

平成23年度修了
博士後期課程学位論文

歩行ロボットおよび剛体のロッキングにおける
衝突時のエネルギー損失に関する研究

A Study on Energy-loss of Bipedal Robot and Rocking of Rigid Body

高知工科大学大学院 工学研究科 基盤工学コース

学籍番号：1136002

今西 望
Nozomu Imanishi

目次

目次	1
研究要旨	3
第1章 緒論	5
1.1. 動吸振器に関する先行研究	5
1.2. 剛体のロッキングに関する先行研究	7
1.3. 剛体のロッキングによる制振(研究のねらい)	9
1.4. 2足歩行ロボットに関する先行研究	11
1.5. 受動歩行とその先行研究	14
1.6. ロッキングの研究と受動歩行の関連性	15
1.7. ばねを利用した歩行ロボットのエネルギー損失低減	16
1.8. 各章の構成	17
第2章 剛体のロッキングに底面形状の与える影響	18
2.1. はじめに	18
2.2. 底面が平面の剛体のロッキングの減衰	21
2.3. 底面の形状が多角形の場合の減衰	25
2.4. 実験	31
2.4.1. 実験装置・方法	31
2.4.2. 実験結果	31
2.5. まとめ	33
第3章 剛体のロッキングの固有振動数と減衰の振幅依存性	35
3.1. はじめに	35
3.2. 底面が平面の場合の減衰比と固有振動数	37
3.3. 底面形状が円弧の場合の固有振動数	43
3.4. 円弧の一部を直線・多角形で置き換えた底面形状の剛体の固有振動数と減衰比	47
3.4.1. 円弧の一部を直線で置き換えた剛体の固有振動数と減衰比の計算	47
3.4.2. 円弧の一部を円弧に外接する多角形で置き換えた場合の計算式	49
3.4.3. 計算例および各パラメータの固有振動数および減衰比への影響の検討	53
3.5. まとめ	58
第4章 歩行ロボットのエネルギー損失低減方法	59
4.1. はじめに	59
4.1.1. 歩行現象とエネルギー	59
4.1.2. エネルギー損失メカニズム	60
4.2. 着地時のエネルギー損失の理論的な導出	61
4.2.1. 着地前後の速度比の算出	61
4.2.2. 脚の質量を考慮した場合のエネルギー損失	62
4.3. 着地時のエネルギー損失低減方法	64
4.3.1. 数値シミュレーション環境	64
4.3.2. ばねを脚に挿入した場合の受動歩行モデル	65

4.3.3.ばねのエネルギー損失低減効果の理論的な導出.....	65
4.3.4.数値シミュレーションによる検討.....	67
4.4.ばねに保存したエネルギーの再利用.....	69
4.4.1.ばね定数を変化させた場合の歩容の違い.....	69
4.4.2.ばね関節へのブレーキ機構の取り付け.....	70
4.4.3.ブレーキ機構の制御則.....	70
4.5.まとめ.....	72
第5章 結論.....	73
謝辞.....	74
参考文献.....	75
本研究に関する業績リスト.....	78
学术论文.....	78
学会口頭発表.....	78
国際会議.....	80

研究要旨

剛体のロッキングにおける衝突時のエネルギー損失メカニズムと受動歩行ロボットの遊脚が着地する時のエネルギー損失メカニズムが酷似していることに着目し、異なった2つの分野における動的現象に関する問題を一連の研究としてとりあげた。

剛体のロッキングは、地震入力を受けた墓石や建築構造物内の家具などが浮き上がり、振動しながら転倒に至る好ましくない現象としてよく知られているが、ロッキングには、衝突により発生する減衰、重力による復元力があり、ばねやダンパなどの受動的な機械要素を用いなくても動吸振器に必要な質量、ばね、減衰を有していることから、置くだけで効果を発揮する安価で簡素な動吸振器としての利用を検討した。まず、一般的な形状である底面が平面の場合の自由振動における減衰比と固有振動数の計算式を、非弾性衝突を仮定して導出し、そのままでは、転倒させずに減衰を自由に設定することができないこと、固有振動数の振幅依存性が極めて大きいことにより、定点理論を用いた動吸振器として用いることが困難なことを示した。次に、底面形状を直線に近い多角形にすることにより、転倒させずに減衰比を自由に設定することが可能なこと、またその時の減衰比が陽な形の計算式で表現できることを示した。さらに、底面形状として円弧形状を基本とし、円弧の一部を直線または多角形に置き換えた底面形状を用いれば、減衰比を自由に設定できることを維持しつつ、固有振動数の振幅依存性を大幅に低減できることを示した。

次に、剛体のロッキングで用いた衝突によるエネルギー損失の計算法と同様の考え方をを用いて、受動歩行ロボットの接地時のエネルギー損失の計算式を導出した。また、受動歩行ロボットに関する先行研究において示されていた足の形状によりエネルギー損失の大きさが異なることは、剛体のロッキングにおいて底面形状によりエネルギー損失を調整できると密接な関係があることを示すとともに、足の形状の工夫だけではエネルギー損失低減に限界があり、歩幅が大きくなれば運動エネルギーの大半が着地により失われることを示した。そのエネルギー損失を低減するために、脚部にばねを挿入することを提案し、損失していたエネルギーの大半をばねの収縮によって弾性エネルギーとして蓄えることに

より、損失を大幅に低減できることを示した。しかし、ばねに蓄えられたエネルギーを開放して運動エネルギーに戻す場合には、かならずしも歩行に有効なエネルギーとなるとは限らないことが明らかになったため、脚にブレーキを追加した歩行機構を考案し、どのような条件であれば歩行エネルギーに変換できるかを示すとともに、適切なタイミングでブレーキの ON, OFF を行うことにより効果的に歩行エネルギーに変換できることを明らかにした。

第 1 章 緒論

1.1. 動吸振器に関する先行研究

機械や構造物の振動を抑制する方法の一つに動吸振器による制振があり，機械や構造物で振動問題が発生した後に取り付けられることや，比較的軽い質量のものでも大きな効果が発揮できることから，様々な分野で広く用いられている．動吸振器として最もよく用いられているのは，定点理論^[1]を用いて図 1.1 に示すような 1 自由度のばね・質量・減衰系である動吸振器の固有振動数や減衰比を調整し図 1.2 に示すような構成によって主系の共振時の応答倍率を抑制するタイプ(タイプ 1)である．もう一つは，加振周波数が一定である振動系において，減衰のない動吸振器の固有振動数を加振周波数と一致させることにより反共振の状態にして振動を抑制するタイプ(タイプ 2)である．

タイプ 2 の加振周波数と同一の固有振動数を有し減衰のない動吸振器を用いれば，反共振を利用して応答振幅を理論的にはゼロにすることが可能である．この場合には，主系の特性に関係なく，加振周波数と動吸振器の固有振動数の関係のみを考えればよいことから設計法も非常に簡単であり，同期電動機駆動の回転軸系のように回転数に変化しない系のアンバランス振動の抑制などには非常に有効な手段となる．理論どおりにいけば非常に質量が小さい動吸振器でも振動をゼロにすることができるという非常に魅力的な方法である．しかし，誘導モータのように負荷の変動に伴い回転数が若干変動する場合や，運転条件として回転数が限定された範囲で変動する場合には加振周波数と動吸振器の固有振動数がずれることにより，振動をねらい通りに抑制することができなくなることがある．また，加振周波数は一定でも，動吸振器に製作誤差が存在する場合や経年変化などにより動吸振器の固有振動数が変化する場合には，加振周波数と動吸振器の固有振動数がずれることになる．そのような場合には，逆に動吸振器を付加したことにより振動を増幅させてしまう場合もある．このようなリスクが存在するために，理論的には非常に有効な方法であるにも関わらず応用されている例はタイプ 1 と比べてかなり少ない．加振力の周波数が限られた範囲で変化する場合でも安心して使用できる動吸振器の最適設計法については，井上らや

筆者らの研究^{[2][3]}があるが、本論文とは関連はあるものの前述のようなねらいからは少し離れるため、本論文には含めないことにした。

タイプ1については、Den Hartog^[1]により定点理論の有効性が広く紹介されたのち、非常に多くの研究が報告^[4-9]されており、主系に減衰がある場合の設計式に関する西原らの研究^[6]や、加振力や評価関数が Den Hartog とは異なる場合の西原や浅見らの検討^[5-8]のような理論的な研究や、デバイスとして、ばねや減衰の部分に粘弾性体を用いた場合の検討^[9]や、減衰の部分に粉体や球状の物体を用いた荒木や佐伯らの研究^{[10][11]}、線形ばねや減衰を有する動吸振器の設計に用いられる定点理論を適用するのではなく、非線形ばね特性を有するインパクトダンパを用いたロバストな動吸振器に関する安田らの研究^[12]などが報告されている。

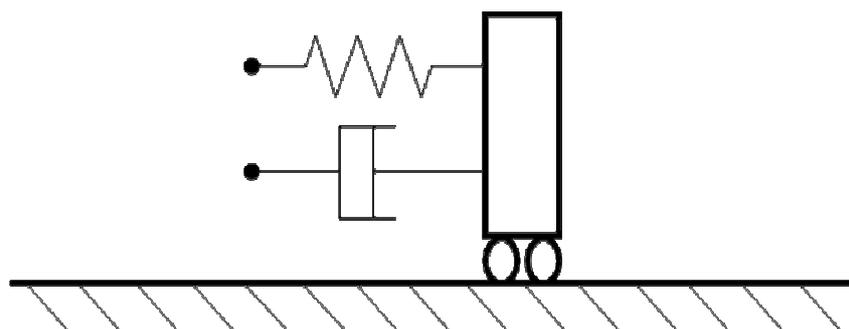


Fig.1.1 A simple of dynamic vibration absorber

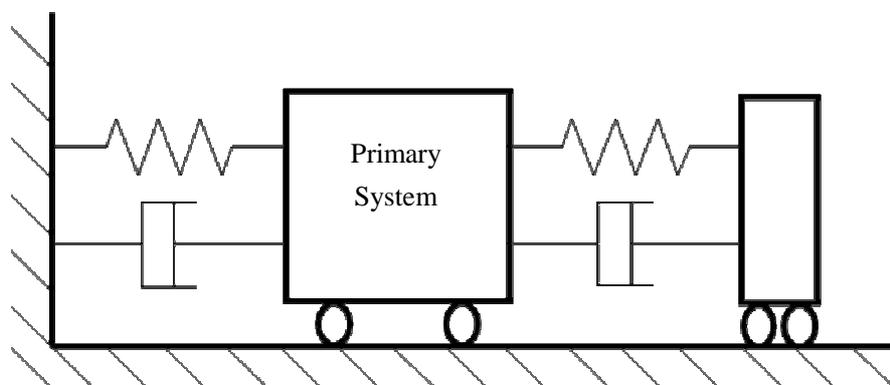


Fig.1.2 Primary system and absorber system

1.2.剛体のロッキングに関する先行研究

図 1.3 に示すような、基礎部に結合されていない機械や構造物に地震動などによって横方向の加振力が働いた場合には、浮き上がった後、衝突を伴った振動が発生し、場合転倒に至る場合がある、そのような衝突を伴った振動はロッキングと呼ばれている。この現象は地震などで多くみられ、基礎に固定されていない構造物、例としてはタンスや墓石などの家具の転倒やサーバーラックや機械の転倒や貯槽タンクの浮き上がりなどを引き起こす現象としてよく知られており、その研究^[13-16]は1960年代ごろから本格的になされており、滑りのない塑性衝突として角運動量保存則などを用いて理論的に解かれている場合や、滑りも考慮して実験や数値解析により検討された例などが報告されている。

このような特性から、剛体のロッキングは剛体のみでありながら、重力による復元力によって振動し、図 1.4 に示すように、非線形でもあるものの、あたかもばねやダンパが質量に取り付けられているように振る舞うことから、この剛体のロッキングを動吸振器として利用することを考えると、制振したい主系上に置くだけで水平方向の振動を抑制することが可能な、構造が簡素であり、かつ低コストである動吸振器として使用できることが考えられる。ロッキングに関する研究の主だったものは、基礎に固定されていない構造物に地震による加振力によって発生する被害を防ぐための研究が多く、ロッキングを制振に利用しようとするものは見当たらない。

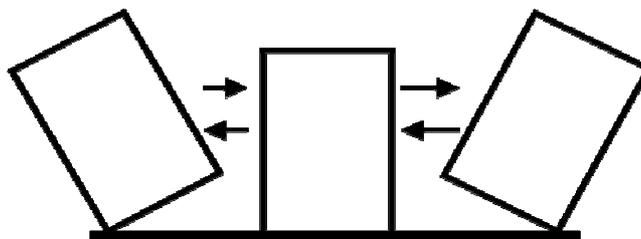


Fig.1.3 Rocking of rectangular rigid body

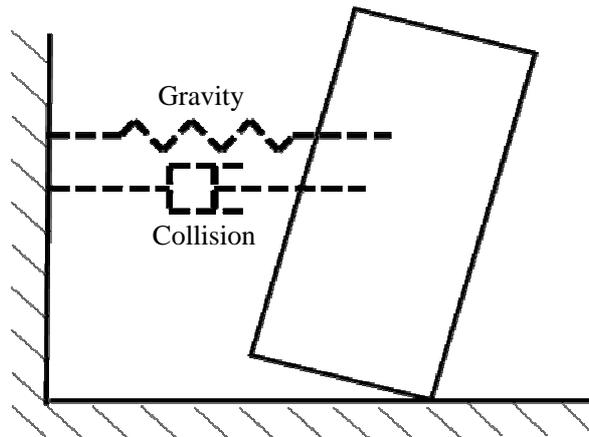


Fig.1.4 Rocking of rectangular rigid body

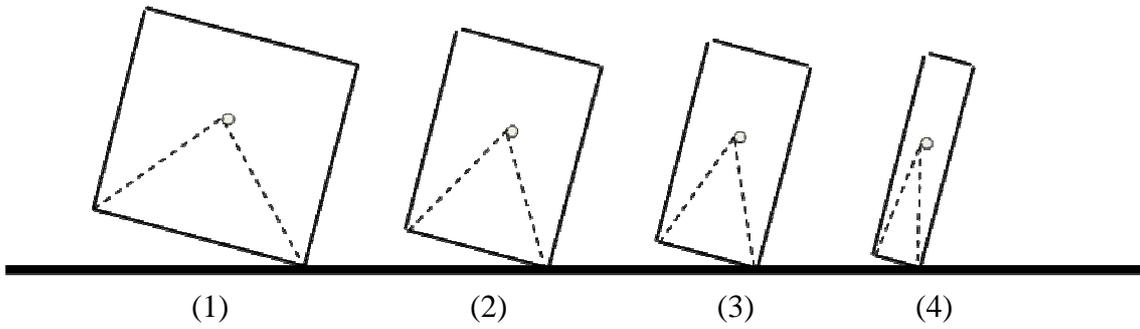


Fig.1.5 Rocking of rectangular rigid body

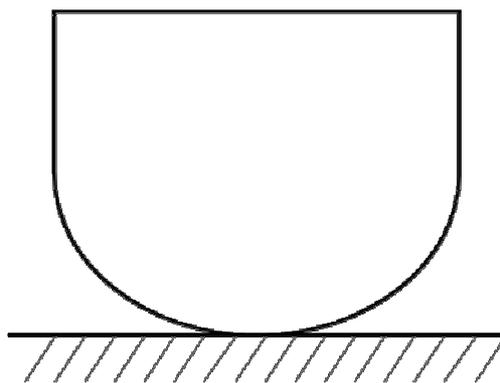


Fig.1.6 Rocking of rigid body with arc bottom

1.3.剛体のロッキングによる制振(研究のねらい)

剛体のロッキング現象における減衰や固有振動数などの振動特性には材料の特性の影響は少なく形状により支配され、図 1.5 に示すように剛体高さと同幅の比によってその減衰が変化することが、実験的にも経験的にもよく知られており、まとめると次の2点のようになる。

- 1) 同じ高さに対して横幅が狭い場合は減衰が小さく振動が長く続くとともに、少し振幅が大きくなるだけで倒れやすい。
- 2) 同じ高さに対して横幅が広い場合には減衰が大きく振動が直ぐに止まるとともに、剛体は倒れにくい。

このような特性から、この剛体のロッキングを動吸振器として利用することを考えると、制振したい主系上に置くだけで水平方向の振動を抑制することが可能であるが、剛体のロッキングを動吸振器として利用する場合には、振動を抑制しようとしている主系の固有振動数に合わせて、動吸振器の固有振動数と減衰を自由に設定できるようにする必要がある。しかしながら、単純な直方体の剛体を動吸振器に利用しようとした場合、次のような課題が生じる。

- 1) 底面が平面の直方体の剛体で減衰は高さと同幅の比により決まるため、減衰を自由に設定しようとするには、その比を変更する必要がある。しかし高さに対して横幅を小さくすると、剛体が大きく振動すれば転倒してしまう。
- 2) 底面が平面の剛体の固有振動数には、強度の振幅依存性があり、定点理論が適用しにくい。

1 番目の課題は減衰を小さくしようとした場合に問題となってくる。すなわち、動吸振器は基本的に振幅応答が大きくなることでエネルギーを吸収・消散して主系の振動を抑制するという役割を果たす際に、転倒してしまうと、動吸振器として利用することができない。

2 番目の課題は、ロッキングの非線形によって生じる固有振動数に振幅依存性である。非線形を利用し、ロバストな動吸振器を目指す場合には、固有振動数の振幅依存性は、存在することが望ましいが、本論では、動吸振器の設計方法として最も一般的である定点理論を適用することを考えることから、固有振動数（減衰比も）の振幅依存性は望ましくない。

そこで本研究では、まず、底面形状を平面に近い多角形とすることで転倒しないために十分な横幅を確保しても、減衰比を自由に設定できる方法について検討する。次に、図 1.6 に示すようなゆりかごやロッキングチェアの脚に似た円弧底面を持つ剛体のロッキングには、底面が平面の剛体に存在するような強度の振幅依存性が存在しないことから、このような円弧を基本とし、その一部を直線または円弧に外接する多角形に置き換えることにより、減衰比を自由に設定できるという特徴を維持しつつ、底面が平面の場合とくらべて固有振動数の振幅依存性を大幅に低減することを考える。それにより、剛体を置くだけの簡便な動吸振器で、剛体の転倒に至る限界の角度変位を減らすことなく定点理論をベースとして剛体の固有振動数と減衰を自由に設計することができる方法を確立することを本研究の主目標とする。

1.4.2 足歩行ロボットに関する先行研究

ヒトの生活空間で活動するロボットを考えた場合、ヒトと同じような形状と自由度を有したヒューマノイドロボットの方が、ロボットの導入時にかかるコスト、例えば建物などに新たにロボットが通行しやすいような改造を加えるなどのインフラ整備の導入などが必要なく、ヒトが生活する既存のインフラをそのまま利用することができる点で有利である。特に2本の脚を利用した移動方法は、安定性こそ多脚の歩行ロボットや車輪を用いた移動方法と比較して低く、制御なしには立姿勢を維持できないなどの問題点があるものの、段差や坂路などの不整地での踏破性に優れるとともに、2本一組の脚のみを利用して、旋回、歩行、走行、跳躍、着地などの様々な移動動作が可能である。2足歩行の研究としては、特に有名なものは完全な自律制御による2足歩行を実現した本田技研工業のヒューマノイドロボット P3^[17]および、後に2足走行や跳躍を実現した図 1.7 に示す ASIMO^[17]、そして図 1.8 に示す川田工業、産業総合研究所、安川電機が共同で、人間と協調・共存型のロボットをテーマとして開発した、HRP-2^[18]やその後継^[19]などが挙げられる。

2足歩行ロボットは、本質的には倒立振り子であり、歩行中、あるいは立姿勢において不安定であり、安定規範として、ロボットの姿勢から、その重心位置を算出した後に、足部上でロボットに作用するモーメントが釣り合い転倒しない点を算出する ZMP(Zero Moment Point)制御^[20]を用いた安定化を行うことが一般的である。また、ロボットの姿勢制御にはヤコビ行列を利用して姿勢角から必要な関節トルクや関節速度を算出し、ロボットのアクチュエータへの指令値としてトルク、または速度を入力することが一般的な手法である。ヤコビ行列の計算自体は非常に単純な行列演算であるものの、センサー情報をもとにした姿勢角の算出から、ZMPに基づく姿勢の生成、軌道計画^[21-24]に基づく歩行動作生成などの一連の計算時間は、ヒトのように高速でダイナミックな歩行や走行を実現するためにはまだ演算装置の計算速度がまだ十分に追いついていないと考えられるが、演算装置の性能向上に伴って今後解決されることが予想される。一方で、ヒトの歩行現象に注目すると、ヒトは複雑な演算を必要とせず、また特に歩行するためにどうすべきかを意識することなく歩行することが可能である。これらは、「脳」と「身体」と「環境」の相互作用によって適応的な行動が自動的に生成されるという考え方を移動知^[24]と定義して行われたプロジェク

ト研究の中で、ヒトは制御メカニズムの複雑化を防ぐために、そのヒトの身体的な歩行力学系自体に内在する歩行の安定化フィードバックを利用しているのではないかという点に注目した研究^[25]が行われ、ヒトの歩行現象に近いとされている受動歩行の自己安定性に関する研究が行われている。

またヒトと2足歩行ロボットの歩行時のエネルギー効率を比較してみると、ロボットのエネルギー効率はヒトと比較して劣悪であり、ヒトのように長時間に渡る連続歩行は不可能である。これは、2足歩行ロボットの多くが従来型の軌道計画に基づく制御を行っているために、当然、姿勢維持のためだけでもエネルギーを消費するが、制御時の特異解を避けるために膝を常に曲げた状態で歩行していることが非常に影響している。このように膝を曲げた状態ではエネルギー効率が悪化する点を改善するために、従来型のヒューマノイドロボットの膝曲げ歩行に対し、胴体に腰関節を導入することによって歩行中に膝関節を伸ばす工夫を行った、早稲田大学を中心に開発された図 1.9 中の WABIAN-2 R などのヒューマノイドロボット^[26]の開発も行われている。



Fig.1.7 HONDA “ASIMO”



Fig.1.8 AIST etc. HRP series “HRP-2”



Fig.1.9 Waseda University “WABIAN-2R”

1.5.受動歩行とその先行研究

前述した2足歩行ロボットのエネルギー効率を改善する方法として、従来型の制御を必要とせず、2足歩行ロボットに受動的な動歩行を導入することが注目されている。

受動歩行は、緩やかな坂道上を、その坂によって流入されるポテンシャルエネルギーを利用して連続歩行を実現させたもので、1990年にMcGeer^[27]が受動歩行の実現可能性を実験により示したものが最初で、坂道の傾斜角度や受動歩行の寸法や重量を適切に設定することで、ほぼ一定の速度で安定して下ることができる。図1.10に示すような2本の脚を用いたコンパス型をした受動歩行機が坂道を下るのは一見すると不安定なシステムに見えるが、Goswamiら^{[28][29]}の安定性に関する研究によって、受動歩行は安定なシステムであることが示された。さらに受動歩行をよりヒトの歩行へ近づける研究としてはコンパス型受動歩行機に膝関節を取り付けた、図1.11に示すような池俣・佐野らの研究^[30]が挙げられる。

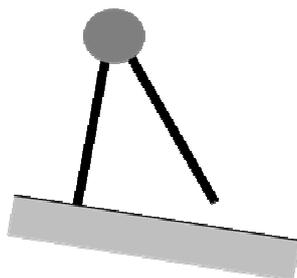


Fig.1.10 Compass-like Passive dynamic walker



Fig.1.11 Passive dynamic walker “Bluebiped”

1.6. ロッキングの研究と受動歩行の関連性

エネルギー効率の面で受動歩行を見ると、受動歩行は坂道上を下っていく際に重力のみを利用しており、その歩行動作は、系自身が持つパラメータと、環境（斜面角度）、そして流入エネルギー量によって決定される。この時、受動歩行機が一定の速度で坂を下っている場合、流入エネルギーと、受動歩行機が歩行動作の生成に利用することで系から流出するエネルギーは釣り合う。すなわち、受動歩行機に空気抵抗やその関節に摩擦や粘性抵抗が無い場合、この受動歩行機からのエネルギー流出は地面と脚との衝突によってのみ発生することになる。受動歩行では一般に坂道の傾斜角度を大きくすると、歩幅が広くなり、歩行速度が上昇するという現象がみられるが、これはすなわち、剛体のロッキングにおける剛体の高さに対して横幅が広くなると衝突によってエネルギー損失が増加する現象に対応しており、歩行速度と歩幅、そしてエネルギー損失は互いに独立せず依存している。ゆえに受動歩行はエネルギー効率を向上させながら、同時に歩行速度を上昇させることはコンパス型の歩行モデルに見られる単純なピン型の脚先のみではできない。そこで注目されるのが、脚先の足部の形状が歩行時のエネルギー効率に与える影響の研究^[31]である。受動歩行の脚先には、足部なし、足部あり、円弧足などの様々な形状があり、それぞれ、図1.12に示すような(a)底面が平面のロッキング、(b)多角形のロッキング、(c)曲面と平面が組み合わされたロッキングに対応しており、エネルギー損失の低減に効果がある。しかしながら、足部の形状や大きさを工夫するだけのエネルギー損失の低減方法では、脚先の質量が重くなるなどのマイナスの効果があること、また、歩幅が大きくなれば、そのような工夫だけではエネルギー損失の低減には限界があり本質的な改善策が必要である。

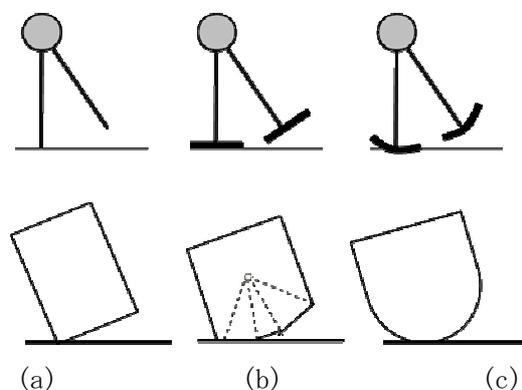


Fig.1.12 Passive dynamic walker and Rocking of rigid body

1.7.ばねを利用した歩行ロボットのエネルギー損失低減

前節で述べたように、受動歩行の足部の工夫だけではエネルギー効率を十分に改善することは難しい。特に歩幅が大きくなれば地面との衝突によって失われるエネルギーは非常に大きくなる。このエネルギー損失を回収・低減する方法として図 1.13 に示すようなばねを持つ歩行モデルを提案する。ばねを取り付けた歩行機は、関節にばねを付加したものや、受動走行を実現するためにばねを利用しようとする研究^[39]が挙げられるが、歩行時に地面と脚との衝突によるエネルギー損失を、ばねの変形として保存し次の歩行へ再利用するという研究は見られない。本研究では、歩行ロボットのエネルギー損失を低減する方法としてばねを利用した方法を確立することを目標とする。

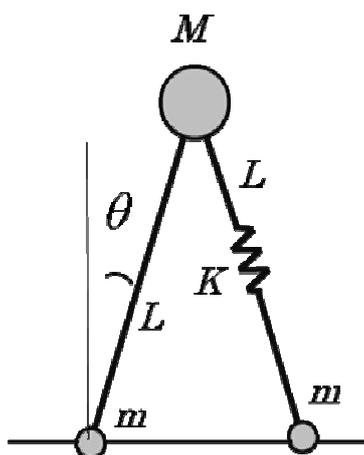


Fig.1.13 Passive dynamic walker with spring knee joint
(Proposed)

1.8.各章の構成

第2章

剛体のロッキングの減衰に対して、同一の幅の剛体でも自由に減衰比を設定できることをねらって、底面形状を直線に近い多角形に変更した場合の減衰比の計算式を導出するとともに、実験装置を用いて計算式の妥当性の検証を行う。

第3章

先に提案した多角形底面を持つ剛体のロッキングの振動特性について、その固有振動数が重力による復元力の非線形性によって、大きな振幅依存性を持つ問題を解決するために、比較的振幅依存性の低い円弧型の底面を持つ剛体をベースとして、衝突による減衰を発生させるため、その一部を平面あるいは多角形平面に置き換えた底面形状を考え、第2章で示した減衰を自由に設定できるという特徴は維持しつつ、固有振動数および減衰その固有振動数及び減衰の振幅依存性の低減法について検討する。

第4章

歩行時に地面と脚との衝突によるエネルギー損失の大部分を、脚部にばねを付加することにより、いったんばねに蓄えエネルギー損失を低減する効果について、数値シミュレーションにより検討する。いったんばねに蓄えられたエネルギーは、ばねのたわみが戻ることにより運動エネルギーに変換されるが、その運動エネルギーが、ばねの伸縮の方向から歩行の方向へ変換されなければ意味がないことから、ばねの伸縮に関するブレーキを導入し、そのON、OFFのタイミングを工夫することにより、ばねに蓄えられたエネルギーを歩行に有効なエネルギーに変換する方法についても検討する。

第2章 剛体のロッキングに底面形状の与える影響

2.1.はじめに

機械や構造物に減衰性能を付加するために使用されているものには、ダンパ、制振材料、摩擦などがあるが、いずれも速度に抗して働く減衰力によりエネルギーを消散させるものであり、その消散メカニズムも直感的に理解しやすく、運動方程式では速度などの関数として表現される場合が多い。

一方、図 2.1 に示すような剛体のロッキングに関しては、剛体自身にはほとんど減衰がない場合でも、自由振動の振幅は減少していく。その減衰性能は、その材料の減衰特性よりも、剛体の形状、すなわち、高さとの比などにより支配され、相対的に幅が広がるほど自由振動は速く減衰することが古くから知られている^[32]。エネルギーの消散メカニズムも前述のダンパなどとは大きく異なり、剛体と支持構造が衝突する際にエネルギーが逸散することにより振動が減衰する^{[32][33]}。したがって、ロッキングによるエネルギー消散には、減衰の大きい材料やダンパなどを用いる必要がない。また、非線形ではあるものの、振り子などと同様に重力による復元力を有しており、剛体を置くだけで、ばね・質量・減衰系としての要素を備えていることになることから、本研究では、ロッキングを低コストの水平方向の動吸振器に活用することを考える。

基礎に結合されていない構造物に大きい地震入力に加わった場合には、ロッキングが発生する場合があることから、ロッキングによる被害を防ぐための研究として、正弦波加振を受ける剛体のロッキング^[33]やロッキングと滑りの関係を調べたもの^[34]、貯槽タンクのロッキング^[35]など多くの研究があるが、ロッキングを制振に活用しようという研究は見当たらない。

剛体のロッキングを動吸振器として制振に用い良好な設計を行うには、制振の対象となる機械や構造物の振動の抑制に適した振動特性をロッキングにより具現化する必要がある。一般的に、動吸振器を用いて良好な制振を行うには、動吸振器の固有振動数や減衰比を主系の特性を考慮して最適な値に設定する必要があるため、ロッキングを利用する場合でも、その減衰比や固有振動数が最適になるように剛体の形状を設計する必要がある。

底面が平面である一般的な直方体の剛体のロッキングの減衰特性は、2.2節に示すように剛体の高さとの比に支配されており、その比を調整すれば減衰比を自由に設定することは可能であるが、幅を小さくしすぎると転倒に至るまでの角変位振幅が減少し、それ自身の応答振幅が大きくなることによりエネルギーを消散して主系の振幅を抑制するという動吸振器の役割が十分果たせなくなる可能性があると考えられる。

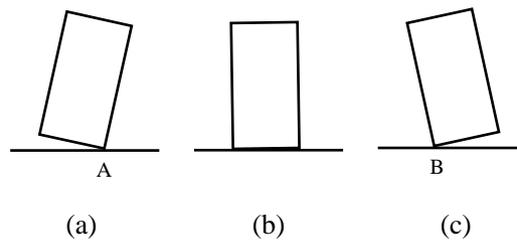


Fig.2.1 Rocking of rigid body

自由振動の振動数に関しても、底面が平面の一般的なロッキングでは、形状に大きく影響を受けるとともに、ロッキングの自由振動の振動数には復元力の非線形性に起因した振幅依存性が存在する。動吸振器には、非線形性を利用したもの^[38]もあるが、定点理論^[1]を用いた一般的な動吸振器として利用するには、十分な振幅が確保でき、かつ、動吸振器の固有振動数および減衰比を自由に設定できることが望ましい。したがって、底面が平面である剛体のロッキングは、そのままでは一般的な動吸振器として用いることが難しい。

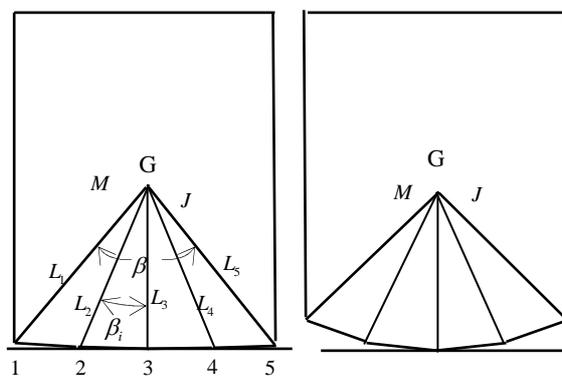
そこで、本研究では、剛体の底面が平面ではない構造に着目し、転倒に至る限界の角変位を減らすことなく、減衰比および自由振動の振動数を自由に設定することが可能な剛体の形状を設計する方法を確立することを最終的な目的とする。また、非線形性については、完全な線形化は難しいものの、定点理論を用いて動吸振器が設計できるレベルに持っていくことを考える。

前述のような設計法を確立するためには、多くの課題を克服する必要があるが、論文では、まず、上述の問題のうちの減衰に関する底面形状の設計法を取り上げる。

底面の形状として、剛体を正面から見た場合の底面が、図 2.1 のような直線（平面）ではなく、図 2.2 に示すような下に凸な多角形である場合について検討を行う。下に凸な多角形でもいろいろな形状のものが考えられるが、図 2(a) のような直線に近い多角形の場合が、最

も基本的で減衰性能の計算式が陽な形で得られ多角形化の効果を理解するのに適していること、また、後述のように機器や家具などの地震によるロッキングにおける減衰性能の評価などにも適用可能であると考えられることから、本研究では、まず、図 2.2(a)に示す直線に近い多角形の場合をとりあげる。図 2.2(b)のような場合の検討は今後の課題とする。

まず、多角形の場合の減衰性能の計算式導出のための予備検討として、底面が平面である場合のロッキングの減衰特性の計算式について示した後、その結果を用いて図 2.2(a)のような多角形の場合の減衰特性の計算式を導出してその減衰性能について検討し、実験によりその妥当性の検証を行う。



(a)Near straight line base (b)General polygon base

Fig.2.2 Rigid body with polygon base

2.2.底面が平面の剛体のロッキングの減衰

次節に示す底面が多角形の場合のロッキングによる減衰の検討の準備として、まず、図 2.1 に示すような底面が平面である一般的な剛体のロッキングの場合の減衰について検討する。

ロッキングの理論としては、直方体など左右対称の剛体に関する報告が一般的であるが [32-34]、ここでは、次節での検討に左右対称でない剛体に対する理論を用いる必要があることから、左右対称でない場合を含む剛体を取りあげる。

ロッキングによる衝突を跳ね返りや滑りが発生しない塑性衝突であると仮定し、図 2.1 (a) のように剛体が一つの頂点 A を支点に回転運動をしている状態から図 2.1(b) のように衝突し、次の瞬間には図 2.1(c) のように支点が反対側の頂点 B に移るという現象について考える。このような現象における衝突前後の剛体の角速度の比は、衝突前後で点 B まわりの角運動量が保存されることを利用すれば計算できることが古くから知られている [32]。

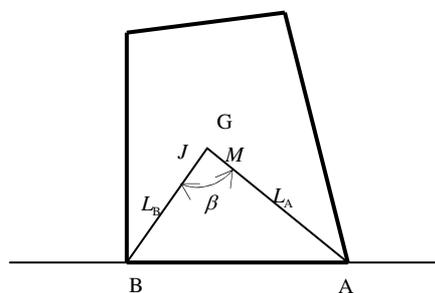


Fig.2.3 Rigid Body

図 2.3 のように剛体の重心を G、質量を M、重心まわりの慣性モーメントを J、点 A、B から重心 G までの距離を L_A 、 L_B 、剛体の回転角を θ 、衝突直前の角速度を $\dot{\theta}_1$ 、衝突直後の角速度を $\dot{\theta}_2$ で表すとともに、角度 β を図 2.3 のように定義する。このような剛体の衝突において、点 B まわりの角運動量が保存されること [32] を用いれば、衝突前後の角速度比 $\varphi (= \dot{\theta}_2 / \dot{\theta}_1)$ は、

$$\varphi = \frac{ML_A L_B \cos \beta + J}{ML_B^2 + J} \quad (2-1)$$

により計算できる．ただし，上式は，右辺が正またはゼロの場合にのみ成立する．右辺が負になる場合には $\varphi = 0$ となり振動は持続しない．また，衝突前後の運動エネルギーを T_1 , T_2 とすれば

$$T_1 = (J\dot{\theta}_1^2 + ML_A^2\dot{\theta}_1^2)/2 \quad (2-2)$$

$$T_2 = (J\dot{\theta}_2^2 + ML_B^2\dot{\theta}_2^2)/2 \quad (2-3)$$

であるので，式(2-1)の結果を用いれば，衝突前後の運動エネルギーの比 $\tau (=T_2/T_1)$ は，

$$\tau = \frac{(ML_A L_B \cos \beta + J)^2}{(ML_A^2 + J)(ML_B^2 + J)} \quad (2-4)$$

となる．式(2-1)より角速度比である φ については $L_A \neq L_B$ であれば，衝突の方向，すなわち支点が A から B に移るか B から A に移るかによって異なった値となり，式(2-4)より運動エネルギーの比 τ は， $L_A \neq L_B$ であっても衝突の方向によって値が変化しないことがわかる．

したがって，エネルギー消散の割合も衝突の方向によらないことがわかる．

剛体が左右対称で $L_A = L_B = L$ であれば

$$\varphi = (ML^2 \cos \beta + J)/(ML^2 + J) \quad (2-5)$$

$$\tau = \{(ML^2 \cos \beta + J)/(ML^2 + J)\}^2 \quad (2-6)$$

となる．また，剛体が直方体の場合には，幅を b 高さを h とすれば

$$J = M(h^2 + b^2)/12 = ML^2/3 \quad (2-7)$$

となるので，式(2-5)，(2-6)に代入すれば

$$\varphi = (3 \cos \beta + 1)/4 \quad (2-8)$$

$$\tau = \varphi^2 = \{(3 \cos \beta + 1)/4\}^2 \quad (2-9)$$

となり β のみの関数で表現できる．また，あまり現実的ではないが， $J = 0$ と仮定すれば，

$$\varphi = \cos \beta \quad (2-10)$$

$$\tau = \varphi^2 = \cos^2 \beta \quad (2-11)$$

のような簡単で見通しがつきやすい関係式が得られる．なお，式(2-8)，(2-10)では，右辺が負になる領域では $\varphi = 0$ となり振動は持続しない．すなわち，直方体の場合には，

$\beta \geq \cos^{-1}(-1/3)$ ， $J = 0$ の場合には $\beta \geq \pi/2$ では振動は持続しない．

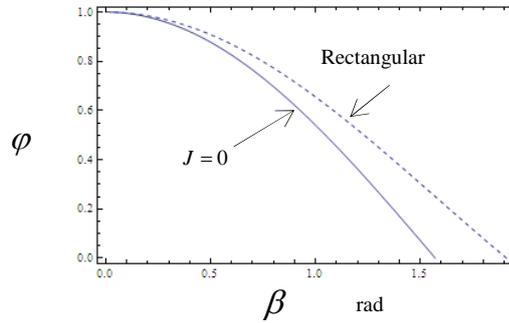


Fig.2.4 Effect of β on φ

図 2.4 に直方体の場合ならびに、 $J = 0$ の場合の β に対する衝突前後の角速度比 φ の変化を示す。図より、いずれの場合でも β が大きくなれば、速度比 φ が小さくなっていくこと、すなわち減衰が大きくなっていくことが確認できる。また、直方体の場合には、 $J = 0$ の場合と比べて、慣性モーメント J の存在により速度比 φ がやや大きくなっていることがわかる。

次に減衰比について検討する。底面が平面の場合にはロッキングの自由振動の 1 サイクル中に衝突は 2 回起こる。本研究ではロッキング以外の減衰は存在しないと仮定しているので、振動エネルギーの消散は、衝突時のエネルギー損失のみである。衝突が起こる瞬間では、いずれの方向からの衝突でも系の位置エネルギーが最小の状態である。位置エネルギーを自由振動中の最小値がゼロになるように設定すれば、衝突時の振動エネルギーは、すべて運動エネルギーであるといえる。位置エネルギーが最小のタイミングでの角速度の 1 サイクル前との比を ν 、同じタイミングでの運動エネルギーの 1 サイクル前との比を ε とすれば

$$\nu = \sqrt{\varepsilon} = \sqrt{\tau^2} = \tau \quad (2-12)$$

となる。対数減衰率 δ は

$$\delta = -\ln \nu \quad (2-13)$$

で求められ、減衰比 ζ は

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (2-14)$$

により表現できる。

以上のように、非線形性が強いロッキングであるが、減衰比には振幅依存性はなく、高さとの関係など形状のみによって決まり、 β を適切に設定すれば、減衰比 ζ は広い範囲で自由に設計することは可能である。ただし、幅を変更すれば復元モーメントと角変位の関係が変化するため、角変位の振幅範囲や自由振動の振動数などが影響を受ける。例えば直方体の場合に減衰を小さくするために高さに比べて幅を小さくすれば、自由振動の振動数が低くなると同時に、わずかな振幅でも転倒してしまうことになる。

また、式(2-1)より、慣性モーメントの大きさによって φ はある程度の調整は可能であることがわかるが、特殊な形状で特別に大きい慣性モーメントを持つ剛体を用いるのでなければ、調整幅は小さいと考えられる。

2.3.底面の形状が多角形の場合の減衰

本節では、復元モーメントと角変位の関係や転倒に至らない振幅の範囲をあまり変化させずに減衰を自由に設定することが可能な方法として、図 2.2 のように正面から見た剛体の底面の形状を多角形にすることを考える。同じ多角形でも、図 2.2(a)のように底面の形状が直線に近い場合と、図 2.2(b)のように大きく凸になっている多角形が考えられる。直線に近いというのは、多角形のどの辺が支持構造に接している場合でも系の位置エネルギーの変化が自由振動時の最大運動エネルギーに比べて十分小さく無視できる状態を意味するものと考えられる。

図 2.2(a)の形状の場合には、後述のように減衰比の計算式を簡単な陽な形で表現できるという特徴があるが、固有振動数については底面が平面の場合と同様に振幅依存性が強い。一方、図 2.2(b)のようにある程度凸になっている形状、特に円弧に内接あるいは外接するような円弧に近い多角形を用いれば、底面が円弧である剛体の固有振動数に近づくため固有振動数の振幅依存性をある程度抑えることが期待できるが、減衰比の計算がかなり複雑になると考えられる。動吸振器に用いることを考えれば、図 2.2(b)のようなタイプのほうが適していると考えられるが、図 2.2(a)の場合には、減衰の計算式が陽な形で得られ見通しがつきやすいことから、多角形化の減衰に及ぼす基本的な効果を理解するためには、まず図 2.2(a)の場合について論ずることが有効であると考え、本研究では、図 2.2(a)のタイプの減衰性能評価法について検討し、図 2.2(b)のタイプについては今後の課題とする。

また、固定されていない機器や家具に製作誤差があり底面がわずかに凸になる場合や逆に床面が多少凸になる場合に接触面に隙間が生じ図 2.2(a)のような状態になることが考えられることから、図 2.2(a)のタイプの減衰性能の計算式は、そのような系の地震時などのロッキングにおける減衰性能評価にも応用可能であると考えられる。

図 2.2(a)のような多角形であれば、その定義より多角形のどの辺が支持構造（床面など）と接している状態でも重心の高さはあまり変化せず、その状態での位置エネルギーと位置エネルギー最小の位置での位置エネルギーとの差は衝突時の運動エネルギーと比べて十分小さいと考える。どの頂点で衝突が起こる場合でも、衝突の瞬間は、多角形の辺のどれかが支持構造と接している状態であるので、位置エネルギーが最小の状態での位置エネルギー

一をゼロと設定すれば，どの場所での衝突においても，自由振動時の系の振動エネルギーのほとんどの部分が運動エネルギーであるとみなせる．衝突直後から次の衝突の直前までの間にはエネルギーの消散はないと仮定しており，その間の位置エネルギーの変化も無視できるので，衝突ごとに系の運動エネルギーが減少していくと考えればよいので，1サイクル中の衝突による運動エネルギーの変化は，各衝突における運動エネルギーの比 τ_i を乗ずれば得られることになる．

多角形の各頂点と重心とを結べば，図 2.2 のように重心と各頂点からなる多角形を複数の三角形に分割することができる．底面が平面の場合には，図 2.3 のように三角形が1つであり，2.2 節で示したようにロッキングによる衝突は1つの三角形に対応して起こる．それに対して，底面が多角形の場合には，分割したそれぞれの三角形において，底面が平面の場合と同様のロッキングによる衝突が起こり，それらが連続して起こると考えられる．

本論文では，説明の都合上，図 2.2(a)のように分割した三角形および多角形の頂点に，左から順に番号をつける．三角形の数が n であれば，頂点の数は $n+1$ であり，図 2.5 のように三角形 i に関する頂点は，頂点 i と $i+1$ である．また，直線に近い多角形であるので，比較的小さい振幅でもすべての頂点で衝突が起こると考えられることから，以下の検討では，基本的にはすべての頂点で衝突が起こる場合について示し，そうでない場合については補足的に説明を加える．

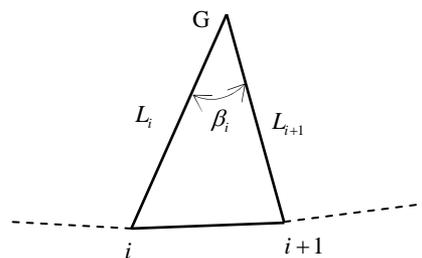


Fig.2.5 Triangle i

多角形全体としてのロッキングにおいて，衝突する頂点が左から右へ移動する場合について考える．その場合には，三角形 i では頂点 i を支点とした回転から頂点 $i+1$ 側で衝突に至る．三角形1から n までそのような衝突が連続した状態を考えれば，それが多角形全体し

ての左から右へのロッキングに対応する。一方、逆方向のロッキングの場合には、三角形 n から 1 までの衝突が連続した状態が多角形としてのロッキングに対応する。したがって、三角形 i での衝突による運動エネルギー比 τ_i を三角形の数だけ乗ずれば、それぞれの方向のロッキングによる運動エネルギーの変化あるいは 1 サイクルあたりの運動エネルギーの変化が得られる。

図 2.5 に示すように、 L_i を頂点 i から重心 G までの距離、 β_i を頂点 i 、 $i+1$ と重心 G により決まる角度とすれば、三角形 i での衝突前後の運動エネルギーの比 τ_i は、式(2-4)よりどちらの方向からの衝突でも

$$\tau_i = \frac{(ML_i L_{i+1} \cos \beta_i + J)^2}{(ML_i^2 + J)(ML_{i+1}^2 + J)} \quad (2-15)$$

となる。したがって、自由振動中に左から右へ 1 から n の三角形で衝突が起こる場合に、三角形 1 での衝突直前の状態の運動エネルギーに対する三角形 n での衝突直後の運動エネルギーの比 ε_L は

$$\varepsilon_L = \tau_1 \tau_2 \cdots \tau_n \quad (2-16)$$

となる。同様に右から左へのロッキングの場合の運動エネルギーの比 ε_R は

$$\varepsilon_R = \tau_n \tau_{n-1} \cdots \tau_1 \quad (2-17)$$

となる。したがって、運動エネルギーの 1 サイクル前の状態に対する比 ε は

$$\varepsilon = \varepsilon_L \varepsilon_R = \tau_1^2 \tau_2^2 \cdots \tau_n^2 \quad (2-18)$$

となる。ここでは、 1 サイクルを左から右のロッキングおよびそれに続く右から左のロッキングとして式を導出したが、 1 サイクル当たりであれば、どの三角形のどの方向の衝突直前または直後の状態を基準としても運動エネルギーの比は式(2-18)により得られる。また前述の状態に対応する位置での角速度の 1 サイクル前の角速度に対する比 ν は

$$\nu = \sqrt{\varepsilon} = \tau_1 \tau_2 \cdots \tau_n \quad (2-19)$$

となる。前章の場合と同様に、 $J=0$ という条件を仮定すれば、式(2-11)を用いて

$$\nu = (\cos \beta_1 \cos \beta_2 \cdots \cos \beta_n)^2 \quad (2-20)$$

という簡単な形で表現できる。また、対数減衰率、減衰比は、前章の場合と同様に以下の式で得られる、

$$\delta = -\ln \nu \quad (2-21)$$

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (2-22)$$

ここでは、すべての頂点で衝突が起こっている場合についての計算式を導出したが、自由振動の振幅が非常に小さく、衝突が両端の頂点までいたらない場合には、式(2-16)において衝突が起こる三角形のみを考慮して乗算すればよい。

導出した式を用いて減衰比の計算を行った結果を図 2.6 に示す。 $n=1 \sim 4$ の場合について、各三角形の頂角が等しくなるように分割した場合の減衰比 ζ を示す。図 2.6(a)は直方体の場合で、図 2.6(b)は $J=0$ の場合である。図より β が大きいほど、減衰比が大きくなり、また、 n が大きいほど減衰が小さくなっていることがわかる。したがって、高さに対する幅を与えた場合でも、分割数 n を変更することにより、離散的ではあるが減衰比を調整することが可能であることがわかる。

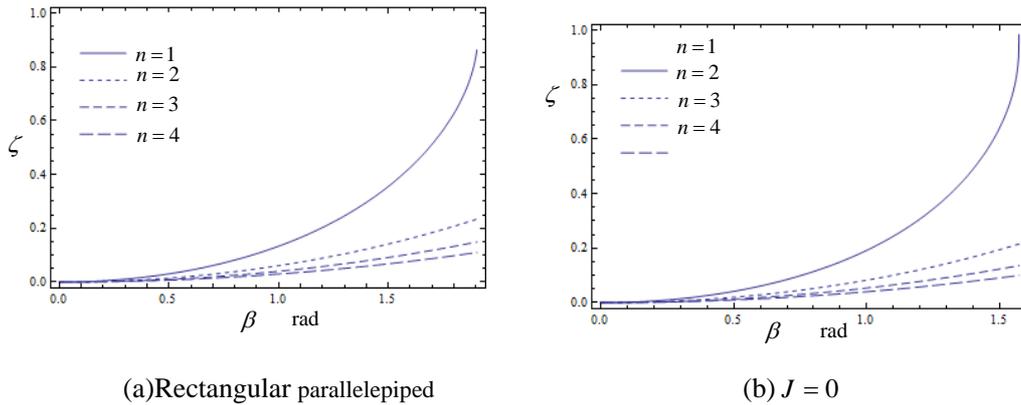


Fig.2.6 Effect of β and n on ζ

n を増やせば衝突回数が増えるのにもかかわらず、減衰比は小さくなっていくことの理解を深めるために、前述の $J=0$ を仮定した例での頂角の分割数をさらに増やした場合の近似式を導く。 β を n 個に等分割すれば、一つの三角形の β_i は

$$\beta_i = \beta/n \quad (2-23)$$

となる。したがって

$$\nu = \cos^{2n}(\beta/n) = \{1 - \sin^2(\beta/n)\}^n \quad (2-24)$$

となり、分割が十分細かく $(\beta/n)^2 \ll 1$ であれば

$$\sin^2(\beta/n) \cong (\beta/n)^2 \ll 1 \quad (2-25)$$

が成り立つので,

$$\nu \cong \{1 - (\beta/n)^2\}^n \cong 1 - \beta^2/n \quad (2-26)$$

となる. 上式より, n が大きくなるにしたがって, ν は1に近づき, 減衰が小さくなることがわかる. 言い換えれば, 回数が増えることの効果よりも, β_i が小さくなることにより1回の衝突におけるエネルギー消散が減少する効果のほうが大きいことになる. また n が無量大になり, 多角形の極限として曲面になれば衝突による減衰がなくなることがわかる.

以上のように, 底面形状を多角形にすることにより, 減衰を設計する上での選択肢が増えることがわかった. しかし, β を等分割することだけで調整できる減衰比は, 離散的な値であり, 復元モーメントなどの条件から β を固定しなければならないような場合であれば, 連続的に減衰比を調整することは困難である.

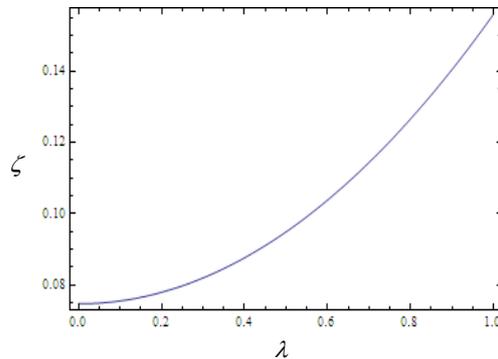


Fig.2.7 Effect of λ on ζ

そこで, β を等分割でない形で分割することを考える. 例として, β を $\pi/2$, 分割数を $n=4$ の場合の等分割の場合の β_i を β_0 とし

$$\beta_1 = \beta_4 = \beta_0(1 + \lambda) \quad (2-27)$$

$$\beta_2 = \beta_3 = \beta_0(1 - \lambda) \quad (2-28)$$

として, λ を0~1まで変化させた場合に減衰比がどのように変化するかを計算し, その結果を図2.7に示す. $\lambda=0$ であれば4等分, $\lambda=1$ であれば2等分した場合の減衰比と一致し,

図ではその間の値が連続的に得られていることから、 λ を適切に選べば図 2.6(a)の $n=2$ の場合の減衰比と $n=4$ の場合の減衰比の間の任意の減衰比を与えることが可能であることがわかる。また、 λ を $0 \sim -1$ で変化させても同様の結果が得られる。このことは $n=4$ 以外の場合でも同様であり、左右対称にこだわらなければ、 $n=2$ の場合でも $n=1$ の場合と $n=2$ で等分割した場合の間で ζ の選択を連続的に行うことが可能である。したがって、 β を一定としても、 β の $n=1$ の場合の減衰比以下の範囲であれば、任意の減衰比となる底面の形状を与えることが可能であることがわかる。

以上のように、底面形状を直線に近い多角形にすることによって、剛体の幅と高さ、すなわち復元モーメントと角度の関係をあまり変化させず、減衰比を自由に設定することが可能となることがわかった。

また、等分割、不等分割いずれの場合でも、分割が多くなるにしたがって減衰が小さくなっていくことから、床面に固定されていない機器や家具などに地震荷重が加わった場合に発生するロッキングにおいて、製作誤差などにより底面が多角形になれば減衰が減少し、応答が予想以上に大きくなる可能性があることにも注意が必要であることがわかる。また、機器や家具の底面が下に凸の多角形になるかわりに、床面が上に凸になっても同様の現象が起こるものと考えられる。

2.4.実験

2.3 節で導出した底面形状を多角形化した剛体の減衰に関する理論式が妥当であるかどうかを確認するために簡単な実験を行なった。

2.4.1.実験装置・方法

図 2.8 に示すような実験装置において、剛体を自由振動させ、3次元動作解析装置 (Motion Analysis 社製) によりその動きを計測した。剛体に付けた複数個のマーカを4台の赤外線カメラで撮影し、画像処理することにより剛体の自由振動時の3次元動作を計測し、さらに信号処理を行うことにより剛体の角速度を求めた。

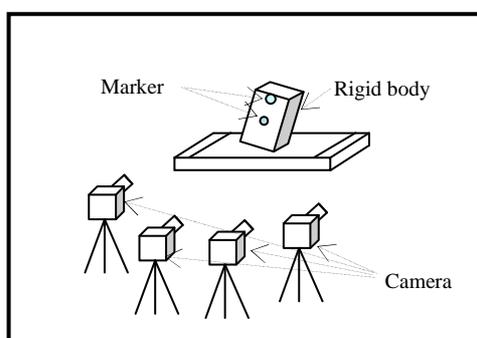


Fig.2.8 Test equipment

実験に使用した剛体としては、高さ 300mm、幅 250mm、奥行き 115mm の直方体の木材を基本形状として、その底面を多角形に加工したものをを用いた。底面の形状としては、平面、2分割、3分割、4分割の4種類のものですべて等分割とした。多角形でも平面に近い形状になるように外角が1度になるように加工した。

2.4.2.実験結果

本研究では、1サイクル当たりの角速度の変化率より減衰比を求めているので、図 2.9 に自由振動時の半サイクルごとの角速度振幅を縦軸、サイクル数を横軸として、離散的な値で角速度振幅の変化の様子を示している。その上に実線で示しているのは、離散的な値を指数関数でカーブフィットした結果である。図より離散的な角速度の振幅は、ほぼ指数関数的に減少していることがわかる。すなわち、1サイクルあるいは半サイクル当たりの速度

振幅の変化率は速度の大きさによらずほぼ一定であることがわかる。このような傾向は理論ともよく一致しているといえる。この結果から得られる1サイクル当たりの速度変化率から計算した減衰比を理論値と比較した結果を図2.10に示す。図より両者はよく一致しており、底面が多角形の剛体の減衰比の場合の導出した計算法が妥当であることがわかった。

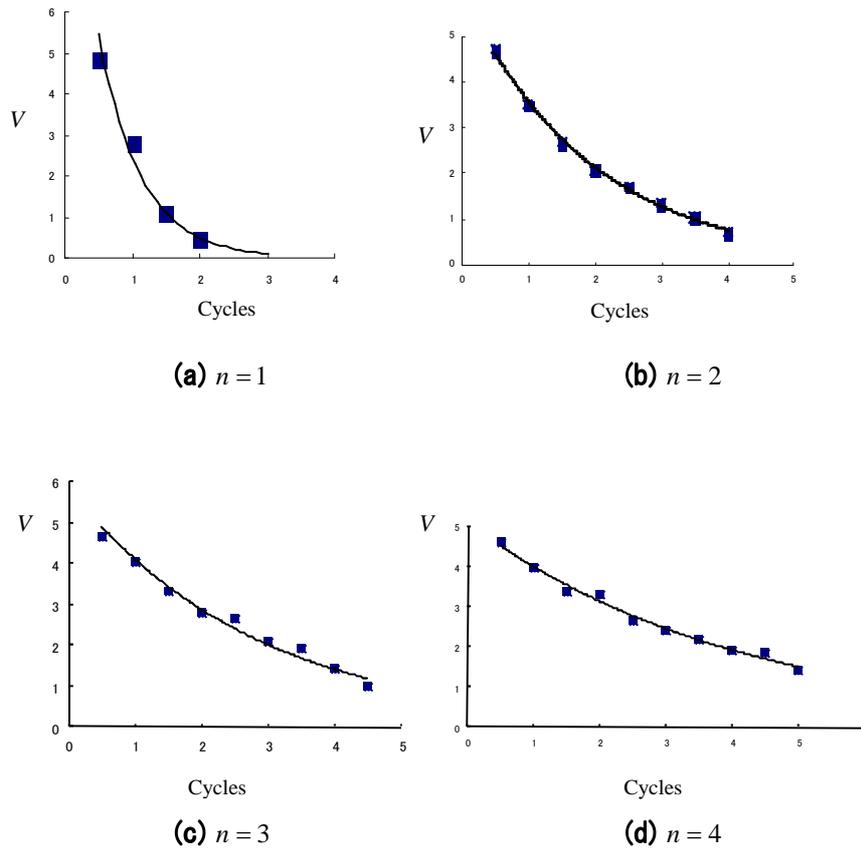


Fig.2.9 Relationship between cycles and velocity amplitude V

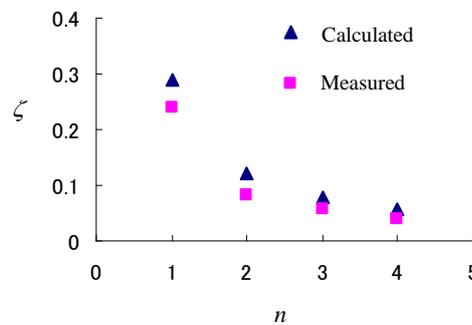


Fig.2.10 Comparison between calculated results and measured data of ζ

2.5.まとめ

剛体のロッキングには、重力による復元力と塑性衝突による減衰が存在し、ばねやダンパーを用いなくても、ばね・質量・減衰系を構成することが可能であるため、それを安価で簡単な水平方向の動吸振器として利用することを考え、ロッキングの固有振動数や減衰比を自由に設定するための方法として、剛体の底面を多角形にすることを提案した。その設計法を確立するための第一歩として、減衰比の設計法に着目し、その計算式が陽な形で得られるため現象を理解する上で見通しがつきやすい底面形状が平面に近い多角形の場合について理論的な検討および実験を行い以下の結論を得た。

(1)底面が多角形の場合のロッキングによる運動エネルギーの1サイクル当たりの変化率は、多角形を複数の三角形に分割し、それぞれの三角形のロッキング、すなわち底面が平面の剛体のロッキングにおける運動エネルギーの変化率を衝突に対応する三角形の数だけ乗ずることにより得られることを示すとともに、その結果から1サイクルあたりの角速度振幅の変化率、および自由振動時の減衰比を計算する式を見通しがつきやすい陽な形で導出した。

(2)底面が多角形の剛体のロッキングにおいて、1サイクルあたりの衝突回数は分割数が増加するほど増えるが、1サイクルあたりの角速度の減少率は分割数が大きいほど小さく、分割数を増やせば減衰比を小さくすることが可能であることがわかった。

(3)底面が平面の場合の重心と底面の両端により決まる角度 β を等分割して得られる多角形であれば、分割による減衰比は離散的な値しか得られないが、不等分割にすれば、減衰比を連続的に変更することが可能であることを示した。

(4)計算により得られた減衰比を剛体の自由振動実験により得られた減衰比と比較した結果、両者はよく一致し、導出した底面を多角形にした剛体の減衰比の計算式が妥当であることを示した。

(5)導出した底面が多角形の剛体のロッキングの減衰性能の計算式により，固定されていない機器や家具のロッキングの減衰性能の傾向について検討し，機器や家具の底面の多角形化は，減衰性能の低下につながることを示した．

第3章 剛体のロッキングの固有振動数と減衰の振幅依存性

3.1.はじめに

動吸振器を用いて制振を行う場合には、定点理論を適用して動吸振器の固有振動数や減衰比を最適な値に設定する設計方法が広く用いられているが、動吸振器にロッキングを利用する場合でも、定点理論を用いるのであれば、その減衰比や固有振動数が最適になるように剛体の形状を設計する必要がある。底面が平面である一般的な直方体の剛体のロッキングの減衰特性は、剛体の重心高さと底面の幅の比などに支配されており、その比を調整すれば減衰比を自由に設定することは可能であるが、幅を小さくしすぎると小さい角変位振幅で転倒してしまうことになり、それ自身の応答振幅が大きくなることによりエネルギーを消散して主系の振幅を抑制するという動吸振器としての役割が十分果たせなくなると考えられる。そこで、著者らは、第2章で、転倒に至る限界の角変位を減らすことなく減衰比を自由に設定するための方法として、底面が平面でない剛体に着目し、正面から見た剛体の底面形状（以下では底面形状と呼ぶ）を下に凸な多角形にすることを考え、外角が十分小さく直線に近い多角形にした場合のロッキングの減衰比の計算式を導出するとともに実験により計算式の妥当性を検証した。また、底面形状を多角形化すれば、底面が平面の剛体の減衰比以下であれば転倒に至る限界の角変位に関連する剛体の幅などの基本的な形状を変化させることなく自由にかつ連続的に減衰比を設定できることやロッキングが発生している領域では減衰比に振幅依存性がないことを示した^[37]。しかし、固有振動数については、後述のように、復元力の非線形性に起因する大きい振幅依存性が存在する。

動吸振器に関する研究としては、非線形性を積極的に利用したロバストな動吸振器についての報告^[38]があり、振幅依存性を利用することも考えられるが、基本的な定点理論を用いて動吸振器を設計する場合には、振動特性の振幅依存性が小さいほうが設計が容易であると考えられる。そのためには、減衰比だけでなく、固有振動数についても振幅依存性がなく、かつ振動数を自由に設定できることが望ましい。そこで、本章では、第2章と同様に、ロッキングの塑性衝突による減衰は利用するものの、第2章とは異なる底面の形状を用いて、できるだけ固有振動数の振幅依存性を抑制することを考える。ロッキングの固有

振動数の振幅依存性が小さくなる剛体の底面の基本形状として円弧を用い、塑性衝突による減衰を発生させるために円弧の一部を直線あるいは多角形に変更した底面形状を考え、その場合の固有振動数、減衰比について検討する。

3.2.底面が平面の場合の減衰比と固有振動数

第2章での検討結果によれば、図3.1のような形状の剛体において、重心を G 、質量を M 、重心まわりの慣性モーメントを J とすれば、ロッキングによる自由振動における1サイクル前後の角速度比 ν 、あるいは1回の塑性衝突前後の運動エネルギー比 τ は、

$ML_A L_B \cos \beta + J \geq 0$ の場合には、図3.1に示す形状のパラメータを用いて

$$\nu = \tau = \frac{(ML_A L_B \cos \beta + J)^2}{(ML_A^2 + J)(ML_B^2 + J)} \quad (3-1)$$

のように表現され、 $ML_A L_B \cos \beta + J < 0$ の場合には、自由振動は継続せず

$$\nu = \tau = 0 \quad (3-2)$$

となる。本章では、 $ML_A L_B \cos \beta + J \geq 0$ の領域を対象としているので、以下では式(3-2)の場合の説明は省略する。

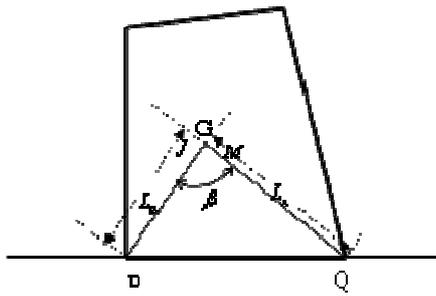


Fig.3.1 Rigid body

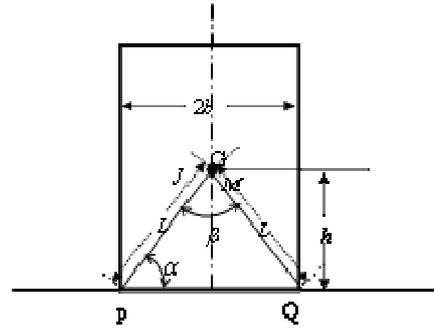


Fig.3.2 Symmetric rigid body

また、図3.2のような左右対称の剛体のロッキングの場合には、中立位置での重心の床面からの高さを h 、底面の幅を $2b$ とし、図に示す角度 α または β 、および

$$\rho = \frac{\sqrt{J/M}}{h} \quad (3-3)$$

で定義される質量と慣性モーメントの関係を重心高さで無次元化したパラメータ ρ 、ならびに、 $\beta = \pi - 2\alpha$ という関係を用いれば、 ν (あるいは τ) は、

$$\nu = \tau = \left(\frac{ML^2 \cos \beta + J}{ML^2 + J} \right)^2 = \left(\frac{\cos \beta + \rho^2(1 - \cos \beta)/2}{1 + \rho^2(1 - \cos \beta)/2} \right)^2 = \left(\frac{(2 + \rho^2) \sin^2 \alpha - 1}{1 + \rho^2 \sin^2 \alpha} \right)^2 \quad (3-4)$$

となり， ΔGPQ の形状を表す α または β と，質量と慣性モーメントの関係を表す ρ によって表現できる．さらに，もし剛体が直方体であれば， ρ と α の間に

$$\rho^2 \sin^2 \alpha = 1/3 \quad (3-5)$$

となる関係が存在するので，式(3-4)は

$$v = \tau = \left(\frac{3 \sin^2 \alpha - 1}{2} \right)^2 = \left(\frac{3 \cos \beta + 1}{4} \right)^2 \quad (3-6)$$

のように形状を表す α （または β ）のみの関数となる．また，極端な例として， $J=0$ であれば

$$v = \tau = \cos^2(2\alpha) = \cos^2 \beta \quad (3-7)$$

という非常に簡単な式で表現され， β が大きくなれば（ α が小さくなれば），エネルギー損失が大きくなっていくことが容易に理解できる．これらの結果を用いれば，減衰比 ζ は

$$\zeta = \frac{-\ln v}{\sqrt{4\pi^2 + (\ln v)^2}} \quad (3-8)$$

により計算できる．したがって，減衰比は図 3.2 の ΔGPQ の形状に関するパラメータである α （または β ）と質量と慣性モーメントの関係を表すパラメータである ρ のみの関数であり，ロッキングが発生する範囲では，振幅依存性，周波数依存性は存在しないことがわかる．また，剛体が一様な材料であれば ρ も形状で決まるパラメータとなる．

以上のように， α ， ρ を（直方体に限定した場合にはどちらか一方を）適切に選べば，減衰比を自由に設定することが可能であり，逆に減衰比を与えればそれを実現する形状パラメータを容易に計算することができる．図 3.3(a)のように縦長の形状にして α を $\pi/2$ に近づければ（ β を0に近づければ）減衰比は0に近づき，図 3.3(b)のように α を小さくしていけば（ β を大きくしていけば）減衰比は大きくなっていき $(\rho^2 + 2)\sin^2 \alpha - 1 \leq 0$ を満たす α に至れば減衰比が1となる．しかし，減衰比を小さくするために縦長の直方体にした場合には，比較的小さい角変位でも転倒してしまうことになり，そのことは動吸振器としては望ましいことではない．

そこで、2章では、図 3.3(b)のように重心高さに比べ十分広い幅があり転倒しにくい剛体について、その前方から見た底面形状を図 3.3(c)のように直線に近い多角形に変更すれば、転倒しにくさを確保した上で減衰比を自由に設定できるのではないかと考え、その減衰比の計算法や形状の設計法について検討を行った。その結果、多角形の頂点の数を n とし、図 3.3(c)に示すように重心と多角形の各頂点を結んでできる $n-1$ 個の三角形を定義し、個々の三角形に対応する 1 回のロッキング前後の運動エネルギーの比 τ_i を式(3-1)により計算して、それらを

$$\tau = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdots \tau_{n-1} \quad (3-9)$$

のように三角形の数だけ単純にかけ合わせれば、ロッキングによる自由振動の半サイクル中の最初の塑性衝突の前と最後の塑性衝突の後の運動エネルギーの比 τ (あるいは 1 サイクル前後の角速度比 v) が得られることを示した。さらに、導出した計算式を用いて、多角形の頂点の数や分割方法を調整することにより底面が平面の場合の減衰比以下であれば減衰比を自由に設定できることも示した。

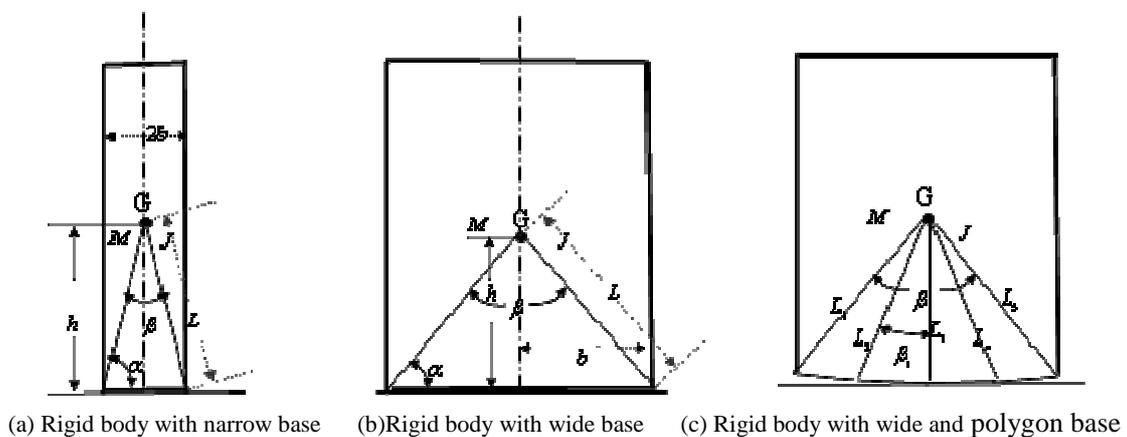


Fig.3.3 Rigid bodies

しかし、後述のように、このような形状の剛体のロッキングの固有振動数には大きい振幅依存性が存在する。振幅依存性を利用したロバストな動吸振器に関する研究^[37]と同様の方法により、振幅依存性を活用することも考えられるが、定点理論を用いた設計では振幅依存性が小さいことが望ましいことから、本節では、2章で提案したものと比べて固有振動数の振幅依存性が小さい底面形状について考える。

本節では、まず、図 3.3(a)または(b)のような左右対称の剛体で底面が平面の場合のロックインの固有振動数の振幅依存性について調べ、次章以下で振幅依存性が小さい底面形状について検討する。

図 3.3 に示しているのはロックインの数学モデルである。図では剛体のイメージを表すために直方体で記述しているが、底面が平面で左右対称なものを対象とする。ここでは、精度よりもパラメータの影響の把握しやすさを優先し、近似的な方法を用いる。具体的には、減衰を無視した自由振動において、振動波形を正弦波で近似し、最大位置エネルギーと最大運動エネルギーが等しいという関係を用いて、陽な形で固有振動数の計算式を導出し、式形から各パラメータの固有振動数への影響度を読み取ることを考える。

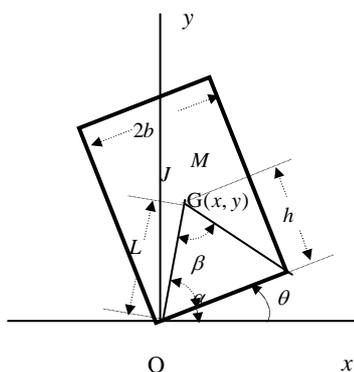


Fig.3.4 Mathematical model of rocking of rigid body with flat base

図 3.4 において、直交座標系における重心 G の座標を (x, y) とすると、

$$x = L \cos(\alpha + \theta) \quad (3-10)$$

$$y = h = L \sin(\alpha + \theta) \quad (3-11)$$

となり、運動エネルギー T は

$$T = \frac{1}{2}(ML^2 + J)\dot{\theta}^2 \quad (3-12)$$

となる。位置エネルギー U は、位置エネルギーが最小である中立位置、すなわち $\theta=0$ の時に 0 となるように定義すれば

$$U = MgL\{\sin(\alpha + \theta) - \sin \alpha\} \quad (3-13)$$

で表現できる．減衰の影響を考慮せずロッキングの自由振動を正弦波で近似して

$$\theta = A \sin \omega t \quad (3-14)$$

とおく．また，振幅が大きくなり復元力が負になる領域に入れば，自由振動は持続せず転倒に至るので，自由振動の振幅 A を

$$A < \frac{\beta}{2} = \frac{\pi}{2} - \alpha \quad (3-15)$$

の範囲で定義する．このような仮定を置けば，自由振動 1 サイクル中での最大運動エネルギー T_{\max} は

$$T_{\max} = \frac{1}{2}(ML^2 + J)A^2\omega^2 \quad (3-16)$$

最大位置エネルギー U_{\max} は

$$U_{\max} = MgL\{\sin(\alpha + A) - \sin \alpha\} \quad (3-17)$$

となる． T_{\max} と U_{\max} を等値すれば，固有角振動数 ω_n は，近似的に

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2MgL\{\sin(\alpha + A) - \sin \alpha\}}{(ML^2 + J)A^2}} \quad (3-18)$$

で表現できる．

$$L = h / \sin \alpha \quad (3-19)$$

という関係を用いれば，式(3-18)の ω_n は

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{h}} \times \sqrt{\frac{2 / \sin \alpha}{(1 / \sin^2 \alpha + \rho^2)}} \times \sqrt{\frac{\sin(\alpha + A) - \sin \alpha}{A^2}} = f_{1F}(h) \times f_{2F}(\rho, \alpha) \times f_{3F}(\alpha, A) \quad (3-20)$$

のように，減衰比の場合に用いた α および ρ ，剛体の大きさを代表する重心高さ h ，振幅 A の関数となる．また，剛体の大きさに関連する $f_{1F}(h)$ ，剛体の無次元パラメータの関数で振幅の影響を受けない部分を表している $f_{2F}(\rho, \alpha)$ ，振幅依存性にかかわる $f_{3F}(\alpha, A)$ の積としても表現できる．

振幅依存性に影響するパラメータは α のみであるので，図 3.5 に $\alpha = \pi/3, 3\pi/8, 5\pi/12$ (β なら $\pi/3, \pi/4, \pi/6$) の場合について， A の変化に対する $f_{3F}(\alpha, A)$ の計算結果を示

す。いずれの場合においても、振幅 A により固有振動数は大きく変化し、 A が小さくなれば振動数が非常に大きくなることわかる。また、それぞれの曲線は、復元力が正で転倒に至らない安定な範囲のみについて示しているが、式(3-15)からも理解できるように、 α が大きい場合には、安定性を確保でき動吸振器としての機能を発揮できる振幅の領域が小さくなる。

また、第2章で示した底面形状が直線に近い多角形の場合には、多角形のどの辺が床面に接している状態でも、重心高さの変化が小さく、各状態での重力による位置エネルギーと静止位置での位置エネルギーの差が、自由振動時の振動エネルギーと比べて十分無視できると仮定している。したがって、その場合の U_{\max} は底面が平面である場合の式(3-16)で近似できるので、固有振動数も底面が平面である場合で近似できる。したがって、底面が平面の場合と同様大きい固有振動数の振幅依存性が存在するといえる。

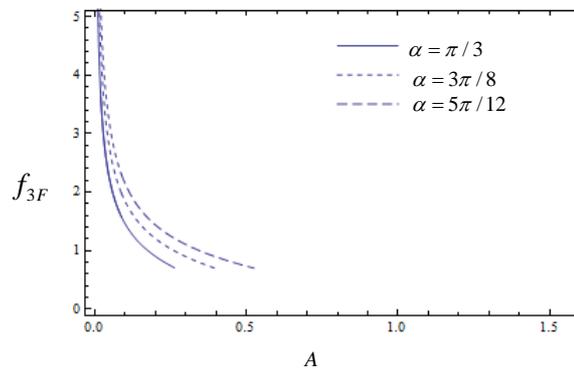


Fig.3.5 Amplitude dependency of natural frequency

3.3.底面形状が円弧の場合の固有振動数

塑性衝突による減衰は発生しないが、ロッキングの固有振動数の振幅依存性が小さい剛体の基本形状として、底面形状が円弧の場合について考える。図 3.6 に示しているのは、底面形状が円弧の剛体の数学モデルである。 R は円弧の半径、 r は円弧の中心 C から重心 G までの距離である。なお、復元力を持つには、重心 G は、中心 C よりも下に位置している必要がある。

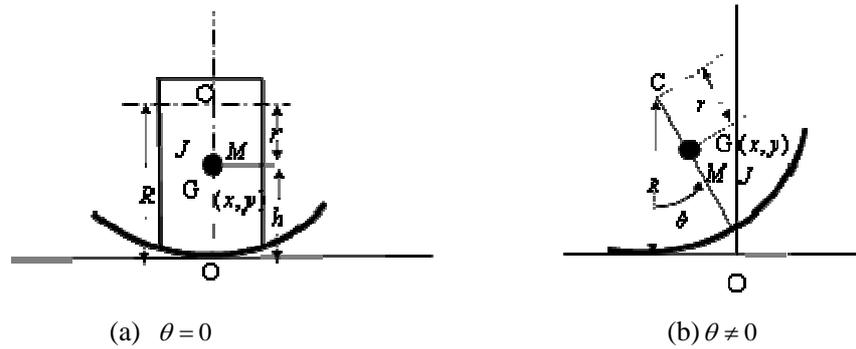


Fig. 3.6 Mathematical model of rigid body which base shape is circular arc

図 3.6 において、 O を原点とする直交座標系における重心 G の座標を (x, y) 、剛体の回転角を θ とすると、中立位置から θ 回転した状態を示す図 3.6(b) (剛体のイメージを示す図(a)の太線部分の一部は計算には不用なので簡単のため図(b)では省略している) より

$$x = R\theta - r \sin \theta \quad (3-21)$$

$$y = R - r \cos \theta \quad (3-22)$$

したがって、

$$\dot{x} = R\dot{\theta} - r\dot{\theta} \cos \theta \quad (3-23)$$

$$\dot{y} = r\dot{\theta} \sin \theta \quad (3-24)$$

となり、運動エネルギー T は、次式で表現される。

$$T = \frac{1}{2} M (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 = \frac{1}{2} \{ M (r^2 + R^2 - 2rR \cos \theta) + J \} \dot{\theta}^2 \quad (3-25)$$

一方、位置エネルギー U は、中立位置である $\theta = 0$ の時に 0 となるように定義すれば

$$U = Mg(R - r \cos \theta) - Mg(R - r) = Mgr(1 - \cos \theta) \quad (3-26)$$

となる．自由振動を正弦波 $A \sin \omega t$ で近似すれば

$$T_{\max} = \frac{1}{2} \{M(R-r)^2 + J\} A^2 \omega^2 \quad (3-27)$$

$$U_{\max} = Mgr(1 - \cos A) = 2Mgr \sin^2(A/2) \quad (3-28)$$

となるので，両者を等値し，式(3-3)で定義される ρ ，および次式

$$\sigma = \frac{r}{h} \quad (3-29)$$

で定義され円弧の中心と重心の位置関係を示す無次元パラメータ σ 用いれば，固有角振動数 ω_n は

$$\omega_n = \sqrt{\frac{4Mgr \sin^2(A/2)}{\{M(R-r)^2 + J\}A^2}} = \sqrt{\frac{g}{h}} \times \sqrt{\frac{\sigma}{(1+\rho^2)}} \times \frac{\sin(A/2)}{A/2} = f_{1c}(h) \times f_{2c}(\rho, \sigma) \times f_{3c}(A) \quad (3-30)$$

のように h ， ρ ， σ と振幅 A の関数となる．上式には，底面が平面の場合に存在した平面部分の幅と重心高さの関係を表すパラメータ α が含まれないかわりに円弧の曲率半径と重心高さの関係を表すパラメータ σ が含まれている．また，上式の ω_n は，剛体の大きさにかかわる f_{1c} ，剛体の無次元パラメータにかかわり振幅と無関係な f_{2c} ，振幅依存性に関連する f_{3c} の積で表現できる． f_{3c} は振幅のみの関数であり剛体の形状や曲率半径の影響をうけない形であり，式形より振り子の振幅依存性と同程度であることが読み取れる．また， f_{1c} は底面形状が平面と同じ形であり， f_{2c} には底面形状平面の場合に存在した α のかわりに σ が含まれている．また f_{2c} のなかで，底面が平面の場合に $1+\rho^2/\sin^2 \alpha$ であった部分が $1+\rho^2$ となっているのは，質量による運動エネルギーの回転半径が，底面が平面の場合と異なることによるものである．

$\sigma = 1.0, 2.0, 4.0$ の場合について，式(3-30)により計算した振幅 A に対する $f_{2c}f_{3c}$ の変化を平面の場合 ($\alpha = 3\pi/8$ で直方体) の $f_{2F}f_{3F}$ と合わせて図 3.7 に示す． ρ は底面が平面の場合と同じ値を用い，両者のパラメータをそろえた状態で比較を行う．底面が円弧の場合には，振り子の振動の場合と同様に振幅が大きくなるにしたがって固有振動数が多少は低下していくものの，底面が平面の場合と比べて固有振動数の振幅依存性が大幅に低下してい

ることがわかる。図の横軸の範囲は他の図とそろえ $\pi/2$ までとしているが、復元力が負にならない最大振幅 A の範囲は $A < \pi$ となり、底面が平面の場合と比べて大きく広がっている。また、振り子の場合と同様に、 $A \ll 1$ の場合には $\sin A \cong A$ が成立し $f_{3c}(A) \cong 1$ となることから、 ω_n は

$$\omega_n \cong f_{1c}(h)f_{2c}(\rho, \sigma) = \sqrt{\frac{g}{h}} \sqrt{\frac{\sigma}{1+\rho^2}} \quad (3-31)$$

となり、振幅を表す A が式中からなくなり振幅依存性が無視できることになる。また、上式は、 h 、 σ 、 ρ の関数であり、それらを調整するだけで固有振動数を容易にかつ広範囲で変化させることが可能であることがわかる。大きさを代表する h については、振り子と同様にその平方根の逆数により固有振動数が変化する。無次元パラメータに関しては、 ρ は理論的には自由に値を選択できるものの大幅な変更はあまり現実的でないのに対して、 σ は底面の形状である円弧の曲率半径を変えるだけでその値を大きく変化させることが可能であることから、振り子のように大きさを変えなくても固有振動数も容易に大きく変化させることができる。したがって、固有振動数の調整に非常に適したパラメータであるといえる。

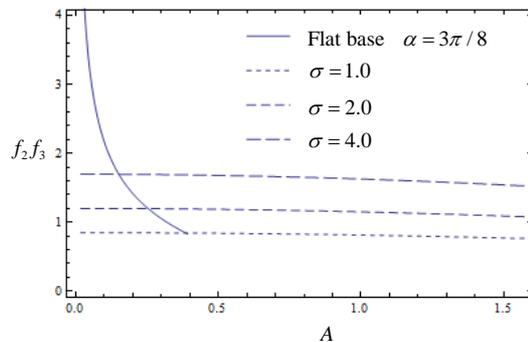


Fig. 3.7 Amplitude dependency of natural frequency

以上のように底面の形状を円弧にすれば固有振動数の振幅依存性が大きく改善し、また曲率半径の選び方で固有振動数も大きく変化させることが可能である。したがって、塑性衝突以外の方法で減衰を設定することができれば、簡易動吸振器として使用することも可能ではあるが、本章では、ロッキングのみで定点理論を用いた動吸振器として利用可能な

剛体の形状を提案することを目指しており，次節以下では，振幅依存性が小さい円弧形状と塑性衝突を起こす形状の両面を考慮した底面形状について検討する．

3.4.円弧の一部を直線・多角形で置き換えた底面形状の剛体の固有振動数と減衰比

この節では、固有振動数の振幅依存性が小さい底面形状として円弧を基本とするが、塑性衝突による減衰を発生させるために、円弧の一部を直線や多角形に置き換えることを考える。具体的な形状として、円弧の一部を直線で置き換えたもの、および、円弧の一部を円弧に外接する多角形で置き換えたものの2種類を考え、その固有振動数と減衰比の検討を行う。

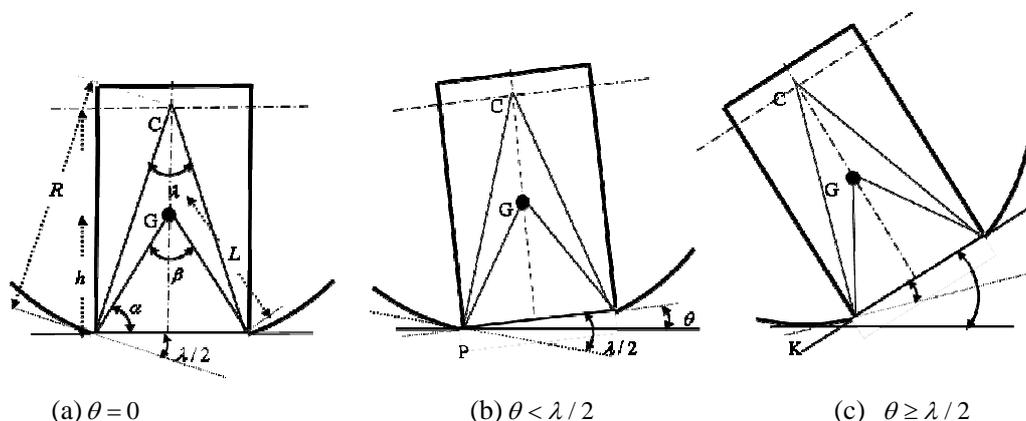


Fig.3.8 Mathematical model for rigid body which base shape is circular arc with straight line

3.4.1.円弧の一部を直線で置き換えた剛体の固有振動数と減衰比の計算

図 3.8 のように円弧の一部を直線で置き換えた場合について考える。最大振幅 A が $A < \lambda/2$ (λ の定義については図 3.8(a)参照) の範囲の振動では、図 3.8(b)のように P を支点とした底面が平面の剛体としての挙動を示すので、固有振動数、減衰比は、第 2 章で導いた計算式を用いることができる。したがって、固有振動数には大きい振幅依存性があり、減衰比にはロッキングが発生している条件では振幅依存性はない。最大振幅の範囲に関連するパラメータ λ は図 3.8(a)より

$$\tan(\lambda/2) = b/(h+r) = \frac{h \cot \alpha}{h(1+r/h)} = \frac{\cot \alpha}{1+\sigma} \quad (3-32)$$

という関係が成り立つことを用いれば、 λ は

$$\lambda = 2 \tan^{-1} \left\{ \frac{\cot \alpha}{1+\sigma} \right\} \quad (3-33)$$

のように α と σ の関数で表現できる。図 3.8 から直感的に理解できるが、上式の形を見れば、 α あるいは σ が大きいほうが λ が小さくなり底面が平面の挙動を示す領域が減少することがわかる。

次に、最大振幅 A が $A \geq \lambda/2$ の領域について検討する。この領域では、図 3.8(c) のように円弧の部分が図の点 K で床面と接する。したがって、位置エネルギーの基準となる中立部分での重心高さが円弧の場合と比べて低くなることを除けば、位置エネルギーの計算式は円弧の場合と同様であるので、最大変位 A に対応する位置エネルギー U_{\max} は

$$U_{\max} = Mgr(1 - \cos A) + MgR\{1 - \cos(\lambda/2)\} = 2Mg\{r \sin^2(A/2) + R \sin^2(\lambda/4)\} \quad (3-34)$$

となる。最大運動エネルギー T_{\max} は、底面が平面の場合に使用した式(3-16)を用いることができるので、両者を等値し、 λ は式(3-33)に示すように α と σ の関数であることを考慮すれば、 ω_n は

$$\begin{aligned} \omega_n &= \sqrt{\frac{4Mg\{r \sin^2(A/2) + R \sin^2(\lambda/4)\}}{\{ML^2 + J\}A^2}} = \sqrt{\frac{g}{h}} \times \sqrt{\frac{\sigma}{1/\sin^2 \alpha + \rho^2}} \times \sqrt{\frac{\sin(A/2)^2 + (1+1/\sigma)\sin(\lambda/4)^2 / \cos(\lambda/2)}{(A/2)^2}} \\ &= f_{1CF}(h) \times f_{2CF}(\alpha, \rho, \sigma) \times f_{3CF}(\alpha, A, \sigma) \end{aligned} \quad (3-35)$$

のようにパラメータ h , α , ρ , σ と振幅 A の関数となる。

本節の形状の底面には平面と円弧の両方が存在するので、固有振動数に影響するパラメータにも両方のパラメータが含まれている。 f_{1CF} は 3.2, 3.3 節と共通で、 f_{2CF} は、3.3 節で $1+\rho^2$ であったものが 3.3 節と同様の $1/\sin^2 \alpha + \rho^2$ に置き換わっているだけの違いである。3.3 節の f_{3c} では振幅が十分小さい場合に振幅依存性が無視できたのに対して、本節の f_{3CF} のなかには、中立位置での円弧の中心の高さが円弧の半径と比べて低くなることに起因する項である $(1+1/\sigma)\sin^2(\lambda/4)/\cos(\lambda/2)$ が存在し、それが $\sin^2(A/2)$ に対して無視できなければ、振幅が小さい範囲で振幅依存性に影響が生じる。また、 f_{3CF} は振幅 A だけでなく α , σ の関数でもあり円弧の場合と比べて複雑な関数になる。上式を用いた計算結果は、次節での計算結果とあわせて 3.4.3 節で示す。

3.4.2.円弧の一部を円弧に外接する多角形で置き換えた場合の計算式

前節の円弧の一部を直線で置き換えたものは形状が単純で製作も容易であると考えられるが、中立位置での円弧の中心の高さが円弧の半径よりも小さくなることにより振幅依存性に影響が生じるという問題があった。そこで、本節では、振幅が小さい領域での振幅依存性は存在しても、振幅が十分大きくなれば、固有振動数の近似値が円弧の場合と同等になるような形状について検討する。そのためには、中立位置での円弧中心の高さを円弧の半径と一致させることが有効であると考えられる。

3.4.1 節と同様に製作方法が簡単な円弧の一部を削り取る構造としては、円弧の一部を図 3.9 のような偶数の辺を有し円弧に内接する多角形に置き換えることが考えられるが、その場合には中立位置での円弧中心 C の高さは半径と一致するものの中立位置が静的に不安定となる。そこで、図 3.10 のように円弧の一部を、辺の数が奇数の円弧に外接し中立位置で辺が床面と接しているような多角形で置き換えることを考える。できるだけ円弧の部分を多く残すために、多角形の辺の数は最小の 3 とする。この場合には、左右の辺の長さは中央の辺の長さの 1/2 となり、図 3.10 に示す外角 φ は図と式(3-33)より次式で表現できる。

$$\varphi = \lambda = 2 \tan^{-1} \left(\frac{\cot \alpha}{1 + \sigma} \right) \quad (3-36)$$

このような底面形状であれば、 $A < \varphi = \lambda$ の領域では、底面が平面の場合と同様の挙動を示す。したがって、その領域では、固有振動数、減衰比については、3.3 節で導いた計算式を用いることができ、振動数には大きい振幅依存性があり、ロックインが発生する条件では減衰比には振幅依存性はないことになる。また、領域の広さは 3.4.1 節の形状の場合の 2 倍に相当する。

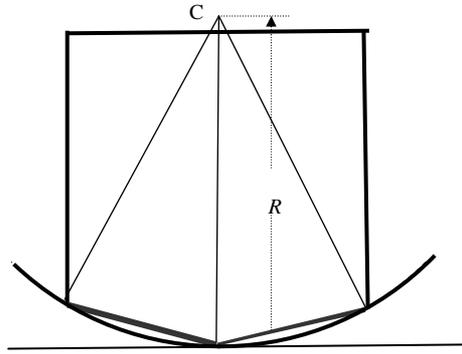


Fig. 3.9 Rigid body with polygon base inscribed in a circular

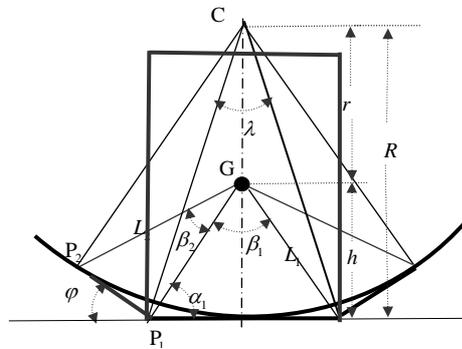


Fig. 3.10 Rigid body with polygon base circumscribing a circular

$A \geq \lambda$ の領域では, 固有角振動数 ω_n は, 円弧の場合の位置エネルギーの計算式である式(3-28)と平面の場合の運動エネルギーの式(3-16)を等値することにより

$$\omega_n = \frac{4gr \sin^2(A/2)}{L^2(1+\rho^2 \sin^2 \alpha)A^2} = \sqrt{\frac{g}{h}} \times \sqrt{\frac{\sigma}{1/\sin^2 \alpha + \rho^2}} \times \frac{\sin(A/2)}{(A/2)} = f_{1CP}(h) \times f_{2CP}(\alpha, \rho, \sigma) \times f_{3CP}(A) \quad (3-37)$$

のように表現できる. 上式において, f_{1CP} , f_{2CP} は 4.1 節の場合と同形で, f_{3CP} は 3 章の円弧の場合と同形である. したがって, この領域での振幅依存性は円弧の場合と同程度に抑えることが可能となる. ただし, 中立位置から傾いた剛体が中立位置へ復元するには, $A = \lambda$ で式(3-15)が成立しなければならないので, λ は $\beta/2$ 未満である必要がある. 図 10 において仮に $r = L_1$ であれば $\triangle GP_1C$ が二等辺三角形となり $\beta/2 = \lambda$ となることを考慮すれば, $r > L_1$ であれば λ は $\beta/2$ 未満となり, 中立位置へ戻ることがわかる. したがって, $A < \lambda$ の領域で中立位置への正の復元力を確保するには

$$\sigma > 1/\sin \alpha \quad (3-38)$$

という条件を満たす必要がある。

減衰については、現象が少し複雑になる。3.1節で示したように、底面が多角形の剛体のロッキングは、重心 G と多角形の頂点を結ぶことにより描かれる三角形ごとに現象を分けて考えることが可能であり、この場合にはロッキングの対象となる三角形が3個となる。したがって、真ん中の三角形のロッキングによるエネルギー損失だけでなく両サイドの三角形でのロッキングによるエネルギー損失を考える必要がある。 $A < \lambda$ の場合には、中央の三角形のロッキングによる減衰だけであるのでロッキングが発生する状態では減衰比には振幅依存性はないが、 $A \geq \lambda$ の場合には、左右の三角形での塑性衝突による減衰が付加し、 $A < \lambda$ の場合と比べて減衰が増加する。左右の三角形によるロッキングの減衰については、振幅 A の大きさによって衝突時の運動エネルギーと位置エネルギーの割合が変わるために、振幅により減衰性能が変化し、計算法も複雑になる。

左右の三角形のロッキングによる減衰の計算には、非対称の剛体のロッキングの減衰の計算式である式(3-1)を用いる。そのためには、 L_1 、 L_2 、 β_2 の値が必要になるので、以下の手順で求める。図より L_1 に関しては、無次元化した形で

$$\kappa_{l1} = L_1 / h = \overline{GP_1} / h = 1/\sin \alpha \quad (3-39)$$

が得られる。 L_2 については、余弦定理を $\triangle CGP_2$ に適用し、無次元化すれば

$$\kappa_{l2} = L_2 / h = \overline{GP_2} / h = \sqrt{R^2 + r^2 - 2Rr \cos \lambda} / h = \sqrt{(1+\sigma)^2 + \sigma^2 - 2(1+\sigma)\sigma \cos \lambda} \quad (3-40)$$

となり、さらに余弦定理を $\triangle GP_1P_2$ に適用することにより

$$\beta_2 = \cos^{-1}\{(L_1^2 + L_2^2 - b^2)/(2L_1L_2)\} = \cos^{-1}\{(\kappa_{l1}^2 + \kappa_{l2}^2 - \cot^2 \alpha)/(2\kappa_{l1}\kappa_{l2})\} \quad (3-41)$$

が得られる。上式に式 (3-39), (3-40), (3-36) を代入すれば式形はかなり複雑にはなるものの、 β_2 を α_1 と σ の陽な形の関数として表現することができる。

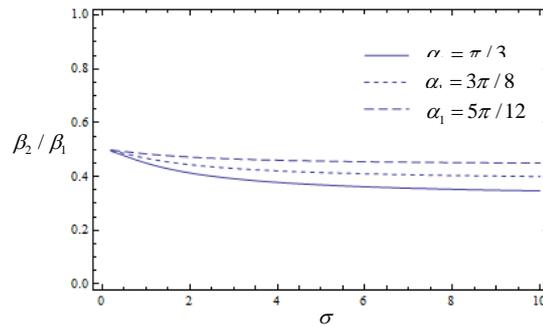


Fig.3.11 Effect of σ on β_2/β_1

図 3.11 に $\alpha_1 = \pi/3$, $3\pi/8$, $5\pi/12$ の場合の β_2/β_1 の σ に対する変化を示す. 図より, どの領域でも, β_2/β_1 は $1/2$ よりも小さいことがわかる. 2 章での底面形状が平面に近い多角形の場合の検討結果によれば, 頂角が β の三角形の頂角を 2 分割して得られる頂角 $\beta/2$ の三角形の塑性衝突を 2 回連続で行った場合の減衰は, もとの頂角 β の三角形の塑性衝突 1 回の場合よりもかなり小さいことが明らかになっている. また, 中央の三角形に対応するロッキングでの塑性衝突では, 位置エネルギーは 0 であり全振動エネルギーが運動エネルギーであるのに対して, 両側の三角形に対応するロッキングでは, 中立位置から λ 回転した位置で発生するので, その位置に対応する位置エネルギーが存在するため, 運動エネルギーは系の持つ振動エネルギーから位置エネルギーを引き去ったものとなる. 塑性衝突によるエネルギー損失は運動エネルギーにのみ関係するので, 衝突によるエネルギー損失は, 全エネルギーが運動エネルギーの場合よりも減少する. また, 位置エネルギーは角変位が与えられれば決まり, 振動エネルギーのなかで運動エネルギーの占める割合は, 最大振幅 A が小さいほど小さくなる.

以上の理由により, 両側の三角形に対応するロッキングにより減衰の振幅依存性は生じるものの, 中央の三角形によるエネルギー損失と比べて, 両サイドの 2 つの三角形によるエネルギー損失の和は比較的小さく, 減衰の振幅依存性はあまり大きくないと考えられる.

以下では, その振幅依存性を定量的に評価する方法を検討する. ここでは, 簡単のため, 定常振動における中央の三角形でのロッキングによるエネルギー消散量と左右の三角形でのロッキングによるエネルギー消散量の比較から減衰比の振幅依存性の評価を行う.

定常振動を

$$\theta = A \sin \omega t \quad (3-42)$$

で仮定すれば、角変位が最初に $\theta = \lambda$ となり塑性衝突を起こす時刻 t_λ は、

$$\omega t_\lambda = \sin^{-1}(\lambda / A) \quad (3-43)$$

となり、そのときの速度と 1 周期中の最大速度 ωA との比は

$$\dot{\theta}(t_\lambda) / (\omega A) = \cos\{\sin^{-1}(\lambda / A)\} \quad (3-34)$$

となる。したがって、1 サイクル当たりの中央の三角形によるエネルギー消散 D_1 に対する左右の 2 つの三角形によるエネルギー消散 D_2 の比率は式(3-1), (3-4), (3-44)より以下のようになる。

$$D_2 / D_1 = \frac{2 \cos^2\{\sin^{-1}(\lambda / A)\} [1 - (\kappa_1 \kappa_2 \cos \beta_2 + \rho^2)^2 / \{(\kappa_1^2 + \rho^2)(\kappa_2^2 + \rho^2)\}]}{1 - \{(2 + \rho^2) \sin^2 \alpha - 1\}^2 / (1 + \rho^2 \sin^2 \alpha)^2} \quad (3-45)$$

上式に、式(3-39)～(3-41)および式(3-33)を適用すれば式形はかなり複雑にはなるものの、 D_2 / D_1 を α_1 , ρ , σ と振幅 A の陽な形の関数として表現することができる。

十分振幅が大きくなれば、式(3-45)は

$$D_2 / D_1 = \frac{2[1 - (\kappa_1 \kappa_2 \cos \beta_2 + \rho^2)^2 / \{(\kappa_1^2 + \rho^2)(\kappa_2^2 + \rho^2)\}]}{1 - \{(2 + \rho^2) \sin^2 \alpha - 1\}^2 / (1 + \rho^2 \sin^2 \alpha)^2} \quad (3-46)$$

に収束する。

3.4.3. 計算例および各パラメータの固有振動数および減衰比への影響の検討

本節では、3.3.1 節、3.3.2 節で検討した 2 種類の形状の固有振動数、減衰比について、導出した計算式による計算結果を 2 節、3 節での計算結果と比較して検討するとともに、導出した式の式形を参照しながら各パラメータの影響度について考察する。なお、簡単のため、3.2 節の底面形状が平面の場合をタイプ 2、3.3 節の底面形状が円弧の場合をタイプ 3、3.4.1 節の円弧の一部を直線に置き変えた場合をタイプ 41、3.4.2 節の円弧の一部を円弧に外接する多角形で置き換えた場合をタイプ 42 と呼ぶことにする。タイプの異なるものを比較する場合には、剛体のパラメータは共通のものを用いて計算する。

まず、タイプ 41, 42 の固有振動数の振幅依存性として $f_2 f_3$ の計算結果をタイプ 2, 3 の結果と合わせて比較したものを図 3.12 に示す。各剛体の無次元パラメータは、共通で、 $\alpha = 3\pi/8$, $\rho = 1/\{\sqrt{3}\sin(3/8\pi)\}$, $\sigma = 2.0$ を用いる。以下の計算では、この組み合わせを基準条件とする。

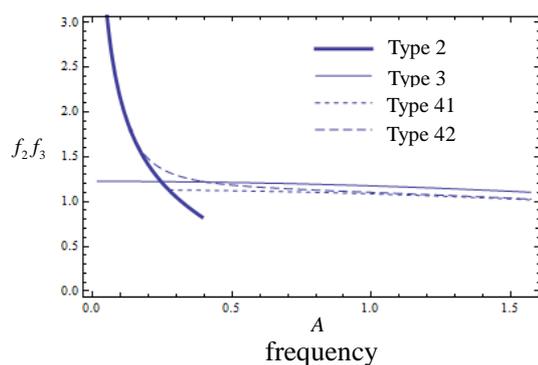


Fig.3.12 Amplitude dependency of natural

一方、タイプ 42 の場合の固有振動数の振幅依存性は、 $A \leq \lambda$ では底面が平面の場合の実線の太線と重なり、その領域では、底面形状が平面の剛体の挙動を示すが、細かい破線で表現している $A \geq \lambda$ の領域では、最大振幅は床面が円弧と接する領域に入っている。細い実線で示すタイプ 3 とは振幅依存性を表す f_3 は同じ式形であるが、 f_2 に運動エネルギーの式の違いによる差が生じているため大きさは異なっている。また、タイプ 41 の場合と比べて、底面が平面の挙動をする領域は 2 倍となり広がるものの、 $A \geq \lambda$ の領域では、タイプ 41 の場合よりも振幅依存性が改善されている。

図の横軸は $\pi/2$ までしか示していないが、安定性が確保できる領域はタイプ 41, 42 とも $A < \pi$ である。したがって、タイプ 41, 42 のいずれの場合も、底面が平面の場合と比べれば安定な振幅の領域が大幅に増加することがわかる。

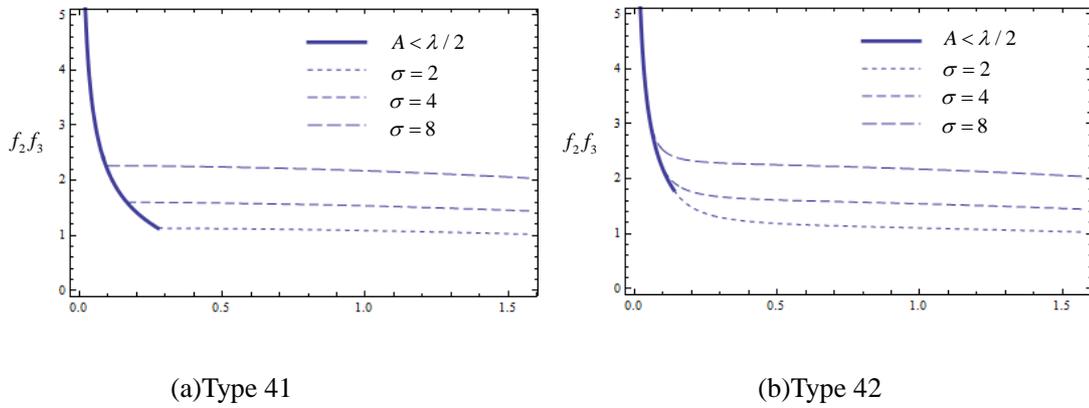


Fig.3.13 Effect of σ on amplitude dependency of natural frequency

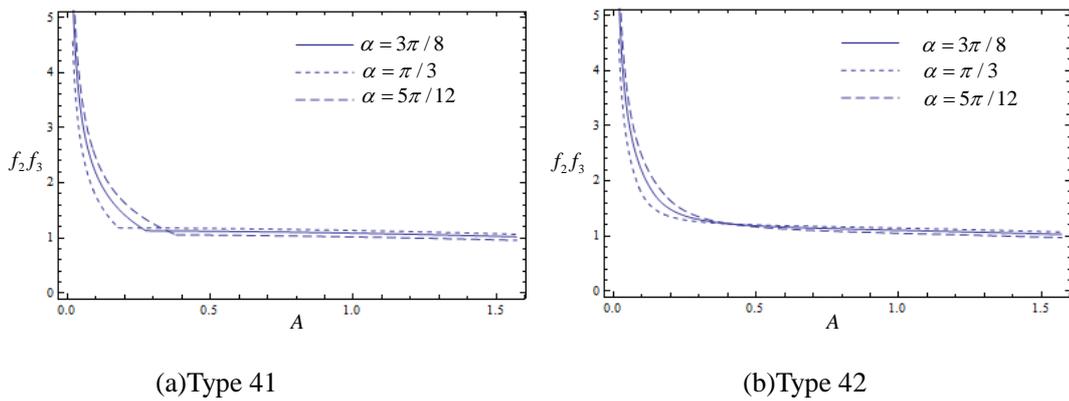


Fig.3.14 Effect of α on amplitude dependency of natural frequency

図 3.13 は σ の固有振動数の振幅依存性への影響を示している。図 3.13(a)はタイプ 41、図 3.13(b)はタイプ 42 の場合で、図 3.12 の条件を基準として、 $\sigma=4$ と $\sigma=8$ の場合について示しており、実線で示しているのは底面が平面の挙動をする領域に対応している。図から σ が大きくなるにしたがって、いずれのタイプでも底面が平面の場合の挙動をする領域が狭くなっている。そのことは、式(3-33)の式形からも理解できる。また、タイプ 41 の場合には、式(35)での振幅依存性の要因の一つである中立位置での円弧の中心の床面から高さ h と曲率半径 R との差も σ が大きくなるにしたがって小さくなることから、 $A \geq \lambda/2$ の領域の振幅依存性も減少している。

図 3.14 は α の固有振動数の振幅依存性への影響を示している。 σ の場合と同様に、図 3.14(a)はタイプ 41、図 3.14(b)はタイプ 42 に対応しており、図 3.12 の条件を基準として、その前後の $\alpha = \pi/3$ と $\alpha = 5\pi/12$ の場合について示している。図 3.13 の場合とは違って、底面形状が平面の挙動をする領域が条件により異なり、曲線は重なっていない。図より、 α が大きいほど振幅依存性が小さくなっていることがわかる。式(3-33)に示すように α が大きくなれば λ が小さくなり、振幅依存性が大きい底面形状が平面剛体としての挙動をする領域が減少すると同時に、タイプ 41 では $A \geq \lambda$ の領域での振幅依存性が減少していることがわかる。

次に、タイプ 42 の減衰比の振幅依存性について式(3-45)により計算した結果を示す。中央の三角形による消散エネルギーに対する両側 2 つの三角形での消散エネルギーの比 D_2/D_1 について、基準条件を中心に σ または α を変更した場合の計算結果を図 3.15 に示す。 $A \leq \lambda$ ではエネルギー消散は中央の三角形による D_1 のみで振幅依存性はなく両タイプの減衰比は等しいが、 $A > \lambda$ の領域では振幅依存性が生じている。振幅 A が λ と比べてかなり大きくなっても、 D_2 は D_1 と比べてかなり小さく、減衰の振幅依存性は、あまり大きくないことがわかる。

タイプ 42 の減衰については、動吸振器の応答振幅がわかれば、それに対応する減衰比を計算することも考えられるが、設計過程が複雑になる。前述のように振幅依存性があまり大きくないこと、また、動吸振器の振幅が大きくなり過ぎることを抑制するために小振幅では定点理論による最適減衰比で設計し振幅が大きい領域に減衰を付加し 2 段減衰とする方法の有効性が報告されており振幅が大きいところで減衰が若干増加することは動吸振器として望ましくない特性ではないと考えられることから、タイプ 42 の減衰に関しては、タイプ 41 の場合と同様に計算が簡単な中央の三角形による減衰のみで評価・設計しても問題はないと考えられる。

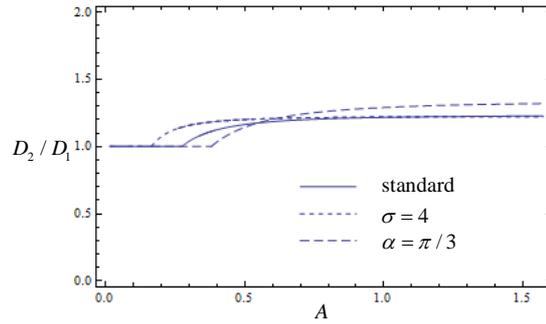


Fig.3.15 Amplitude dependency of damping

以上のように、本章で提案したタイプ 41 および 42 は、いずれの形状の場合でも、固有振動数については底面が平面であるタイプ 2 と比べれば振幅依存性が大幅に改善すること、減衰比についてはタイプ 41 ではロックインが発生する領域では振幅依存性はなく、タイプ 42 では振幅依存性はあるものあまり大きいものではないことが確認できた。また、安定な振幅の範囲もタイプ 2 と比べて大きく増加することもわかった。したがって、タイプ 41 および 42 は、多少特性が異なるものの、いずれも、底面が平面であるタイプ 2 と比べれば、定点理論を用いる動吸振器としての適合性は高くなっているものと考えられる。

3.5.まとめ

剛体のロッキングには塑性衝突による減衰と重力による復元力が存在することに着目し、ロッキングを簡易的な水平方向の動吸振器として利用することを考え、第2章では底面形状が直線に近い多角形の剛体を用いれば良好な減衰特性が得られることを示した。しかし、その形状では固有振動数に強い振幅依存性が存在するため、定点理論による設計法が適用しにくいと考え、本研究では、固有振動数の振幅依存性を抑制するための底面形状として、円弧を基本として、円弧の一部を、直線あるいは円弧に外接する多角形で置き換えたものを考え、固有振動数、減衰比の振幅依存性について検討した。

まず、底面形状が平面の場合、および円弧の場合、および前述の2種類の形状の場合の剛体の諸元を、剛体の大きさを表すパラメータと3種類の無次元パラメータで表現し、近似的な方法により、陽な形の固有振動数、減衰比の計算式を導出した。

導出した式を用いて計算した結果および計算式の式形により、各パラメータの固有振動数、減衰比に与える影響を明らかにしたのち、提案した2種類の底面形状を用いれば、固有振動数については底面が平面の場合と比べて大幅に振幅依存性を低減することが可能であること、減衰については、円弧の一部を直線に置き換えた形状では減衰にも振幅依存性がないこと、円弧の一部を円弧に外接する多角形で置き換えた形状でも減衰の振幅依存性は小さく設計上あまり問題がないことを示した。また、それらの形状を決定するパラメータをうまく設定すれば、固有振動数、減衰比を自由に設定できることを示した。

第4章 歩行ロボットのエネルギー損失低減方法

4.1.はじめに

近年、HONDAのASIMOなどに代表されるヒューマノイドによる歩行や走行の実現の研究報告がなされるなど、この分野における発展には目覚ましいものがある。しかしながらヒューマノイドとヒトの歩行を比較した場合、エネルギー効率や移動速度の面ではヒューマノイドはヒトに追いついていないのが現状であるといえる。エネルギー効率を改善するための方法として、現状のヒューマノイドロボットのような軌道計画に基づく制御を用いるのではなく、振り子運動などを利用した受動歩行に関する研究^[27-29]も盛んに行われているが、その場合でも着地時の非弾性衝突によるエネルギー損失が存在し、歩幅によってはかなり大きな損失になる。足の形状を円弧足などの曲面にするなどの工夫によりある程度の改善は見込めるものの、歩行時において足部と地面との間に非弾性衝突が必ず発生するため、形状の改良による改善には限界があると考えられる。本研究ではこの受動歩行における主要なエネルギー損失現象である着地時のエネルギー損失に注目し、まずはばねを挿入することにより着地時のエネルギー損失の低減を図る。さらに、ばねに一旦蓄えられたエネルギーを次の歩行を進めることに有効活用するための制御方法として、脚にブレーキを追加することでばねの伸縮を制御する機構を提案する。

4.1.1.歩行現象とエネルギー

歩行現象とは片脚を前方に振り出した後に足先を地面に接触させるという動作を左右の脚で交互にいれかえながら移動する方法と見ることができる。また、一般に歩行速度が上昇すると、それに従って歩幅も広くなることが知られている。この歩行をエネルギーの出入りで見えた場合、受動歩行やヒトの歩行、ロボットの歩行などの違いによらず歩行現象において平均歩行速度が一定である場合、歩行を行う系に流入するエネルギーと系から流出するエネルギーがつり合っていると考えられる。流入エネルギーに相当するのはヒトでは脚の筋肉の収縮であり、受動歩行では坂道と重力である。水平面上で受動歩行を実現する上で問題となるのが、重力と坂道による流入エネルギーがほとんど見込めないことである。

そのため、水平面上では流入エネルギーとしてモータなどのアクチュエータを使用しなければ、流入エネルギーと流出エネルギーのつり合いが崩れてしまい、歩行速度の低下や歩行継続が困難となる。一方、流出エネルギーを低減することができれば、流入エネルギーに余裕が生まれアクチュエータの使用を減らすことができ、また歩行速度を向上することができると考えられる。

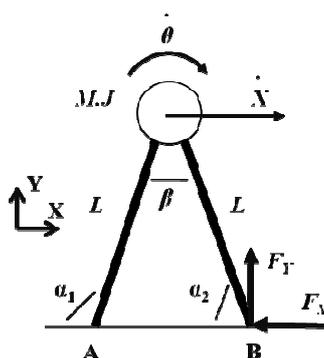


Fig.4.1 Passive Walking Model

Table 4.1 Parameters of walking model

Name	Description	Unit
M	Mass of hip	kg
J	Inertia moment of hip	kg·m ²
L	length of leg ($L = L_1 = L_2$)	m
L_1	Length of stance-leg	m
L_2	Length of swing-leg	m
α_1	Angle of stance-leg	rad
α_2	Angle of stance-leg	rad
β	Angle of hip joint ($\beta = \alpha_1 - \alpha_2$)	rad

4.1.2. エネルギー損失メカニズム

歩行現象をモデル化する場合には図 4.1 に示すようなコンパスモデルを使用することが一般的である。本来は脚の質量を考慮すべきであるが、本質的な部分には影響しないためこの節では無視する。まず、歩行モデルは点 A 周りに回転運動しているが、点 B に脚が完全非弾性衝突すると、点 B 周りの回転運動に変化する。この時、点 B まわりの角運動量の

保存によって点 A 周りの回転に寄与していた速度の内、点 B 周りの回転に寄与する速度成分だけは保存されるが、点 B 方向に向かう速度成分は地面との衝突によって失われてしまう。この速度損失によって系から運動エネルギーが消散される。これは剛体のロッキング^[2]にみられるような衝突による減衰と同じメカニズムであるといえる。

4.2.着地時のエネルギー損失の理論的な導出

まずは単純な歩行モデルからエネルギー損失を理論的に算出し、実際の受動歩行モデルに近い足先の質量を考慮した場合のエネルギー損失比を求める。

4.2.1.着地前後の速度比の算出

表 4.1 に示したパラメータを持つ図 4.1 に示すような歩行モデルと地面との間に衝突が発生することを考える。このときの衝突は完全非弾性衝突で、瞬間的に立脚と遊脚が切り替わると仮定すれば、衝突時間が無限小となり、衝撃力は重力項と比べて十分大きくなると考えられるので、重力項を無視すると、運動方程式は以下のような単純な式で表すことができる

$$M\ddot{x} = F_x \quad (4-1)$$

$$M\ddot{y} = F_y \quad (4-2)$$

$$J\ddot{\theta} = -F_y L \cos \alpha_2 - F_x L \sin \alpha_2 \quad (4-3)$$

$\dot{\theta}$, \dot{x} , \dot{y} , を衝突直前の速度, $\dot{\theta}'$, \dot{x}' , \dot{y}' を衝突直後の速度として上式を衝突時間について積分すると,

$$M(\dot{x}' - \dot{x}) = \int F_x dt \quad (4-4)$$

$$M(\dot{y}' - \dot{y}) = \int F_y dt \quad (4-5)$$

$$J(\dot{\theta}' - \dot{\theta}) = -L \cos \alpha_2 \int F_y dt - L \sin \alpha_2 \int F_x dt \quad (4-6)$$

となり、これを衝突前は点 A を支点とする回転運動であること、衝突後は、跳ねず、滑らず、点 B を支点とする回転運動になることから次の拘束条件式

$$\dot{x} = \dot{\theta}L \sin \alpha_1 \quad (4-7)$$

$$\dot{y} = \dot{\theta}L \cos \alpha_1 \quad (4-8)$$

および

$$\dot{x}' = \dot{\theta}'L \sin \alpha_2 \quad (4-9)$$

$$\dot{y}' = \dot{\theta}'L \cos \alpha_2 \quad (4-10)$$

を代入し、

式(4-4) (4-5) (4-6)を解くと、着地前後の角速度比 φ は次式のように導かれる。

$$\varphi = \frac{\dot{\theta}'}{\dot{\theta}} = \frac{J + ML^2 \cos(\alpha_1 - \alpha_2)}{J + ML^2} \quad (4-11)$$

ここで、ロボットは重心周りに対して歩行姿勢が不安定にならないような制御を行うことから $J \cong 0$ と見なし、 $\beta = \alpha_1 - \alpha_2$ という関係式から衝突前後の速度比は次式のように簡素化することができる。

$$\varphi = \cos \beta \quad (4-12)$$

式(4-12)中の β は歩幅A-Bが決まれば、決定されるパラメータであるため、速度損失は歩幅によって決定されることになり、その傾向として、歩幅が広くなればなるほど、速度損失が大きくなるという結果が得られる。また、運動エネルギーは速度の二乗に比例することから、着地前後の運動エネルギー比は次式(4-13)のようになる、

$$\varphi^2 = \cos^2 \beta \quad (4-13)$$

これは、第2章で求めた底面が平面の場合の剛体のロッキングの運動エネルギー比(4-11)と一致することから、本質的に歩行とロッキングの損失メカニズムが同じであること分かる。

4.2.2 脚の質量を考慮した場合のエネルギー損失

前述した受動歩行モデルから算出した運動エネルギー損失の理論式は脚の質量を考慮したものではない。そこで図4.2に示すような脚に質量を持つ歩行ロボットのモデルについて理論的な検討を行う。まず、股関節は着地直前・直後の脚の開き角を β 、 β' とするとき、ここでは簡単のため着地までは股関節を回転方向に対して固定とし、着地後は回転自由と仮定すると、衝突前後では姿勢に変化がないため $\beta = \beta'$ となり、脚に質量がある場合のエン

ルギー損失の理論式を導出する。着地直前・直後の A 点周りおよび B 点周りの回転速度をそれぞれ $\dot{\theta}$ 、 $\dot{\theta}'$ とすると、着地直前・直後の角運動量の保存則から衝突前の運動量と衝突後の運動量の関係式は次のようになる。

$$(ML\dot{\theta}\cos\beta)L = (ML\dot{\theta}')L + (ml\dot{\theta}')l \quad (4-14)$$

$$l^2 = 2L^2(1 - \cos\beta) \quad (4-15)$$

となる、この時、式(4-15)は足先間の距離の 2 乗を表している。式(4-14)から脚の質量を考慮した場合の衝突前後の速度比 φ を求めると式(4-11)と同様に

$$\varphi = \frac{\dot{\theta}'}{\dot{\theta}} = \frac{M \cos\beta}{M + 2m(1 - \cos\beta)} \quad (4-16)$$

と、導くことができる。ここで、着地前と着地後の速度比を乗じたものが衝突前後の運動エネルギー比であるから

$$\varphi^2 = \frac{M^2 \cos^2\beta}{\{M + 2m(1 - \cos\beta)\}^2} = \frac{\cos^2\beta}{\{1 + 2m/M(1 - \cos\beta)\}^2} \quad (4-17)$$

と理論式を導出することができる。ここで導出したエネルギー損失 φ^2 を縦軸、 β を横軸にとり、胴と脚の質量比 m/M を変化させた場合の結果をプロットすると図 4.3 となる。この結果において $m/M=0.0$ は脚の質量を考慮しなかった場合の理論式と一致する。また胴に対する脚の質量を増やしていくと、着地前後の運動エネルギーの損失の割合が大きくなる。

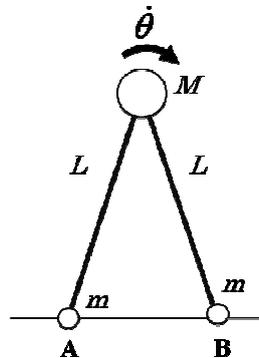


Fig.4.2 Passive Walking Model with mass of leg

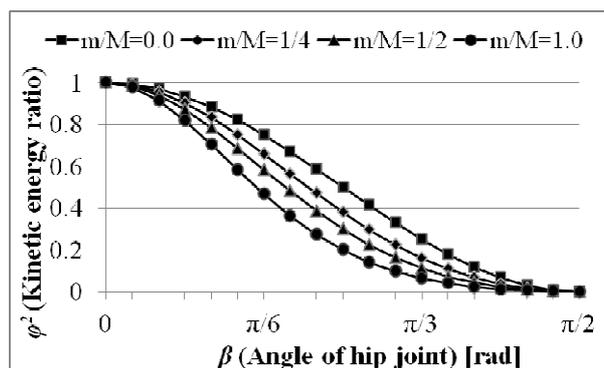


Fig.4.3 Theoretical kinetic energy ratio before and after landing

4.3.着地時のエネルギー損失低減方法

エネルギー消散に関する式を理論的に導出したところで、この衝突時に損失される運動エネルギーを低減する方法を検討する。損失の低減方法として容易に考えられるは、単純に歩幅を狭くする方法であるが、歩行速度を上げるためには歩幅を広くとることは避けられないため、歩幅を広くとりながら、かつ運動エネルギーの損失も低減する方法が望ましい。また、足部の形状を工夫することによってもある程度損失を減らすことは可能であるが限界がある。そこで本研究では、ばね関節を胴体と足先との間に挿入することで、着地の際に消散される運動エネルギーをばねの変形として蓄え、系にエネルギーを保存すると同時に、ばねの復元力を次の歩行動作に再利用する方法を提案し、剛体のマルチボディダイナミクスに基づく数値シミュレーションを行って、その効果について検討する。

4.3.1.数値シミュレーション環境

数値シミュレーションには剛体のマルチボディダイナミクスに基づく市販のシミュレーションソフト、WorkingModel2Dを使用し、積分法としてKutta-Merson法、積分誤差を 0.10×10^{-6} として数値シミュレーションを行った。また数値シミュレーションの際の衝突判定は脚は交互に衝突すると仮定し、遊脚は前方に振り出されるまでは地面と衝突しない。脚と地面との衝突時の物性値として反発係数を0.0とした。加えて今回の数値シミュレーションでは一步当たりのエネルギー損失を歩幅ごとに比較するため、モデルの股関節は衝突が発生するまで回転方向に固定とし、衝突後は回転方向には固定しない。

4.3.2.ばねを脚に挿入した場合の受動歩行モデル

数値シミュレーションに用いる歩行モデルは図 4.4 に示すように胴体と足先に質量を持ち、その間に直動ジョイント（スライダ機構）と共に、線形ばねを取り付けたものである。膝や足首関節に回転ばね関節を取り付ける方法も考えられるが、どちらの方法も胴と地面の間にはばね要素を追加することと同じであり、今回はもっとも単純な機構で検討を行うものとする。

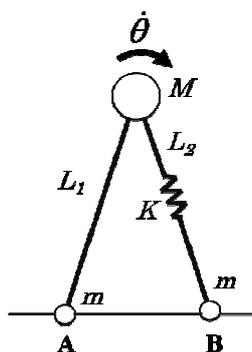


Fig.4.4 Passive Walking Model with spring joint

4.3.3.ばねのエネルギー損失低減効果の理論的な導出

ばねを脚に挿入した受動歩行モデルについて、運動エネルギー損失抑制効果の期待値を着地前後の運動エネルギー比として算出する。図 4.4 に示すように、ばねを挿入していない脚と、ばねを挿入した脚の長さをそれぞれ L_1 , L_2 とし、着地前・着地後の A 点周りの回転速度をそれぞれ $\dot{\theta}$, $\dot{\theta}'$ とすると着地直前および着地直後の運動エネルギー k , k' はそれぞれ次式で求めることができる。

$$k = \frac{1}{2} \{ ML_1^2 + m(L_1^2 + L_2^2 - 2L_1L_2 \cos \beta) \} \dot{\theta}^2 \quad (4-18)$$

$$k' = \frac{1}{2} ML_2^2 \dot{\theta}'^2 \quad (4-19)$$

ここで、ばねを脚に挿入した効果によって、着地の際に発生する足先方向の運動エネルギーの損失が発生しない。これはばね関節が収縮するためであるが、衝突した瞬間においては、胴体のエネルギーはばねに移動せず、また足先方向からの反力も微小であることを考えれば、着地直前直後では回転速度 $\dot{\theta} \approx \dot{\theta}'$ 、ばねの長さ（脚の長さ）は $L_1 \approx L_2$ とみなせることから着地前後の運動エネルギー比 ϕ^2 は次式のようなになる。

$$\phi^2 = \frac{k'}{k} = \frac{1}{1 + 2m/M(1 - \cos \beta)} \quad (4-20)$$

この結果は着地時のエネルギー損失を抑制する効果はばね定数の大きさには影響を受けないこと意味している。しかしながら、ばねの剛性が小さ過ぎると歩行姿勢を保つことができないため、適切なばね定数の選定が必要である。このように導出した理論式(4-20)は着地直前・直後の運動エネルギー損失を求めたものであり、4.2節で導出した一步あたりのエネルギー損失とは異なる。しかし、ばね関節の効果により着地以後の損失は発生しないため比較には十分である。ところで、ばねのエネルギー損失抑制効果は質量によって効果に違いが発生する。図 4.5 に質量比を変えた場合のばね付きモデルの着地前後の運動エネルギーの比をプロットしたものを示すが、胴に対して脚の質量が軽い方が、その損失抑制効果が高いことがわかる。 m/M が 0 に近ければ近いほど、エネルギー損失が 0 に近づくことがわかる。しかしながら、現実には質量が 0 の脚を作ることは不可能であるため、水平面を歩行するにあたってはアクチュエータのエネルギー消費が増えない範囲で、脚を軽くし、胴体を重くすることが提案するばね機構の効果を最大に発揮させる方法である。

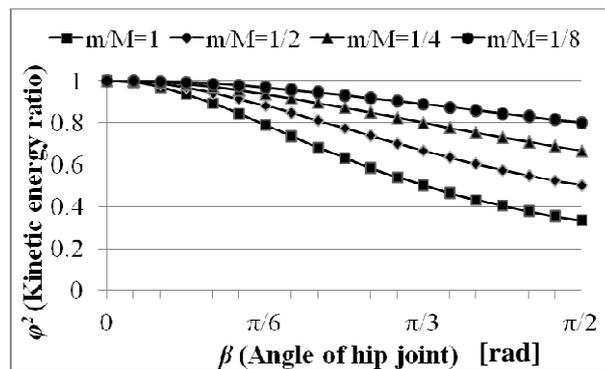


Fig. 4.5 Kinetic energy ratio of Passive Walking with spring

4.3.4. 数値シミュレーションによる検討

導出した理論式(4-17) (4-20)が実際にどれだけの妥当性があるかを検証するために、実際の実験機を製作する前に、数値シミュレーションを行う。使用する数値モデルは図 4.2 及び図 4.4 に示すものをそのまま使用し、各パラメータとして、質量は $M=8.0[\text{kg}]$ 、足部の質量は各 $m=1.0[\text{kg}]$ 、リンクは $0.001[\text{kg}]$ とした。またリンクの寸法はそれぞれ $L_1=L_2=0.8[\text{m}]$ とし、ばね定数は $2000[\text{N/m}]$ としている。足先と地面との衝突はすべりと浮き上がりのない完全非弾性衝突として、胴に初期速度として $1.0[\text{m/sec}]$ を与え脚の開き角 β を 15° から 90° の範囲で 15° ずつ変化させる。得られた結果から着地前後の運動エネルギー比を算出し、理論的に導出した場合と比較を行ったものを図 4.6, 図 4.7 に示す。これらの結果をみると、理論的に導出した結果と数値シミュレーション結果がよく一致しているといえる。次に、ばねを追加した場合とばねを追加しなかった場合の運動エネルギー比を比較したものを図 4.8 に示す。

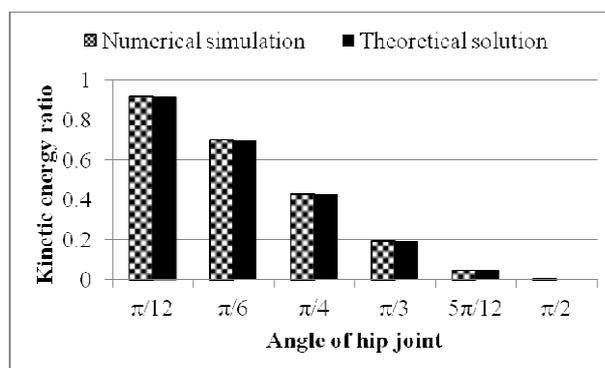


Fig.4.6 Kinetic energy ratio of simulation and theory
(non spring joint model)

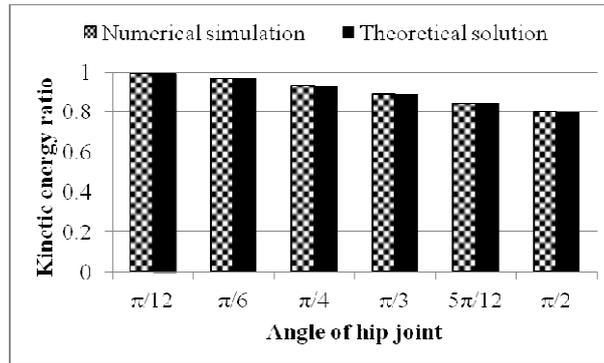


Fig.4.7 Kinetic energy ratio of simulation and theory with sprig joint model

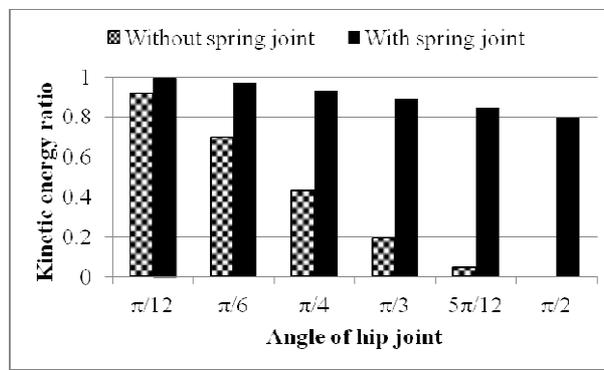


Fig.4.8 Kinetic energy ratio by simulation, comparison between model with spring and without spring .

図 4.8 の結果をみると、ばねによる着地時のエネルギー損失の低減効果は歩幅が広ければ広いほど大きくなることが分かる。

4.4.ばねに保存したエネルギーの再利用

数値シミュレーションによってばねに地面との衝突時のエネルギー損失を低減する効果が大きいことが分かったが、この節では実際にばねに蓄えた運動エネルギーが次の歩行動作に寄与しているかを検討する。

4.4.1.ばね定数を変化させた場合の歩容の違い

ばねが追加されたことによって歩行動作の点においてばねの無いモデルと決定的に異なるのは、ばねを有するモデルでは、着地後にばねの復元力によって胴体に上下動が生じる点である。そこで、ばね定数を 1000[N/m]と 2000[N/m], 4000[N/m]と変更した3つのシミュレーションモデルを用意し、4.3.4節の条件を $L_2=0.845[m]$ 及び $\beta=30^\circ$ と変更して同様の数値シミュレーションを行った場合の胴体の水平方向の速度変化を図 4.9 に示す。このシミュレーション条件の変更は、左右の脚が同じ長さの場合、遊脚を前方へ振り出すことが難しいためであり、実際の受動歩行ロボットの多くが円弧足を導入していることに対応している。図 4.9 に示すシミュレーション結果から、ばねの剛性が低い場合、受動歩行モデルは着地後に前方へ倒れる速度が速くなり、逆にばねの剛性が高い場合は着地後に速度の低下が著しく 0.6[sec]付近から後方へ倒れるという現象が見られた。これはばね定数によって着地後の歩容が大きく影響を受けることを意味しており、適切なばね定数を設定する必要があると考えられる。2000[N/m]がこのモデルにおいて試行錯誤して求めた値である。実際の受動歩行ロボットにばね機構を追加する場合、歩行速度や歩行姿勢の状態に合わせてばね定数を動的に変化させることは難しいと考えられることから、エネルギーを再利用する方法としては、ばね関節だけの追加は適当ではないと考えられる。

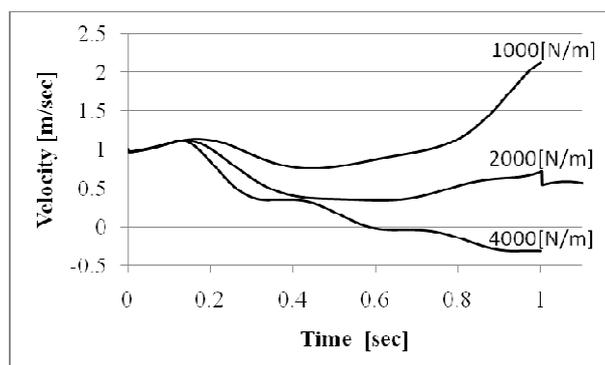


Fig.4.9 Horizontal velocity of Passive Walking body

4.4.2.ばね関節へのブレーキ機構の取り付け

ばねの剛性を変更せずに、効果的にばねのエネルギーを次の歩行に利用して歩容を生成する方法として、ブレーキ機構をばね関節に追加する方法について検討を行う。ブレーキはロボットに搭載しやすいよう、一般的な摩擦ブレーキをサーボモータ等で制御するものと想定しモデルの改良を行った。

4.4.3.ブレーキ機構の制御則

ばね関節を持つ受動歩行の運動は容易に解析解を得られないため、ブレーキ機構の制御則としては最も単純な次のような方法を採用した。①着地まではブレーキをかけ、着地直前に解除。②ばねが収縮・伸長した後、位置エネルギーが最大、かつ伸縮方向の速度が0になったタイミングでブレーキをかける。これはばねに保存されたエネルギーを受動歩行にとって最も重要なエネルギーである位置エネルギーに変換することをねらったものである。ばね定数を2000[N/m]として、ブレーキ機構を追加した場合の数値シミュレーション結果を図4.10に示す。これらは歩行時の脚の開き角などはほぼ同様になったものの、遊脚が着地した際の速度に違いが見られた。ばね関節のみの受動歩行では次の着地の起こる1[sec]付近では0.7[m/sec]であるのに対し、位置エネルギーが最大になるタイミングでブレーキをかけた場合は、1[m/sec]を超える速度まで回復している。これは、ブレーキによって、歩行の進行方向とは関係ないばねの上下動を抑制し、回復された位置エネルギーが再び運動エネルギーに変換された結果であると考えられる。

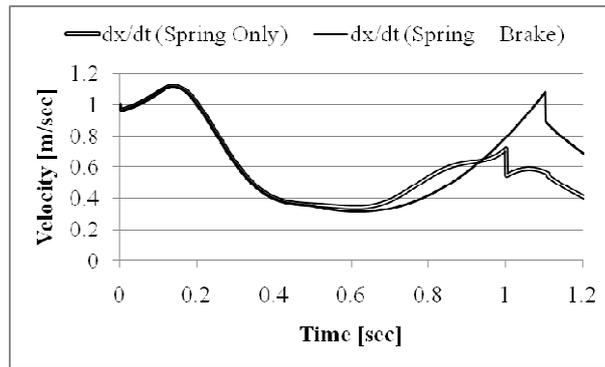


Fig. 10 Horizontal velocity of Passive Walking body, comparison between spring joint and brake

4.5.まとめ

受動歩行ロボットの着地時のエネルギー損失を低減する方法としてばねを脚に挿入する方法を提案し、理論的にその効果を検討すると共に数値シミュレーションを行って検証した。その結果、直動ばね関節を取り付けることによって運動エネルギーの損失を低減できることを明らかにした。また、その検討過程において受動歩行ロボットはできる限り脚を軽くするか、質量を胴に集中させた方が、運動エネルギーの損失が少なくなることが分かった。これはヒトの質量が胴体を中心とした、体幹部に集中していることに対応している点について興味深い。今後は、ばね関節を持つ実験機を製作しその効果を検証すると共に、連続歩行を可能とするよう制御則を検討していきたい。また、本研究は剛体のロッキング現象が受動歩行ロボットの歩行現象に近いことに着目したものであり、その研究結果を随時本研究へフィードバックしていきたい。

第5章 結論

第2章および第3章では、剛体のロッキングが重力による復元力と、剛体と地面との衝突の際に生じる減衰を有していることを利用して、構造が簡素であり、かつコストの低い動吸振器の開発を目指し、その剛体のロッキングの固有振動数と減衰比を自由に設計する方法を開発して、実験と検討を行った。

その結果、第2章では底面形状が直線に近い多角形の剛体を用いれば良好な減衰特性が得られることを示した。しかし、その形状では固有振動数に強い振幅依存性が存在するため、第2章では固有振動数の振幅依存性を抑制するための底面形状として円弧を基本として、円弧の一部を、直線あるいは円弧に外接する多角形で置き換えたものを考え、新たに提案した2種類の底面形状（円弧の一部を直線に置き換えた形状、円弧の一部を円弧に外接する多角形で置き換えた形状）を用いれば、固有振動数については底面が平面の場合と比べて大幅に振幅依存性を低減することが可能であること、減衰については、では減衰にも振幅依存性がないことを示し、また、それらの形状を現すパラメータをうまく設定すれば、固有振動数、減衰比を自由に設定できることを示した。

一方の、4章では剛体のロッキング現象と深い関連性のある2足歩行ロボットの歩行時のエネルギー損失に着目し、歩行現象によるエネルギー損失が剛体のロッキング現象として解析できることを理論的に示し、歩幅によるエネルギー損失の低減策としてばねを用いる方法を開発し、数値シミュレーションを行いその効果を確認した。そして、ばねだけでは蓄えられた弾性エネルギーが歩行とは逆に作用してしまうことから、ばね関節にブレーキ機構を組み合わせた方法を開発し、ばねの伸縮に合わせてON、OFFすることで、低減したエネルギー損失をばねに保存し、それを次の歩容へ再利用する方法を提案することができた。

謝辞

今回、私に学位取得の機会を与えていただき、また本研究に際して、様々なご指導ご鞭撻を賜りました指導教員であられる知能機械システム工学科の芝田京子准教授ならびに井上喜雄教授には、学部から博士課程と通じて9年間、また研究室に配属されてから数えても7年近くの間、お世話になり深甚の感謝を申し上げます。

加えて、本研究を行っていくにあたって貴重なご意見やアドバイスを賜りました、同工学科、王碩玉教授、竹田史章教授、岡宏一教授にも感謝致します。特に、王先生には研究室に配属されるまでの2年半の間、大学での新生活が始まり分からないことも多いなか講義の履修等のアドバイザーとして大変にお世話になりましたことも付け加えさせていただきます。

本論文は、既に卒業されました佐藤品朋氏、山崎喜彦氏、吉成遼氏、大池達也氏らの先行研究に加えて、島崎太一郎氏、森木朋大氏、西尾宏平氏ら後輩の協力、そして多くの研究室の仲間の支援によって実現したものです。皆様には大学・大学院生活、そして研究活動を助けていただきましたことを感謝致します。

最後に、私を理解していただき、暖かく見守って頂いた両親に深く感謝申し上げます。

2012年 今西 望

参考文献

- [1] Den Hartog, J.P.; *Mechanical Vibrations*,(1956), 87, MaGraw-Hill.
- [2]井上喜雄, 芝田京子; 加振周波数の変動範囲を考慮した動吸振器の設計方法, 日本機械学会論文集, C 編 73(736), pp17-24, 2007
- [3]井上喜雄, 芝田京子, 今西望; 加振周波数の変動範囲を考慮した動吸振器の設計方法(一般的な加振力および評価関数の場合),日本機械学会論文集, C 編 75(751), pp.69-78, 2009
- [4]山口秀谷; 三層合わせばりを用いた動吸振器に関する研究, 日本機械学会論文集, C 編 56(524), pp915-920, 1990
- [5]浅見敏彦, 若園敏美, 亀岡紘一, 長谷川基由, 関口久美; 不規則励振を受ける構造物に取り付ける動吸振器の設計理論, 日本機械学会論文集, C 編 56(524), pp.915-920, 1990
- [6]西原修, 松久寛; 動吸振器の最大振幅倍率最小化設計: 代数的な厳密解の導出, 日本機械学会論文集, C 編 63(614), pp.118-125, 1997
- [7]浅見敏彦, 西原修; 空気ダンパを用いた動吸振器による制振: 三要素型動吸振器の設計理論, 日本機械学会論文集, C 編 66(623), pp.172-181, 1998
- [8]浅見敏彦, 西原修, 渡辺晋哉; 動吸振器の最大振幅倍率最小化設計における代数的厳密解: 第1報,粘性減衰動吸振器の場合, 日本機械学会論文集, C 編 64(644), 2000
- [9]浅見敏彦, 西原修, 渡辺晋哉; 動吸振器の最大振幅倍率最小化設計における代数的厳密解: 第2報,ヒステリシス減衰動吸振器の場合, 日本機械学会論文集, C 編 64(642), 2000
- [10]荒木; 粉粒体衝撃ダンパ: 垂直振動, 片側衝突時の特性, 日本機械学会論文集, C 編 49(42), 1983
- [11]佐伯暢; 円筒容器を用いた粒状体衝撃ダンパの制振効果, 日本機械学会論文集, C 編 68(673), 2002
- [12]安田仁彦, 神谷恵輔, 加藤錬太郎, 山口俊堂; 弾性インパクトダンパによる制振, 日本機械学会論文集, C 編 69(685), 2003
- [13]Housner G.W.; The behavior of inverted pendulum structures during earthquakes, *Bulletin the seismological society of America*,53-2, pp.404-417, 1963

- [14]Solomon C.S.; Nonlinear impact and chaotic response of slender rocking object, J. Eng. Mech, 117-9, pp.2079-2100, 1991
- [15]Yim C.S.; Rocking response of rigid blocks to earthquakes, Earthquake Engrg. Struct. Dna., 8-6, pp.565-587, 1980
- [16]Spanos P.D.; Rocking response of rigid blocks due to harmonic shaking, J. Eng. Mech, 110-11, pp.1627-1642, 1984
- [17]本田技研工業 HP <http://honda.co.jp/ASIMO/history.index.html> (参照日 2012.2.1)
- [18]川田工業 HP <http://kawada.co.jp/mechs/promet/index.html> (参照日 2012.2.1)
- [19]産業総合研究所 産学官連携プロジェクト「ユーザー指向ロボットオープンアーキテクチャの開発」 たとえば HRP-4C 等
- [20]Vukobratović M., Branislav B.; Zero Moment Point – Thirty five years of its life, I. J. of Humanoid Robotics, vol.1 no.1, pp.157-173, 2004
- [21]梶田秀司, 小林彬位置; エネルギー保存軌道を規範とする動的 2 足歩行の制御, 計測制御学会論文集, 23(3), p.281-287, 1987
- [22]佐藤智矢,大西公平; 2 足歩行ロボットにおける片脚支持期の重心速度変動幅最小化のための目標 ZMP 軌道, 電気学会誌.D, 産業応用誌, Vol.128(5), pp.661-668, 2008
- [24]呉松保男, 北村新三, 中井美行; 2 足歩行ロボットの軌道計画—倒立振子とニューラルネットワークの組み合わせ, システム制御情報学会論文誌, Vol.2(4), pp.118-127, 1989
- [24]文部科学省科学研究費補助金, 特定領域研究「身体・脳・環境の相互作用による適応的運動機能の発現—移動知の構成論的理解—」
- [25]たとえば 大須賀公一; 制御系における「埋め込み問題」とは? —生物/人工物の運動制御機能の理解に向けて, システム制御情報学会, vol.53(12), pp.493499, 2009
- [26]小椋優, 林憲玉, 高西淳夫; 2 足ヒューマノイドロボットの膝関節伸展型歩行パターン生成アルゴリズム, 日本機械学会論文集, C 編 70(700), 2004
- [27]McGeer T.; Passive Dynamic Walking, The Int. Journal of Robotics Research, vol.9, 1990
- [28]Goswami A.; A Study of the Passive Gait of a Compass-Like Biped Robot-symmetry and Chaos,

The International Journal of Robotics Research, vol.17(2), 1998

[29]Kuo A. D.; Stabilization of Lateral Motion in Passive Dynamic Walking, The Int. J. of Robotics R., vol.18(9), 1999

[30]池俣吉人, 佐野明人, 藤本英雄; 受動歩行における脚の振り運動に関する基礎研究, 日本機械学会論文集, C 編,74(738), 2008

[31]田崎勇一, 井村順一; 平面受動2足歩行における足形状の省エネルギー効果の考察, 日本ロボット学会誌, Vol.23, No.1, pp.131-138, 2005

[32]Sato, K., Yamanaka, A., On the Damping of Rocking of Prismatic Colum, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.21, No.111 (1955) , pp.859-863.

[33] Jeong, M.Y. and Suzuki, K., Basic Study on the Dynamic Behavior of Rocking Rigid Body Structure, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.62, No.603 (1996) , pp.4139-4146.

[34]Jeong, M.Y. and Suzuki, K., A Study on Rocking Vibration of Rigid Block Structure Accompanying Sliding Motion : In the Case of Two Dimensional Sinusodial Excitation, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.66, No.648 (2000) , pp.2540-2548.

[35]Kobayashi, N., Ito,M., Watababe,M. and Tazuke, H., Nonlinear Analysis on Rocking and Sliding Coupled Response of Cylindrical Tank Due to Seismic Excitation, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.68, No.666 (2002) , pp.357-364.

[36]Yasuda, K., Kamiya, K., Kato, R. and Yamaguchi, S., Vibration Supression by an Elastic Impact Damper ,*Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.69, No.686 (2003) , pp.2248-2255.

[37]井上喜雄, 芝田京子, 今西望, 佐藤品朋, 山崎喜彦; 剛体のロッキングの減衰に対する底面形状の影響, 日本機械学会論文集, C 編, 76(762), 2010

[38]朴正圭, 叶倩, 松久寛; 二段減衰動吸振器による索道搬器の制振, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.67, No.664 (2001) , pp.3794-3806.

[39]小山真理, 山口伸一, 大脇大, 石黒章夫; 弾性要素を活用した受動走行の実機実現, ロボテイクスメカトロニクス講演会論文集, 日本機械学会, 2P1-D05, 2009.

本研究に関する業績リスト

学術論文

- (1)井上喜雄, 芝田京子, 今西望; 加振周波数の変動範囲を考慮した動吸振器の設計法 (一般的な加振力および評価関数の場合), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.75, No.751, pp.581-590, 2009.3
- (2)Yoshio INOUE, Kyoko SHIBATA and Nozomu IMANISHI; Design Method for Dynamic Vibration Absorbers Considering Excitation Frequency Range (For General Excitation Force and Objective Function), *J. of System Design and Dynamics*, Vol.4, No.3, pp.508-523, 2010.5.31
- (3)井上喜雄, 芝田京子, 今西望, 佐藤品朋, 山崎喜彦; 剛体ロッキングの減衰に対する底面形状の影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.762, pp.259-266, 2010.2
- (4)今西望, 井上喜雄, 芝田京子, 岩郷浩; 剛体ロッキングの振動特性への底面形状の影響 (固有振動数と減衰比の振幅依存性), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.783, pp.4043-4057,2011
- (5)Nozomu IMANISHI, Yoshio INOUE, Kyoko SHIBATA, Kazutomo SATO, Yoshihiko YAMASAKI; Effect of Base Shape on Damping of Rocking of Rigid Body, *The Japan Society of Mechanical Engineers, J. of System Design and Dynamics*, 掲載決定 (執筆時 2012.2.1)
- (7) 今西望, 井上喜雄, 芝田京子, 島崎太郎, “ばねを有する受動歩行ロボットによる着地時の損失エネルギー低減および再利用”, 日本AEM学会誌, Vol.20, No.3, 2012, 掲載決定

学会口頭発表

(○は発表者)

- (6)○井上喜雄, 芝田京子, 山崎喜彦, 今西望; 剛体のロッキングの減衰および固有振動数に対する底面形状の影響, *Dynamics & Design Conference 2009*, 日本機械学会, pp.474.1-474.5, 2009.8.3-8
- (8)○今西望, 井上喜雄, 芝田京子, 大池達也, 島崎太郎; 接地時の消散エネルギーを再利用する受動歩行モデルの提案と検討, 日本設計工学会平成21年度研究発表講演会, 2010.3.16
- (9)○中山祥, 井上喜雄, 芝田京子, 今西望, 学 濱脇真, 安藤勉; 一脚跳躍ロボットの足裏形状が飛距離に及ぼす影響, 日本機械学会中国四国学生会第38回学生員卒業研究発表講演会, 講演番号 1406, 2008.3.6

- (10)○濱脇真, 井上喜雄, 芝田京子, 今西望, 中山祥; 一脚跳躍ロボットのエネルギー損失に関する研究, 日本機械学会中国四国学生会第 38 回学生員卒業研究発表講演会, 講演番号 1407, 2008.3.6
- (11)○島崎太一郎, 井上喜雄, 芝田京子, 今西望, 濱脇真, 大池達也; エネルギー消散の少ない歩行ロボットの研究; , 日本機械学会 中国四国学生会第 40 回学生員卒業研究発表講演会, 講演番号 913, 2010.3
- (12)○濱脇真, 井上喜雄, 芝田京子, 今西望, 大池達也, 島崎太一郎; 走行ロボットのエネルギー損失に関する研究, 日本機械学会 中国四国支部第 48 期総会・講演会, 講演番号 906, 2010.3
- (13)○中山祥, 井上喜雄, 芝田京子, 今西望; 一脚ロボットによる跳躍および走行動作の研究, 日本設計工学会平成 21 年度研究発表講演会, 2010.3.1
- (14)○今西望, 井上喜雄, 芝田京子, 島崎太一郎, 森木朋大; ばねを用いてエネルギー消散を低減する歩行モデルの検討, ロボティクス・メカトロニクス講演会 2010(旭川), 2010. 3. 1
- (15)○今西望, 井上喜雄, 芝田京子, 島崎太一郎; 受動歩行における着地時のエネルギー損失の低減, 日本機械学会, 機械力学・計測制御部門, Dynamics and Design Conference 2011, 講演番号 303, 2010.9.14
- (16)○森木朋大, 井上喜雄, 芝田京子, 今西望, 大池達也, 島崎太一郎; 受動歩行を応用した定常歩行ロボット, 日本機械学会, 中国四国支部第 41 回卒業発表講演会, 講演番号 420, 2011. 3. 4
- (17)○大池達也, 井上喜雄, 芝田京子, 今西望, 島崎太一郎, 森木朋大; 歩行ロボットの着地時におけるエネルギー損失の低減, 日本機械学会, 中国四国支部第 49 期総会講演会, 講演番号 408, 2011. 3. 5
- (18)○今西望, 井上喜雄, 芝田京子, 島崎太一郎; ばねを有する受動歩行ロボットによる着地時の損失エネルギー低減および再利用, 日本 AEM 学会, 第 23 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム (Sead23 in 名古屋), 2011. 5. 19
- (19)○今西望, 井上喜雄, 芝田京子, 島崎太一郎, 森木朋大; ばねを用いてエネルギー消散を低減する歩行モデルの検討, ロボティクス・メカトロニクス講演会 2011 (岡山), 2011. 5. 26

- (20)○今西望, 井上喜雄, 芝田京子, 島崎太一郎, 森木朋大; バネ機構を有する受動歩行ロボットの着地時のエネルギー損失低減, 日本機械学会, 機械力学・計測制御部門, Dynamics and Design Conference 2011, 講演番号 313, 2011.9.6

国際会議

- (21) Nozomu IMANISHI, Yoshio INOUE, Kyoko SHIBATA, Taichiro SHIMASAKI, Tomohiro MORIKI: A Method of Reducing Energy-loss on Biped Robot Landing Process, MAGDA 2011, 2B21, pp.298-302, 2011.11.14-16