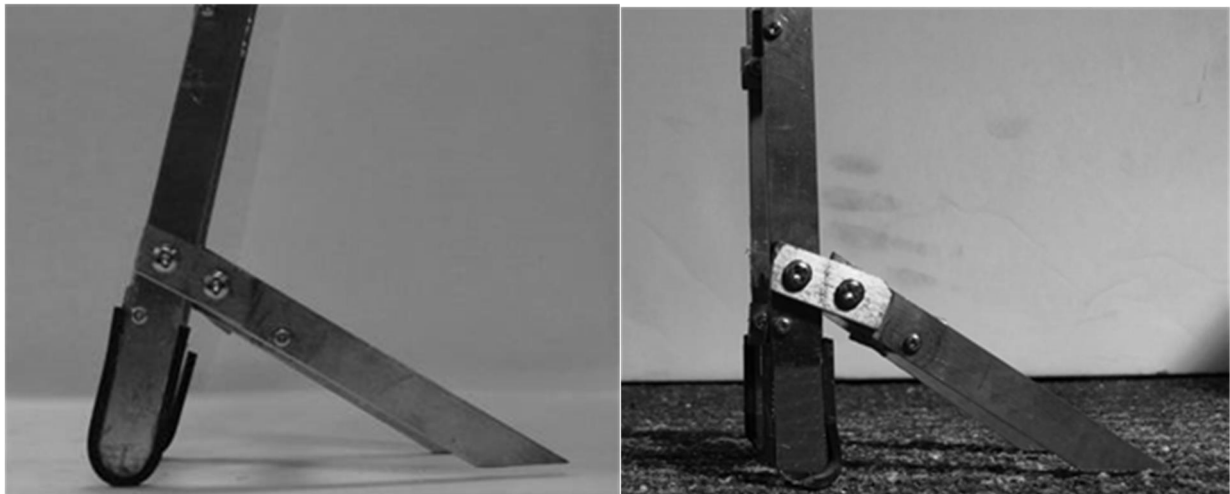


Fig. 5-9 Behavior of vehicle and enforcement device sliding over the arm and collided with mast



(a) before collision test

(b) after collision test

Fig. 5-10 The enforcement device before and after collision test

5-3-2 異なるアーム角度における衝突実験

図 5-11 から図 5-14 に各衝突速度における λ 型制動体のアーム角度 θ と制動距離の関係を示す。図中の $\circ$ および $\times$ は実験結果とその平均値であり，実線は斜衝突挙動を適用した場合の制動距離（式（4-23）），破線がエネルギー保存則のみの場合の制動距離（式（4-24））である。ここで，反発係数は 1 とし，自動車と λ 型制動体との摩擦係数，路面と λ 型制動体の摩擦係数は，それぞれ 0.2 および 0.7 とした。また，各摩擦係数の上下限值による制動距離の比較，検証を行うために，前項と同条件で理論的な制動距離の下限値および上限値をそれぞれ一点鎖線および二点鎖線で示した。

図 5-11 から図 5-14 に示すように，実験結果のばらつきはあるものの，衝突実験により計測された

各アーム角度における制動距離の平均値は、アーム角度が大きくなるのに伴い制動距離が減少している。アーム角度は制動距離に影響を与えることが明らかとなった。

各摩擦係数の上下限值を用いて理論解析より算出した制動距離と実験結果の制動距離を比較すると、前項と同様に一点鎖線と二点鎖線に囲まれる範囲内に全ての実験結果が入っている。したがって、アーム角度変化に対しても各摩擦係数の下限値を用いることで安全側に制動距離を理論的に推定することが可能である。

各実験結果の制動距離の平均値と、実測した摩擦係数を用いて斜衝突挙動を適用した場合（実線）およびエネルギー保存則のみの場合（破線）で導出した制動距離を比較すると、全てのアーム角度においておおそ一致した。衝突速度が遅い 1.6m/s および 2.0m/s では、斜衝突挙動を適用した場合とエネルギー保存則のみの制動距離に大きな違いが見られない。衝突速度が比較的速い 2.4m/s および 2.8m/s では、エネルギー保存則のみの制動距離は一定となるが、斜衝突挙動を適用した場合の制動距離は、アーム角度増加に対して制動距離が短くなり、実験で得られた実際の現象と同様の傾向を示している。図 5-14 で示すようにアーム角度 32° において実験結果の再現性が最も低い。アーム角度 32° の実験では図 5-15 で示すように防護板衝突後に、自動車が防護板上を滑り上がる現象が生じた。この防護板乗り上げにより自動車速度が低下するとともに自動車の重心がλ型制動体に近くなる。防護板下部接地点に作用する荷重が増加し、摩擦力が大きくなったため制動距離が短くなったと考える。理論ではアーム角度が変化しても同様な制動挙動を示すと考えているが、アーム角度によってλ型制動体の制動挙動が変化し、制動挙動に影響を及ぼす可能性があるといえる。そのため、本実験よりλ型制動体の制動挙動を満足するという点ではアーム角度 32° は適していないと考えられる。今後の機構の最適化として防護板乗り上げ構造を検討する必要がある。

以上から、両理論ともに制動距離を推定可能であり、斜衝突挙動を適用することでアーム角度の上昇に伴い制動距離が短くなり、実験結果と同様の傾向が見られた。そのため、アーム角度変化に対して斜衝突挙動を適用することの有効性が示された。

以上から模型における最適なアーム角度を考えると、制動距離が最も短くなるアーム角度は 32° であったが、実車とは異なる制動挙動を示し、さらに図 5-15 に示す防護板乗り上げが生じたことを考えると、λ型制動体に対して大きな負荷がかかり破壊する危険性があるといえる。そのため、本研究で作成した模型において最も適切なアーム角度は 27° である。

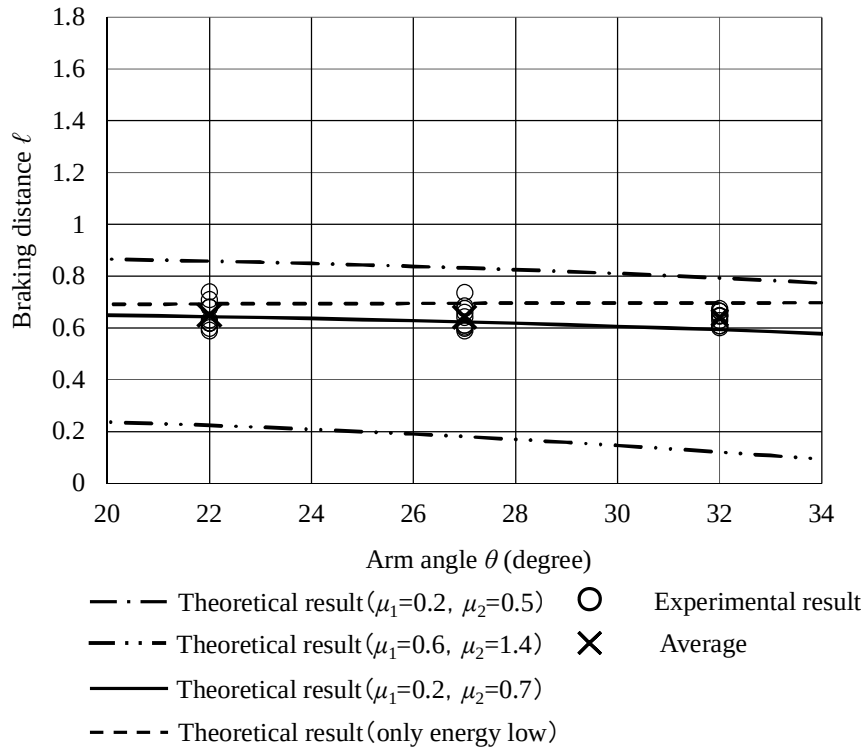


Fig. 5-11 Dependence of braking distance on arm angle ($V_0=1.6\text{m/s}$)

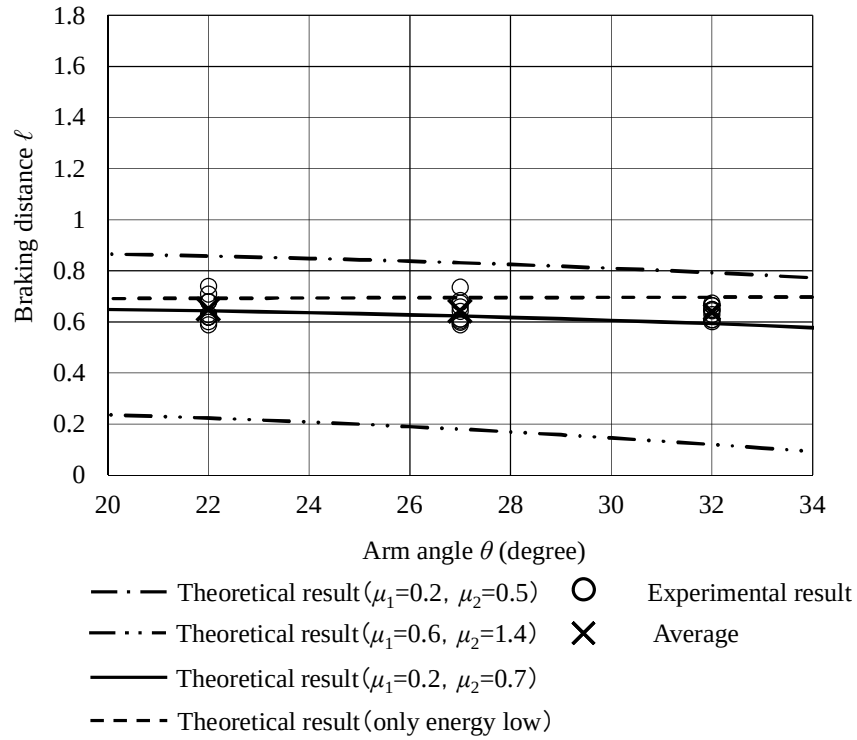


Fig. 5-12 Dependence of braking distance on arm angle ($V_0=2.0\text{m/s}$)

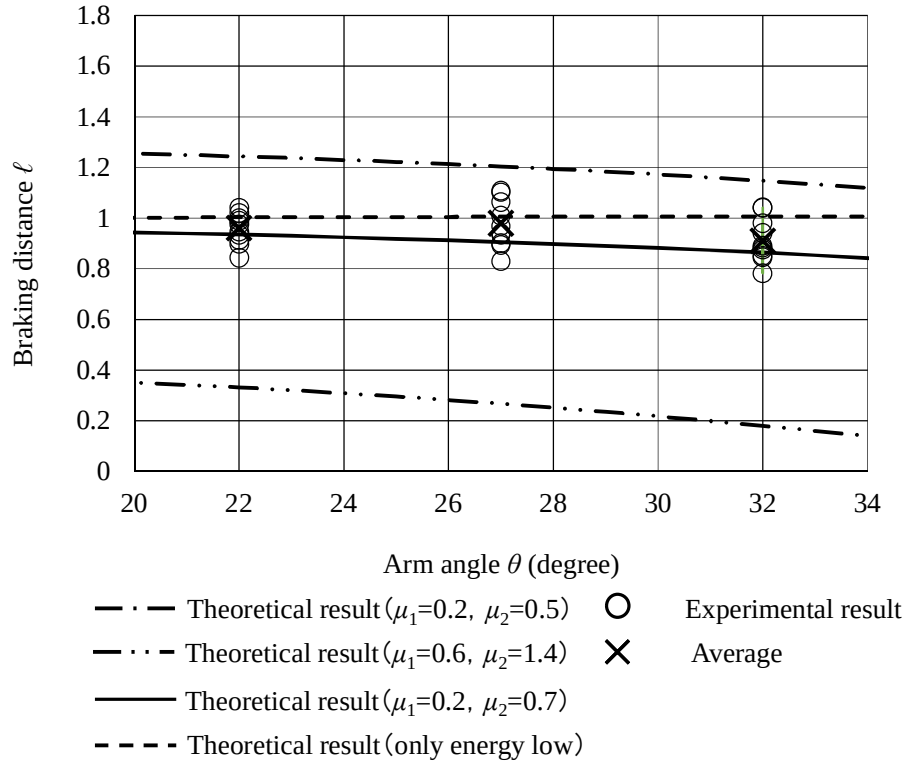


Fig. 5-13 Dependence of braking distance on arm angle ($V_0=2.4\text{m/s}$)

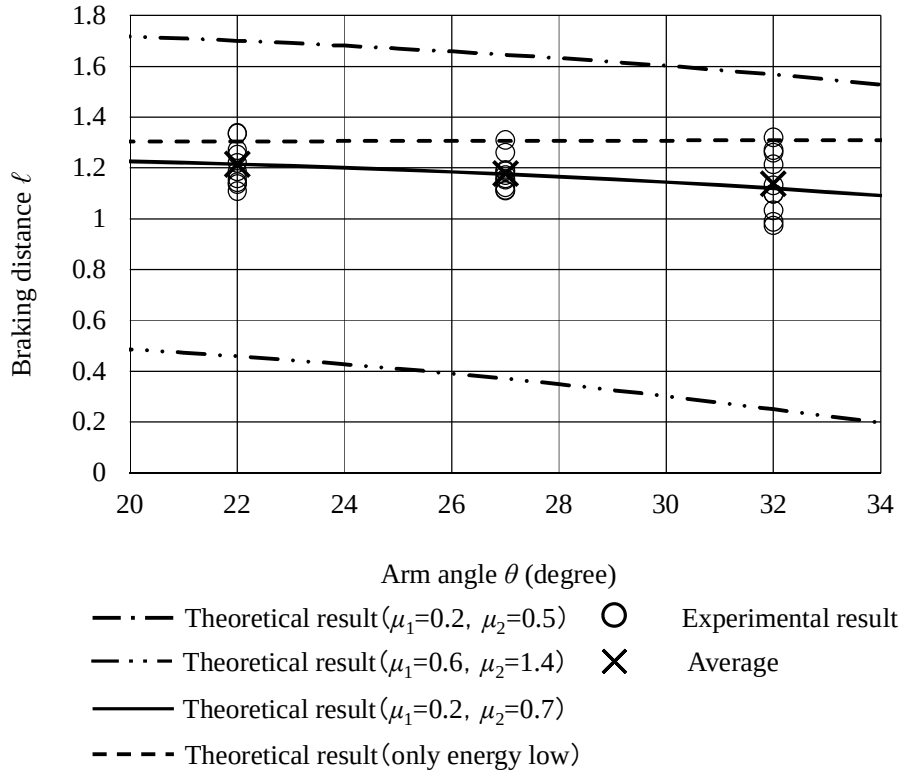


Fig. 5-14 Dependence of braking distance on arm angle ($V_0=2.8\text{m/s}$)



Fig. 5-15 Stopping condition of vehicle and enforcement device

5-4 実車実験と理論解析結果の比較

前節において模型実験による検証から理論より制動距離の推定が可能であることを示した。また、実際の値よりも理論値のほうが長ければ、設計において安全側に推定されるといえる。模型実験と同様に実車実験の結果とも理論値との比較を試みる。図 5-16 および図 5-17 に実車実験で使用された普通自動車およびλ型制動体のモデルを示す。表 5-6 に使用した車両である普通自動車（トヨタ自動車株式会社製マークⅡ）とλ型制動体の諸元を示す。表 5-7 に実車実験より測定された制動距離を示す⁽⁴⁷⁾。各実車実験結果は実験実施日における最短停止距離を示している。図 5-18 に実車実験における衝突速度と制動距離の関係を示す。図中の○が実車実験による制動距離を表し、破線および実線が斜衝突挙動を適用した場合の理論式より得られる制動距離の上下限界を示す。5-3-1 項と堂条件で理論的な制動距離の下限値および上限値をそれぞれ一点鎖線および二点鎖線で示した。実車実験においても模型実験と同様に衝突速度の二乗に比例して制動距離が大きくなることがわかる。

斜衝突挙動を適用した理論の制動距離と比較すると、実験結果が非常に少ないが、各摩擦係数の上下限を使った制動距離範囲内におおよそ実験結果がおさまっている。このことから実車においても理論により制動距離の推定が可能であるといえる。また、各摩擦係数の上限値を使用した制動距離の最短予測値と実験結果はほぼ一致した。最高性能の実験値と最短予測値が一致していることから、各摩擦係数の下限値を用いて推定を行うことにより、安全側での設計指針になると考えられる。



Fig. 5-16 Full-scale car used vehicle experiment
(toyota Mark-II)



Fig.5-17 Enforcement device of lambda type

Table 5-6 Specifications of full-scale car and α -type enforcement device

Full-scale car		α -type enforcement device	
Mass m_1 (kg)	1510	Mass m_2 (kg)	13
Inertia I (kgm ²)	3060	Height of connection parts of the arm and the mast h (m)	0.44
Inclined initial angle γ (degree)	7.8	Arm angle θ (degree)	27
Horizontal distance from center of mass of the car to rear wheels b (m)	1.5	Coefficient of restitution	1
Horizontal distance from the car front edge to rear wheels L (m)	3.6		
Distance from the ground to the car and the arm R (m)	0.24		
Height from the car body bottom to center of the mass of car K (m)	0.35		

Table 5-7 Experimental results of braking distance (case of full-scale car)

Collision velocity (m/s)	Shortest braking distance (m)
11	3.6
14	8.6
	7.6
	8.3
17	11.8
	11
	11
	12
	12
	10.5

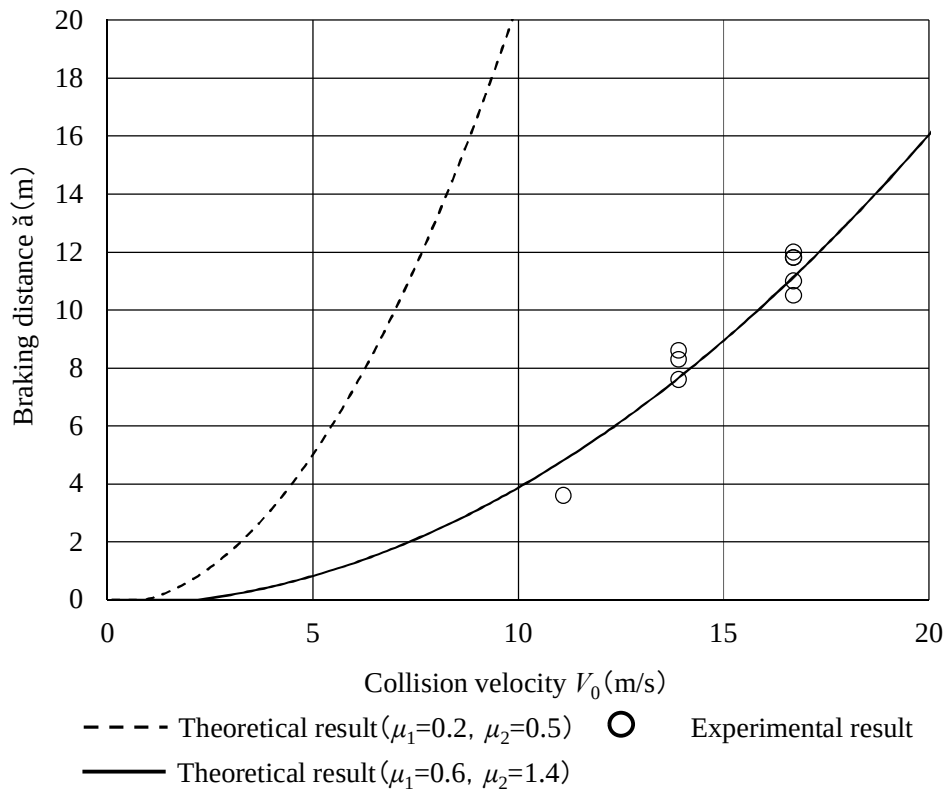


Fig. 5-18 Dependence of braking distance on collision velocity (case of full-scale car)

5-5 結言

本章では、模型衝突実験の実施および実車実験結果を用いることにより、 λ 型制動体の制動挙動および制動距離を検証した。その結果、模型実験では実際の λ 型制動体と同様の制動挙動が確認され、模型でも正しく実験が実施できた。各摩擦係数の上下限值を用いて算出した制動距離の範囲内に実験結果による制動距離が入った。したがって各摩擦係数の下限値で算出した制動距離から安全側で制動距離を推定できる。斜衝突挙動を適用した理論制動距離は実験結果とおおよそ一致した。そのため本衝突実験で用いた衝突速度およびアーム角度の範囲内では制動距離の推定が可能であり、斜衝突挙動を適用する有用性を確認できた。さらに、衝突実験で用いた λ 型制動体の最適なアーム角度が 27° であることを特定した。

実車実験結果と理論式との比較では、 λ 型制動体のアームと自動車前部の摩擦係数および λ 型制動体の摩擦材と路面の摩擦係数を一般的に用いられる最大の値 0.6 および 1.4 を理論計算に使用することで制動距離は一致した。実車実験でも下限値の各摩擦係数の値より算出した制動距離によって安全側で制動距離が推定可能である。

第 6 章 結論

本章では、これまでの各章より得られた結論についてまとめる。

第 1 章は序論である。この章では、本研究の背景、従来の研究、問題点、目的および本論文の構成に関して述べた。

本研究の目的として、ラムダ型自動車用強制制動体の形状の最適化、制動特性を明らかにするために、自動車が衝突した際の λ 型制動体制動挙動および停止距離に関して、基礎的な理論を構築し各種検証実験を行い、 λ 型制動体の特性評価を行うことである。

第 2 章では、二物体の斜衝突挙動解析について述べた。壁面に斜衝突する部材の接触中挙動において、不滑状態から滑状態へ遷移する入射角である遷移臨界角を導出することを目的とした。遷移臨界角は、壁面と部材の摩擦係数、反発係数、部材の慣性特性、初期入射角、初期傾斜角に依存することを明らかにした。

遷移臨界角の数値計算として、共線衝突、偏心衝突の二つの衝突形態に分け解析を行い、摩擦係数および反発係数に対する影響を調べた。衝突部材として共線衝突の場合では円板、偏心衝突の場合は円柱棒を用いた。その結果、遷移臨界角は共線および偏心衝突のどちらの場合でも、反発係数よりも摩擦係数の方が大きく影響することがわかった。また反発係数に対しては、衝突形態によって影響する割合が異なり、共線衝突である円板のほうが偏心衝突である円柱棒より大きく影響することがわかった。

第 3 章では、単純形状の部材の壁面斜衝突実験について述べた。本章では、実験的に滑り挙動の遷移点である遷移臨界角を明らかにし、第 2 章で導出した理論を検証することを目的とした。衝突実験では衝突形態を共線衝突および偏心衝突に分けた。本実験では、第 2 章で導出した遷移臨界角の影響因子である摩擦係数および初期入射角を変えた場合と、影響因子ではないが、剛体衝突理論の適用範囲を明らかにするために衝突速度、試験体材質を変えた場合の実験を実施した。そして理論式から算出した遷移臨界角と実験結果を比較し、理論解析の有効性を検討および評価した。

共線衝突実験では、遷移臨界角の影響因子である初期入射角、摩擦係数、影響因子ではない入射速度、材質を変化させた。その結果、影響因子である初期入射角に対して 27° から 45° の範囲、摩擦係数に関しては 0.2 から 0.3 の範囲で、理論式より得た遷移臨界角はおおよそ一致し、理論的に遷移臨界角を推定可能である。また影響因子ではないが、入射速度および材質を変化させた場合、入射速度 2.8m/s から 5.7m/s で弾性体においても理論式より得た遷移臨界角を適用できることを示した。

偏心衝突実験では、影響因子である摩擦係数に対して、摩擦係数 0.2 において実験結果と理論式より得られた遷移臨界角はほぼ一致し、理論的に遷移臨界角を推定可能である。遷移臨界角は入射速度によらず一定であり、またアルミニウム合金において実験結果と理論解析結果はおおよそ一致した。そのため、入射速度 10m/s から 20m/s の範囲で弾性体の場合でも理論式が適用できることを明らかにした。

第 2 章で導出した遷移臨界角や斜衝突挙動は、適用範囲の検討が必要であるものの、実験検証により実現象に適用可能であることを示した。

第 4 章では、自動車が入型制動体に衝突した場合の制動距離の理論的導出について述べた。制動特性の把握およびアーム角度の最適化を行うために、制動距離および入型制動体のアーム角度範囲を導出することを目的とした。自動車がアームに衝突した際の自動車挙動に関し、第 2 章で述べた斜衝突理論を適用し、自動車が入型制動体のアームを滑り上がる限界のアーム角度（遷移臨界アーム角度）を導出した。遷移臨界アーム角度の影響因子として自動車の慣性特性、接触部の摩擦係数、反発係数、初期入射角であることを示した。数値計算として遷移臨界アーム角度に対して接触部の摩擦係数の影響を調査した結果、摩擦係数の上昇に伴い遷移臨界アーム角度は減少し、入型制動体が機能を有するのに有効なアーム角度範囲が小さくなることがわかった。

入型制動体による自動車の制動距離について、アームに衝突した際の自動車挙動に斜衝突挙動を適用し、その後の運動をエネルギー保存則により導出した。またエネルギー保存則のみでも導出し、二つの方法から比較、検討した。その結果、両者とも制動距離は、入型制動体の質量、摩擦材と路面との摩擦係数、自動車と入型制動体の摩擦係数、アーム角度に依存することを明らかにした。

数値計算として、衝突速度、入型制動体の摩擦材と路面との摩擦係数、自動車と入型制動体の摩擦係数、アーム角度に対してそれぞれのパラメータが制動距離へ与える影響を求めた。その結果、制動距離は衝突速度の二乗に比例して増加し、アーム角度や各摩擦係数の上昇に伴い減少することが分かった。また、斜衝突挙動を適用した場合には全ての場合においてエネルギー保存則のみの場合より制動距離が短くなった。衝突速度を一定とした場合、アーム角度に対しては遷移臨界アーム角度 63° において制動距離が最も短くなる。各摩擦係数を変化させた場合の制動距離を比較すると、入型制動体下部の摩擦材と路面との摩擦係数のほうが制動距離への影響が大きいことがわかった。

第 5 章は、入型制動体と自動車の模型衝突実験について述べた。第 4 章で導出した制動距離について自動車模型および入型制動体模型を用いて実験的検証を行った。両模型は相似則を基に寸法および質量を決定し、異なる衝突速度および異なるアーム角度の 2 種類の衝突実験を実施した。異なる衝突速度による衝突実験では斜面上部に自動車模型を設置し、位置エネルギーを利用して衝突速度を変化させた。異なるアーム角度による衝突実験では実際の入型制動体のアーム角度を基準とし、 $\pm 5^\circ$ のアーム角度を用いた。

模型実験では実際の入型制動体と同様の制動挙動が確認され、実現象に近い模型実験が実施できた。各摩擦係数の上下限值を用いて算出した制動距離の範囲内に実験結果による制動距離が収まった。したがって各摩擦係数の下限値で算出した制動距離から安全側で制動距離を推定できる。斜衝突挙動を適用した理論制動距離は実験結果とおおよそ一致した。そのため本衝突実験で用いた衝突速度およびアーム角度の範囲内では制動距離の推定が可能であり、斜衝突挙動を適用する有用性を確認できた。さらに、衝突実験で用いた入型制動体の最適なアーム角度が 27° であることを特定した。

実車実験結果と理論式との比較では、入型制動体のアームと自動車前部の摩擦係数および入型制動体の摩擦材と路面の摩擦係数を一般的に用いられる最大の値 0.6 および 1.4 を理論計算に使用す

ることによって制動距離は一致した。実車実験でも下限値の各摩擦係数の値より算出した制動距離によって安全側で制動距離が推定可能である。

以上、本論文では自動車用強制制動体の一つである λ 型制動体の特性評価について、制動距離の理論的な導出を行い、実験との比較、検証から制動距離に与える影響因子を明らかにした。このことより、理論的に安全上必要な制動距離を求めることができ、 λ 型制動体を設置する上で有益な指針を示すことができた。さらに、構造最適化の第一ステップとして、 λ 型制動体のアーム角度に着目し、二物体の斜衝突挙動解析を適用することで、遷移臨界アーム角度の導出ができ、今後の λ 型制動体の設計指針となると考えられる。また、二物体の斜衝突挙動解析において、不滑状態から滑状態となる入射角の遷移臨界角を導出した。これは、 λ 型制動体のアーム衝突だけではなく、タイヤの縁石への衝突などの他の斜衝突挙動を調査する上での有益な指針となることが考えられる。

今後の課題として、斜衝突実験において、偏心衝突の場合で衝突前後の表面粗さが異なり、摩擦係数が変化した。そのため、表面粗さを考慮した検討を進める必要がある。その他にも、入射速度や材質といった点に関しても検討を進め、本理論の適用範囲を考える必要がある。

模型衝突実験においてマスト衝突後にマスト上をも滑り上がり通常とは異なる挙動を示した。そのため、マスト上を滑り上がる挙動も考慮した解析を行い、アームだけではなくマストも含めた構造最適化を進める必要がある。また、 λ 型制動体に自動車が発生してから一体化構造となるまでに、 λ 型制動体が滑り移動する現象が生じた。この点に関して、理論的に滑り移動距離の影響因子を明らかにすることで λ 型制動体の制動距離の短縮につながると考えられる。

参 考 文 献

- (1) 警察庁交通局交通企画課, 交通事故統計 (平成 27 年 11 月末),
<https://www.npa.go.jp/toukei/index.htm>, 2015
- (2) 民田 博子, 米澤 英樹, 単独衝突事故に関する分析, 交通安全環境研究所フォーラム, 2003
- (3) 民田 博子, 米澤 英樹, 単独衝突事故に関する分析 (第 2 報), 交通安全環境研究所フォーラム, 2004
- (4) 独立行政法人 自動車事故対策機構, 衝突安全性能評価 事故時に人を守る技術, 独立行政法人 自動車事故対策機構, 2015
- (5) G Belingardi, “Vehicle Crash worthiness Design”, Impact Engineering of Composite Structure, pp.193-264, 2011
- (6) 日経新聞社, “Automotive Technology”, 5 月号, pp.112-113, 2008
- (7) K Murase, H.Wada “Numerical study the transition of plastic buckling modes for circular tubes subjected to an axial Impact load”, International Journal of Impact Engineering, Vol.50, pp.1131-1146, 2004
- (8) K.Murase, N.Nishimura, T.Onda, “Dynamic Collapse of Thin-Walled Composite Member”, Journal of the Society of Materials Science Japan, Vol.60, No.6, pp.527-532, 2011 年
- (9) K.Murase, H.Wada, N.Jones, “Transition of Plastic Buckling Modes for Circular Tubes Subjected to an Axial Compressive Impact load”, Implast 2003, pp.509-518, 2003
- (10) 樋口理宏、鈴木瞬、足立忠晴、“軸方向に高速衝撃を受ける薄肉円筒の動的挙動”、第 10 回材料の衝撃問題シンポジウム 講演論文集、pp.45-48、20011
- (11) G.Lu, “Some problems involving large plastic deformation and ductile tearing”, Engineering Plasticity and Impact Dynamics, pp.55-74, 2011
- (12) 陣玳珩、牛島邦晴、“斜め方向から圧縮荷重を受ける階段状の円筒形の入り込み変形”、日本機械学会論文集、Vol.76、No.769、pp.1178-1185、2010
- (13) 榎田努、三村耕司、超知正貴、“薄肉多角形管の動的軸圧潰における衝突角度影響”、第 10 回材料の衝撃問題シンポジウム 講演論文集、pp.41-44、2011
- (14) 村瀬 勝彦, 西村 尚哉, 恩田 貴量, 渡邊 武, 薄肉複合部材の動的崩壊挙動(塑性崩壊特性の推定), 日本材料学会, 材料, Vol.61, No. 875-880, 2012
- (15) Ahmad, Z., Thambiratnam, D.P. and Tan, A.C.C., Dynamic energy absorption characteristics of form-filled conical tubes under oblique impact loading, International Journal of Impact Engineering, Vol. 37, pp.478-488, 2010
- (16) Han, D. C. and Park, S.H., Collapse behaviour of square thin-walled columns subjected to oblique loads, Thin-Walled Structures, Vol. 35, pp.167-184, 1999
- (17) Qi, C., Yang, S. and Dong, F., Crushing analysis and multiobjective crashworthiness optimization of tapered square tubes under oblique impact loading, Thin-Walled Structures, Vol. 59, pp.103-119, 2012
- (18) Qureshi, O. M., Bertocchi, E., Qaiser, Z. and Awan, K. A., Frequency embedded box beam crash absorbers under oblique impacts, Thin-Walled Structures, Vol. 75, pp. 1-7, 2014

- (19) Vangi, D., Energy loss in vehicle to vehicle oblique impact, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 36 (2009) , pp.512-521, 2009
- (20) 豊福 俊泰, 衝突車両に対応した緩衝施設による交通安全対策に関する検討, 土木学会論文集, Vol. 1999, No. 637, pp.53-62, 1999
- (21) 武本 東, 平澤 匡介, 浅野 基樹, 高田 哲哉, 北海道における路上作業エリアの交通事故要因と対策手法に関する基礎的研究, 土木計画学研究論文集, Vol. 24, No.4, pp.869-876, 2007
- (22) 豊福俊泰, 衝突車両に対応した緩衝施設による交通安全対策に関する検討, 土木学会論文集, No.637, pp.53-62, 1999
- (23) 国土交通省 NETIS 新技術情報提供システム, デルタクッション,
<http://www.netis.mlit.go.jp/NetisRev/NewIndex.asp>, 2008
- (24) 特許庁, 車両用保安防護体, 日本国特許庁, 特開平 11-280030, 1999
- (25) emerging media Response, 酒酔い運転のクルマ, 道路工事現場に突っ込んで 3 人死傷, 2012,
<http://response.jp/article/2012/11/27/185901.html>
- (26) Xiong Zhang, Hui Zhang, Energy absorption limit of plates in thin walled structures under compression, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.57, pp.81-98, 2013
- (27) X. W. Zhang, H. Su, T. X. Yu, Energy absorption of an axially crushed square tube with a buckling initiator, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 36, pp .402-417, 2009
- (28) Tadaharu Adachi, Atsuo Tomiyama¹, Wakako Araki, Akihiko Yamaji, Energy absorption of a thin-walled cylinder with ribs subjected to axial impact, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 35, pp .65-79, 2008
- (29) Hong-Wei Song, Zhi-Min Wan, Zhi-Min Xie, Xing-Wen Du, Axial impact behavior and energy absorption efficiency of composite wrapped metal tubes, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 24, pp .385-401, 2000
- (30) Ala Tabiei, Gaurav Nilakantan, Axial crushing of tubes as an energy dissipating mechanism for the reduction of acceleration induced injuries from mine blasts underneath infantry vehicles, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 36, pp .729-736, 2009
- (31) Xiong Zhang, Hui Zhang, Axial crushing of circular multi-cell columns, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 65, pp .110-125, 2014
- (32) Wu Hong, Hualin Fan, Zhicheng Xia, Fengnian Jin, Qing Zhou, Daining Fang, Axial crushing behaviors of multi-cell tubes with triangular lattices, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 63, pp .106-117, 2014
- (33) Xiong Zhang, Hui Zhang, Zhuzhu Wen, Experimental and numerical studies on the crush resistance of aluminum honeycombs with various cell configurations, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 66, pp .48-59, 2014
- (34) V. Tarigopula, M. Langseth, O.S. Hopperstad, A.H. Clausen, Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 32, pp .847-882, 2006
- (35) 邊 吾一, 濱田 泰以, 八角 恭介, 青木 義男, 仲井 浅見, 金 炯秀, 杉本 直, 陽 玉球, 自動車の安全設計と信頼性向上に貢献する複合材料技術—VI「NEDO プロジェクト 3」:車体安全設

- 計技術の開発, 日本複合材料学会誌, Vol.33, No.2, pp.41-47, 2007
- (36) 康井 義明, 持田 麻衣, 宝蔵寺 泰光, ウレタン充填アルミニウムハニカム軽量構造部材の衝撃軸圧潰特性, 軽金属, Vol.54, No.12, pp.556-561, 2004
 - (37) 宇治橋 貞幸, 石井 義唯, 足立 忠晴, 太田 道隆, 衝突による薄肉円筒の圧潰とエネルギー吸収特性 : 計測法および評価法について, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 59, No.558, pp.471-477, 1993
 - (38) 樋口 理宏, 足立 忠晴, 福島 庸介, 荒木 稚子, 軸衝撃を受ける変断面円筒のエネルギー吸収特性, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.78, No.791, pp.945-954, 2012
 - (39) 谷村 眞治, 三村 耕司, 石川 雄一, 榎田 努, 段付薄肉円管に対する衝撃圧潰試験および同部材のエネルギー吸収能の評価に関する研究, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 65, No. 635 pp.1622-1628, 1999
 - (40) W. Goldsmith, Impact, Edward Arnold LTD
 - (41) 竹園茂男, 咸本広文, 埤克己, 尾藤英直, 車両の二次元衝突 (四角に丸みをもつ車両の場合), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60, No. 569, pp.137-143, 1994
 - (42) 竹園茂男, 咸本広文, 埤克己, 森長正彦, 車両 (四輪車) の二次元運動, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60, No. 569, pp. 131-136, 1994
 - (43) Emori, R., Vehicle mechanics of intersection collision impact, SAE Paper, No. 700177, pp.1-6, 1970
 - (44) Stronge, W. J., Impact mechanics, Cambridge University Press, pp.21-62, 2000
 - (45) Stronge, W. J., Smooth dynamics of oblique impact with friction, International Journal of Impact Engineering, Vol. 51, pp.36-49, 2013
 - (46) 江守一郎, 斉藤孝三, 関本孝三, 模型実験の理論と応用, 技報堂出版, 第三版, pp.151-155, 1973
 - (47) 花井製作所, 実車実験データ, 花井製作所提供
 - (48) 国土交通省, 道路運送車両法施行規則, 第一章, 第二条
 - (49) 日本機械学会, 機械工学便覧 基礎編 $\alpha 2$ 機械力学, pp.27-30, 2004
 - (50) 芥川 恵造, 毛利 浩, タイヤの摩擦と粘弾性, 日本ゴム協会誌, Vol.70, No.4, pp.204-210, 1997
 - (51) 芥川 恵造, タイヤの技術動向, 月刊トライボロジー, Vol.19, No.10 (2005), pp.52-54, 2005

謝 辞

本論文は、著者が名城大学大学院 理工学研究科 機械工学専攻 博士課程在学中に行った研究をまとめたものです。本博士論文の作成に関して、終始ご指導ご鞭撻頂きました本学加鳥裕明教授に厚く御礼申し上げます。また、本論文をご精読頂き有用なご指摘、ご検討を賜りました本学大槻敦巳教授、瀧佳弘教授に深く感謝致します。

本研究に関して、有益なご指導、ご助言を頂きました本学村瀬勝彦名誉教授に深く感謝の意を表します。また、研究指導に加え、日夜親身になってご助言を頂きました本学西村尚哉准教授には深く感謝致します。本論文で用いたλ型制動体に関して、株式会社ハナイ 花井幹夫氏、川瀬英樹氏に貴重な資料を提供して頂きました。心より感謝致します。材料力学研究室の皆様には、本論文の実験や計算を手伝って頂きました。本当にありがとうございました。

最後に、日々の生活を支えてくださった両親に深く感謝致します。

2016 年 3 月 渡邊 武

付 録

A 共線衝突の実験結果における接触点速度－時間線図

- A-1 異なる入射速度による衝突実験
- A-2 異なる初期入射角による衝突実験
- A-3 異なる摩擦係数による衝突実験
- A-4 異なる材質による衝突実験

B 偏心衝突の実験結果における接触点速度－時間線図

- B-1 異なる摩擦係数による衝突実験
- B-2 異なる入射速度による衝突実験
- B-3 異なる材質による衝突実験

A 共線衝突実験における接触点速度－時間線図

A-1 異なる入射速度による衝突実験

Table A-1 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in incidence velocity)

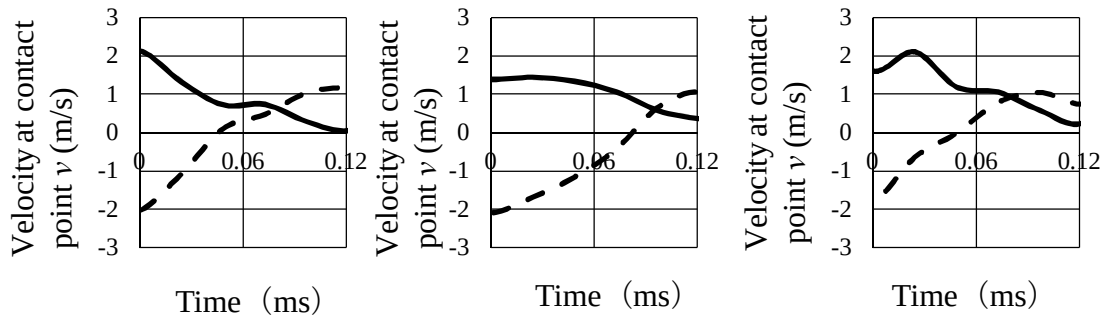
Incidence velocity(m/s)	Barrier angle (degree)	Number of experiments		
		1	2	3
2.8	-5	×	○	○
	0	○	○	○
4.2	0	×	○	○
	5	○	○	○
5.7	5	○	○	×
	10	○	○	○

○ : sliding condition

×

--- Normal component of velocity at contact point

— Tangential component of velocity at contact point

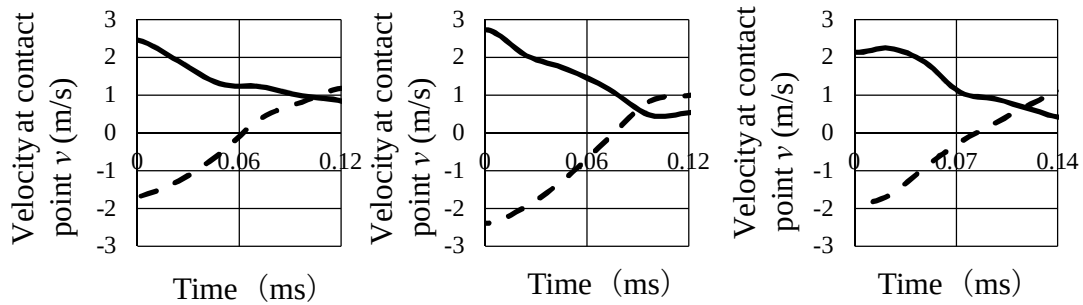


No.1,, non-sliding:×

No.2, sliding:○

No.3, sliding:○

Fig. A-1 Velocity at contact point i time diagram (incidence velocity 2.8m/s, barrier angle-5°)



No.1, sliding:○

No.2, sliding:○

No.3, sliding:○

Fig. A-2 Velocity at contact point i time diagram (incidence velocity 2.8m/s, barrier angle-0°)

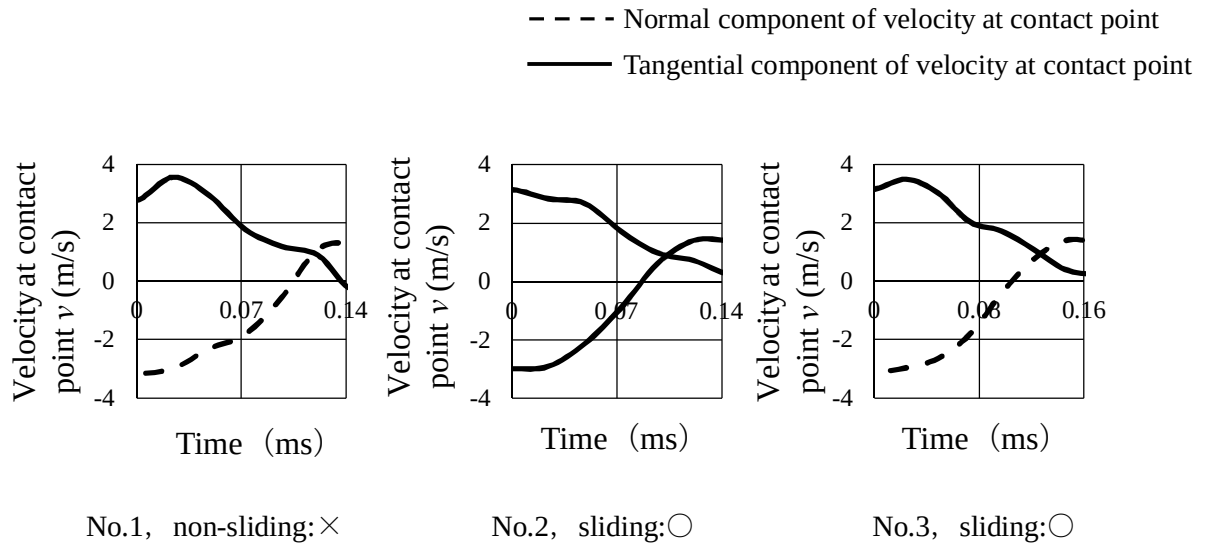


Fig. A-3 Velocity at contact point i time diagram (incidence velocity 4.2m/s, barrier angle-0°)

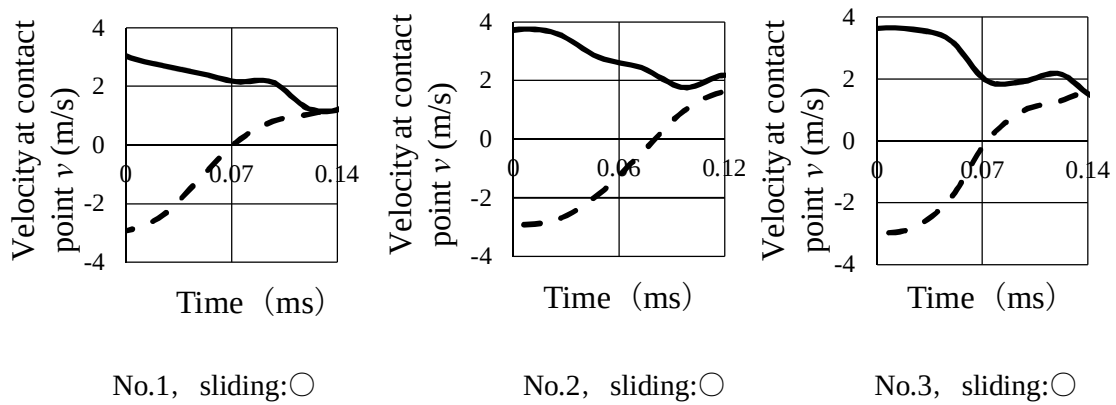


Fig. A-4 Velocity at contact point i time diagram (incidence velocity 4.2m/s, barrier angle-5°)

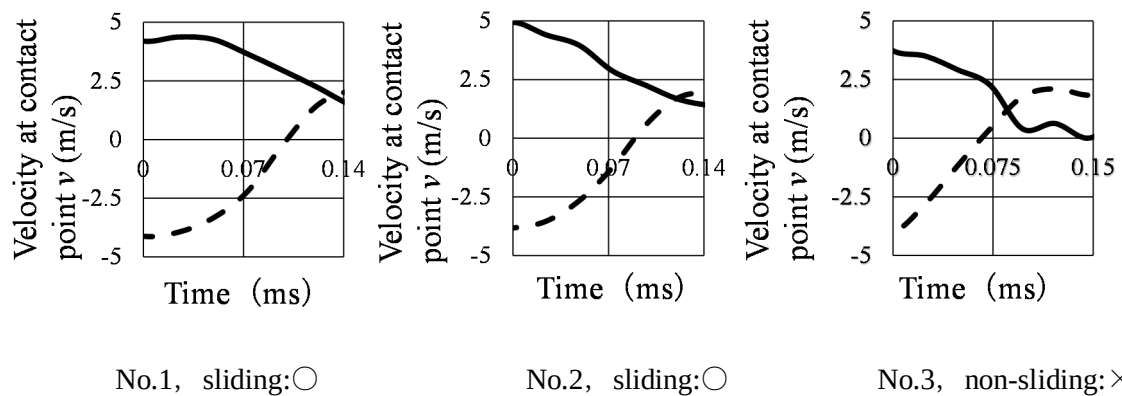


Fig. A-5 Velocity at contact point i time diagram (incidence velocity 5.7m/s, barrier angle-5°)

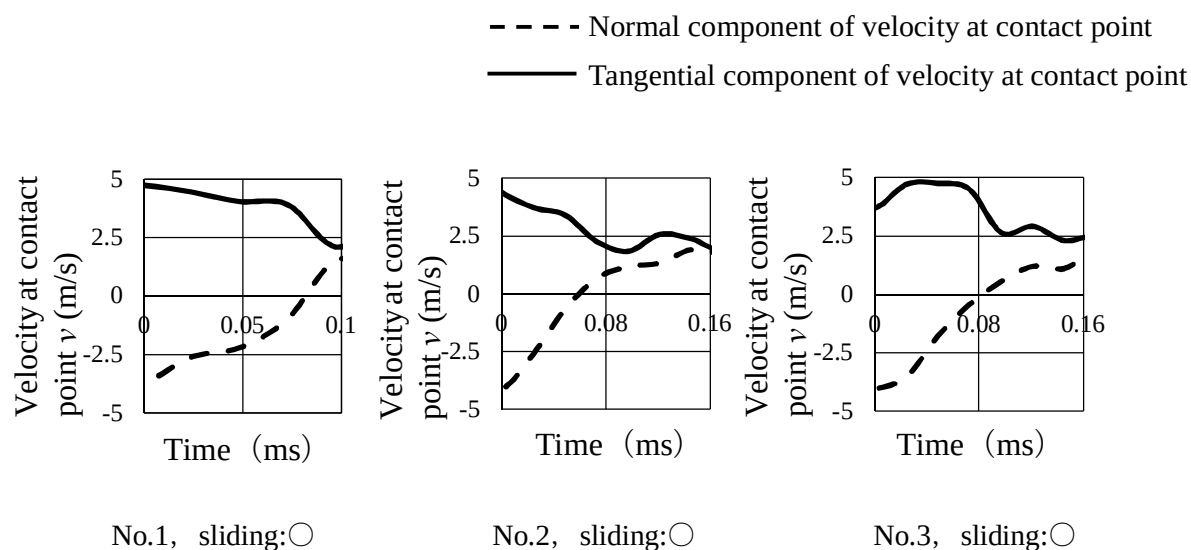


Fig. A-6 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (incidence velocity 5.7m/s, barrier angle-10°)

A-2 異なる初期入射角による衝突実験

Table A-2 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in initial angle of incidence)

Initial angle of incidence (degree)	Barrier angle (degree)	Number of experiments		
		1	2	3
45°	-5	×	○	○
	0	○	○	○
34°	10	×	×	○
	15	○	○	○
27°	15	×	×	○
	20	○	○	○

○ : sliding condition

× : non-sliding condition

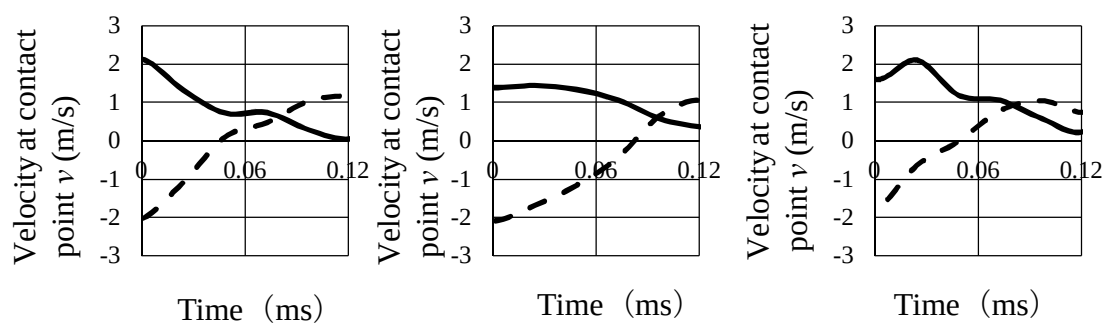


Fig. A-7 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (incidence angle 45°, barrier angle -5°)

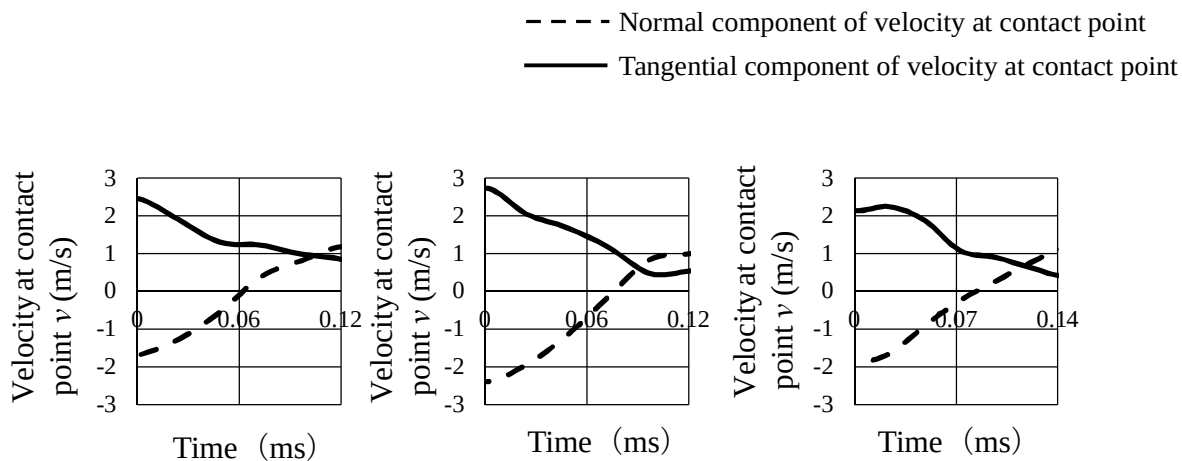


Fig. A-8 Velocity at contact point $\ddot{r}$ time diagram (incidence angle 45° , barrier angle 0°)

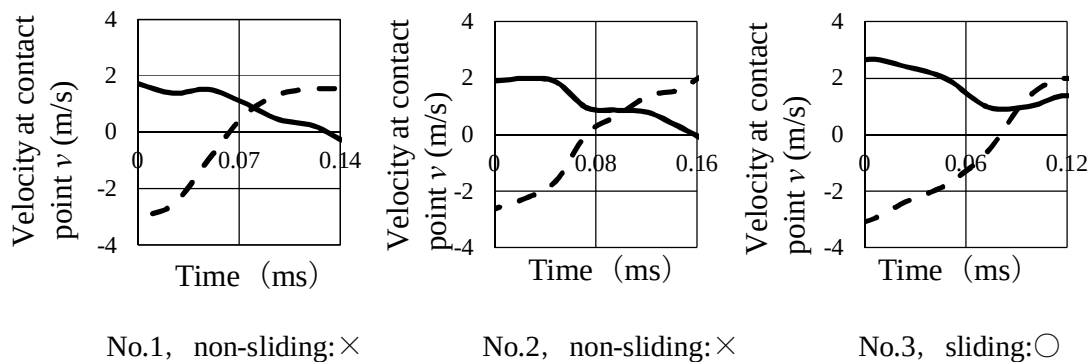


Fig. A-9 Velocity at contact point $\ddot{r}$ time diagram (incidence angle 34° , barrier angle 10°)

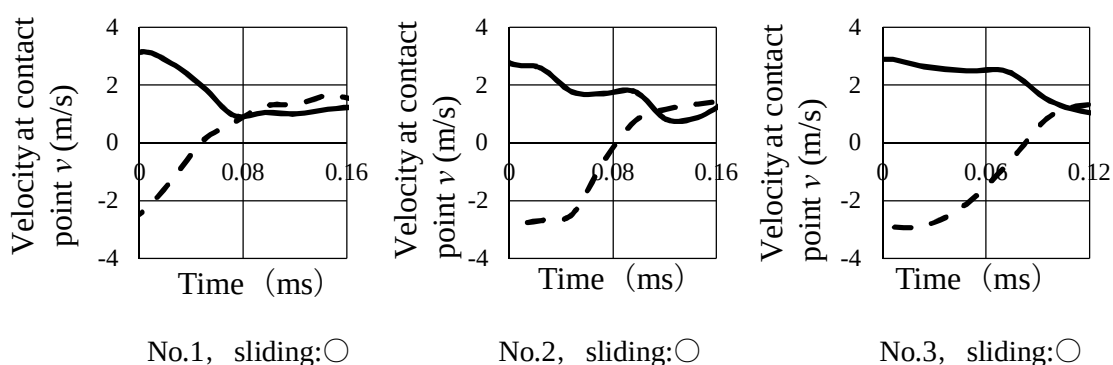
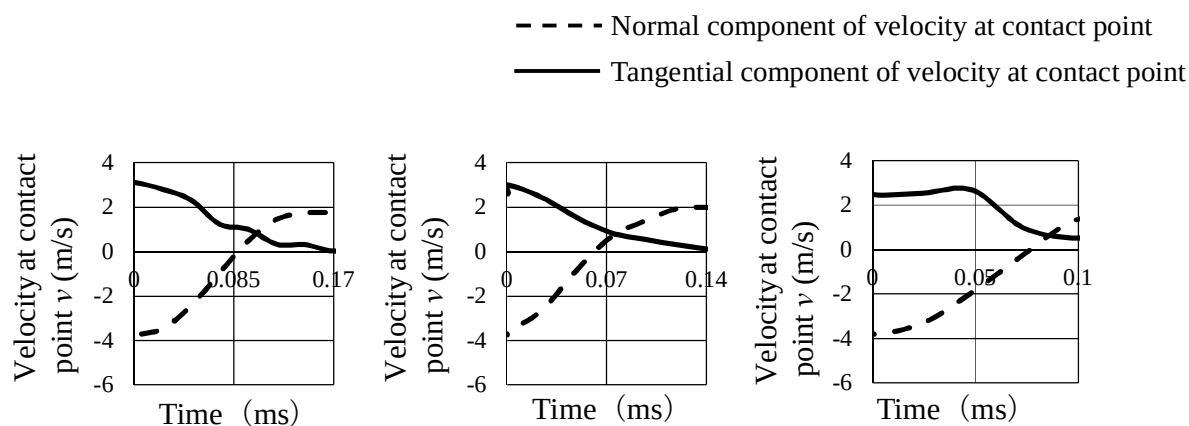
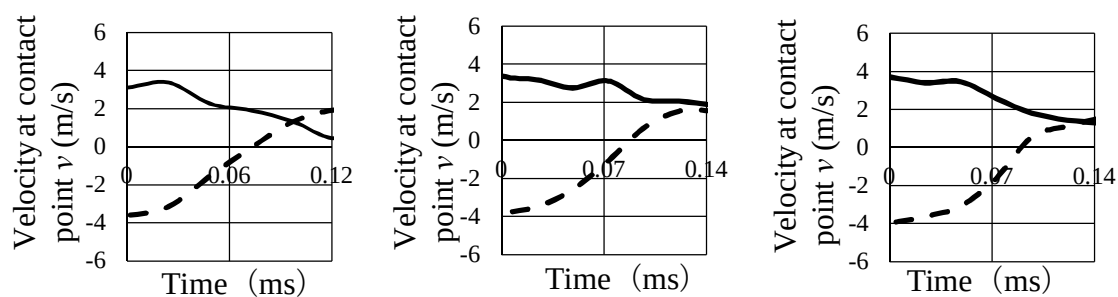


Fig. A-10 Velocity at contact point $\ddot{r}$ time diagram (incidence angle 34° , barrier angle 15°)



No.1, non-sliding:× No.2, non-sliding:× No.3, sliding:○

Fig. A-11 Velocity at contact point i time diagram (incidence angle 27° , barrier angle 15°)



No.1, sliding:○ No.2, sliding:○ No.3, sliding:○

Fig. A-12 Velocity at contact point i time diagram (incidence angle 27° , barrier angle 20°)

A-3 異なる摩擦係数による衝突実験

Table A-3 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in coefficient of friction)

Coefficient of friction	Barrier angle (degree)	Number of experiments		
		1	2	3
0.2	-10	○	×	○
	-5	○	○	○
0.3	5	○	○	×
	10	○	○	○

○ : sliding condition

× : non-sliding condition

--- Normal component of velocity at contact point
 — Tangential component of velocity at contact point

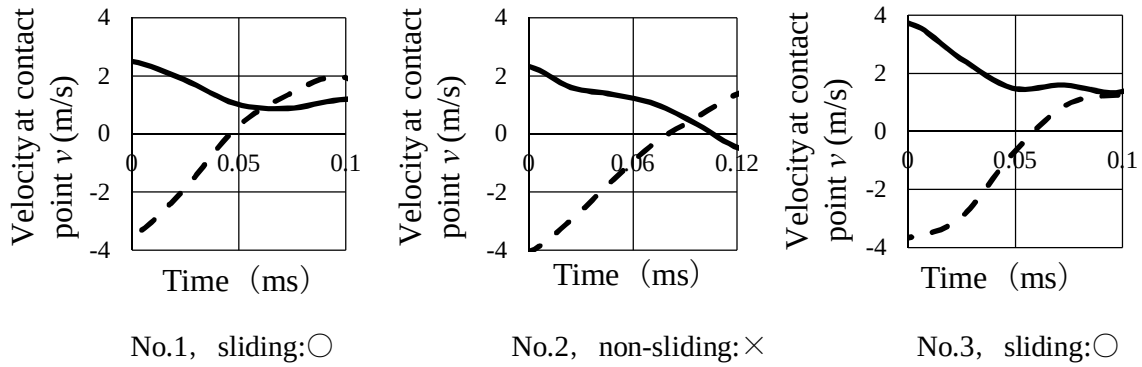


Fig. A-13 Velocity at contact point i time diagram (coefficient of friction 0.2, barrier angle -10°)

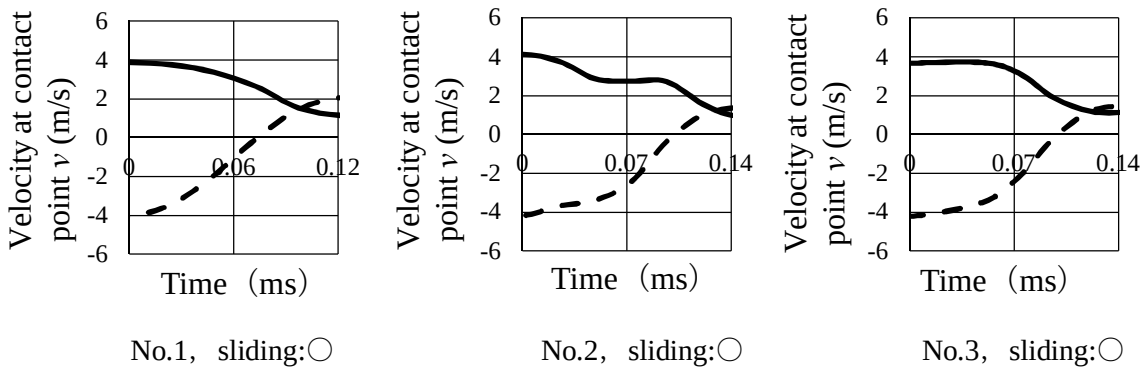


Fig. A-14 Velocity at contact point i time diagram (coefficient of friction 0.2, barrier angle -5°)

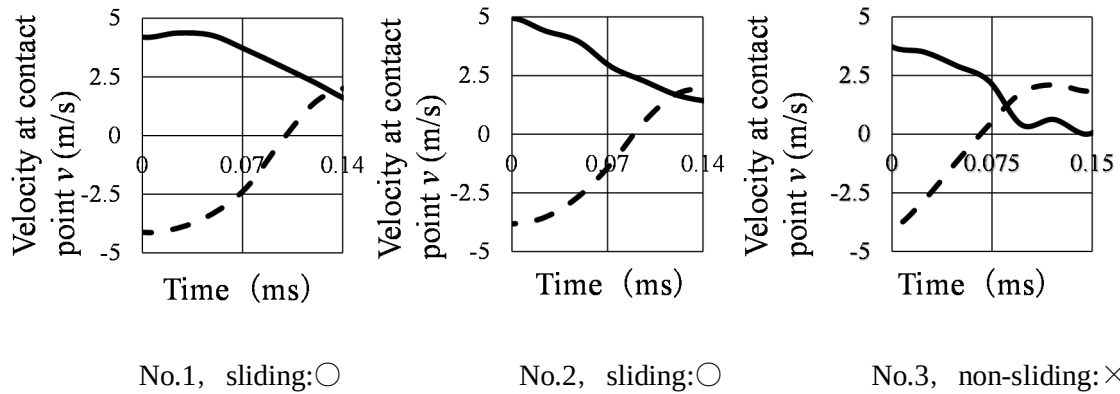


Fig. A-15 Velocity at contact point i time diagram (coefficient of friction 0.3, barrier angle 5°)

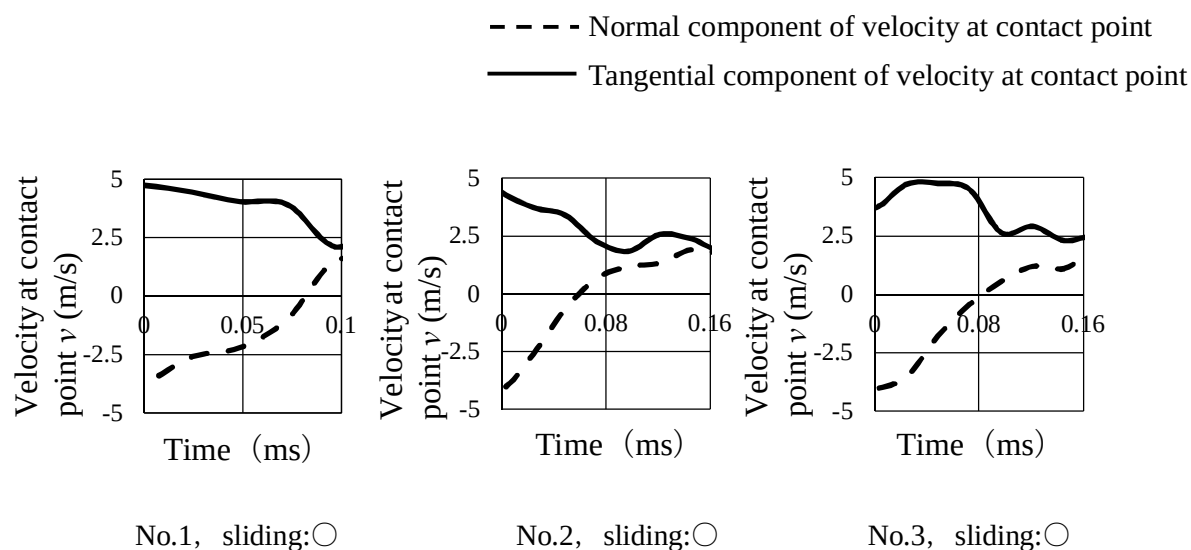


Fig. A-16 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (coefficient of friction 0.3, barrier angle 10°)

A-4 異なる材質による衝突実験

Table A-4 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in material)

Material	Barrier angle (degree)	Number of experiments		
		1	2	3
Carbon steel	-10	○	×	○
	-5	○	○	○
Aluminum	-5	×	○	○
	0	○	○	○

○ : sliding condition

× : non-sliding condition

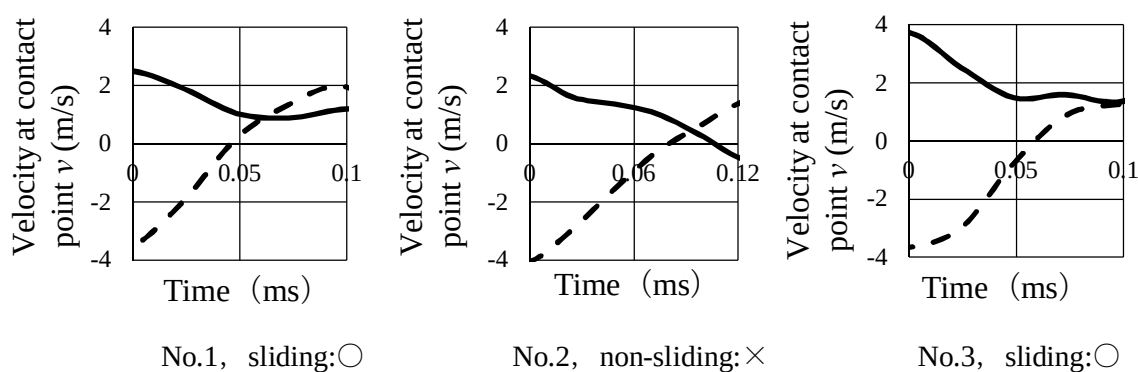


Fig. A-17 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (specimen material of carbon steel, barrier angle -10°)

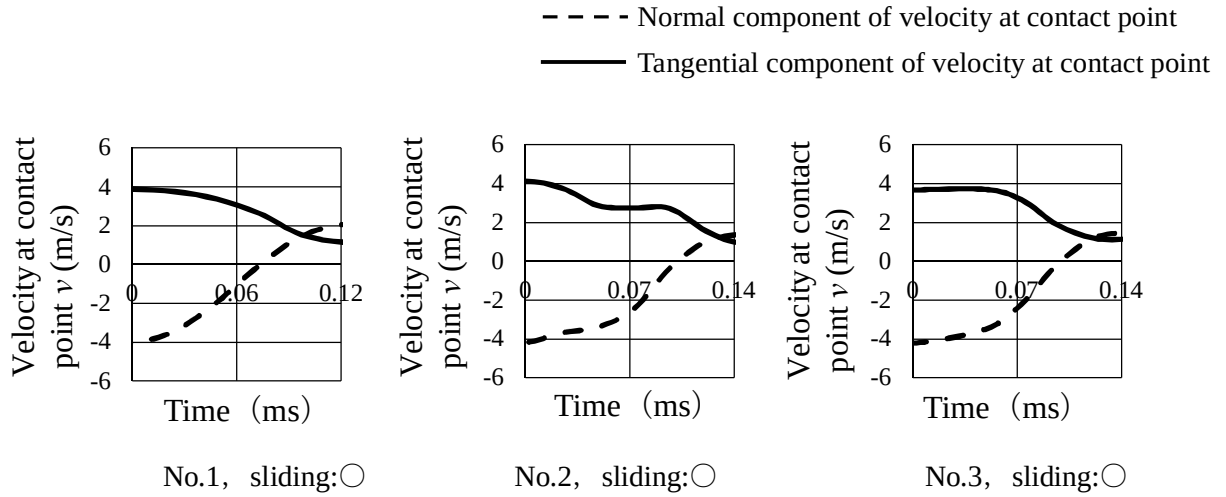


Fig. A-18 Velocity at contact point i time diagram (specimen material of carbon steel, barrier angle -5°)

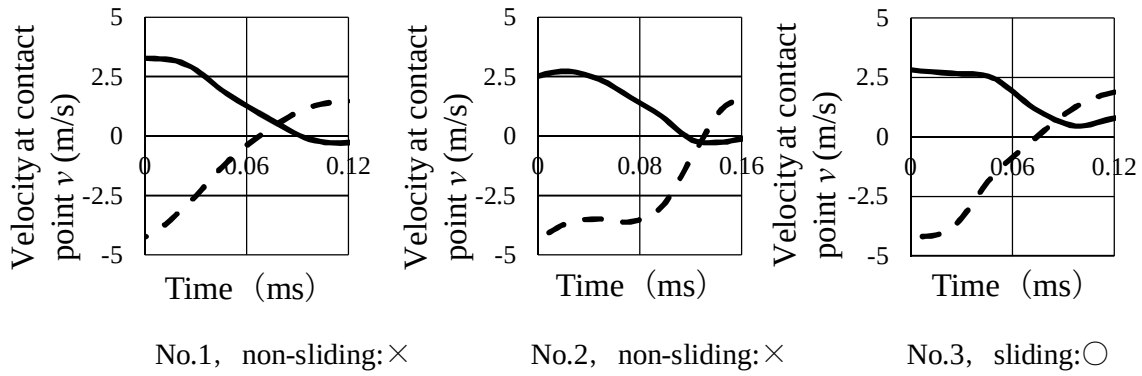


Fig. A-19 Velocity at contact point i time diagram (specimen material of aluminum, barrier angle -5°)

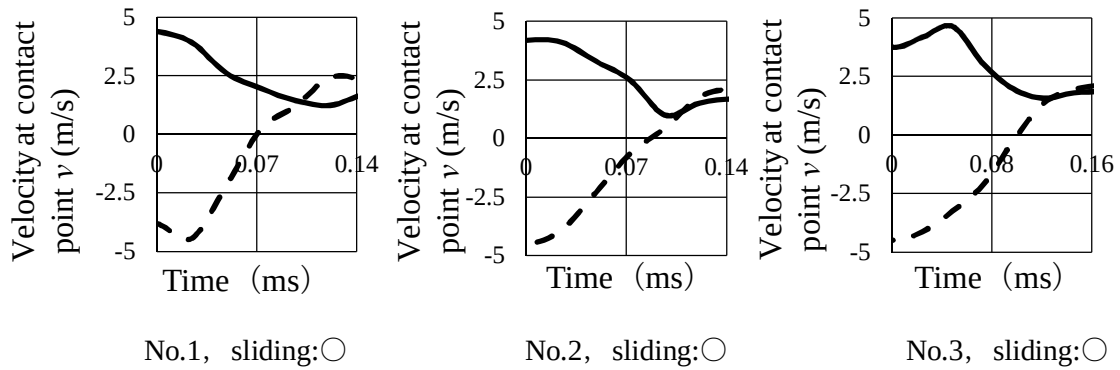


Fig. A-20 Velocity at contact point i time diagram (specimen material of aluminum, barrier angle 0°)

B. 円柱棒の衝突実験における接触点速度－時間線図

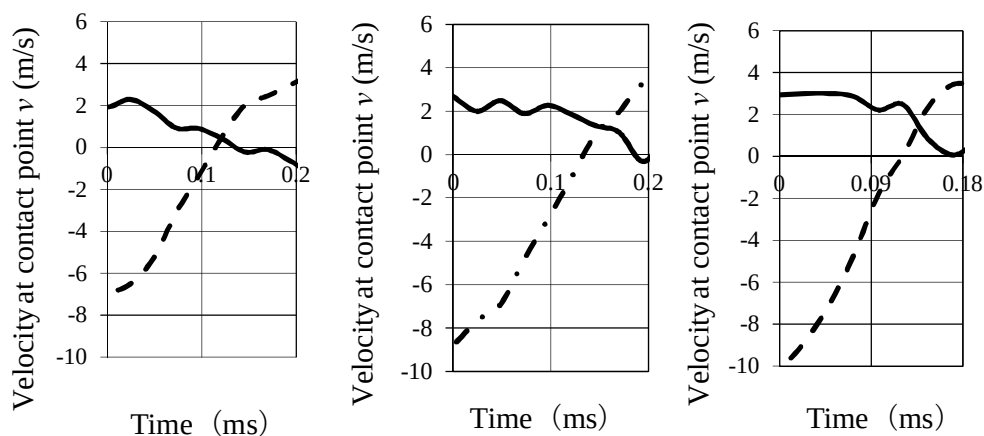
B-1 異なる摩擦係数による衝突実験

Table B-1 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in coefficient of friction)

Coefficient of friction	Barrier angle (degree)	Number of experiments				
		1	2	3	4	5
0.2	15	×	×	×	×	○
	20	○	○	○	○	○
0.3	15	×	○	○	○	○
	20	○	○	○	○	○

○ : sliding condition

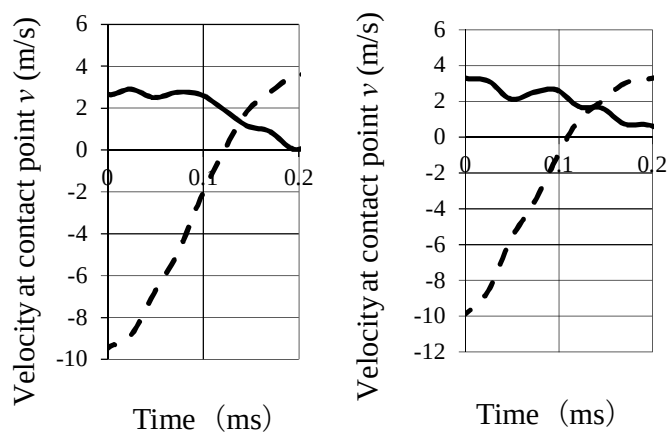
× : non-sliding condition



No.1, non-sliding:×

No.2, non-sliding:×

No.3, non-sliding:×



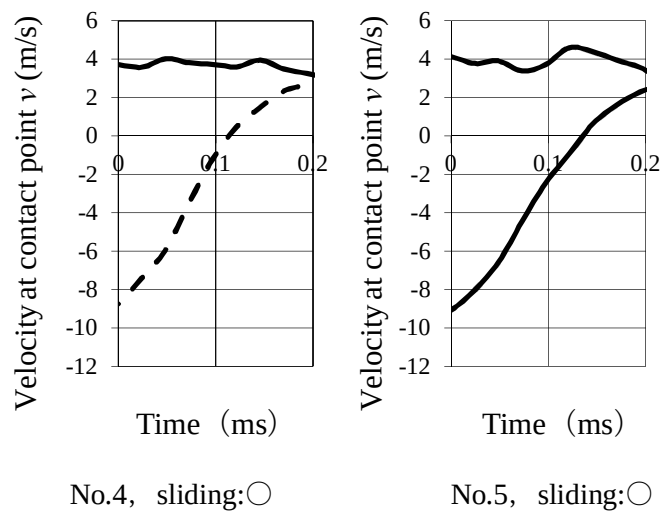
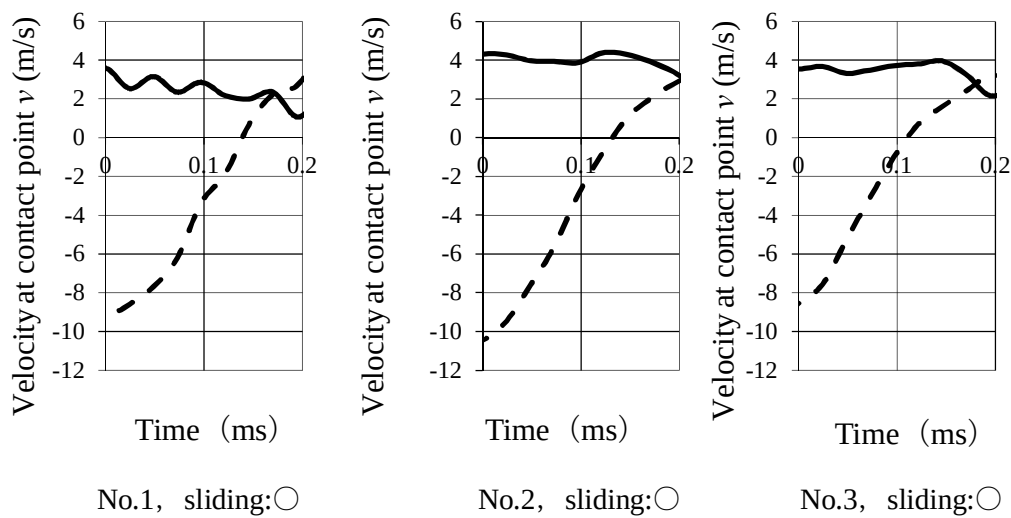
No.4, non-sliding:×

No.5, sliding:○

--- Normal component of velocity at contact point

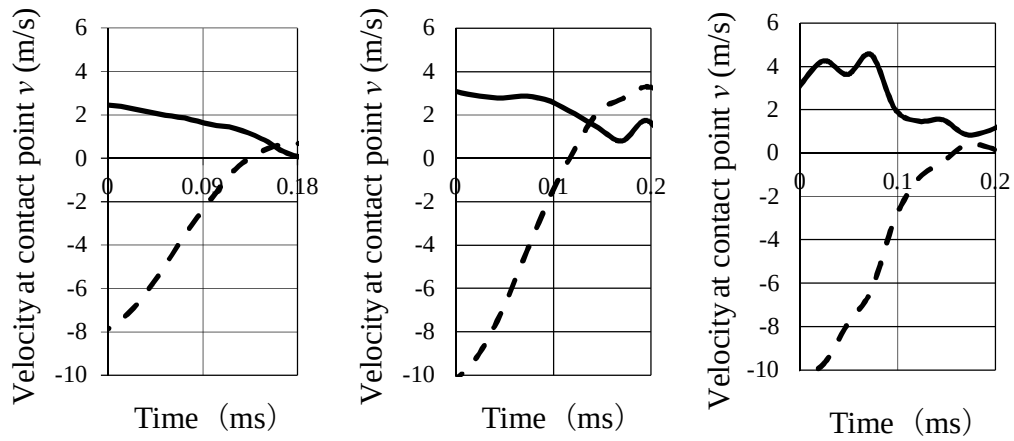
— Tangential component of velocity at contact point

Fig. B-1 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (coefficient of friction 0.2, barrier angle 15°)



○ : sliding condition - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition — Tangential component of velocity at contact point

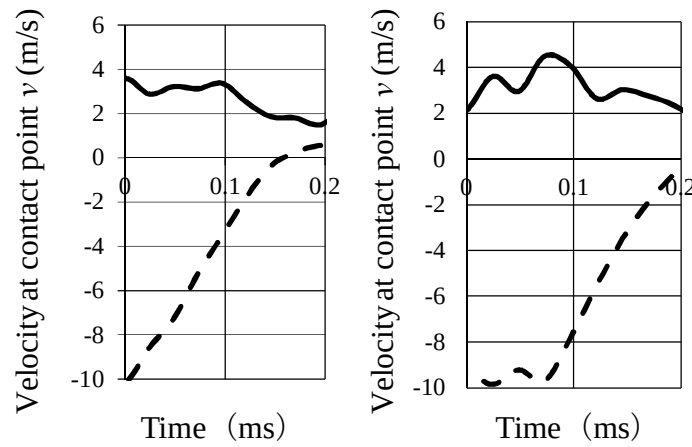
Fig. B-2 Velocity at contact point v time diagram (coefficient of friction 0.2, barrier angle 20°)



No.1, non-sliding:×

No.2, sliding:○

No.3, sliding:○

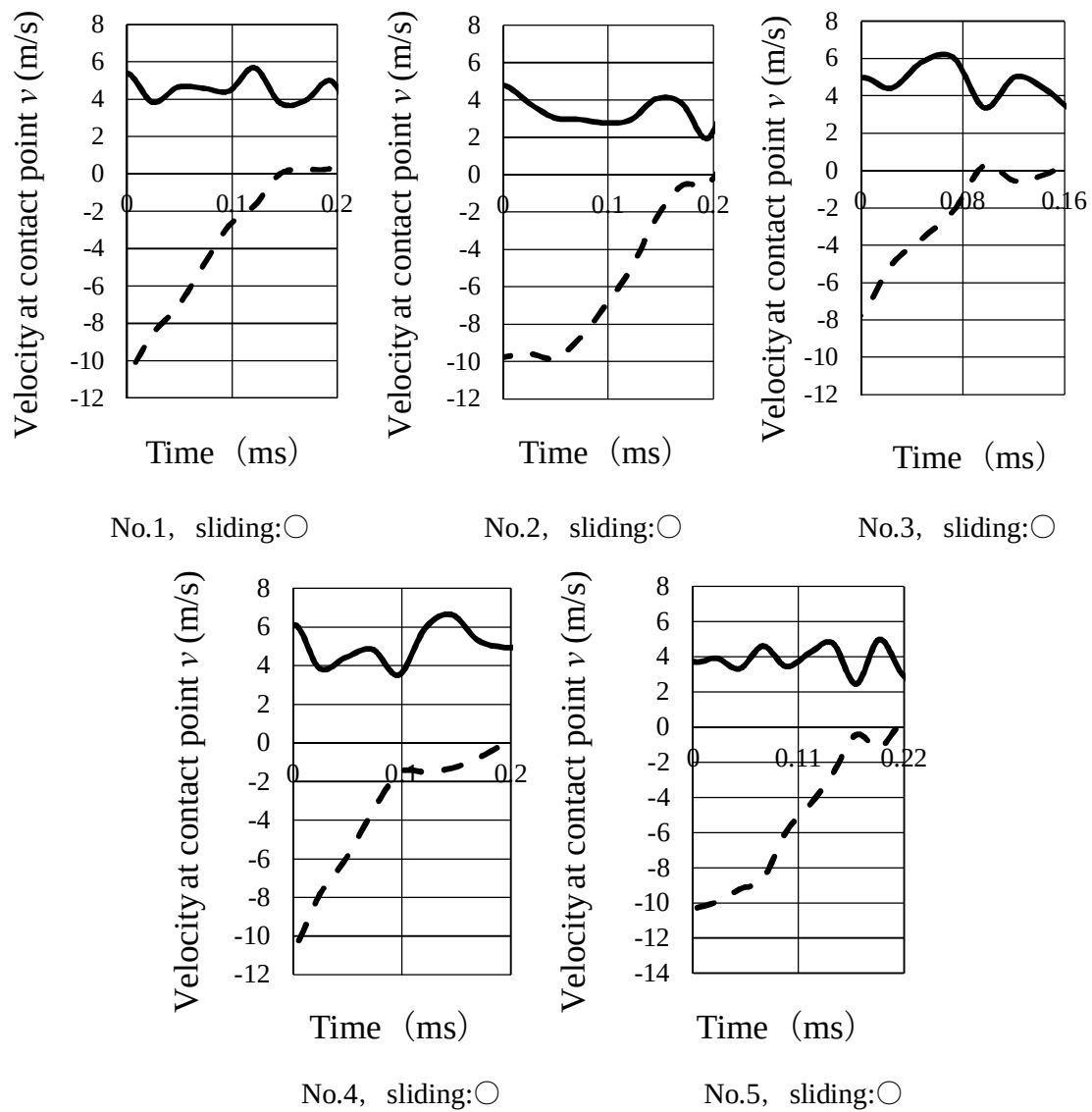


No.4, sliding:○

No.5, sliding:○

○ : sliding condition - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition — Tangential component of velocity at contact point

Fig. B-3 Velocity at contact point v time diagram (coefficient of friction 0.3, barrier angle 15°)



○ : sliding condition - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition — Tangential component of velocity at contact point

Fig. B-4 Velocity at contact point i time diagram (coefficient of friction 0.3, barrier angle 20°)

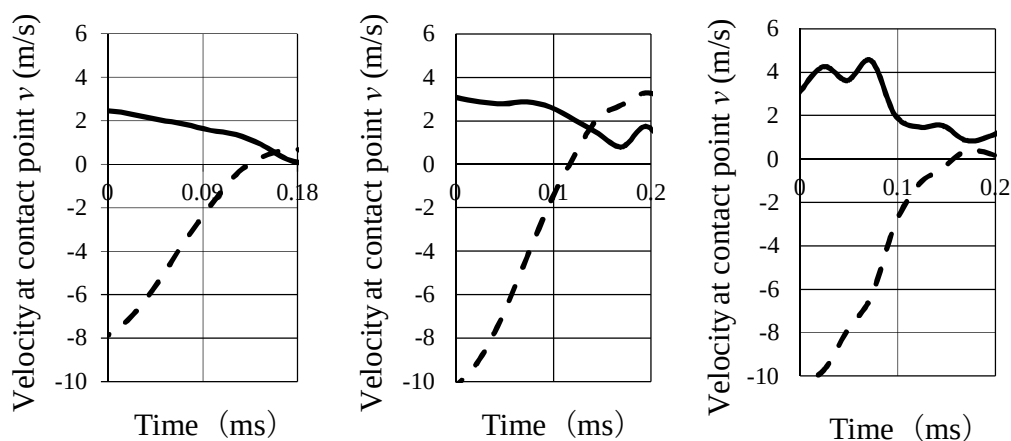
B-2 異なる入射速度による衝突実験

Table B-2 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in incidence velocity)

Incidence velocity(m/s)	Barrier angle (degree)	Number of experiments				
		1	2	3	4	5
10	15	×	○	○	○	○
	20	○	○	○	○	○
15	15	×	×	×	×	×
	20	○	○	○	○	○
20	15	×	×	○	○	○
	20	○	○	○	○	○

○ : sliding condition

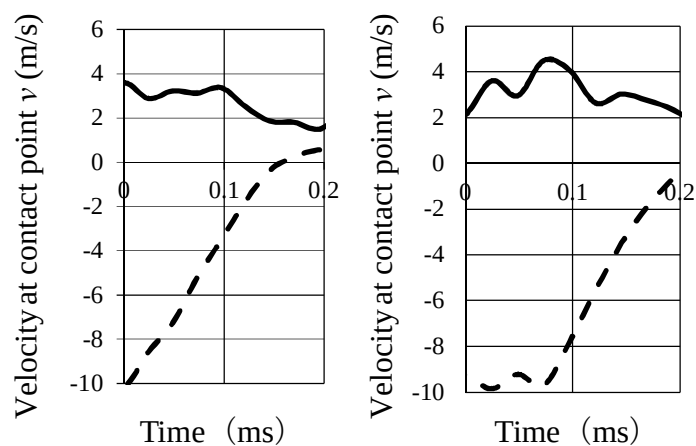
×



No.1, non-sliding:×

No.2, sliding:○

No.3, sliding:○

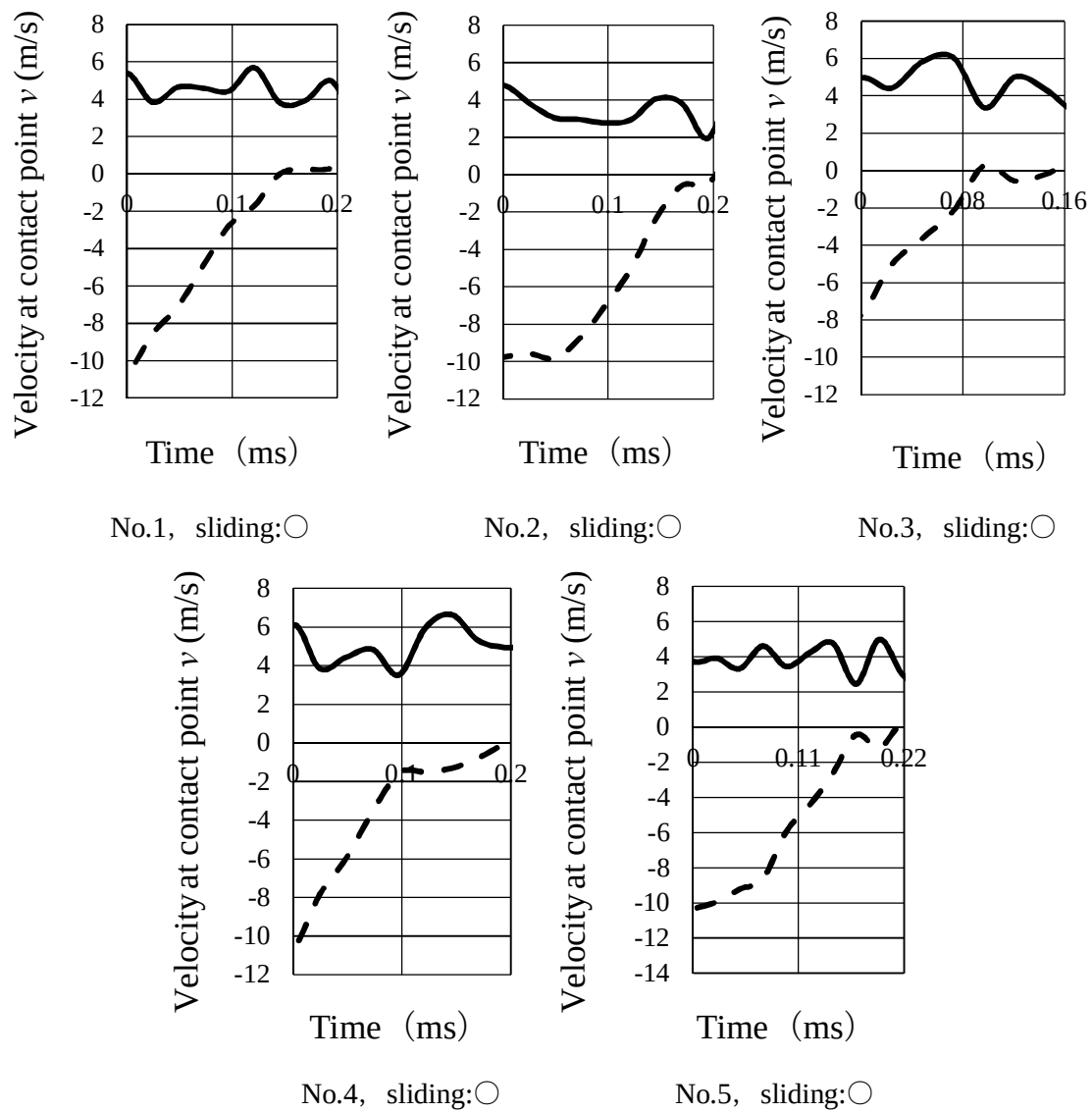


No.4, sliding:○

No.5, sliding:○

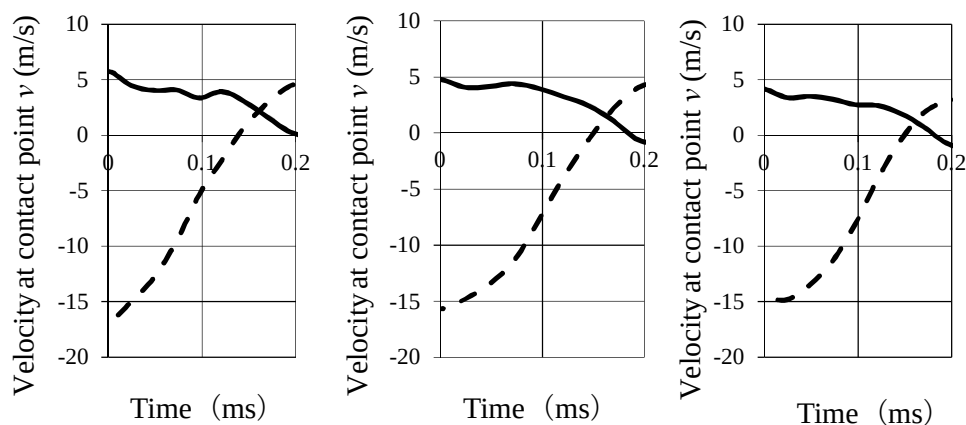
○ : sliding condition - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition — Tangential component of velocity at contact point

Fig. B-5 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (incidence velocity 10m/s, barrier angle 15°)



○ : sliding condition - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition — Tangential component of velocity at contact point

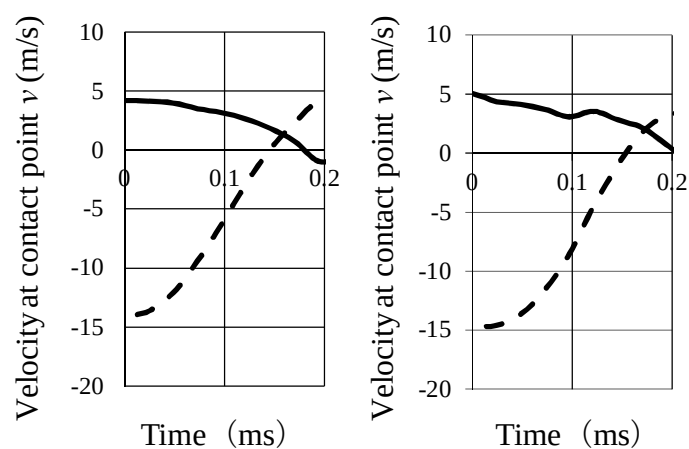
Fig. B-6 Velocity at contact point i time diagram (incidence velocity 10m/s, barrier angle 20°)



No.1, non-sliding:×

No.2, non-sliding:×

No.3, non-sliding:×

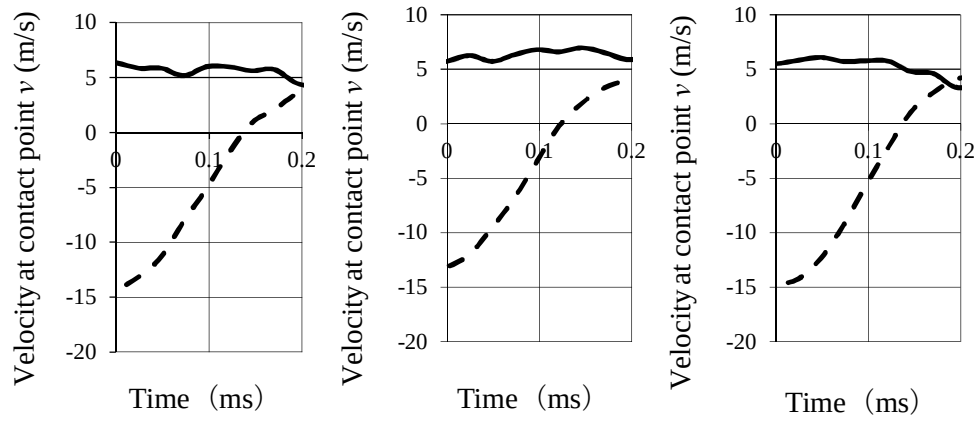


No.4, non-sliding:×

No.5, non-sliding:×

○ : sliding condition - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition — Tangential component of velocity at contact point

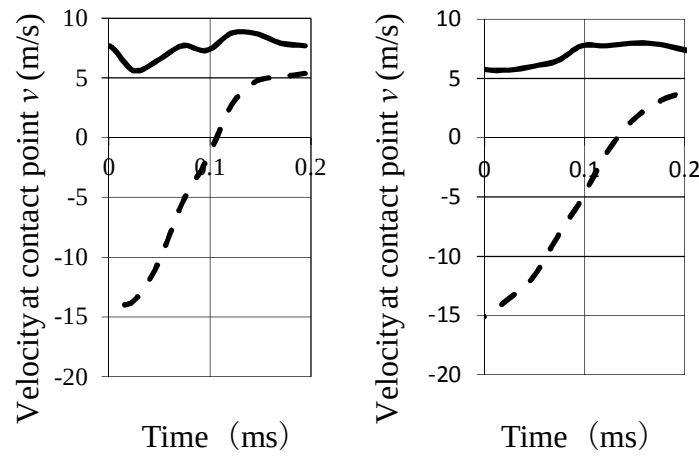
Fig. B-7 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (incidence velocity 15m/s, barrier angle 15°)



No.1, sliding:○

No.2, sliding:○

No.3, sliding:○

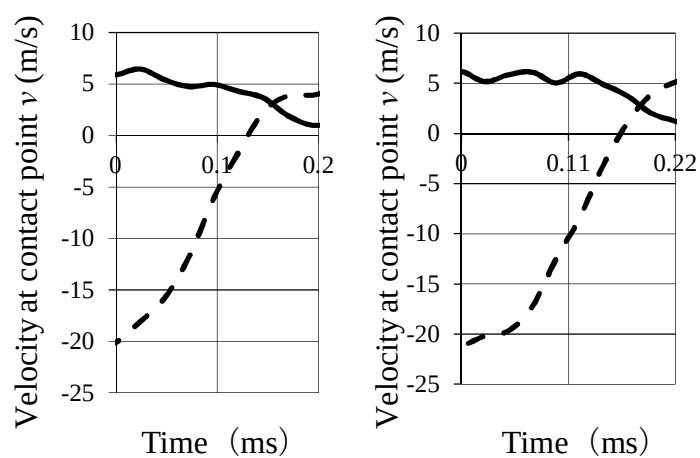
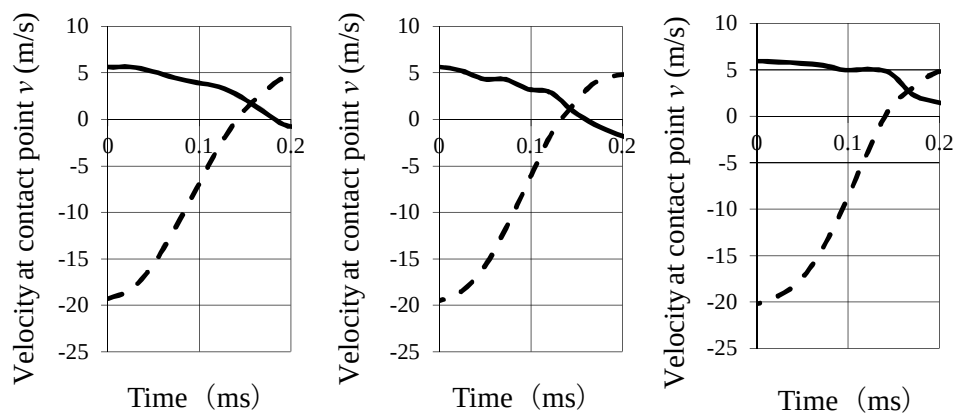


No.4, sliding:○

No.5, sliding:○

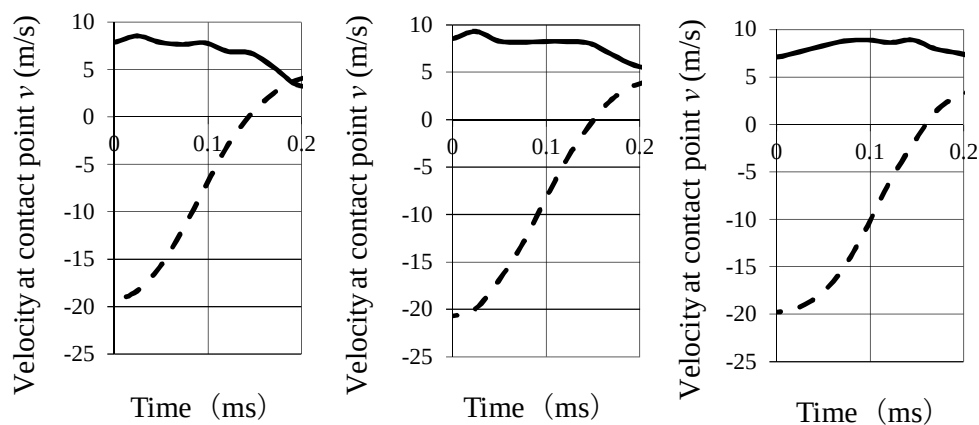
○ : sliding condition - - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition ——— Tangential component of velocity at contact point

Fig. B-8 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (incidence velocity 15m/s, barrier angle 20°)



$\circ$: sliding condition - - - Normal component of velocity at contact point
 $\times$: non-sliding condition — Tangential component of velocity at contact point

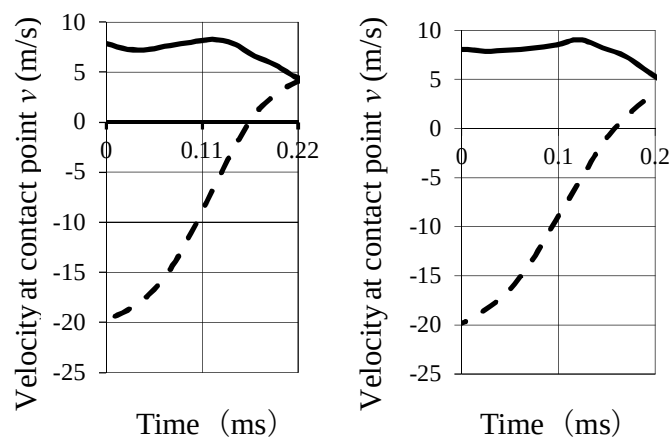
Fig. B-9 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (incidence velocity 20m/s, barrier angle 15°)



No.1, sliding:○

No.2, sliding:○

No.3, sliding:○



No.4, sliding:○

No.5, sliding:○

○ : sliding condition - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition — Tangential component of velocity at contact point

Fig. B-10 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (incidence velocity 20m/s, barrier angle 20°)

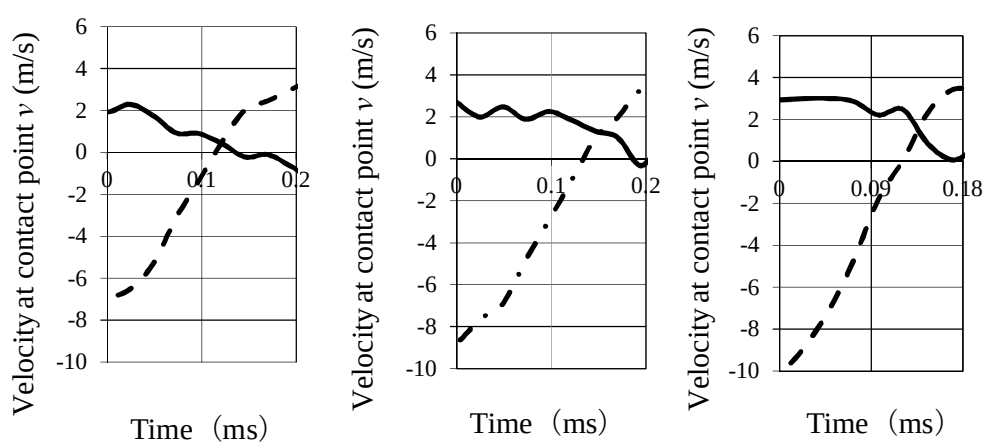
B-3 異なる材質による衝突実験

Table B-3 Discrimination of contact condition on contact surface (case of change in material)

Material	Barrier angle (degree)	Number of experiments				
		1	2	3	4	5
Carbon steel	15	×	×	×	×	○
	20	○	○	○	○	○
Aluminum	15	×	×	○	○	○
	20	○	○	○	○	○

○ : sliding condition

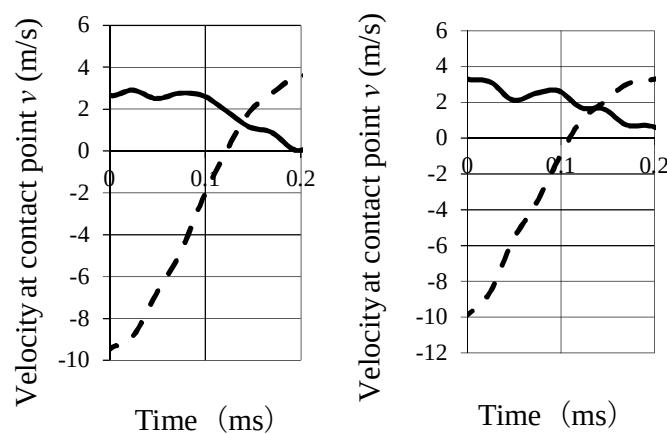
×



No.1, non-sliding:×

No.2, non-sliding:×

No.3, non-sliding:×

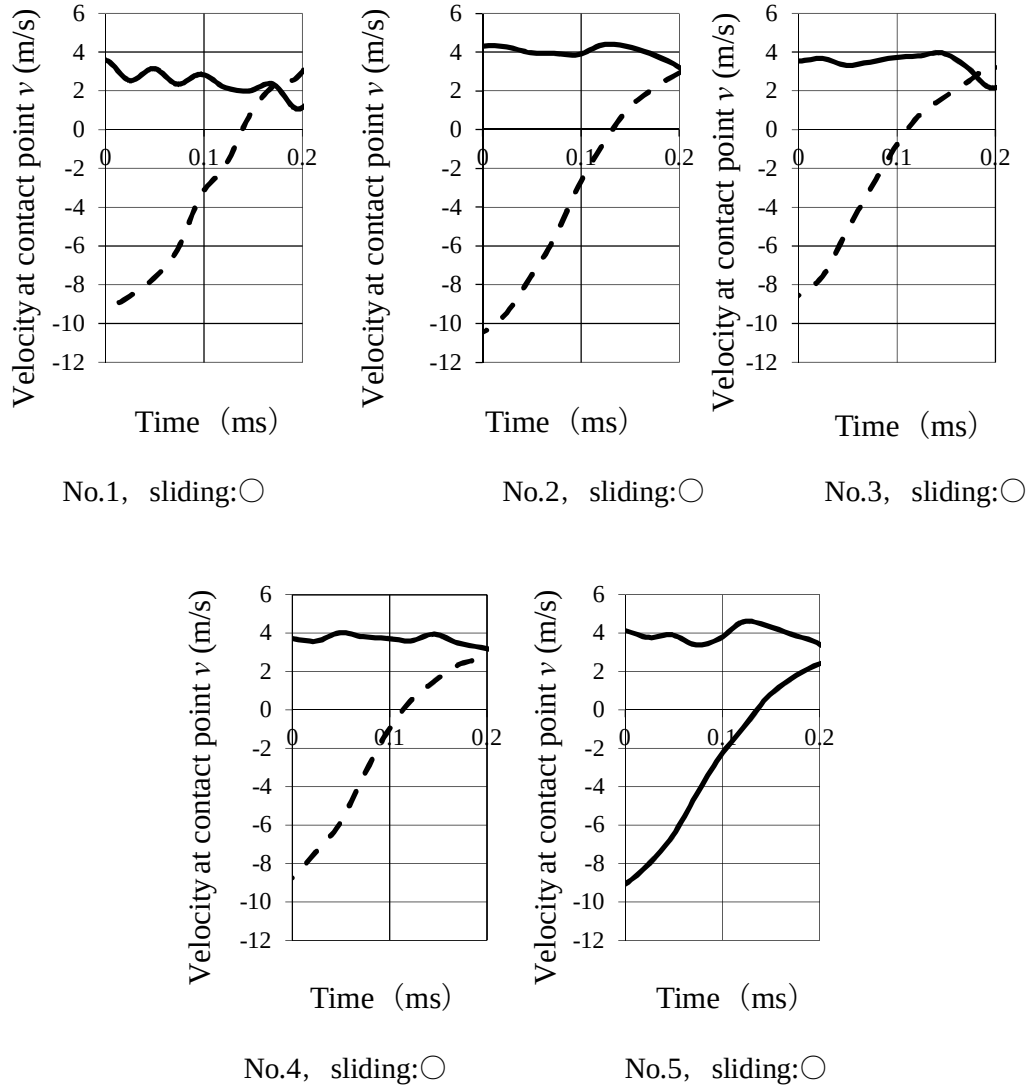


No.4, non-sliding:×

No.5, sliding:○

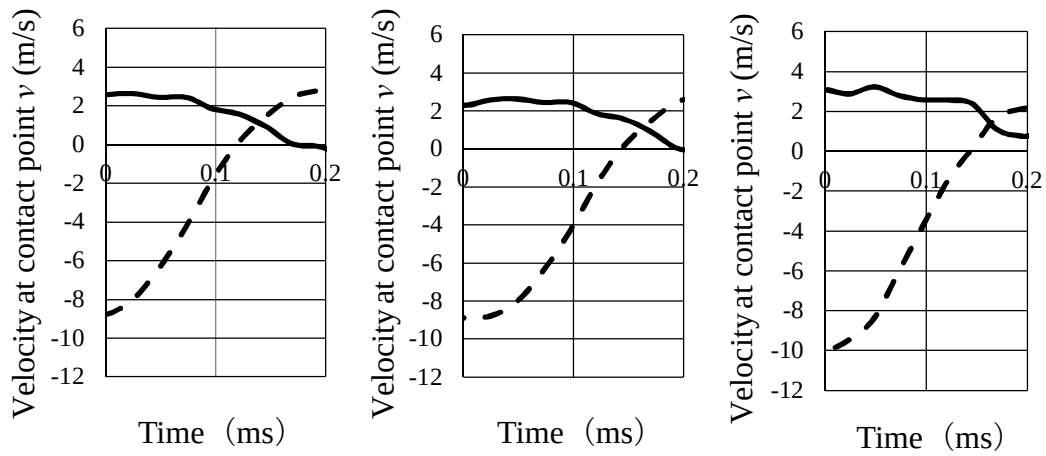
○ : sliding condition - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition — Tangential component of velocity at contact point

Fig. B-11 Velocity at contact point i time diagram (specimen material of carbon steel, barrier angle 15°)



○ : sliding condition - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition — Tangential component of velocity at contact point

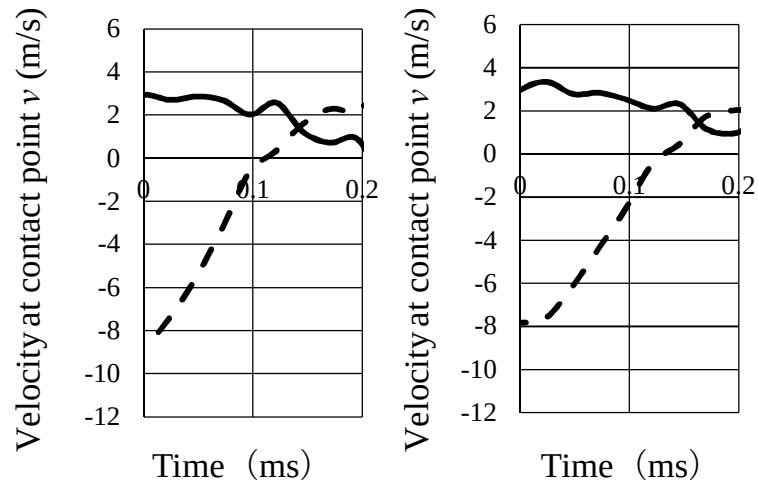
Fig. B-12 Velocity at contact point i time diagram (specimen material of carbon steel, barrier angle 20°)



No.1, non-sliding:×

No.2, non-sliding:×

No.3, sliding:○

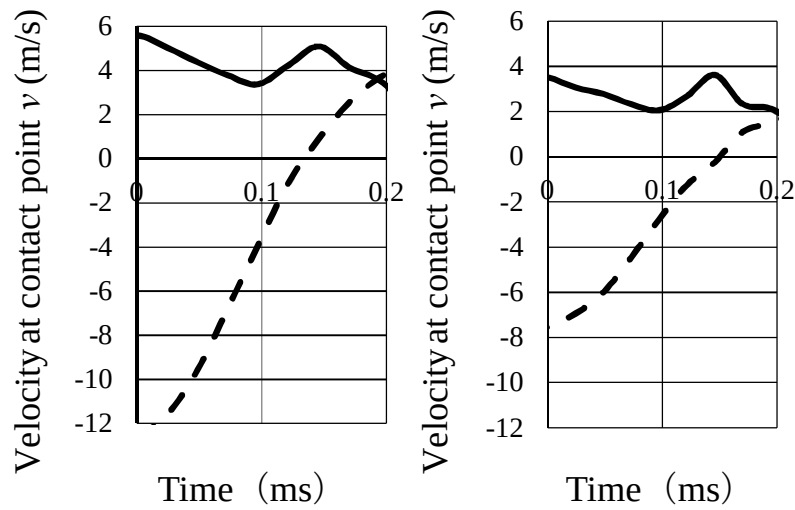
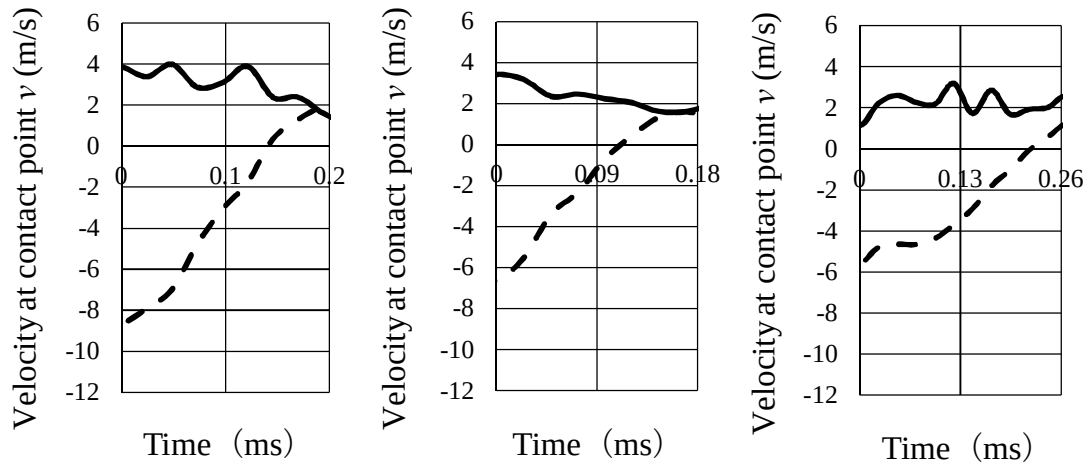


No.4, sliding:○

No.5, sliding:○

○ : sliding condition - - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition ——— Tangential component of velocity at contact point

Fig. B-13 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (specimen material of aluminum, barrier angle 15°)



○ : sliding condition - - - Normal component of velocity at contact point
 × : non-sliding condition — Tangential component of velocity at contact point

Fig. B-14 Velocity at contact point $\dot{v}$ time diagram (specimen material of aluminum, barrier angle 20°)

関連論文

1. 渡邊武, 西村尚哉, 村瀬勝彦, ラムダ型自動車用強制制動体の特性評価, 日本機械学会論文集, Vol.81、No.823, DOI. 10.1299/transjsme.14-00507
2. Takeru Watanabe, Naoya Nishimura, Hiroka Watanabe, Syouta Nakadate, Katsuhiko Murase, Evaluation of Sliding Behavior of Simple Structures for Oblique Collision, Applied Mechanics and Materials Vol. 566 pp. 611-616
3. S.Nakadate, N.Nishimura, T.Watanabe, H.Watanabe, K.Murase, Characteristic evaluation of the enforcement device for the car, Applied Mechanics and Materials, Vol.566, pp.617-622