歩行機械の対地適応機能 を有する脚機構の研究

川渕 一郎

目次

第1章緒論	1
1·1 研究の目的	1
1・2 従来の研究	5
1・3 本論文の構成	10
第2章 対地適応機能を有する脚機構の構成	10
2.1 緒言	12
2・2 対地適応アルゴリズム	14
2・2・1 微視的な歩行不安定要因の検出指標	14
2·2·2 2足歩行機械のモデル	15
2·2·3 必要な機能の整理	16
2・2・4 着地時刻の早まりに対する適応アルゴリズム	18
2・2・5 着地時刻の遅れに対する適応アルゴリズム	20
2・2・6 制御スケジュール	21
2・3 対地適応機能を有する脚機構	23
2·3·1 脚機構の構成	23
2・3・2 歩行シミュレーション	26
2.4 結言	30
第3章 脚機構の運動および力の解析	30
3.1 緒言	31
3・2 対偶すきまを有する平面多節機構の運動シミュレーション	32
3・2・1 基本コンセプト	32
3·2·2 解析モデルの構成要素	34
3・2・3 解析アルゴリズム	38
3・2・4 運動シミュレーションの例	52
3・3 動的な歩行シミュレーション	68
3・3・1 基本コンセプト	68

3.3.2	解析モデルの構成要素	69
3.3.3	接触状態と接触力の解析アルゴリズム	71
3.3.4	解析の流れ	74
3.3.5	歩行機械の解析モデル	75
3.3.6	基礎的な歩行シミュレーション結果	79
3・4 新	吉吉	82
第4章	歩行機械の試作と歩行実験	82
4·1 新	諸言	84
4・2 脚	即機構における対偶すきまの検討	85
4.2.1	脚機構の変形の評価基準	85
4.2.2	脚機構の解析モデル	87
4.2.3	対偶すきまの影響の検討	89
4・3 重	め的歩行特性に基づく設計パラメータの検討	94
4.3.1	動的な歩行特性の評価基準	94
4.3.2	設計パラメータの検討	98
4.3.3	対地適応アルゴリズムの改良	100
4·4 켓	步行 実験	104
4.4.1	試作歩行機械	104
4.4.2	基本的な歩行特性	106
4.4.3	平坦面上の歩行	111
4.4.4	凹凸面上の歩行	117
4・5 新	吉吉	121
第5章	結論	121
~ + -	- + Þ	400

参考	文南	Ĉ
----	----	---

記号表

本論文で用いる主な記号は以下に示すとおりである.ここに示す意味以外で使用される記号およびここに示されていない記号は本文中に説明されている.

- A_i 足部*i*の足関節.
- [a,b] 直進対偶における角筒の頂点 a とb が角柱に付着している状態.
- [a,b]+ 直進対偶における角筒の a と b が角柱にすべり接触し, その相対的なす べり方向が角柱の方向ベクトルの正方向である状態.
- [ACT] ある対偶において幾何学的および力学的条件を満足するように加えられ る修正操作の種類.
- $a_{i,i}$ 直進対偶 J_i における節iへ属する角筒の長さ.
- $b_{i,j}$ 直進対偶 J_i における節iへ属する角筒もしくは角柱の幅.
- Ca_j
 直進対偶J_jにおいて角筒の頂点aが角柱と接触する際のその頂点aにお

 ける接触点.
- C_i 回転対偶 J_i における対偶素間の接触点.
- [CON] ある対偶において接触状態を維持するための必要条件,またはある接触 状態から他の接触状態への遷移が生ずる十分条件の種類.
- cn, ct 2物体間の接触面の法線方向および接線方向の減衰係数.
- c_x, c_z, c_β 脚機構の x_{b,z_b} 軸方向および y_b 軸回りの減衰係数.
- Dx 歩行機械本体の原点obのX軸方向変位.
- Fa 接触部において物体aが受ける接触力.
- $F_{\mathbf{a}_{i,j}}$ 直進対偶 \mathbf{J}_{j} における角筒の頂点 \mathbf{a} が角柱と接触した際に節iがその頂点で 受ける対偶作用力.
- $F_{i,j}$ 回転対偶 J_i における節iに属する対偶素が受ける対偶作用力.
- **F**_i, **M**_i 足部iの足関節A_iにおいて足部が本体より受ける力とモーメント.
- *F*_{*i*,*j*} 回転対偶の対偶素接触方向の探索過程において系全体の力学的つりあい条件により求められる暫定的な対偶作用力.
- $F_{i,t}$, $F_{i,h}$ 足部iのつま先(tiptoe)およびかかと(heel)が地面から受ける接触力.
- Fna, Fta 2物体間の接触力**F**aの接触面に対する法線成分および接線成分.
- F_{P_i} 節i上の点Pへ作用する外力.

- **F**th ある対偶において複数の接触状態の解が存在する可能性を認める場合の対偶作用力の最大値.
- G 物体の重心.
- Gb 歩行機械本体の重心.
- G_i 歩行機械足部iの重心.
- I 物体の重心まわりの慣性モーメント.
- Ib 歩行機械本体の重心まわりの慣性モーメント.
- *I*_i 節iの重心まわりの慣性モーメント.
- *i* 脚,足部または節の番号.
- J_i 番号jの対偶.
- $J_{i,j}$ 回転対偶 J_j における節i側の対偶素の中心点.もしくは,直進対偶 J_j における節iへ属する角柱もしくは角筒の中心軸上の基準点.
- *j* 対偶の番号.
- kn, kt 2物体間の接触面の法線方向および接線方向のばね定数.
- k_x, k_z, k_β 脚機構の x_{b,z_b} 軸方向および y_b 軸回りのばね定数.
- l_i 節iの長さ.
- $l_{i,j}$ 直進対偶 J_j における節iへ属する角筒もしくは角柱の中心軸の方向ベクトル.
- M_{P_i} 節*i*上の点Pへ作用するモーメント.
- *m* 物体の質量.
- mb 歩行機械本体の質量.
- *m_i* 節*i*の質量.
- n シミュレーションにおいてある時刻の状態を反復的に探索する際に,一まわりの計算ループの実行回数.
- *n*lim *n*の最大許容値.
- O-XYZ 慣性座標系. Z 軸が鉛直上向きを意味する.
- o-xyz ある物体上に設定した動座標系.
- ob-xbybzb 歩行機械の本体上に設定した動座標系.
- PSM 姿勢安定余裕(Posture Stability Margine).
- PSM_{ave} 歩行開始後の一定期間 ($12.5 \le t/T \le 15$) におけるPSMの平均値.

$p_{i,j}$	回転対偶 \mathbf{J}_{j} における節 i 側の対偶素についてその相手側の対偶素に対す			
	る相対的なすべり量.			
RM	足部運動のyb軸回りの回転成分.			
$r_{i,j}$	回転対偶 \mathbf{J}_{j} における節 i 側の対偶素の半径.			
S	歩幅.			
S_0	基本運動の計画における基準歩幅.			
$s_{\mathbf{a}_j}$	直進対偶J _j における角筒の頂点aの角柱の基準点に対する角柱の方向			
	ベクトルの方向の変位.			
SM	安定余裕(Stability Margine).			
[STA]	ある対偶における対偶素同士の接触状態の種類.			
T	步行周期.			
TM	足部運動のxb軸方向の並進成分.			
t	時刻.			
$t_{ m C}$	基本運動の計画における基準の支持脚交替時刻.			
$t_{\rm d}$	着地判断の遅延係数. すなわち, 遊脚足部の着地の判断を遅らせる時間			
	の歩行周期Tに対する割合.			
$t_{ m L}$	遊脚足部の着地時刻.			
u, w	2物体間の接触面の法線および接線方向の相対変位.			
$w_{\mathbf{s}}$	接触部において付着状態開始時刻におけるwの値.			
$w_{{ m y},j}$	対偶 \mathbf{J}_j において誤差角 γ_j に基づいて接触方向角を修正する際の重み.			
$w_{\delta\!,j}$	対偶 \mathbf{J}_j において誤差角 $\delta_{i,j}$ に基づいて接触方向角を修正する際の重み.			
$(X_{\mathbf{J}_{i,j}}, Z_{\mathbf{J}_{i,j}})$)慣性座標系における対偶素中心J _{i,j} の座標.			
$(X_{\text{ob}}, Z_{\text{ob}})$	慣性座標系O-XYZにおける歩行機械本体の原点obの座標.			
$(x_{\mathrm{A}}, z_{\mathrm{A}})$	本体上の動座標系ob-xbybzbにおける基本運動による足関節Aの座標.			
$(x_{\mathrm{Gb}}, z_{\mathrm{Gb}})$	本体上の動座標系ob-xbybzbにおける重心Gbの座標.			
β	歩行機械本体の姿勢角.			
$eta_{ m ave}$	歩行開始後の一定期間(12.5 ≤ t/T ≤ 15)におけるβの平均値.			
$\beta_{ m C}$	遊脚足部着地の遅れを修正するために本体へ与えられる回転角.			
eta_i	節iの姿勢角.			
γal	γ_j の収束を判断する際の許容最大値.			

v

- γ_j 回転対偶 J_j における二つの対偶素の接触方向間の誤差角.
- *△h* 両足関節の鉛直方向の位置偏差.
- Δs_i 新しく着地した従動足部iにおいて対地適応のために受動的に生ずる x_b 軸方向の変位.
- δ_{al} $\delta_{i,j}$ の収束を判断する際の許容最大値.
- $\delta_{i,j}$ 理論的な対偶作用力の方向角 $\xi_{i,j}$ に対する暫定的な対偶作用力の方向 角 $\eta_{i,j}$ の差. $\delta_{i,j} = \eta_{i,j} - \xi_{i,j}$.
- を 接触部の付着状態における接触力を探索する際に用いる暫定的な二つ
 の物体間の相対変位.
- εal
 付着状態を維持するために2物体間の相対変位*ε*および*ε_jが満たすべき*

 最大許容値.
- $\eta_{i,j}$ 暫定的な対偶作用力 $\hat{F}_{i,j}$ の方向角.
- *Θ* 原動節の角変位.
- κ 足関節のzb軸方向の遊び.
- λ_i 直進対偶 J_i における角柱に対する角筒の傾き角.
- μ_s, μ_k 二つの物体間の静および動摩擦係数.
- μ_{s_i}, μ_{k_i} 回転/直進対偶 J_i における静および動摩擦係数.
- $\xi_{i,j}$ 回転対偶 \mathbf{J}_{j} における理論的な対偶作用力の方向角.
- $\phi_{i,i}$ 直進対偶 J_i における節iへ属する角筒もしくは角柱の取り付け角.
- $\psi_{i,j}$ 接触方向角. すなわち, 回転対偶 J_j における節iを基準として対偶素中心 $J_{i,j}$ から見た接触点 C_j の位置の方向角.
- (ダッシュ)状態変数に付け,ある時刻から見た一つ前の時刻の解析結果の意味を 付加する記号.

第1章 緒論

1·1 研究の目的

長寿・福祉社会の高度で急速な発展が求められている今日,高齢者や下肢障害者 の自由な移動を介助したり,重量物の運搬などの危険な重労働を人間に代わって行う 福祉用移動機械の実用化が強く求められている.すなわち,人間の日常生活環境へ 自律的に適応して人間に随伴することのできる移動能力を有しながらも,簡便,安全 かつ経済的であって普及が期待できる実用的な移動機械が必要とされている.そのよ うな移動機械に対する主な要求事項をまとめると以下のようになる.

(1)車輪式移動機械が移動困難な急斜面や階段上の移動が可能であること.

(2)安全かつ経済的で、一般の人が所有し操作できること.

(3)乗用のものにおいては、(2)の観点のみならず、搭乗者が心身の自律性を体感できる観点から車椅子や自転車のように人力で移動可能であること.

(4)前後左右の幅が小さく,狭い空間内での取回しが容易であること.

(5) 畳やじゅうたんなどの柔らかい面を損傷せずに移動可能で,例えば接地部を地面上ですべらせずにその場旋回が可能であること.

次に,以上の各事項を満足する移動機械の構想を検討する.まず移動形式として は,人間の生活環境への親和性の観点から2足静歩行が適していると考えられる.な ぜなら,段差や溝などを含む日常生活環境内の地面の形状は人間の歩行形態に合 わせて造られており,その形状に適応して適切な着地位置へ足部を運ぶことにより安 定な移動を実現する機能において,2足歩行機械には人間と同程度の能力が期待で きる.また2足で静歩行する歩行機械の脚機構や制御則は,多足または動歩行する歩 行機械のそれに比べて単純であり,脚運動の創成に人力を利用可能とする観点から も現実的であると考えられる.そこで本論文では,研究すべき福祉用の歩行機械の一 っとして図 1.1 に示す「歩行椅子」を想定する.これは人間の乗る椅子の下に脚機構 を具備し,現在の車椅子に代わり高齢者や下肢障害者のより自由な移動を可能とする ものである.前後左右の運動空間を最小限とするために,この歩行機械は平面運動を 行う三つの脚機構を並列に幅を詰めて具備し,両外側の脚が同一の運動を行い,内 側の脚がそれらと半周期ずれた運動を行うことにより2足歩行する.足部はそれぞれ静



図 1.1 歩行椅子

的安定性を維持できる最小限の大きさを有し、内側の足部のみで本体を支持している 状態においてその足首に設けた旋回機構により本体を鉛直軸回りに回転させることに より、足部を地面上ですべらせずに旋回することができる.

さて、人間の生活環境における大部分の地面は、人間が足運びに意識を集中しな くとも安全に歩行できるように、水平面、傾斜面、階段などの周期的な足運びに適する 数種類の巨視的かつ特徴的な形状に区分して整備されている.そこでその中を移動 する歩行機械においては、そのような地面の巨視的な形状に対して半固定的に計画 された数種類の周期的な脚運動を予め記憶させておき、実際の歩行の際にそれらの うちの一つを調整したり複数を組合わせて使用することが、歩行制御の単純化、高速 化などの点で有利であると考えられ、そのような脚運動の創成に関する多くの研究が 従来から行われている.そこで本論文では、地面の巨視的な形状へ適応するように計 画された脚運動を「基本運動」、そして基本運動を創成する機能を「基本運動機能」と 呼び、それを実現する脚機構や制御系は予め与えられているものとする.

本論文では、安定な歩行を実現するためにこの基本運動機能へさらに加えなけれ ばならない適応機能を考えることにする. すなわち、基本運動機能が巨視的な適応歩 行を実現するから、それ以外の微視的な適応機能を考える. ここで微視的な適応対象 には、以下に述べるように、大きく分けて外的要因と内的要因の二つがある.

(1)外的要因[地面形状誤差など]

巨視的形状に整備された歩行面にも、ドアの敷居、タイルの目地、水はけ用の溝や

 $\mathbf{2}$

傾斜などのように不規則かつ微小な(0~10mm 程度)凹凸,うねりが存在し,また 畳やじゅうたんなどは足部の接地圧力でその表面が変形する.さらに,地面の形状 を把握するための測定値は誤差を含む.これらの要因により,基本運動の計画時 に歩行機械の制御系が前提とした地面形状と実際のそれとの間には常に誤差が 生じる.このような誤差は微小であっても足部のすべりやつまずき,そして本体の転 倒などの重大な事態を引き起こす可能性がある.

(2)内的要因[機構・制御誤差など]

脚機構の寸法誤差,弾性変形,遊びなどにより,また運動制御の誤差によって足部の位置,速度,加速度に誤差が存在する.このような誤差はたとえ微小であっても、本体の変位および傾斜が生じることにより足部と地面との衝突やすべりを発生させ、また一旦このような問題が起こるとその原因の誤差がさらに拡大する悪循環が生じる.

ここで、歩行機械がその歩行特性において、以上のような各種の不安定要因から同様に受けかつ最も根源的な影響を考えれば、それを足部と地面間の相対的な位置や速度における微視的な誤差の発生と考えることができる。そこでこの誤差へ適応する機能を歩行機械が具備すれば、種々の微視的な不安定要因に対し包括的に適応できることになる。従って本論文では、歩行機械が具備すべきこの適応機能を「対地適応機能」と呼び、この機能を有しかつ冒頭で述べた福祉用歩行機械が要する安全性、経済性を満足する脚機構の提案を目標とする。なお、対地適応機能が対象とする要因を、不規則に存在または発生しかつ微小であるために把握が困難でありながら、歩行機械が歩数を重ねる間に歩行安定性を大きく失わせ得る要因と定義し、それを一般的に「微視的な歩行不安定要因」と呼ぶことにする。

本論文ではまず,対地適応機能の基礎的な実現法について考える.汎用的な手法 として,基本運動機能のための脚機構と制御系を使ってそれを実現することが考えら れる.ただしそのためには,巨視的な地面の形状に適応するための大きな作業領域 および高速な運動と,微視的な歩行不安定要因に適応するための高精度で柔軟な運 動の両立を図らなくてはならず,機構と制御系において広いダイナミックレンジが要求 されることになる.これは歩行機械の高額化や消費エネルギーの増加を招くことになり, その実用化と普及にとって大きな障害となり得る.そこでこの問題点を解決するために, 単純な機構と制御則で実現可能な適応アルゴリズムを提案し,またそれを実現する脚

機構の具体的構成を明らかにすることを第1の課題とする.

次に、脚機構およびその制御アルゴリズムの最適な設計手段について考える.対地 適応機能を有する脚機構は微視的な歩行不安定要因への適応能力により評価される から、その最適設計のためには、微視的な歩行不安定要因が脚機構や歩行機械全 体の運動特性に与える影響の精密な解析を行うことが重要となる.よって本論文では そのような解析を行うための手段として、以下に述べる2種類のシミュレーションを検討 する.

まず,脚機構の遊びの原因である対偶すきまについて考える.軸受は数多く使用さ れる機械要素であるから,個々の対偶すきまが脚機構の運動に与える影響が全ての 対偶について累積して歩行特性の大きな不安定要因となり得る.一方で,いたずらに 対偶すきまの僅少化を追求すると,脚機構の軸受は足部着地時に大きな衝撃力を受 けるから軸受の構造が複雑または大形化し,製作費用や重量の増大を招く.従って, 対偶すきまが機構の運動特性に与える影響を定量的に解析した上で,適切な対偶す きまを決定することが必要である.そこで,対偶すきまを有する機構の精密な運動シミ ュレーションを実現することを第2の課題とする.

さらに、微視的な歩行不安定要因は多岐にわたって存在するから、多数の微視的 な歩行不安定要因が同時に影響する状態下での歩行特性を総合的に把握しなけれ ばならない.すなわち,地面の凹凸,脚機構の弾性変形や遊びなどを含む地面と歩 行機械の解析モデルを構築して、足部のすべりやつまずき、さらには本体の転倒を精 密にシミュレートすることのできる動力学的な歩行シミュレータが必要となる.ここで特 に、足部と地面間の微視的かつ不規則な衝突とスティック・スリップ現象を含む接触状 態の変化を明らかにすることが重要である.そこで、脚機構の弾性変形や足部と地面 間の衝突とすべりを考慮した動的歩行シミュレーションを実現することを第3の課題と する.

そして最後に,以上二つのシミュレーションを応用して対地適応機能を有する歩行 機械を設計・試作し,歩行実験により本論文で提案する対地適応機能を有する脚機 構の有効性を明らかにすることを第4の課題とする.

1·2 従来の研究

本節では,対地適応機能とそれを実現する脚機構の構成,対偶すきまを考慮した 脚機構の運動シミュレーション,足部と地面の衝突とすべりや脚機構の弾性変形を考 慮した動的歩行シミュレーション,以上三つの課題に関連する従来の研究を概観し, 本論文の位置付けを明確にする.

まず,対地適応機能に関連する研究について述べる.未知の地面形状への脚運動 の適応を行うために各足部の接地力を適切に配分する力制御を導入し,それと本体 の姿勢を保つための位置制御とを組合わせることにより柔軟かつ安定な歩行を行う手 法に関する研究が多く行われている.例えば,Kleinらは脚機構をばねダンパ系とみ なし,力センサで得られる足部の接地力に基づいて脚剛性を能動的に制御する手法 を6足歩行機械へ導入し,未知の凹凸面上の歩行を実現している⁽¹⁾.Waldronは不整 地面上を静歩行するn足歩行機械の各足部で発生すべき接地力について,一般に使 われている擬似逆行列を用いずに近似的に求める高速な計算方法を提案している⁽²⁾. 広瀬らは接地力を広いダイナミックレンジで測定する光学式の接地力センサを開発し ⁽³⁾,さらに米田らが遊脚期間中は位置制御,支持脚期間中は力制御を分けて行う手 法を4足歩行機械へ導入し,未知の凹凸面上の歩行を実現している⁽⁴⁾.

接地力の測定値を用いて地面の形状や本体の姿勢を推定する手法の研究も行われている.すなわち,金子らは6足歩行機械へ導入し,スポンジなどの柔らかい地面上の歩行を実現している⁽⁵⁾. Zhengらは2足歩行機械へ導入し,水平面と未知の斜面間の移行を伴う歩行を実現している⁽⁶⁾.安達らは4足歩行機械へ導入し,未知の傾斜面や本体へ搭載する荷重による重心位置の変化へ適応する歩行を実現している⁽⁷⁾.

地面の凹凸や本体の傾きに対して脚運動を受動的に適応させる手法に関する研究 についても多くの研究が行われている.池田らは空気圧駆動の6足移動機械におい て生ずる足部と地面の間のすべりを含む接触状態の推移を実験で観察し,すべりが 歩行運動における歩幅,歩行周期,移動効率へ及ぼす影響を考察している⁽⁸⁾. Sutherlandらは脚を駆動する油圧シリンダーの送油管を複数の脚間で連結すること により,脚間の相対運動や負荷の偏りを足部が地面より受ける力で受動的に吸収する システムを6足歩行機械に与えて,小さな凹凸面上の歩行を単純な制御で実現してい る⁽⁹⁾. 佐野らは4足歩行機械において,支持脚切替え期間における足部のすべりや過 大なトルクの発生原因となる足部間の相対運動を解消するために,適切な関節を自由 回転させるモードや一定トルクで駆動するモードへ切替える手法を提案し,円滑な動 的歩行を実現している⁽¹⁰⁾. Alexanderは脚と足部へ適切な弾性を与えることにより, 着地時の衝撃エネルギーを回生したり,足部の飛び跳ねを防止する手法を提案して いる⁽¹¹⁾.山口らは足底へ衝撃緩衝材を取付けることにより地面へ受動的に適応すると ともに接地情報を安定に取得可能な足部機構を2足歩行機械へ導入し,動歩行の安 定性向上を実現している⁽¹²⁾.

対地適応機能を含む脚運動制御の全体的な単純化やエネルギー効率の向上を図 るための脚機構の構成について、次のような研究がある. 広瀬らは足部の鉛直方向の 運動と水平方向の運動を機構的に分離した上で独立に制御する駆動方式(GDA)を 提案し,4足歩行機械へ適用して本体に比べて大きな段差を有する地面上の歩行を 実現している(13,14,15). 一方金子らは、歩行機械を前進させるための推進動作と、地面 の形状に合わせて遊脚足部を位置決めする対地適応動作をそれぞれ実現する自由 度を完全に分離した脚機構の構成を提案し(16,17)、さらに安部らと子谷内らが水平な平 坦面上の定常歩行用の脚運動を創成する4節近似直線運動機構と、不整地面に適 応するために脚の鉛直方向の長さを変える伸縮機構を組合わせた6足歩行機械をそ れぞれ開発し、現実の階段を含む凹凸面歩行を実現している^(18,19). Xidingらは水平 な平坦面上の定常歩行用の脚運動を4節近似直線運動機構で創成し,さらにそれを パンタグラフ機構で拡大して足部の運動とする脚機構を提案している⁽²⁰⁾. Zhangらは パンタグラフ形脚機構を有する下肢障害者用の4足歩行機械を提案し⁽²¹⁾, それにお いて地面に対する本体の位置と姿勢の順運動学計算を単純化するための能動関節 の選択法を示している⁽²²⁾.またShinらは、本体の重量を負担するばねを組込んだパ ンタグラフ機構を用いることにより,駆動用アクチュエータにその負荷を与えない脚機 構を提案している⁽²³⁾.

以上のように、地面の微視的な凹凸、変形や脚機構の弾性変形への適応機能とそれを実現する脚機構については、ほとんどの研究が脚機構の力制御を前提として行われている.これは、力制御が未知形状の地面への足部の位置決めのみならず、足部のすべりを防止する機能の点でも有効だからである.しかしながら、力制御のためには発生力を変えられるアクチュエータ、足部の接地力を検出する力センサが必要である.また力制御の最中における本体姿勢の安定性を維持するためには、位置制御の

ための余分な能動自由度と、本体の位置と姿勢を検出するセンサが必要である. さら に、ロバストな制御を実現するための高速な制御系も具備する必要があり、これらの要 素は複雑さや経済性の点で本論文が対象とする歩行機械には向いていないと考えら れる. ただし、佐野らが提案する受動的な適応法の考え方は、必要最小限の対地適 応運動を単純な制御で得るための普遍的な手法として参考になる. また、金子らの提 案する推進動作と適応動作を分離する考え方は、微視的な対地適応機能を実装する 際に、それと基本運動との機能分担の方針決定において参考になる.

次に、対偶すきまを考慮した脚機構の運動シミュレーションに関連する研究につい て概観する.不等速運動機構の高精度、高速化のために、複数の対偶におけるすき まを考慮した機構の運動解析に関する研究が多く行われている.すなわち、Bagci6 は対偶素間の力の伝達を考慮して個々の節の運動方程式を組合わせる手法を提案 し、解析例を用いて対偶における摩擦や減衰の影響による機構の運動の変化を示し ている⁽²⁴⁾.またDubowskyらは弾性を有する機構に関する運動方程式を示し、解析 例を用いて機構の弾性が対偶素の分離に与える影響を検討している⁽²⁵⁾.古橋らは対 偶素が常時接触しているモデルを用いた4節リンク機構の運動解析を行い、対偶素同 士が常時接触しているモデルを用いた4節リンク機構の運動解析を行い、対偶素同 立が常時接触していても入力トルクなどに衝撃力が生じ得ることを理論と実験から明ら かにしている^(26,27).舟橋らは個々の対偶に関する拘束条件式と個々の節の運動方程 式を機構に合わせて組織的に組合わせる手法を示し、実験において対偶素間の相対 運動を観察してその解析法の妥当性を論じている^(28,29).さらに堀江らは弾性を有する 平面4節機構の解析と実験を行い、対偶素分離に伴う強制振動の抑制を検討してい る⁽³⁰⁾. Bengisuらは4節機構の運動解析と実験を行い、対偶素分離の発生の判定条 件を検討している⁽³¹⁾.

以上のように,対偶すきまを考慮した機構の運動解析に関する従来の研究のほとん どは,機構全体の運動方程式を構築して解く手法に基づくものであり,高速運動する 機械において問題となる対偶素間の相対運動によって生ずる振動や衝撃力の解析を 目的としている.ところが,歩行機械の脚機構はこれらの機構に比べて低速で運動す る状態が多く,静止状態を含めた低速運動時における対偶すきまが本体の傾きや沈 み込みなどへ与える影響が問題である.また,歩行機械は複数の脚機構を有しており 節と対偶の数が多いために,従来の解析法では扱うべき連立方程式が極めて複雑か つ大規模となるから,それの歩行機械への適用は困難である.

また,対偶すきまを有する機構における静的な入出力関係に関する研究として,対 偶すきまによる出力点の変域を決定したり^(32,33,34),対偶すきまを分布変量とみなして 統計学的に出力変位の分布状態を把握する研究^(35,36,37,38)がある.これらは負荷や作 動速度などの機構の作動条件が指定されない場合にその出力誤差を見積ったり,出 力誤差の許容値を満足する対偶すきまを決定するためには有用である.ところが,歩 行機械では脚機構に作用する負荷が支持脚状態と遊脚状態に分けてほぼ定まって おり,その上で歩行機械の本体の傾きや沈み込みの量を特定することが必要である. 従ってこれら従来の方法では十分に有用な解析結果が得られない.

最後に, 足部と地面との衝突とすべり, および脚機構の弾性変形を考慮した歩行機 械の運動シミュレーションに関する研究について述べる. このような解析における最も 大きな問題点は, 足部と地面との間の幾何学的および力学的拘束をいかに数学的に 表現するかという点と, 複数の着地している脚が構成する閉ループ構造の解析におい て生ずる不静定問題をいかに解くかという点である.

従来このような運動解析では,全ての拘束を拘束条件式として含んだ系全体の運動 方程式を構築し,これを解くという手法が取られている.柴田らは2足歩行機械の数学 モデルにおいて拘束条件をラグランジュの未定乗数法を用いて表現するとともに,拘 束条件の付加と解除を簡単に切替えるためのペナルティ関数をそれに加える手法を 提案している⁽³⁹⁾.また重松らはラグランジュ関数の導出を行わず,ニュートン・オイラー の運動方程式で2足歩行機械をモデル化し,遊脚足部着地時の衝撃によって生ずる 関節角速度の変化の解析法を提案している⁽⁴⁰⁾.中村らは本体と脚節に関する個々の 運動方程式と,各関節および足部と地面間における個々の幾何学的拘束条件式を交 互に解くことにより,扱う連立方程式の次数を大幅に下げることのできる汎用的な運動 解析法を提案し⁽⁴¹⁾,6足歩行機械の歩行シミュレーションを行っている⁽⁴²⁾.

これらの解析法では一般的に,数値計算における時間刻みを小さくしなくても解の 発散が生じないように足部着地時の衝撃力を単にインパルスで表し,また解析の単純 化のために,足部が着地時に跳ねないと仮定して反発係数の値を零としている.しか し,足部と地面との間の衝突や,すべりと付着の間の状態遷移を精密に検討するため には,足部と地面との間の接触状態を弾性接触モデルを用いて解析する必要があ る.

ここで,三つ以上の物体間の拘束関係を考慮しなくてもすむように,二つの物体間

の接触作用をばねとダンパを介した干渉力の伝達作用としてモデル化した上で、個々 の物体の動力学的運動の計算と個々の干渉力の計算を交互に繰り返すことにより多 体系の運動をシミュレートする手法がある.その手法は個別要素法⁽⁴³⁾と呼ばれ、非常 に多くの物体を含む多体系の運動解析へ適用されており、例えば次のような研究があ る.川口らは粉粒体で構成された流動層の挙動の解析に適用し、その内部の気泡の 発生現象などを実験と比較することによりその解析法の有効性を検討している⁽⁴⁴⁾. 佐 伯らは振動輸送における粒子の運動解析へ適用し、粒子の形状や振動条件の違い に対する粒子の運動の変化を検討している⁽⁴⁵⁾. 芹澤はレーザプリンタのローラー上に おけるトナーの挙動解析に適用している⁽⁴⁶⁾.

個別要素法を歩行シミュレーションへ応用した例は特にないが,同様のコンセプトに 基づく解析法としてShihらの研究が挙げられる.すなわち,Shihらは各節間および接 地している足部と地面間へ脚剛性や対偶すきまを表現するばねとダンパを配置した歩 行機械モデルを用意し,足部の接地力を足部と地面間のばねとダンパに生ずる力に 基づいて解析している⁽⁴⁷⁾.しかし,このモデルでは足部のすべりが考慮されていな い.

以上で述べてきたように,対地適応機能を有する歩行機械を開発するためには,単純な機構と制御アルゴリズムにより対地適応機能を実現する手法を検討するとともに,対偶すきまを有する多節機構の特定作動条件下の運動を精密に解析可能な運動シミュレータ,および足部と地面間の接触状態,すなわち衝突,すべり,付着の状態遷移を精密に把握できる動的な歩行シミュレータを開発することが重要である.

1・3 本論文の構成

本論文の構成は次の通りである.

第1章 緒論

第2章 対地適応機能を有する脚機構の構成

本章では、歩行機械の経済性と安全性を考慮した上で、対地適応機能のための適応アルゴリズムおよびその機能を有する脚機構の構成について論じる.

まず,適応制御において微視的な歩行不安定要因により歩行状態が受ける影響を 把握するために,微小かつ不規則で多数が混在する要因によって現われる影響を要 因毎に分けて検出することが不可能であるから,遊脚足部の着地時刻の基準値に対 する実際の値の偏差(早まりまたは遅れ)を全ての要因による影響を包括する指標とし て用いることを提案する.そして,着地時刻の早まり時と遅れ時それぞれの歩行状態 の変化への適応を行う単純で実用的なアルゴリズムを明らかにする.すなわち,遊脚 足部の着地の早まりが現われた場合には支持脚交替時の本体の運動を円滑とするた めに両足部の特定の運動成分を受動とし,他方では遊脚足部の着地の遅れを修正 するために本体を少しずつ前傾させる運動を片脚支持期間中に与えることを検討する. そして,この対地適応機能を実現する脚機構の具体的な構成を明らかにし,運動学に 基づく歩行シミュレーションによりその脚機構を有する歩行機械がランダムな凹凸のあ る地面へ適応して歩行できることを確認する.

第3章 脚機構の運動および力の解析

本章では、対地適応機能を有する脚機構の動的な安定性を考慮した設計を可能に するために、対偶におけるすきまと摩擦を考慮した平面多節機構の運動シミュレーショ ン、および脚機構の弾性変形および足部と地面間の衝突とすべりを考慮した歩行機 械の動的歩行シミュレーションを検討する.

まず,対偶すきまのある機構をすきまのない仮想機構に置換した上で対偶すきまの ない機構を対象とした従来の汎用的な運動解析法を用いてその機構の大局的な運動 や対偶作用力の分布を解析するとともに,個々の対偶における接触状態および対偶

素間の接触位置を反復的に探索することにより,対偶におけるすきまと摩擦を考慮し た機構全体の運動を精密にシミュレートするアルゴリズムを明らかにする.具体的にい くつかの機構について解析を行い,その結果を厳密解および実験結果と比較し,本シ ミュレーションの有効性を検討する.

次に,複数の物体からなる力学系を,物体および物体間の接触部をそれぞれ表わ す2種類の構成要素の組合せでモデル化し,各物体の運動と各接触部における接触 状態および接触力を個別に解析する手法を採り入れて,歩行機械の脚機構における 節の弾性変形および足部と地面の接触状態変化などを考慮した動的な歩行シミュレ ーションのアルゴリズムを明らかにする.実際に2足歩行機械について基礎的な歩行 シミュレーションを行い,歩行中における足部接地力の推移や,足部のすべりとつまず き,さらには歩行機械の転倒現象などが把握できることを確認する.

第4章 歩行機械の試作と歩行実験

本章では,第3章で検討した二つのシミュレーションを応用して歩行機械の各種の 設計パラメータについて検討を加え,その結果に基づき対地適応機能を有する歩行 機械を設計・試作して歩行実験を行う.

まず、脚機構における対偶すきまと足部運動の関係を解析し、対偶すきまが歩行安 定性に及ぼす影響の観点から各対偶に採用すべきすきまの大きさを求める.次に、脚 機構の剛性および本体の重心位置などの各種の設計パラメータを変化させながら動 的な歩行シミュレーションを繰返すことにより、脚機構の弾性変形や地面の凹凸などの 微視的な歩行不安定要因による歩行安定性への影響の現われ方と設計パラメータの 関係を整理して設計パラメータの適切な値を導出するとともに、対地適応アルゴリズム の改良点も検討する.そして、それらの結果に基づいて対地適応機能を有する歩行 機械を設計・試作し、歩行実験ならびに試作機に関する歩行シミュレーションを行って、 本論文で提案する対地適応機能を有する脚機構の有効性を確認する.

第5章 結論

本論文で得られた結果を要約して述べる.

第2章 対地適応機能を有する脚機構の構成

2·1 緒言

対地適応機能の実現法を検討するにあたり、まずその基本コンセプトを整理する. 地面の不規則かつ微小な(0~10mm 程度)凹凸とうねり、脚機構の遊びと弾性変 形などの微視的な歩行不安定要因に対する従来からの一般的な適応法は脚機構の 力制御である.これは、未知の地面の凹凸や本体の傾きなどに適応する足部の柔軟 で安定な位置決め機能のみならず、足部のすべりを防止する機能としても力制御が有 効だからである.ただし、歩行中の足部の接地力は足部と地面の衝突やすべりにより 急激かつ不規則に変化するから、ロバストな力制御を実現するためには発生力の応 答性が速くダイナミックレンジも大きいアクチュエータとその制御系が必要となる.また 力制御の最中における本体姿勢の安定性を維持するために、位置制御のための余分 な能動自由度や本体の位置と姿勢を検出するセンサも必要である.従って、力制御を 行うためにはこれらの高度な機能要素の付加や機構の複雑化を伴うから、本論文が 目標とすべき歩行機械のように信頼性の高い機能を経済的に実現する必要のあるも のへ脚機構の力制御を導入することは適当でないと考える.

っまり、本論文が提案する対地適応機能を有する脚機構においては、位置制御の みで適応機能を実行し、アクチュエータとセンサは構造が単純なものを少数使用し、 それらの制御アルゴリズムもできるだけ単純でなくてはならない.そこで、機能およびそ れを実現する機構構成の厳選と単純化の工夫が極めて重要である.この点を考慮し て、対地適応機能を有する脚機構の構成における基本コンセプトを整理して以下に示 す.

(1) 自律的かつ基本運動機能に対し独立に機能すること.

階段や坂などの巨視的な地面形状にかかわらず,地面の微小な凹凸とうねり, 脚機構の遊びと弾性変形などの微視的な歩行不安定要因は常に存在または発生 し得る.従って,対地適応機能は自律的に機能する必要がある.また,巨視的な 地面形状に対する適応を行う基本運動機能が歩行機械の巨視的な安定性を実現 するから,対地適応機能による脚運動の修正ができる限り基本運動機能へ影響を 与えないように,両者は独立に機能する必要がある.ここで,両者を分離してそれ ぞれを専用的に実現する機構と制御系を併用することにより,単純で実用的な機構と制御系の組合せでダイナミックレンジの広い適応機能を独立に実現できると考えられる.

- (2) 包括的に有効なものとし、かつ過大でない操作量を発揮すること.
 - 一般に微視的な歩行不安定要因による悪影響の蓄積が大きな問題を引き起こ すから、高精度で高価なセンサを用いて要因を検出した上で厳密に適応する高度 な機能を用いなくとも、各種の要因に対し包括的に有効的である限り単純で大ま かな適応機能によりその悪影響の蓄積を防ぐ手法が十分な実用性を持つと考えら れる.また、必要な適応運動の量と実際に発揮する操作量の間に必ず生じる差が 新たに微視的な歩行不安定要因となり得るから、発揮するのは悪影響を実用上の 問題とならない程度まで軽減するのに必要なまでの操作量とする.ここで、多少の 本体の揺動や足部と地面の衝突などの悪影響は、場合により実用上問題なしとみ なして許容することにする.
- (3) 足部が地面から受ける接地力や接地情報を活用すること.

対地適応機能の実行のために追加的に必要となる動力源を最少とするために, 足部が地面から受ける接地力が持つ動力をその機能の実行に利用する.また,足 部が地面から受ける接地力において脚運動の計画上は発生しないはずの成分が 現われる場合にはその力を適応運動が必要であることの情報とみなせるから,そ のような力の持つ動力を適切な適応運動に直接変換する機構を検討する.このよ うな手法により,必要な時に必要な量のみの適応運動を自動的に生成できること になり,基本コンセプト(1)の自律性や基本コンセプト(2)の操作量の適正化が実現 できる.さらに,余分な動力源の存在による脚運動の発振や暴走などの原因が少

く,制御系に大きな負担を負わせない点で安全性と信頼性に優れると考えられる. 本章では,上記の基本コンセプトに基づいて,対地適応機能のための適応アルゴリ ズムおよびそれを実現する脚機構の構成を具体的に明らかにする.そして最後に運 動学に基づく歩行シミュレーションを行って,その有効性を検証する.

2・2 対地適応アルゴリズム

2・2・1 微視的な歩行不安定要因の検出指標

微視的な歩行不安定要因は微小かつ不規則であるばかりか常に多数が混在する から、それらによって歩行機械が受ける影響を各要因毎に分類して検出したり、個々 の要因に対する適応のための制御アルゴリズムや機構を用意することは困難かつ非 合理的である.そこで、各種の要因によって等しく生じかつ最も根源的な影響を検出 し、それを指標として対地適応機能を発揮させれば、前節の基本コンセプト(2)で述べ た各要因に対して包括的に有効な機能を実現することができると考えられる.

さて緒論でも述べたように、歩行機械が受ける最も根源的な歩行特性上の影響を考 えれば、それを足部と地面間の相対的な位置や速度における脚運動計画上の値と実 際の値との間の誤差の発生と考えることができる.なぜなら、地面に微小な凹凸が存 在する場合、支持脚足部が地面上をすべることにより本体の位置や姿勢がずれた場 合、脚機構に遊びや弾性変形が存在する場合、脚運動に制御誤差が存在する場合 などには、必ず上記の誤差が生じるからである.ただし足部と地面間の相対的な位置 や速度の測定は簡単ではない.そこで、この誤差の発生からさらに派生しかつ検出が 容易な影響を次に考えることにする.

足部と地面間の相対的な位置や速度などに誤差が存在すれば,遊脚足部の着地 時刻が計画より早まったり遅れたりする.その後計画通りの脚運動を続ければ,接地し ている足部の運動が地面に摩擦拘束されるためにその足部の制御上の目標運動と実 際に可能な運動の間に差異が生じるから,脚機構に過大な内力が発生したり足部が 地面上をすべることになる.このように,微視的な歩行不安定要因があるとまず遊脚足 部の着地時刻の偏差が現われ,さらにこれが要因となってよりさまざまな悪影響が生じ ると考えることができる.また,その偏差の測定は,足部と地面との接触を on/off のスイ ッチで 2 値的に検出してその時刻と計画値の時間差を計ることで可能であるから単純 である.従って,遊脚足部の着地時刻の偏差を各種の微視的な歩行不安定要因によ る影響を包括する指標とみなし,これに基づいた対地適応機能を考えることにする.た だし,この指標が検出できるのは遊脚足部が着地する毎であるから,対地適応機能も 一歩毎に離散的に発揮するものとなる.

2・2・2 2足歩行機械のモデル

前節の基本コンセプト(3)で述べた,足部が地面から受ける接地力を活用する対地 適応機能を検討するためには,脚の基本運動や地面の形状に関する具体的な前提 条件を必要とする.そこで検討の前に,本論文で対象とする2足歩行機械の基礎的な モデルを示す.前項で述べたように遊脚足部の着地時刻の偏差を微視的な歩行不安 定要因の指標とみなすから,その偏差をシミュレートできる最も単純なモデルを用いる ことにする.ここでは,本体の姿勢を水平に保って等速直進歩行するために予め計画 された基本運動を有する歩行機械が,水平な平坦面上を歩行する状況をモデルとし て用いる.また図 1.1 に示したように本論文で想定する歩行機械の足部は本体の進行 方向と鉛直方向を含む平面上を平面運動するから,歩行機械のモデルはその平面運 動のみを考慮する2次元モデルとする.傾斜面や階段上などの歩行については,地面 形状の巨視的な凹凸とそれに対して適応した基本運動の軌跡の差分を相殺すれば 足部と地面との相対関係は水平面歩行時と同じとなるから,本モデルが対地適応機 能を検討するモデルとして一般性を有すると考えられる.

図 2.1 に歩行機械モデルを示す. 慣性座標系 $O-XYZ \circ Z$ 軸が鉛直上向き, X軸が 歩行機械の進行方向であり, 歩行機械本体上に設定した動座標系 $o_b-x_by_bz_b \circ y_b=0$ とY = 0 が同一平面とする. また, x_b 軸がX軸となす角 β を本体姿勢角と定義し, 時計 回り方向を正とする.

足部1と足部2は本体の静的な安定性を維持するのに必要最小限の大きさを持ち, 着地する際につま先とかかとが地面に共に接地するように地面との接触力を受けて足





図 2.2 基本運動における本体から見た足関節A1の軌跡

関節回りに受動的に回転し,片脚支持状態では本体姿勢角βを維持するために本体 に対する相対角度が制御されるものとする. 遊脚足部の着地時刻(以後,tLと表わす) はこのつま先とかかとがともに着地した時刻を指すものとする. なお,足部の回転運動 に対するこの制御を以後,対地適応機能の基本機能i)と呼ぶ.

図 2.2 に脚の基本運動における足部1の足関節A₁の本体に対する軌跡を示す.こ れは水平面上を2足で等速直進歩行するために計画された脚運動であるから,ちょう ど半周期にわたる x_b 軸と平行な等速直線運動区間を含み,その運動期間を基準の支 持脚期間と呼ぶことにする.他方の足関節A₂はA₁の運動に対し位相が半周期ずれた 運動を行う.t,Tはそれぞれ時刻と基本運動の歩行周期であり,便宜上足部1と足部2 の基準の支持脚期間をそれぞれ $0 \le t/T < 0.5, 0.5 \le t/T < 1$ とする.また計画上は, 遊脚足部の着地と支持脚足部の離地は同時であり,それを基準の支持脚交替時刻と 呼んで t_c (=0 or 0.5T)で表わし,その時刻の両足関節間の距離を基準歩幅と呼んで S_0 で表わす.なお,前項の基本コンセプト(1)で述べたように対地適応機能と基本運動 機能を独立に機能させるから,対地適応機能の都合で基本運動を加減速や停止した り軌跡を変更したりできず,対地適応のための脚運動の変更は必要な差分運動を基 本運動へ重ね合わせる形で実現するものとする.

2·2·3 必要な機能の整理

本モデルでは、本体が前傾した場合に遊脚足部の着地時刻の早まりが現われ、後 傾した場合にその遅れが現われる.そこで、遊脚足部の着地時刻tLが基準時刻tcに 対して早い場合と遅い場合について、時刻tLにおける各足関節A1,A2の本体座標系 上の位置と運動方向を歩行一周期分の基本運動の軌跡とともに模式図的に図 2.3 に 表す.本項では足部1,足部2をそれぞれ着地直後の足部および支持脚足部とする.



図 2.3 遊脚足部着地時(t= tL)の両足関節の運動

同図(a)のように足部1の着地が早まった場合,時刻tLにおいて足部1の基本運動は 本体に対して+xb方向の相対速度成分を持つから,本体の後退や進行方向速度の急 激な変化を避ける観点から,その時点で足部1が本体を支持・推進することは望ましく ない.そこで,足部1の基本運動が-xb方向の適切な速度を持つまですなわち基準時 刻tcに至るまで,両脚支持状態を維持して引き続き足部2の基本運動により本体を推 進する共に,それまでの期間中に内力を生じたり足部が地面上をすべらないように両 足部間の相対運動を解消する必要がある.その後時刻tcになると両足部の基本運動 の速度が一致し,運動調整のために加える差分運動をその時刻で停止すれば基本 運動に基づいて足部2が離地しかつ足部1が本体速度の連続性を損なわずに本体の 支持・推進を開始するから,円滑な歩行を続行できる.

一方,同図(b)のように足部1の着地が遅れた場合,基準時刻tc以後の足部2の基本運動が本体の減速や後退を生じさせるから,本体を望ましい前進方向に進行させることのできる足部1の基本運動が本体を支持・推進するために足部1の着地と同時に足部2を離地させて支持脚交替を行うことが必要である.このような支持脚交替自体は両足部が基本運動することで実現するが,足部1が着地するまでは本体の減速や後退が生じるから,足部1着地の遅れが大きいほど支持脚交替時の歩行速度の不連続性が大きくなる.従って,足部1の着地が遅れる恐れがある場合にはそれが着地する前に,できるだけその着地を早めるように各足部の運動を修正する必要がある.

さらに,基本運動は巨視的な地面形状へ適応する足関節の運動として計画されたも

のであるから, 適応のための変更が繰り返されることによって足関節の運動の基本運動からの偏差が蓄積されることは, 例えば姿勢が徐々に傾く現象を引き起こし, 基本運動の計画時に期待した歩行の安定性を逆に損なう恐れがあり望ましくない. 従って, 脚運動の変更を必要最小限とするとともに, その偏差が蓄積しないように脚運動を基本運動へ適宜復帰させる機能が必要である.

以上の考察から、一般的な基本機能をまとめて次の四つが導出される.

- i) 足部の足関節回りの回転運動について,着地する際に自由回転させ,片脚支持 状態において本体に対する相対角度を制御する機能.
- ii) 遊脚足部の着地が基準時刻tcより早まった場合に,時刻tcに至るまで両足部の運動を修正して相対運動を解消する機能.
- iii) 遊脚足部の着地が基準時刻tcより遅れる恐れがある場合に, 遊脚足部の着地を できるだけ早めるように各足部の運動を修正する機能.
- iv) 適応機能に基づく脚運動の変更による偏差が蓄積しないように, 脚運動を基本運動へ適宜復帰させる機能.

以下では, 遊脚足部の着地時刻の早まりと遅れそれぞれの場合について以上の基本機能を実現する適応アルゴリズムを具体的に検討する.

2.2.4 着地時刻の早まりに対する適応アルゴリズム

両足部が地面に対して摩擦拘束されている両脚支持状態において解消すべき両 足部間の相対運動の自由度は3である. すなわち, 慣性座標系に対する歩行機械本 体の自由度が3であるのに対し2本の脚機構の自由度がそれぞれ3ずつ存在するから, 足部のすべりなどが生ずる過拘束状態を生じさせないためには全六つの自由度のう ち三つを従属としなければならない. ここで基本コンセプト(3)に基づいて接地力による 倣い運動として必要な従属運動を簡単に創成することを考え, 適切な自由度を受動と することにする. また, 足部の基本運動が本体座標系ob-*xbybzb*を基準として計画され るから, 制御の便宜上, 能動と受動の切替え対象とする運動成分は*xb*軸および*zb*軸 方向の並進成分と足関節回りの回転成分のうちから選択することにする.

受動とする3自由度を消去法により選択する観点から,基本運動の各成分を能動的 に実現する三つの能動自由度を検討する.まず,前項で述べたように後方の足部の 基本運動が本体を支持・推進するために,その足部のxb軸およびzb軸方向の並進成

分を基本運動に基づく能動とする. そこで以後は, 後方の足部を推進足部, 前方の足 部を従動足部と呼ぶことにする.残り一つの能動自由度は、従動足部の25軸方向の並 進成分とする.なぜなら,地面に対する本体の高さを歩行中に計画値近傍に維持する ためには,従動足部が新しく支持脚足部となる支持脚交替の際にその3,軸方向の変 位が基本運動と等しい必要があるからである.もしその変位が異なれば、例えば本体 の高さの偏差が蓄積されて一歩毎に本体が徐々に下がる恐れがある. さらに, 基準時 刻tcにおいて両足関節の本体に対するな軸方向の変位が共に計画値であればその 時の地面形状に対する本体の相対的な姿勢角も幾何学的に計画値と等しくなり, 姿 勢の修正効果も得られるからである.以上より,遊脚足部の着地時刻れにおいて両足 部の足関節回りの回転成分および従動足部のxb軸方向の並進成分の3自由度を受 動とする. そして, 基準の支持脚交替時刻tcでそれらの自由度を受動から基本運動に 基づく能動に戻すことにより,推進足部が離地する一方でそれまでの従動足部が新し い推進足部となり支持脚交替を行う.ただし、この単純なアルゴリズムの実現において は、運動成分の受動から能動への瞬間的な切替えが含まれるから、受動状態におけ る従動足部の運動と基本運動との間に大きな相対速度が存在すれば基本運動の入 力に大きな衝撃力が生じて実用上の問題となり得る. そこで次に, その切替え時の運 動速度の連続性を検討する.

両脚支持状態における本体座標系ob-xbybzbと地面に点拘束された両足関節の位置関係を表わす模式図 2.4 を用いて,受動運動と能動運動間の相対速度を求める.



図 2.4 両脚支持状態における両足関節と本体座標系との関係

本体を基準として足関節A₁,A₂へ与えられる基本運動の変位をそれぞれ (x_{A1},z_{A1}),(x_{A2},z_{A2})とし,地面に点拘束されている両足関節間の歩幅をSとする.従動 足部の x_b 軸方向の自由度を受動とすることにより足部間の相対的運動の解消時に生 ずる足関節における基本運動の x_b 軸方向の偏差を足関節A₁,A₂それぞれについて $\Delta s_1,\Delta s_2$ とする.なお,ここではA₂を推進足部の足関節とみなすから,偏差 Δs_2 を一定 値とする.さて,足部1の受動運動と基本運動との間の相対速度における x_b 軸方向の 並進成分と足関節回りの回転成分はそれぞれ Δs_1 と β の速度変化 Δs_1 , β となる.そこ で,本図が示す幾何学的関係からそれらの解析式として次式を得る.

$$\dot{\beta} = \frac{1}{\cos\beta} \frac{\dot{z}_{A1} - \dot{z}_{A2}}{S} \qquad \left[\because \beta = \sin^{-1} \left(\frac{z_{A1} - z_{A2}}{S} \right) \right]$$
(2.1)

 $\{(\dot{x}_{A1} + \varDelta \dot{s}_1) - (\dot{x}_{A2} + \varDelta \dot{s}_2)\}\{(x_{A1} + \varDelta s_1) - (x_{A2} + \varDelta s_2)\} + (\dot{z}_{A1} - \dot{z}_{A2})(z_{A1} - z_{A2}) = 0$ [:: {(x_{A1} + \varDelta s_1) - (x_{A2} + \varDelta s_2)}^2 + (z_{A1} - z_{A2})^2 = S^2] (2.2)

一方,基準の支持脚交替時刻tcでは基本運動上の両足関節の速度とzb軸方向の 変位が等しいから,次の拘束条件が成り立つ.

$$\dot{x}_{A1} = \dot{x}_{A2}, \quad z_{A1} = z_{A2}, \quad \dot{z}_{A1} = \dot{z}_{A2} = 0$$
(2.3)

この条件を式(2.1),(2.2)へ代入するとΔi₁とβがともに零となるから,従動足部の受動から能動への切替えを速度差零で円滑に実行できることがわかる.

2・2・5 着地時刻の遅れに対する適応アルゴリズム

着地時刻が基準時刻tcより遅れることは,tc以後の期間においては遊脚足部が着地する以前に判明する.そこで,時刻tc以後から遊脚足部の着地を待つまでの片脚支持状態において,支持脚足部の足関節回りに本体を進行方向に回転させることにより基本機能iii)を発揮させることを考える.姿勢角βや遊脚足部と地面間の距離を測定して本体の回転角を制御することは基本コンセプト(2)に反するから,時刻tcからの時間経過に応じた回転角を本体に与えるように予め計画した一定の足部回転運動を基本運動に加えて用意し,制御系の負担の増加を抑えることにする.以後,その運動によって姿勢角βへ加えられる回転角をβcと表わす.基準時刻tcを過ぎても遊脚足部が着地しない場合にはその回転運動が支持脚足部へ与えられることにより,本体が



図 2.5 遊脚足部の着地の遅れを見込んで本体姿勢角βへ付加される回転角βC 徐々に進行方向に前傾して遊脚足部の着地が早められることになる.

ただし、 ρ cを計画する際に次の問題点を留意する必要がある. すなわち、遊脚足部 の着地時刻が $t_{\rm C}$ 以後である限り支持脚交替時の本体速度の不連続性が生じるから、 回転速度 $\dot{\rho}_{\rm C}$ をいくら大きくしてもその回転を時刻 $t_{\rm C}$ 以後に行う限りその不連続性が避 けられない点である. この問題点の完全な解消法は、時刻 $t_{\rm C}$ において一旦基本運動 を停止した上で本体を回転させて遊脚足部を着地させる手法であるが、これは基本コ ンセプト(1)に反しまた本体の急停止が生じて実用的でない. そこで、図 2.5 に示すよう に予め遊脚足部の着地遅れの修正の必要性を見込むことにより時刻 $t_{\rm C}$ において若干 の前傾がバイアスとして加わるように β cを計画することにする. ただし、この手法は遊脚 足部の着地を早めなくとも良い場合にもその早まりや本体姿勢の前傾傾向を生ずるが、 着地が基準時刻 $t_{\rm C}$ より早まる場合に対しては前項で述べたアルゴリズムに基づいて本 体速度の連続性を保って支持脚交替ができるので、この副作用は大きな問題とならな いと考える. なお定常歩行時の本体姿勢角 β の傾きを許容範囲内に抑えるために、基 準の支持脚期間内は β cが β の許容値以下となるよう計画する. 従って生じた遅れが大 きい場合は数歩にわたって徐々に遅れを補正することになるが、これは基本コンセプト (2)の過大でない操作量を発揮する点に適合して合理的である.

2・2・6 制御スケジュール

以上で検討した適応アルゴリズムを含めて四つの基本機能を実現することは、足部 の適切な運動成分の能動(基本運動の伝達)と受動を適宜切替えることにより実現さ れる.本項ではその切替えスケジュールの全体像をまとめて示すことにする. 遊脚足 部の着地時刻の早まりと遅れに対する適応アルゴリズムが発揮される期間はそれぞれ 両脚支持期間と片脚支持期間であり重ならないから、各アルゴリズムのための切替え



(a)着地時刻が早い場合(b)着地時刻が遅い場合図 2.6 足部1の運動成分の制御における能動または受動の切替えスケジュール

スケジュールを分けて簡潔に表現することができる. そこで, 足部1を取り上げてその 切替えスケジュールを着地時刻の早まりと遅れに分けて図 2.6 に示し, 説明を加える. なお便宜上, 足部の運動成分における*x*b軸方向の並進成分および足関節回りの回 転成分をそれぞれTM, RMと表し, また各運動成分の制御状態の能動と受動をそれ ぞれa, pの文字で略記する. 足部2の制御スケジュールは, 時刻*t*を半周期ずらしかつ 足部1と足部2の表記を逆にすることにより作成することができるので省略する.

まず, 基本機能 i)を実現するために, 遊脚期間においてつま先もしくはかかとが接 地している場合, 足部が接地力を受けて受動的に回転するように RM を受動とする.

基本機能ii)を実現するために、着地時刻が早い($t_L < t_C$)場合(a)は、両脚支持期間 $t_L \leq t \leq t_C$ においてRMを受動とし、また従動足部である場合にのみTMを受動とする. 具体的には、t = 0 直前の両脚支持期間では従動足部となるからTMを受動とし、t = 0.5T直前の両脚支持期間では推進足部となるからTMを能動のままとする.

基本機能iii)を実現するために、着地時刻が遅い($t_L > t_C$)場合(b)は、TMを能動の ままとし、また時刻 t_L においてRMを能動として即座に支持脚交替を行う、着地を早め るための回転角 β_C は一定運動として予め組込まれるから、特に制御する必要がない、

さらに, 適応後の足部の運動を基本運動へ復帰させる基本機能iv)を実現するため に, 両脚支持期間において生じた*x*b軸方向の受動的な変位*As*を, 歩行速度を一定に 保つ観点より支持脚期間は一定に保持し, その後の遊脚期間内において単純な運動 規則に基づき零ヘリセットするものとする.

2.3 対地適応機能を有する脚機構

2·3·1 脚機構の構成

前節で検討した対地適応アルゴリズムを実現する脚機構の具体例として図 2.7 に示す機構を提案し、その構成について説明する.なお、本体の動座標系ob-xbybzbを本図に示すように配置する.

まず,原動軸J2の等速回転が与えられると本体座標系のxb軸と平行な等速直線運動を半周期にわたって創成する 4 節近似直線運動機構(J1~J5)により,水平面上の等速歩行用の基本運動における足関節Aの並進運動が創成される.以後この機構を基本運動創成機構と呼ぶ.基本運動の創成に1自由度機構を採用する利点は以下の通りである.原動軸を等速回転する単純な制御のみで高速で精確な周期運動が得られ,かつ運動が限定的であるから暴走の可能性および暴走時の危険性が小さい. 支持脚期間において機構に作用する本体重量の支持力の方向と近似直線運動の方



図 2.7 対地適応機能を有する脚機構の構成

向がほぼ直交するから、その支持力の大部分が原動軸の回転負荷とならない.内脚と 両外脚にそれぞれ設けた本機構の原動軸を一本に連結するだけでそれらの運動を 精確に同期させられる.以上の利点を総合すれば、安全かつ省エネルギーな歩行が 実現され、搭乗者の手動力と補助動力の組合せによる歩行も実現可能となる.

パンタグラフ機構(J5~J10)によりJ5,J8の運動を合成・拡大して足部へ伝達させる. J5の運動は基本運動創成機構が創成する運動であり,J8の運動は足部に基本運動 以外の運動をさせる際に加える基本運動との差分運動である.パンタグラフ機構を用 いることは,J5,J8の運動を創成する機構を本体内に収めて設置することができるから 脚の軽量化やモータ等の防塵に貢献する.パンタグラフ機構の拡大比と各節長を,基 本運動の基準歩幅S0が300mm,機構の最大圧力角が60°以下,階段歩行を含む十 分な作業領域を有し,かつ脚長が最短となるように設計する.

歩行機械が階段などの巨視的な地面形状へ適応するためには水平面歩行用の基本運動へ2自由度の差分運動を加えなくてはならないが、本論文では基本運動機能の研究に属するそのような歩行運動は検討外であるから、そのためのJ8における差分運動を創成するために必要な2自由度機構の設置は将来の課題としてここでは考慮しない.その代わりに、クラッチ付きの直進対偶J18を設けてJ8のxb軸方向の受動的な直進運動の固定と開放を制御できるようにし、足部運動のxb軸方向成分の能動(基本運動の伝達)と受動の切替えを制御することにする.また直進対偶J18はそのクラッチが開放している間に生じるJ8の変位を遊脚期間において零へ復帰させる機能(基本機能iv))も有するものとする.なおJ8の変位は足関節の変位ΔsのJ5J6/J5J7 倍であり小さくなるので、直進対偶J18にストロークの小さなものを使用可能である.

足部の足関節回りの回転運動の能動と受動の切替えを実現するために,末端の節 J10J11と足部との間に,両者の相対的な回転運動の固定と開放を制御できるクラッチ を有する足関節Aを設ける.この足関節Aと先の直進対偶J18のクラッチが固定の場合 には基本運動の各成分が足部へ伝達されてそれが能動運動をし,開放の場合には 足部が接地力を受けて受動運動をすることになる.なお,足関節のクラッチへの動力 供給が断たれた場合に本体が転倒することを防止するために,それは動力供給なし でも固定状態を維持できる形式のもの,例えば負作動形のものが望ましい.

最後に, 2·2·5 項で導入した遊脚足部の着地を早めるために本体を回転させる回転角βcを, 原動軸J2の動力を流用して機械的に創成することにする. そこで, 末端の

 $\mathbf{24}$



図 2.8 J₁₁J₁₂の違いに対するβCの曲線の変化

J_1J_2	61.2mm	$J_{10}J_{11}$	120.0mm
$\angle x_{\mathbf{b}} \mathbf{J}_1 \mathbf{J}_2$	180°	$\mathbf{J}_{11}\mathbf{J}_{12}$	443.6mm
J_1J_4	85.4mm	$J_7 J_{12}$	128.6mm
J_2J_3	20.4mm	$J_7 J_{13}$	162.0mm
J_3J_4	$= J_1 J_4$	$\angle J_{12}J_7J_{13}$	48.5°
J_4J_5	$= J_1 J_4$	$J_{13}J_{14}$	310.0mm
$\angle J_3 J_4 J_5$	180°	$J_5 J_{14}$	155.0mm
J_5J_6	80.3mm	$J_{14}J_{15}$	$= J_4 J_5$
$ m J_6 J_7$	240.9mm	$J_4 J_{15}$	$= J_5 J_{14}$
$ m J_6 J_8$	114.7mm	$J_4 J_{16}$	240.0mm
$J_7 J_9$	$= J_6 J_8$	$\angle J_{15}J_4J_{16}$	40°
$ m J_8 m J_9$	$= J_6 J_7$	$J_{16}J_{17}$	$= J_1 J_4$
J_9J_{10}	344.1mm	J_1J_{17}	$= J_4 J_{16}$
h	150.0mm	$\angle x_{b}J_{1}J_{17}$	20°

表 2.1 脚機構の機構定数

節J₁₀J₁₁に対する本体の相対的回転角(これが β cに相当する)の変化を支配する節 J₁₁J₁₂, J₁₃J₁₄の節長などを運動学解析に基づいて検討する. 例えば, 節長 J₁₁J₁₂ の違いに対して1周期中の β cの曲線は図 2.8 に示すように変化する. ここでは水平面 定常歩行時の本体の揺れの許容値を 0.5°と考え, これらの曲線のなかより基準の支 持脚期間 0 ≤ t/T < 0.5 では β cの大きさが 0.5°以下であり, かつt/T > 0.5 において β c が急増する曲線を選び, それを実現する機構寸法を決定する. 例えば同図から J₁₁J₁₂ = 443.6mm を決定する.

以上のようにして設計した脚機構の諸元の一例を表 2.1 に示す.本論文では以後,

具体的な対地適応機能を有する脚機構の評価やその設計を行う際には,この運動学 的諸元を用いることにする.

2・3・2 歩行シミュレーション

表 2.1 の諸元の脚機構と足部を有する歩行機械について,運動学に基づく静的な 歩行シミュレーションを行い,本章で提案した対地適応アルゴリズムの有効性を検討 する.対地適応機能の評価量としては遊脚足部の着地時刻の偏差が使えるが,それ は一歩毎に離散的にしか現われず,またその値を直感的に評価し難いため評価量と して最適ではない.そこで,本解析モデルでは本体の前傾と後傾が遊脚足部の着地 時刻の早まりと遅れにそれぞれ対応するから,連続量として得られかつ歩行機械の姿 勢の安定性も含めて検討することのできる姿勢角βの推移を以後評価量として用いる ことにする.

まず,水平面上定常歩行における姿勢角βと両足部それぞれにおける基本運動の xb軸方向のずれΔsの推移を図 2.9 に示す. 遊脚足部の着地を早めるための回転角 βcの作用で片脚支持期間においてβが 0°から約 0.5°へ徐々に増加し,その後遊脚 足部の着地の早まりに対する適応機能が両脚支持期間において機能することに伴い



図 2.9 水平面定常歩行におけるβとAs の経時変化



図 2.10 大きな姿勢の傾きがある状態からの歩行における BとAs の推移

βが約0.5°から0°へ修正されるのがわかる.なお両脚支持期間において新しく支持脚 足部となる方の足部において生ずるΔsについて,その足部の支持脚期間は一定に保 ち,遊脚期間において足部が最も地面より持ち上がる遊脚期間中央の時刻近傍で一 定の運動則に基づいて円滑に零に戻すことにより基本機能iv)を実現している.

次に,遊脚足部の着地の早まりと遅れそれぞれに対する適応機能の有効性を明確 にするために,水平面上の定常歩行において初期時刻 t=0に3°の前傾および後傾 がある場合のβとΔsの推移を図 2.10 に示す.まず,前傾が最初の両脚支持期間にお いて一回で修正されるから,遊脚足部の着地の早まりに対する適応機能は一歩毎に 完了することがわかる.一方,後傾が5歩ほどかけて徐々に修正されるから,遊脚足部 の着地の遅れに対する適応機能も徐々にではあるが歩行状態を計画した状態に近づ ける機能として有効であることがわかる.そして,どちらの場合にもβが計画値である零 近傍の一定の範囲内で推移する定常歩行状態が速やかに実現されるから,両者の機 能が両立した対地適応機能が実現されていることがわかる.

地面形状の誤差の代表として 10mmの上り段差および下り段差を取り上げ,それを 通過する際の本体原点obのZ軸方向偏差ΔZob, βおよび Δsの推移を図 2.11 に示す. ΔZobの推移からもわかるように,対地適応機能により歩行機械が位置と姿勢の連続性



図 2.12 上り段差上を歩行する様子

をほぼ保ちつつ段差を上り下りすることがわかる. すなわち, 対地適応機能が地面形 状の誤差に対しても有効であることが確認できる. なお, どちらの場合にも段差を超え るときに姿勢角βに同様の変化が2回ずつ現われているのは, 図 2.12 に示すように両 足部のつま先とかかとが一歩ずつ4歩にわたって段差を通過するからである.

最後に、水平面に高さ10mmの凹凸がランダムに加わった面上の歩行シミュレーシ



図 2.13 ランダムに存在する段差上の歩行における βの推移

ョンを行い, 原点obのX軸方向の変位Xobに対する地面の断面高さと姿勢角βの変化 を図 2.13 に示す. このような地面上の歩行においても姿勢角が計画値である零近傍 に保持される機能が現われていることにより,本章で提案した対地適応機能が連続的 に存在する各種の微視的な歩行不安定要因への適応に対し有効であることが確認で きる.
2·4 結言

本章では、地面の不規則かつ微小な凹凸とうねり、脚機構の遊びと弾性変形などの、 歩行の安定性を失わせ得る微視的な歩行不安定要因へ適応して安定な歩行を維持 するための対地適応機能を取り上げ、その適応アルゴリズムとそれを実現する脚機構 について論じた.

本章で得られた結果を要約して以下に示す.

- (1)まず対地適応機能を実現する機構と制御系の構成における基本コンセプトを整 理して示した.
- (2) 対地適応機能の制御において微小かつ不規則で多数が混在する微視的な歩 行不安定要因を単純かつ確実に検出するために, 遊脚足部の着地時刻の基準 時刻に対する早まりと遅れを, 各種の要因により歩行特性が受ける各種の影響 を包括する指標として提案した.
- (3) 対地適応機能を遊脚足部の着地の早まりと遅れそれぞれに対する適応アルゴリズムに大きく分けて検討した.前者として遊脚足部の着地と同時に両足部の本体に対する運動成分のうちの適切なものを受動とすることにより足部が地面から受ける力と変位を利用して適応運動を創成する手法,また後者として遊脚足部の着地遅れを現われにくくしかつ遅れた場合はそれを僅少化するために片脚支持状態において本体を少しずつ前傾させる運動を基本運動へ組合わせる手法を提案した.さらに適応機能の実行に必要な操作の制御スケジュールを整理して示した.
- (4) 以上で得られた対地適応アルゴリズムに基づいて、脚の基本運動の各足部への伝達の有無を適宜切替えるためのクラッチを組込んだ脚機構の具体的な構成を明らかにするとともに、運動学に基づく静的な歩行シミュレーションによりその脚機構を有する歩行機械が、本体姿勢角の誤差が存在する場合に姿勢を自動的に修正したり、段差面やランダムに存在する凹凸を含む地面上を安定に歩行するを明らかにし、本章で提案した対地適応機能の有効性を確認した.

第3章 脚機構の運動およびカの解析

3.1 緒言

対地適応機能を有する脚機構の有効性は,地面の不規則で微小な凹凸とうねりや 脚機構の遊びと弾性変形などの微視的な歩行不安定要因への適応能力により評価さ れる.従って,その最適設計のためには微視的な歩行不安定要因による歩行機械の 姿勢の傾きや足部のすべりなどの影響を精密かつ定量的に解析することが重要となる. そこで本章では,そのような解析を行うための手段として,以下に述べる2種類のシミュ レーションを検討する.

まず,脚機構の遊びの原因である対偶すきまを取り上げる.軸受は数多く使用され る機械要素であるから,個々の対偶すきまは微小でも,それらが脚機構の運動に与え る影響が全ての対偶について累積することにより歩行特性の大きな悪化要因となり得 る.一方で,いたずらに対偶すきまの僅少化を追求すると,脚機構の軸受は足部着地 時に大きな衝撃力を受ける必要があるから,軸受の構造の複雑化や重量の増大を招 きかえって歩行特性の低下を生じさせる恐れがある.そこで,対偶すきまが脚機構の 運動特性に与える影響の定量的かつ精密な把握のための運動シミュレーションを検 討する.

次に、微視的な歩行不安定要因は多岐にわたって存在するから、多数の微視的な 歩行不安定要因が同時に影響する状況下での歩行特性を総合的に把握しなければ ならない.特にここでは、足部と地面間の微視的かつ不規則なスティック・スリップ現象 を含む接触状態の変化を定量的に明らかにすることが重要である.そこで、地面の凹 凸とうねり、脚機構の遊びと弾性変形を含む歩行環境と歩行機械の解析モデルを構 築して、足部の滑りやつまずき、さらには本体の転倒を精密にシミュレートすることので きる動力学的な歩行シミュレーションを検討する.

なお、本章では汎用的な応用が可能な解析手段を論じることとし、その応用による 脚機構および歩行機械の評価・検討は次章において述べるものとする.

31

3·2 対偶すきまを有する平面多節機構の運動シミュレー ション

3・2・1 基本コンセプト

歩行機械の脚機構ではその機構への入力やそれに働く負荷の大きさと方向などの 作動条件が予めほぼ決まっている.例えば遊脚足部が着地する際に足部へ作用する 力の方向がほぼ鉛直下向きから上向きへ変化する.そこで,このような接地力の変化 によって現われる足部の遊びの量など,特定の作動条件下における機構の入出量関 係を精密に算出する解析が要求される.そのためには各対偶における対偶素間の接 触位置や接触状態(すべり,ころがり,付着および分離状態)の機構の運動に伴う変化 を定量的に解析できなければならない.さらに,第2章で具体的に提案した脚機構の ように節数や対偶数が多く複雑な機構を解析するためには,節数や対偶数が任意の 一般的な機構にも適用できる汎用的な解析手法であることが望ましい.そこで,個々 の対偶に適用してその対偶における対偶素間の接触点の位置と接触状態を解析する ルーチンを用意し,それらを解析対象の機構に応じて自由に組合わせる手法を用い ることを考えることにする.

ここで,対偶すきまのない剛体の機構に対しては形式の異なる機構毎に変位の方程 式を導出する必要のない組織的変位解析法⁽⁴⁸⁾がすでに開発されており,また機構の 変位と機構に作用する外力が与えられれば対偶作用力や入力トルクを求める力学的 解析は各節の力とモーメントの釣合い式からなる連立一次方程式を解くのみである.



図 3.1 仮想機構の一例

そこで, 例えば図 3.1 に示すように対偶すきまを有する回転対偶を含む機構において, 対偶素間の接触点をすきまのない仮想の対偶点(以後, 仮想対偶と呼ぶ)とみなした 上でそれらを結ぶ仮想の節からなる機構(以後, 仮想機構と呼ぶ)を想定し, この仮想 機構へ先に述べた対偶すきまのない機構に対する解析法を適用することにする. 従っ て, 各仮想対偶における対偶素間の接触位置および接触状態を対偶毎に解析する ルーチンの開発と, 機構全体の運動解析のために各解析ルーチンを組合わせるアル ゴリズムの検討が課題となる.

以上より、本節では次のように検討を進めることにする.まず、対偶すきまを有する機構を仮想機構に置換する.仮想機構が含む全ての仮想対偶において、ある接触状態を維持するための必要条件が成立しかつその接触状態から他の状態への遷移が生じるための十分条件が成立しない状態を、特定の時刻と作動条件下における機構の状態の解とみなすことにして、その各条件を整理する.また、その条件を満たすために個々の仮想対偶へ加えるべき修正操作を明らかにする.そして、その修正操作を反復的に使用して全ての仮想対偶の状態量を各条件が満足される値へ収束させることによる運動解析の流れを示す.最後に、具体的な解析と実験を行い本運動シミュレーションの有効性を検討する.

なお、本論文で扱う脚機構は平面リンク機構であり、その運動周期は1秒程度の低 速である.そこで、本解析は回転対偶と直進対偶の2種類の平面1自由度対偶を含む 機構を対象とし、解析アルゴリズムの単純化のために節や対偶の平面外の運動、対偶 における粘性摩擦ところがり摩擦、および対偶素の分離を無視することにする.

33

3·2·2 解析モデルの構成要素

(1) 節のモデル

2対偶素節*i*が対偶 J_{j-1} と対偶 J_j を介して節*i*-1と節*i*+1とに連結している状態を図 3.2 に示す.ここで*i*,*j*は機構内の節および対偶に付した番号である.両対偶それぞれ における節*i*側の対偶素の中心点 $J_{i,j-1}, J_{i,j}$ を結ぶベクトル $\overline{J_{i,j-1}J_{i,j}}$ を節*i*の代表的 な軸とみなし、その長さを節*i*の節長 l_i 、それが慣性座標系O-XYZのX軸に対してな す角を節*i*の姿勢角 β_i として定義する.また節*i*上の点 P_i に機構外部から働く負荷や慣 性力などの力とモーメントを F_{P_i} , M_{P_i} と表わす.なお、点 P_i や三つ目以降の対偶素の 中心点などの節*i*上の位置の定義が必要な場合には、 $\overline{J_{i,j-1}J_{i,j}}$ を基準とする相対的 な位置ベクトルで与えることにする.

(2) 回転対偶のモデル

節 *i* と節 *i*+1 を連結する回転対偶 J_j を図 3.3 に示す.回転対偶を構成する二つの 対偶素のうち,対偶素半径が大きい方が穴,小さい方が軸である.両対偶素間の接触 点を C_j とし,節 *i* 側の対偶素について中心点と対偶素半径をそれぞれ $J_{i,j}, r_{i,j}$ で表 わす.またその対偶素から見た接触点 C_j の位置を節*i*の軸に対してベクトル $\overline{J_{i,j}C_j}$ が なす角 $\psi_{i,j}$ で表わし,その角を接触方向角と呼ぶ.ここで,一般的に対偶の直径すき まと呼ばれている値は $2|r_{i,j} - r_{i+1,j}|$ に相当する.節 *i* が節 *i*+1 から受ける対偶作用 力を $F_{i,j}$ で表わす.動摩擦係数および静摩擦係数をそれぞれ μ_{kj}, μ_{sj} とする.



図 3.2 2対偶素節 iのモデル



図 3.4 直進対偶J_jのモデル

(3) 直進対偶のモデル

節iに属する角筒と節i+1に属する角柱からなる直進対偶 J_j を図 3.4に示す.角筒の中心軸と角柱の中心軸がそれぞれの節の軸線と交差する点を,各対偶素の基準点とみなして $J_{i,j}, J_{i+1,j}$ と表わす.角筒と角柱における幅,取付け角および中心軸の方向ベクトルをそれぞれ $b_{i,j}, b_{i+1,j}, \phi_{i,j}, \phi_{i+1,j}, l_{i,j}$ および $l_{i+1,j}$ とする.さらに角筒の長さを

 $a_{i,j}$ 、ベクトル $l_{i+1,j}$ に対する l_i の相対的な傾き角を λ_j とする. 角筒上の接触点はその四隅の端点a,b,c,dのうちのいずれか一つもしくは二つであり, 例えば端点aで接触する場合にその接触点を C_{a_j} と表わす. 角柱上の各接触点の変位を角柱の基準点 $J_{i+1,j}$ に対する $l_{i+1,j}$ 方向の変位 $s_{a,j}$,…, $s_{d,j}$ を用いて表わす. 節iが節i+1 から受ける対偶作用力を各接触点について $F_{a_{i,j}}$,…, $F_{d_{i,j}}$ と表わす. 動摩擦係数および静摩擦係数をそれぞれ μ_{k_j} , μ_{s_j} とする.

(4) 対偶素間の接触状態の分類

回転対偶における両対偶素の接触状態として, すべりところがりを扱う. 以後はそれ ぞれの状態を[STA_{R1}],[STA_{R2}]と表わすことにする.

直進対偶における両対偶素の接触状態として、1点でのすべり、2点でのすべり、2 点での付着、および1点でのころがりの4種類を扱う.以後はそれぞれの状態を $[STA_{P1}], [STA_{P2}], [STA_{P3}], [STA_{P4}] と表わすことにする. さて、これらの接触状態間$ における状態遷移の経路を考える.角筒の四隅の点のうちで角柱と接触する組合せは、1点で接触する場合が4C1=4通り、2点で接触する場合が4C2-2=4通りである.なお、後者において2を引いたのは、aとd、bとcが同時に接触する二つの組合せが存在しないからである.そして、それぞれにおいてすべり状態(相対的なすべり方向の正負も区別する)と付着状態を考慮すると、全ての組合せは(4+4)×3=24通りとなる. さらにそれらの組合せの間での遷移経路を考慮して整理し、図 3.5 に示す.本図におい



図 3.5 直進対偶における接触状態の遷移図

て,[]内の英語の小文字は接触点となる角筒の四隅の点a,b,c,dの組合せを意味し, その右の符号+および-はそれぞれ角柱に対し角筒が角柱の方向ベクトル*l_i+1,_j*の正方 向に動く場合と負方向に動く場合を表わす.また符号のないものは付着またはころが り状態を意味する.そして本図より,4種類の接触状態間の遷移経路が, [STAP1]↔[STAP2]↔[STAP3]↔[STAP4]↔[STAP1]の順番の閉ループをなすことが わかる.なお,矢印↔は遷移できる二つの接触状態を結ぶ経路を象徴する記号であ る.

3・2・3 解析アルゴリズム

(1) 仮想対偶への置換

仮想機構を作成する際に対偶すきまを有する個々の対偶と置換される仮想対偶に ついて考える.まず回転対偶および直進対偶に対する仮想対偶を図 3.6 に示す.

回転対偶の仮想対偶を,接触状態がすべり状態[STA_{R1}]およびころがり状態 [STA_{R2}]の両方の場合において,対偶素間の接触点を対偶点とする回転対偶とする.

一方,直進対偶の仮想対偶は,同図(b)の左列に示すように,4種類の接触状態それぞれに対し異なる形式の対偶を用いる.その理由は,接触状態により対偶素間の相対運動の種類(回転と並進)と自由度が異なるからである.ここで問題となるのは,1点でのすべり状態[STAP1]および2点での付着状態[STAP3]において,対偶の自由度がそれぞれ2自由度と0自由度となり,対偶すきまがない場合の自由度である1自由度に



図 3.6 仮想対偶

対して異なる点である. つまり, それらの状態の直進対偶を含む仮想機構は冗長な自 由度を有したり過拘束機構となるから, 緒言で述べたような対偶すきまのない機構の 変位と対偶作用力を解析するための組織的解析アルゴリズムをその仮想機構へ適用 することができなくなる. そこで, 同図(b)の右列に示すように, 接触状態が[STAP1]と [STAP3]の場合の仮想対偶をそれぞれ1自由度の回転対偶と直進対偶に置換する一 方で, その際に生ずる自由度の差を補うために, 一つの状態量を仮定した上でそれを 従来方式の解析とは別に求めることにする. 以下にその状態量の解析手順を具体的 に述べる.

1点でのすべり状態[STAP1]の場合,対偶素間の接触点を角柱上の仮想の回転対 偶とみなす.ここで,その回転対偶の角柱上の位置が仮定の状態量である.一方,置 換前の接触点において,対偶作用力の方向が角柱の方向ベクトル $l_{i+1,j}$,角柱と角筒 の相対すべり方向などから幾何学的に定まっている.すなわち,対偶作用力の方向は $l_{i+1,j}$ の法線から動摩擦角($\tan^{-1}\mu_{k_j}$)分傾いた方向となる.従って,仮想の回転対偶 における対偶作用力の方向もその方向と同じでなくてはならないことが,状態[STAP1] を維持するための必要条件となる.そこで,仮想の回転対偶の位置を少しずつ変えな がら仮想機構の変位と対偶作用力を求めることを繰り返し,先の必要条件が満足され る位置を探索する.

2点での付着状態[STAP3]の場合,対偶すきまのない仮想の直進対偶とみなす.ここで,対偶作用力の方向が仮定の状態量となる.なお,仮定の状態量を必要以上に増やさぬように,角柱の方向ベクトルl_{i+1,j}に対する両対偶作用力の方向の傾きが常に等しいものとする.対偶作用力の方向を仮定の状態量とする理由は以下の通りである.対偶作用力の方向の仮定値を変えると,機構全体の対偶作用力の釣合い状態が変化するから,解の探索の過程で全ての対偶における接触点位置も変化する.従って,機構全体の状態を考慮しながらその直進対偶における対偶素間の相対変位を調整するための制御量として対偶作用力の方向が適する.さて,付着状態[STAP3]を維持するためには対偶素間の相対変位が付着状態の開始以後一定でなくてはならないことが必要条件となる.そこで,仮想の直進対偶における対偶作用力の方向を少しずつ変えながら仮定して,仮想機構の変位と対偶作用力を求めることを繰り返し,先の必要条件が満足される対偶作用力の方向を探索する.

39



図 3.7 対偶の接触状態の維持または遷移を判断する条件

(2) 対偶の接触状態の判断条件の整理

対偶の接触状態は機構の運動に応じて不連続に変化するから,接触状態の維持または遷移を常に追跡する必要がある.そこで,接触状態の維持または遷移を適切に 判断するために用いる条件として,ある接触状態を維持するための必要条件,および ある接触状態から他の接触状態への遷移が生ずる十分条件を整理することにする.

回転対偶が取り得る接触状態はすべり状態[STA_{R1}]ところがり状態[STA_{R2}]の二つ であるから、それぞれの接触状態を維持する必要条件および両接触状態間の遷移を 生ずる十分条件の関係を模式図的に表わすと図 3.7 の(a)に示すようになる.以後一 般的に、番号iの接触状態[STA_{Ri}]を満足するための必要条件を[CON_{Ri}]と表し、番 号iの接触状態から番号jの接触状態への遷移を生ずる十分条件を[CON_{Ri}]と表わ す.直進対偶に関する条件の表記法も同様とする.

直進対偶の接触状態は[STAP1],[STAP2],[STAP3]および[STAP4]の四つであり, p.37 で述べたようにそれらの間の遷移経路は同順に閉ループをなす.従って直進対 偶に関する各条件を列挙すると図 3.7 の(b)に示すようになる.



図 3.8 対偶作用力の方向の分類

次に,各条件の内容を整理する.ここで,対偶作用力の方向に関する条件を簡潔に 表記するために,その方向を図 3.8 に示すように三つの状態に分類し,その番号で表 記することにする.状態Iは,対偶作用力の方向が接触点における法線の方向から, 対偶素間の相対すべり方向に従って動摩擦角 $(\tan^{-1}\mu_{k_j})$ だけ傾いている状態を意味 する.状態IIは,接触点における法線に対する対偶作用力の方向が静摩擦角 $(\tan^{-1}\mu_{k_j})$ 以下である状態を意味する.状態IIIは,対偶作用力の方向が接触点にお ける法線に対し静摩擦角以上傾いている状態を意味する.

(i)回転対偶に関する条件

- [CON_{R1}] 対偶作用力が状態Iである.
- [CON_{R2}] 二つの対偶素における輪郭円上の接触点の移動距離および移動方向 が等しい.
- [CON_{R1,2}] 対偶作用力が状態IIIである.
- [CONR2,1] 対偶素間の相対的なすべり速度が零である. ただし,計算機シミュレーションでは一般的に機構の運動を離散時刻毎 に解析するから,その速度が厳密に零となる時刻が現われない可能性 が高い.そこで,連続する二つの解析時刻における相対すべり速度の解 の符号が逆転すれば,その間にそれが零となる時刻が存在し,本条件 が成立するとみなす.

(ii) 直進対偶に関する条件

- [CONP1] 対偶作用力が状態Iである.
- [CON_{P2}] 二つの対偶作用力が状態Iである.
- [CONP3] 角柱上の角筒の位置が付着開始から不変である.

- [CONP4] 角柱上の接触点の位置がころがり開始から不変である.
- [CONP1,2] 接触点以外の角筒の端点が角柱と干渉する.
- [CONP2,1] 角筒が角柱より受ける二つの対偶作用力のうち一方の大きさが零もしく はその方向が角柱の軸に対し内向きである.
- [CON_{P2,3}] 連続する二つの解析時刻において,二つの接触点における相対すべり 速度の符号が逆転する.
- [CON_{P3.2}] 二つの対偶作用力が状態IIIである.
- [CONP3,4] 角筒が角柱より受ける二つの対偶作用力のうち一方の大きさが零もしく はその方向が角柱の軸に対し内向きである.
- [CONP4.3] 接触点以外の角筒の端点が角柱と干渉する.
- [CON_{P4,1}] 二つの対偶作用力が状態IIIである.
- [CON_{P1,4}] 連続する二つの解析時刻において, 接触点における相対すべり速度の 符号が逆転する.

(3) 対偶へ加えられる修正操作の整理

全ての対偶において接触状態を維持する必要条件が成立しかつ接触状態の遷移 が生じる十分条件が成立しない状態が、ある時刻における機構の状態の解である.そ こで、各対偶それぞれにおいて必要条件が成立する状態へ近づくための修正操作を 加えることにより、上記の状態を探索することを離散時刻毎に繰り返すことにする.

先にまとめたように、ある接触状態を維持する必要条件は回転対偶に関するものが 二つ、直進対偶に関するものが四つ存在する.ここで、直進対偶に関する条件 [CON_{P2}]と[CON_{P4}]は、仮想機構に対して対偶すきまのない機構を対象とした変位解 析と対偶作用力解析を行う際に必然的に成立する.なぜなら、[STA_{P2}]における対偶 作用力の方向は角柱の方向ベクトル $l_{i+1,j}$ および角柱と角筒の相対すべり方向に基づ いて状態Iとなるように与えられ、また[STA_{P4}]における接触点の角柱上の固定位置は ころがり開始時の位置に固定されるからである.よって、修正操作が必要となる接触状 態は、回転対偶に関する[STA_{R1}],[STA_{R2}]と、直進対偶に関する[STA_{P1}],[STA_{P3}] の4種類となる.以後は、それぞれの修正操作を[ACT_{R1}],[ACT_{R2}],[ACT_{P1}]および [ACT_{P3}]と表わすことにする.

さらに、回転対偶に関する次の必要条件([CON_{R0}]とする)を追加する.



図 3.9 対偶素の輪郭円が内接しない状態

[CON_{R0}] 二つの対偶素の輪郭円が内接する.

図 3.6 の(a)からわかるように,回転対偶における個々の対偶素の回転中心は仮想 対偶であるそれらの接触点とは一致しない.よって仮想機構の運動解析結果における 回転対偶の状態は図 3.9 に示すように必要条件[CON_{R0}]を満足しない場合が一般的 である.従って機構の運動解析のためには,回転対偶がこの必要条件を満足するた めの修正操作[ACT_{R0}]が必要である.

(4) 解析の流れ

以上の検討より,対偶すきまを有する機構の運動解析は,仮想機構に対する運動 学的解析および力学的解析,その結果に基づく各対偶における接触点の位置と接触 状態の評価,さらにその評価に基づいて各対偶に加えられる修正操作の実行の各段 階を,すべての対偶について接触点および接触状態に関する条件が満足させるまで 繰り返すことにより実現されることがわかる.そこでこの全体的な解析の流れを図 3.10 に示し,以下では各ステップ毎に説明を加える.なお,各 Step で用いる,接触状態の 判断やその修正操作のアルゴリズムは後述する.

- Step1 計算機内に解析モデルを構築するために,節の連結関係,節長,対偶素半 径などの幾何学的諸元,ならびに節の質量,慣性モーメント,重力加速度, 外力などの力学的諸元を入力する.
- Step2 解析開始時刻の原動節への入力(原動軸が回転する場合には、角変位、角 速度、角加速度)を与える.またその時刻の初期状態における各対偶の接 触状態および回転対偶の接触方向角を仮定して与える.特に機構が停止 状態である場合には、それらを次のように与える.接触位置の初期値を、全

ての対偶における摩擦が零と仮定した場合の機構の静的な釣合い状態に おけるものとし、回転対偶および直進対偶の初期接触状態をそれぞれころ がりおよび付着とする.

- Step3 仮想機構の運動学的解析を従来の一般的手法に基づいて行い,節や対偶素の位置,速度,加速度を求める.
- Step4 全ての回転対偶に対して、二つの対偶素の輪郭円が内接するという必要条件[CONR0]の成否を判定する。一つでも[CONR0]を満足しない対偶が存在する場合は、対偶をそれが満足される状態へ近づけるための修正操作[ACTR0]を全ての回転対偶に対して与える.なお、この評価は対偶作用力と無関係であるから、本Stepを仮想機構の運動学的解析と力学的解析の間に置いた。
- Step5 仮想機構の力学的解析を従来の一般的手法に基づいて行い,全ての仮想 対偶における対偶作用力を求める.
- Step6 全ての回転対偶に対して接触状態の判断を行い,接触状態が変化する対偶もしくは接触状態を維持する必要条件が満足されない対偶が一つでも存在する場合には,対偶をそれが満足される状態へ近づけるための修正操作を与える.その修正操作を加えた後の仮想機構において必要条件[CONRo]を満足しない対偶が現われる可能性があるから,修正後は機構の状態探索のループ先頭へ戻る.
- Step7 全ての直進対偶に対して接触状態の判断を行い,接触状態が遷移する対 偶もしくは接触状態を維持する必要条件が満足されない対偶が一つでも存 在する場合には,対偶をそれが満足される状態へ近づけるための修正操作 を与える.その修正操作を加えた後の仮想機構において,それまでに成立 していた各必要条件を満足しない対偶が現われる可能性があるから,修正 後は機構の状態の探索ループ先頭へ戻る.
- Step8 探索ループのこの段階に至れば、その機構の状態は全ての必要条件が満 足されたものであるから、それを運動解析の解として出力する.
- Step9 次に続く時刻の運動を解析する場合には、時刻を進め、原動節へ次の時刻 の入力を与え、そして探索のループ先頭へ戻る.なお、ある状態量の1階お よび2階の時間微分値は、連続する時刻間の解の差分から求める.



図 3.10 解析全体の流れ線図

(5) 接触状態の判断アルゴリズム

回転対偶と直進対偶それぞれについて,接触状態を維持する必要条件および接触状態の遷移が生ずる十分条件の評価を組合わせることにより,接触状態を判断しかつ 必要な修正操作を選択するアルゴリズムを流れ線図にまとめて図 3.11 と図 2.12 に示 す.ここで,図 3.11 および 3.12 における解析の流れの (A_R),(B_R),(C_R)などの連絡記 号は,解析全体の流れ線図 3.10 内に示した同じ連絡記号と連絡することを意味する. 両図からわかるように,接触状態の判断および必要な修正操作の選択を単純な条件 判断の組合せにより機械的に行うことが可能である.



図 3.12 直進対偶における接触状態の判断の流れ線図

(6) 修正アルゴリズム

対偶の状態を必要条件が満足されるものへ近づけるために各対偶へ加える修正操 作について,それぞれのアルゴリズムを具体的に説明する.

(i)[ACT_{R0}]:二つの対偶素の輪郭円を内接させるための修正操作

図 3.9 において二つの対偶素の輪郭円が内接しているということは、二つの対偶素の中心 $J_{i,j}$ および $J_{i+1,j}$ と接触点 C_j が一直線上に存在し、かつ C_j が3者の列の端に存在することである。そこで両対偶素の輪郭円の内接状態からのずれの量を $J_{i,j}$ および $J_{i+1,j}$ と C_j を結ぶ二つの線分がなす角 γ_j で表わすことにする。この角 γ_j は次式より得られる。

$$\gamma_{i} = (\beta_{i+1} + \psi_{i+1,i}) - (\beta_{i} + \psi_{i,i})$$
(3.1)

二つの対偶素の輪郭円が内接するためには $\gamma_j = 0$ でなくてはならないから, 角 γ_j が 僅少化するように両対偶素の接触方向角を次式のように修正する.

$$\begin{array}{c} \psi_{i,j} \leftarrow \psi_{i,j} + w_{\gamma,j} \cdot \gamma_j \\ \psi_{i+1,j} \leftarrow \psi_{i+1,j} - w_{\gamma,j} \cdot \gamma_j \end{array}$$

$$(3.2)$$

ここで $w_{\gamma,j}$ は解を漸近的に収束させるための重みであり,解の収束のし易さに応じて 0.5 以下の正数を与える.修正を加える回転対偶が属する二つの節の姿勢角が修正 前後で変化しなければ, $w_{\gamma,j}$ =0.5 とすることで γ_j を1回の修正で零とすることができるが, 全ての対偶が同時に大きな修正を行えば大きな負の影響を及ぼし合う対偶が現われ て解が収束しなくなり得ることを考慮して,解析者がその数値を適宜与えることにする. なお, $w_{\gamma,j}$ の大きさと解の収束の早さの関係については,次項において具体的な解析 例を用いて検討することにする.

そして γ_j が許容値 γ_{al} より小さくなった状態を必要条件[CON_{R0}]が満たされた状態と みなす.

(ii)[ACT_{R1}]:対偶作用力を状態Iとするための修正操作

状態[STAR1]における対偶作用力の方向は,接触点の位置における法線の方向と 対偶素間の相対的なすべり方向に基づいて状態Iとなるように決定される.図 3.13 に



図 3.13 暫定的対偶作用力 $\hat{F}_{i,i}$ の方向の誤差角 δ_i

示すように,慣性座標系O-XYZのX軸に対するその角度を $\xi_{i,j}$ と表わすと,それは一般的に次式により計算される.

$$\xi_{i,j} = \mathbf{A} + \operatorname{sgn}(r_{i,j} - r_{i+1,j}) \cdot \operatorname{sgn}(p_{i,j}) \cdot \operatorname{tan}^{-1} \mu_{\mathbf{k}_j}$$
(3.3)

ここで、 $A = \beta_i + \psi_{i,j} + \pi/2 - \operatorname{sgn}(r_{i,j} - r_{i+1,j}) \cdot \pi/2$ である. また $p_{i,j}$ は, 接触点 C_j における節i+1 側の対偶素から見た節i側の対偶素の相対すべり量であって, 対偶素の中心から見た方向が反時計回りの場合を正とする. 計算機を用いる運動解析では一般に運動を離散時刻毎に分けて解析するから, 現時刻の状態の探索過程における暫定的な状態量と前時刻におけるその解 (以後, 変数記号に"'"(ダッシュ)を付けて表わすことにする)を用いることにより, この $p_{i,j}$ を次式から近似的に求める.

 $p_{i,j} = r_{i+1,j} (\psi_{i+1,j} - \psi'_{i+1,j}) - r_{i,j} (\psi_{i,j} - \psi'_{i,j})$ (3.4)

ー方, 仮想機構における力とモーメントの釣合い式を解くことにより求められる対偶 作用力を暫定的対偶作用力と呼び, 図 3.13 に示すように節iが節i+1 から受けるそれ を $\hat{F}_{i,j}$, その方向を角 $\eta_{i,j}$ で表わす. そして, 条件[CON_{R1}]は角 $\xi_{i,j}$ と角 $\eta_{i,j}$ が一致す ることを意味するから, それらの差 δ_j (= $\eta_{i,j} - \xi_{i,j}$)を僅少化するように, 両対偶素の接 触方向角を次式のように修正する.

$$\begin{array}{c} \psi_{i,j} \leftarrow \psi_{i,j} + w_{\delta,j} \cdot \delta_j \\ \psi_{i+1,j} \leftarrow \psi_{i+1,j} + w_{\delta,j} \cdot \delta_j \end{array}$$
(3.5)

 $w_{\delta,j}$ は前述の $w_{\gamma,j}$ と同様の重みであり、1以下の正数で与える.そして δ_j が許容値 δ_{al} より小さくなった状態を[CON_{R1}]が満たされた状態とみなす.さらに、機構全体に ついて必要条件が満足された状態における $\hat{F}_{i,j}$ を対偶作用力 $F_{i,j}$ の解とする.

(iii)[ACT_{R2}]:二つの対偶素をころがり接触させるための修正操作

ころがり接触を維持するためには、両対偶素上の接触点の移動距離および移動方向が常に等しくなければならない.この幾何学的な必要条件[CON_{R2}]を表わす式は、式(3.4)に $p_{i,i}=0$ を代入することにより次式として得られる.

$$r_{i+1,j} \cdot (\psi_{i+1,j} - \psi'_{i+1,j}) = r_{i,j} \cdot (\psi_{i,j} - \psi'_{i,j})$$
(3.6)

また一般に次の関係式,

$$\beta_{i}' + \psi_{i,j}' = \beta_{i+1}' + \psi_{i+1,j}' \beta_{i} + \psi_{i,j} = \beta_{i+1} + \psi_{i+1,j}'$$

$$(3.7)$$

が成り立つから,式(3.6)と(3.7)を連立させることにより[CON_{R2}]を満足する接触方向 角 $\psi_{i,j}, \psi_{i+1,j}$ が求められる.そして,解の探索中の暫定的な接触方向角に対するここ で求められた適切な値の差を上述の修正操作[ACT_{R1}]と同じく δ_j で表し,この δ_j を僅 少化するように式(3.5)と同じ修正操作を行う.

(iv)[ACTP1]:対偶作用力を状態Iとするための修正操作

p.39 で述べたように、仮想機構における力とモーメントの釣合い式を解くことにより 求められる暫定的な対偶作用力 $\hat{F}_{i,j}$ が状態 I となるように、角柱上の接触点固定位置 の仮定値を修正する.具体的な修正法を p.39 で説明したので、ここでは説明を省略 する.

(v)[ACTP3]:角柱に対する角筒の位置を一定とするための修正操作

p.39 で述べたように,角柱に対する角筒の位置が付着状態の開始時刻の位置から 動かないように,二つの対偶作用力の方向の仮定値をそれぞれ同じ量ずつ修正する. ここでは,接触状態が[a,c]+から[a,c]-へ遷移する過程において付着状態[a,c]が現わ れる様子を図 3.14 に示して[ACTP3]の使われ方を具体的に示す.

同図(a)は前時刻の状態であり、そして同図(b)を現時刻における暫定的な解析結果



図 3.14 状態[a,c]+から[a,c]-までの遷移の過程

とする. 状態遷移の条件[CONP2,3]に基づいて付着状態[a,c]へ遷移すると判断する. さて, 付着状態に遷移した以後の角柱と角筒の間の変位 ε_j (= $s_{a_j} - s'_{a_j}$)が零でなくて はならないから, 上述の[ACTP3]を行って ε_j が許容値 ε_{al} 以下となる状態を探索する. そして同図(c)に示すように, ε_j が ε_{al} 以下となるまで探索を進める過程で状態遷移の条 件[CONP3,2]と[CONP3,4]が不成立であればその最後の状態を解とみなす. 一方, 例 えば探索過程で同図(d)のように対偶作用力が状態IIIとなれば, 条件[CONP3,2]に基 づいて同図(e)に示す状態[STAP2]へ遷移すると判断する.

(7) 複数解の判断

以上で説明してきた運動解析法では,全ての対偶において必要条件が満たされる 状態が複数存在し得ることを特に考慮してこなかった.しかしながら,対偶すきまを有 する機構は冗長な自由度を有するから,解が複数存在する場合も考えられる.そこで 運動解析法の最後の検討課題として,解が複数存在する場合について述べる.

対偶作用力の方向が瞬間的に大きく変化する状態,例えばその方向が反転する状態の近傍において,対偶作用力の向きが変化する前と変化した後それぞれに対応する対偶素間の接触位置がともに必要条件を満足し得る状態が現われ得る.この状態において,一般的に対偶作用力の大きさは極めて微小となるから,閾値 $F_{\rm th}$ を設定して,暫定的な対偶作用力 $\hat{F}_{i,j}$ の絶対値がその閾値 $F_{\rm th}$ 以下となる対偶においては接触位置について複数の解が存在する可能性があると判断することにする.そして,その対偶について複数の初期接触方向角を仮定し,それぞれの場合について解析を行って収束した状態を解とする.特に2対偶素節に属する対偶について考えられる解の数は一般に最大二つであるから,一つの状態の解が得られた後に,その解における接触方向角を180°反転した値を初期値として再度運動解析をすることにする.なお,複数の初期接触方向角に対する解析結果が一致する場合もあり,その場合には一致した結果を一つの解とみなす.

実際の解析システム構築に際しては図 3.10 に示した解析の流れに,上述のような 複数解を発見するための複ループ構造を付加する.なお複数解が現われる具体的な 状態については,次項において解析例を用いて検討する.

3・2・4 運動シミュレーションの例

以上で述べた運動シミュレーションではある時刻の機構の変位を探索するために, 各対偶において幾何学的条件および力学的条件が満足されるように修正操作を反復 する.従って本シミュレーションで得られる解は収束計算による近似解であるから,複 数の解候補のなかより得られた解の妥当性を検証するとともに,その数値の精度を検 討する必要がある.そこで本項では,運動を厳密に解析したり実験により測定すること ができる比較的単純な機構を取り上げ,その運動の厳密解および測定結果と本運動 シミュレーションによる結果を比較することにより,その有効性を検討する.

(1) 4節近似直線運動機構のシミュレーション

図 3.15 に示す4節近似直線運動機構の静的な運動シミュレーションを行う. これは 図 2.7 に示した脚機構における基本運動創成機構と同等のものである. 各節の質量と 各対偶の摩擦係数を零とし, 各節長, 対偶素半径は原動節(節 2)の長さ l_2 を単位長さ (=1)として表 3.1 中に示す. また, 重み係数 w_{γ} , w_{δ} ,許容値 γ_{al} , δ_{al} および対偶作用 力の閾値 F_{th} は全対偶について同一として同表中に示す. そして, 中間節上の点Pに Y軸方向の単位大きさの外力 $F_P = (0,1)$ および $F_P = (0,-1)$ が作用している状況を考え る.

原動節角変位 Øを 0°から 0.5° ずつ増加させて運動シミュレーションを行い, それぞ れの Øに対する点Pの位置を結んだ曲線を図 3.15 中に示す. 同図から, 本運動シミュ レーションを用いることによりある負荷状態下の中間節曲線を特定できることがわかり, 特に対偶すきまによる点Pの変位のずれが外力 Fbと同一方向でないことが明らかとな る. この中間節曲線には折れ曲がる部分や途切れる箇所が存在するので, 次にそれ らの部分を詳しく見ることにする.

まず**F**_P= (0,1)の場合,原動節角変位が Θ =24~31°において,図 3.16 に示すよう に中間節(節3)上で外力**F**_Pと対偶作用力**F**_{3,2}が釣合い,従動節(節4)上の対偶J₃お よびJ₄では対偶作用力が零となる.同様の現象は Θ =278.5~284°でも生じる.なお 本解析では対偶作用力が零である対偶を扱えないから,ここでは特別にこれらの期間 において従動節およびそれに属する対偶J₃,J₄を無視し,かつベクトル $\overline{J_{3,2}P}$ が**F**_Pと平 行となる条件を加えてシミュレーションを行った.

52



図 3.15 対偶すきまを有する4節近似直線運動機構とその中間節曲線

l_1	2.16	$\mu_{ m s},\mu_{ m k}$	0, 0
l_2	1		
$l_3 = l_4 = l_P$	4.34	w_γ	0.05
$r_{1,1}, r_{2,1}$	0.5, 0.48	γal	0.05°
$r_{2,2}, r_{3,2}$	0.48, 0.5	w_{δ}	0.05
$r_{3,3}, r_{4,3}$	0.5, 0.48	$\delta_{ m al}$	0.05°
$r_{4,4}, r_{4,1}$	0.48, 0.5	F_{th}	0.5

表 3.1 4節近似直線機構の諸元と解析に用いる諸定数



図 3.16 Θ=28°における力の釣合い状態

一方 **F**_P=(0,-1)の場合, *Θ*=275.5~279.5°において, 図 3.17に示すように従動節 に微小な圧縮力が働く状態と引張力が働く状態の2通りの解(それぞれの点Pの位置 をP⁺,P⁻と表わす)が存在する. 同様の現象は*Θ* = 24~29.5°でも生じる. これらの箇 所における点Pの運動について考察する. 図 3.18 において示す太い実線は本解析 法により得られた中間節曲線である. 細い実線は*Θ* = 275.5, 277 および 279.5°につ いて, 全対偶における接触方向角をランダムに仮定して変位の方程式を解くことを繰 り返して厳密に求めた点Pの可動領域の境界線を示す. 各*Θ*について本解析法による 点Pの位置が各境界線上のY軸方向に対する極小点A,P⁻,P⁺,Cと一致する, すなわち 本解析法による点Pは外力**F**_P=(0,-1)によるポテンシャルエネルギーが最も低い位置 を占めているから, この位置の解が妥当であることがわかる. また複数の解P⁻,P⁺が存 在する状態とは, ポテンシャルエネルギーが極小となる位置が複数存在する状態であ ることがわかる. 点B,Dは境界線の変曲点である. そこで, 点Pが左の中間節曲



図 3.18 出力点 P の軌跡とその可動領域

線上を左から右方向へ進んできた場合,変曲点 B から境界線上をたどって右の中間 節曲線上の点 C へ渡ると考えられる.原動節の回転方向が逆の場合には,右の中間 節曲線上の変曲点 D から境界線上をたどって左の中間節曲線上の点 A へ移動する と考えられる.そして両中間節曲線を結ぶ境界線上に点 P が存在する状態は静力学 的に安定でないから,本解析法で求められた中間節曲線が途切れたといえる.



接触方向角の修正過程と重み係数の関係を見る. 全対偶における誤差角の大きさ $|\gamma_j|$ および $|\delta_j|$ の内の最大値をそれぞれ γ_{max} , δ_{max} と表し, $P_P = (0,-1)$, $\Theta = 0^\circ$ のと きの変位探索について,接触方向角の修正回数nに対する γ_{max} および δ_{max} の推移を 図 3.19 に示す. $w_{\gamma} = 0.05$, $w_{\delta} = 0.05$ の場合,全ての初期接触方向角の誤差 γ_j は 31 回の修正操作[ACT_{R0}]で許容値 γ_{al} 以下に収束し,その後は修正操作[ACT_{R1}]も含め て修正が実行され,最終的に 268 回で修正が完了している.重み係数 w_{γ} , w_{δ} を変え たところ, $w_{\gamma} = 0.5$, $w_{\delta} = 1$ のときに修正回数が最小の 12 回となった. これは,解析対 象の機構の対偶数が少なくまた対偶すきまも大きくないため,接触方向角の修正によ る各節の姿勢角の変化が十分小さく,よってp.47 の[ACT_{R0}]の説明で述べたようにこ れらの値を用いた場合に 1 回当りの修正量が誤差とほぼ等しくなるからである.しかし, $w_{\gamma} \geq w_{\delta}$ がそれぞれ 0.2,0.4 より大きいときには,二つの解が得られるべき状態におい て一方の解が得られない場合が現われた.図 3.20 は $w_{\gamma} = 0.5$, $w_{\delta} = 1$ のときの点Pの 位置の解析結果を,本来なら二つの解が得られるべき領域(275.5° $\leq \Theta \leq 279.5°$)の 近傍について示したものであり,黒丸は解として得られなかった点Pの位置を示す.こ の原因は, p.51 において述べた複数解の解析法を用いた場合に,異なる複数の解そ れぞれへ収束する接触方向角が探索開始時に仮定されていても,収束過程における 修正量が大きすぎる場合には,ある解の暫定値がその解へ収束が進む領域から飛び 出て他方の解へ収束が進む領域に移り,適切な値へ収束しなくなるからである.従っ て,複数の解が存在する状態近傍の変位を精密に計算する場合には,重み係数を十 分小さくすることが重要であると考えられる.

(2)スライダクランク機構の解析

図 3.21 に示す鉛直面内で運動するスライダクランク機構⁽²⁸⁾を取り上げる. 節長, 質量等の機構の諸元ならびに解析に用いる許容値などを表 3.2 に示す. *m_iと I_i*はそれ ぞれ節*i*の質量と重心回りの慣性モーメントを意味する.

まず運動開始時の状態の推移を詳細に検討する. 原動節が回転速度 1rpmで反時 計回りに等速回転する場合について,回転開始(初期角変位 $\Theta = -30^\circ$)からの入力ト ルクτよび角筒中心点 $J_{4,4}$ のX座標 $X_{J4,4}$ の推移を, Θ を 0.5° ずつ変化させて解析した 結果を図 3.22 に示す. 運動開始時の初期状態を回転対偶はころがり,直進対偶は付 着とした.



図 3.21 スライダクランク機構

l_2	45.0 mm	m_2	1.70 kg	
l_3	300.0 mm	m_3	$0.754~\mathrm{kg}$	
$r_{1,1}, r_{2,1}$	23.0, 22.99 mm	I_3	$0.0746 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$	
$r_{2,2}, r_{3,2}$	5.0, 6.0 mm	m_4	2.79 kg	
$r_{3,3}, r_{4,3}$	10.0, 9.99 mm			
b _{1,4}	20.0 mm	w_γ	0.01	
a _{4,4}	40.0 mm	$\gamma_{ m al}$	0.01 °	
$b_{4,4}$	20.01 mm	w_{δ}	0.01	
$\mu_{\mathrm{s}j}\{j=1\cdots 4\}$	0.15	$\delta_{ m al}$	0.01 $^{\circ}$	
$\mu_{\mathbf{k}j}\{j=1\cdots 4\}$	0.2	$\mathcal{E}_{\mathrm{al}}$	0.1 mm	

表 3.2 スライダ機構の諸元と解析に用いる諸定数



図 3.22 原動軸角変位 のに対する入力トルク てと出力変位 XJ4.4の推移

 $\Theta = -30 \sim 40^{\circ}$ の期間を拡大し図 3.23 に示す.運動開始から $\Theta = -26^{\circ}$ までの期間 では, J₂がすべり状態および直進対偶J₄が付着状態であり,その間に入力トルクτが 急増することがわかる. $\Theta = -26^{\circ}$ ではJ₄がすべり始めると同時にJ₂がころがり状態へ 遷移し, $\Theta = -23.5^{\circ}$ ではJ₂が再びすべり始める. $\Theta = 0 \sim 14^{\circ}$ におけるJ₄の付着状態 をはさんでスライダの運動方向が反転する. 同期間において各接触点と対偶作用力 は図 3.24 に示すように変化する. なお, $\Theta = 14^{\circ}$ における入力トルクτの曲線の食違い は静摩擦と動摩擦の違いによるものである. このように,本解析法により摩擦が存在す る場合の接触状態の遷移を精密に解析できることがわかる.

次に、原動節の角速度を高速の 200rpmとした場合について、入力トルク τ および J_2 における接触方向角 $\psi_{2,2}$ の推移を、 Θ を 0.5° ずつ変化させて解析した結果の2周



図 3.24 直進対偶の付着状態における対偶作用力の変化の様子

期目を定常状態とみなして図 3.25 示す. 同図より入力トルクτの計算結果が実験結果 ⁽²⁸⁾と良く一致していことがわかる. ψ2,2の推移と比較するとそのグラフの傾きが大きい



図 3.25 高速運動時の入力トルクτとJ2における接触方向角 ø2.2の推移

時刻でパルス状のトルクが生じているが、これは古橋らが示した対偶素間の分離がな くとも対偶素間の相対的なすべり速度が大きい時点で入力トルクにパルス状の変化が 生じるという理論⁽²⁶⁾と一致する.

(3) 対偶素の微小変位の測定実験

すきまを有する多数の対偶を有し、その対偶素の微小な変位を高精度に測定可能 な実験装置を製作し、測定結果と解析結果とを比較することで解の精度を確認する. また節と対偶の数が異なる機構における変位の現われ方の違いも高精度に解析でき ることを確認するために、軸受の部分で接続と分解が可能な実験装置とした. 図 3.26 に実験装置の全体写真を示す. すきまを有する回転対偶におけるすべり軸受(穴側) としては、銅合金の無給油すべり軸受を用いた. そして機構モデル、組立図、および 動力学的諸元をそれぞれ図 3.27、図 3.28、表 3.3 に示す.

図 3.27 の(b)に示すように、本実験装置の全体構成はZ軸の正方向を鉛直上向きと する慣性座標系O-XYZのXZ平面上を運動する平面10節機構であり、原動軸の対 偶J1を除き11個のすきまを有する回転すべり対偶J2~J12と一つの直進すべり対偶 J13を有する.そして、節1から節4までを用いる4節機構、節1から節8までを用いる8 節機構、および節1から節10までを用いる10節機構の3種類の機構に組替えて実験 を行った.なお4節機構の節長比は表 3.1 の4節近似直線運動機構と同じである.



図 3.26 実験装置



実験で測定したのは、回転対偶J4およびJ10における軸の2自由度の変位と、直進 対偶J13が属する節10のX軸方向の変位である。前者を分解能が 0.5µmの渦電流式 微小変位計二つを直交させて配置することにより測定し、後者を分解能が 2µmのレー ザ変位計により測定した。回転対偶J4と直進対偶J13は静止対偶であるからそれらに 対する測定装置を基盤に固定し、回転対偶J10の軸は中間節(節3)上に存在するから、 図 3.28に示すように測定対象の機構(被測定機構)をはさむように対偶すきまのない4 節機構(基準機構)を設け、後者の中間節上に渦電流式微小変位計を固定した。な お以後はこれらの測定装置の配置を考慮し、J4の軸J4,4の変位を慣性座標系上の



図 3.28 実験装置の組立図

表	3.3	実験装置の諸元

$\overline{\mathrm{OJ}_1}(=l_1)$	43.21	m_2	208.5	$r_{2,2}, r_{3,2}$	4.991, 5.018
$\overline{\mathbf{J}_1\mathbf{J}_2}(=l_2)$	19.89	m_3	372.9	$r_{3,3}, r_{4,3}$	3.011, 2.996
$\overline{\mathbf{J}_{2}\mathbf{J}_{3}}(=l_{3})$	86.85	m_4	57.1	$r_{1,4}, r_{4,4}$	3.010, 2.998
$\overline{\mathbf{J}_{3}\mathbf{J}_{4}}(=l_{4})$	85.89	m_5	57.1	$r_{1,5}, r_{5,5}$	3.016, 2.929
$\overline{\mathbf{J}_4\mathbf{J}_5}$	100.02	m_6	75.0	$r_{5,6}, r_{6,6}$	2.991, 3.007
$\overline{\mathbf{J}_4\mathbf{J}_7}$	103.98	m_7	79.7	r4,7, r6,7	2.991, 3.014
$\overline{\mathbf{J}_{5}\mathbf{J}_{6}}(=l_{5})$	103.98	m_8	59.2	r5,8, r7,8	2.997, 3.017
$\overline{\mathbf{J}_{5}\mathbf{J}_{8}}$	86.78	m_9	41.6	r7,9, r8,9	2.995, 3.010
$\overline{\mathbf{J}_{6}\mathbf{J}_{7}}(=l_{6})$	99.99	m_{10}	99.5	<i>r</i> 3,10, <i>r</i> 8,10	2.996, 3.012
$\overline{\mathbf{J}_8\mathbf{J}_9}(=l_7)$	86.87	I_2	2.2×10^{4}	<i>r</i> 7,11, <i>r</i> 9,11	3.006, 2.993
$\overline{\mathbf{J}_{9}\mathbf{J}_{10}}(=l_{8})$	100.00	I3	7.6×10^{6}	r9,12, r10,12	2.993, 3.016
$\overline{J_9J_{11}}$	106.84	I_4	7.1×10^{4}	$\mu_{ m rs}$	0.26
$\overline{\mathbf{J}_{11}\mathbf{J}_{12}}(=l_9)$	104.00	I_5	7.1×10^4	$\mu_{ m rk}$	0.2
$\angle J_1J_4J_5$	28.1	I_6	1.1×10^{5}	$\mu_{ m ps}$	0.18
$\angle J_2 J_3 J_{10}$	123.8	I_7	6.7×10^{4}	$\mu_{ m pk}$	0.13
$\overline{\mathrm{J}_2\mathrm{G}_3}$	110.0	I ₈	7.4×10^{4}		
$\angle J_3 J_2 G_3$	24	I9	6.0×10^4		

[Unit] Length : mm, Mass : g, Moment of inertia : g·mm², Angle : °.

座標(XJ4,4, ZJ4,4)として,またJ10の軸J3,10の変位を基準機構の中間節上に固定した動座標系o-xyz(図 3.27(a)を参照)から見た座標(xJ3,10,zJ3,10)として,節10のX軸

方向の変位をXJ10.13としてそれぞれ表わすことにする.

表 3.3 に示す各量は以下のように測定した. 長さと角度は分解能 5µmの3次元測定 器により,対偶素の直径は分解能が 1µmのマイクロメータにより,質量は分解能が 0.1gのはかりにより測定した. 回転対偶の摩擦係数は全ての対偶において同じと仮定 し,実験装置と同じ軸と軸受を別に用意してラジアル荷重を与えた状態における軸の 回転抵抗トルクを測定し,静,動摩擦係数µrs,µrkを得た. 直進対偶の静,動摩擦係数 µps,µpkは,実験装置の節10をすべらせて測定した. ちなみに,実験装置の軸受に用 いた回転すべり軸受は銅系の焼結合金中に二硫化モリブデンからなる固体潤滑材を 均一に分散させた無給油すべり軸受であり,製品カタログに示された動摩擦係数は 0.2~0.3 である. J2のみ内径 10mmのものを用い,他は内径 6mmのものを用いた. そして各対偶の直径すきまが 40µm前後となるように考えて,軸には精密に研磨され た鋼軸を用いた.

4節機構,8節機構および10節機構について,原動節を1rpmの速度で等速回転させた状態におけるJ4の軸J4,4の運動およびJ10の軸J3,10の運動の,実験結果と解析結果を機構間の比較ができるように並べて図 3.29 と図 3.30 に示す.両図において, 左列は原動節角変位のに対する各座標成分の推移を示し,右列は各座標平面上の 軌跡を示す.また,各図において座標が急変する期間を明示するために,矢印や原 動節角変位の値を加えた.

まず図 3.29 に示す $J_{4,4}$ の運動を検討する. 全体的に測定値と理論値の差は数 μ m であり, 良く一致しているといえる. 右列の各図において, 測定値では座標が急変して いる期間で軸 $J_{4,4}$ が浮いて移動している結果となっているのは, 後述するようにその期間では対偶作用力が零に近いためである. 一方, 左列の各図より, 座標が急変する個所が四つ存在することがわかる. 特に各成分が大きく変化する2個所におけるその変化量とそれが生じる Θ の位相は, 4節機構と8節機構の結果の間に見られるその現われ方の違いを含めて, とても良く一致している. 他の2箇所においては, 理論値に比べ て測定値ではほとんど変化が生じていないので, 次に4節機構を例にとってその理由 を検討する.

63



(c) 10節機構図 3.29 慣性座標系から見た静止対偶J4の軸J4.4の運動



図 3.30 基準機構の中間節上の動座標系から見た対偶J10の軸J3.10の運動
解析で求められる対偶作用力 | F4,4 | と従動節の姿勢角β4の変化を図 3.31 に示す. 上述の4個所は,同図中にAからDまで付けて示した四つの期間と一致するから次のこ とがわかる. AとBの期間においては,図 3.17 に示した状態と同様に,従動節(節4)に 作用する力がそれぞれ圧縮から引張,および引張から圧縮へ移行することにより,対 偶素の接触方向角がほぼ 180°変化する現象が起こる. CとDの期間においては,従 動軸の揺動の端点で両対偶素がころがりすることにより,穴に対して軸がすべりの場 合に比べて大きな相対運動をする. そして,測定値では後者のCとDの期間における 変化が現われ難いことから,実験装置ではころがり状態が生じにくいと推定できる. さ らにその原因として例えば,実験装置の対偶の摩擦係数が先に測定したものより実際 の値が小さい,対偶内にごみやばりが存在して両対偶素が適切に接触していないこと などが考えられるが真の原因を突き止めることは困難である. ところが,例えば摩擦係 数をμrs=0.1, μrk=0.05 と小さくして求めた理論値を測定値と比較したところ図 3.32 に 示すように極めて良く一致することから,実在の機構における観察困難なパラメータと 状態変数を間接的に同定することにも本解析法が有用であるといえる.

次に図 3.30 に示すJ_{3,10}の運動を検討する. 右列の各図より, 測定値と理論値の運 動軌跡がとても良く一致することがわかる. そして, 例えば4節機構における三つの対 偶J₂,J₃,J₄にそれぞれ約 40µmの直径すきまが存在する場合にその4節機構の出力 点であるJ_{3,10}の運動が約 0.4mmもずれることから, 個々の対偶すきまを単純に加算し て出力誤差を見積ることのできない機構の解析に対し, 特に本解析法が有効であると いえる.

最後に10機構におけるスライダの運動の実験結果と解析結果を図 3.33 に示す. 多 くの節と対偶を経て創られるスライダの変位XJ10,13も精度良く解析できていることがわ かる.

66



図 3.31 4節機構のJ4,4における対偶作用力 | F4,4 | と従動節の姿勢角 β4の変化



図 3.32 摩擦係数を小さくした場合の理論値と測定値の比較



図 3.33 10節機構におけるスライダ(節10)の変位X J10,13

3・3 動的な歩行シミュレーション

3・3・1 基本コンセプト

対地適応機能の有効性を評価するためには、微視的な歩行不安定要因により歩行 特性に生ずる悪影響として、足部のすべりやつまずきなどの微視的かつ不規則な現 象を精密に把握する必要がある.従って、足部と地面との接触部における着地時の衝 撃力や、着地後のすべり接触、付着および分離の間の状態遷移などを定量的に明ら かにできる歩行シミュレーションを検討する.なお便宜上、すべり接触、付着および分 離の三つの状態をまとめて接触状態と以後呼ぶことにする.ところで、歩行機械とその 歩行環境をモデル化した力学系を一括して表現する運動方程式を構築した上でそれ を解く従来方式の解法をとる場合は、足部と地面との接触部の位置と数やそこにおけ る接触状態の組合せが歩行中頻繁に変化することを表現するために、足部と地面の 接触状態や接触力の解析式が複雑な場合分けの関数を含むから、この運動方程式 の導出と計算が煩雑でありまた間違いを生じ易い.特に、本論文における動的歩行シ ミュレーションの主な使用目的のように、歩行機械の概念設計段階において主な諸元 の違いに対する歩行特性の変化を大域的に概観することにより適切な設計値を検討 するためには、できるだけ歩行機械のモデル化が単純で扱いが容易な歩行シミュレー タが望ましい.

ここで,多数の物体の動力学的挙動を任意の物体間の衝突,接触,分離の発生を 含めて解析することができる手法として個別要素法(Discrete Element Method)⁽⁴³⁾ があり,粉粒体や土砂などの非常に多数の物体からなる集合体の変形と移動の解析 における有効性が確認されている.個別要素法は,個々の物体へ作用する慣性力や 他の物体との間の伝達力などが全て与えられた上で全ての物体の運動を個々に動力 学解析する計算段階と,全物体の運動が与えられた上でそられに作用する慣性力や 他の物体との間の伝達力など全ての力を個々に解析する計算段階の二つを適切な 時間間隔毎に一回ずつ交互に繰り返すことにより力学系全体の挙動の経時変化を追 跡する手法である.従って幾何学的および力学的拘束関係を二つの物体間の接触部 毎に個別に考えれば良く,系全体に関するそれらを考慮する必要がないから解析対 象のモデル化とその計算が単純となる. そこで、歩行シミュレーションにこの個別要素法の考え方を導入し、足部と地面との 接触部を接触要素と呼ぶ独立した解析要素としてモデル化することにする.ここで、接 触要素とは、二つの物体間の分離、すべり接触、付着のうちのいずれかの接触状態を 自動的に判断し、その上で接触部の形状や剛性などの動力学的特性に基づく接触 力を両者に与える概念的な要素と定義する.さらに、本体と足部を結ぶ脚機構につい てそれらの間の運動と力を伝達する機能だけを抽出し、接触要素と同様に、本体と足 部間の伝達力を両者に与える数式として抽象的にモデル化する.このことにより歩行 機械のモデル化において、脚機構の構造を考慮せずに、そのばね定数や減衰係数、 足部の運動などを直截的に表現することができるようになる.すなわち、歩行機械の脚 機構の剛性などの諸元や脚運動の数式化とその変更を簡潔にできるようになる.

ところで、個別要素法を用いた従来の研究では、物体同士がほぼ常時すべり接触 する系を対象とし、すべり接触と付着間の状態遷移については、特に必要がないため に深く考慮されていない、そこで本節では、すべり接触と付着間の状態遷移の条件判 断や各状態に応じた接触力解析のアルゴリズムを有する接触要素を明らかにし、歩行 シミュレーションへ適用することにする.また、本論文で対象とする歩行機械が進行方 向および鉛直方向を含む平面内で運動するから、本歩行シミュレーションも平面運動 の力学系のみを扱う.

3・3・2 解析モデルの構成要素

(1) 物体のモデル

運動解析の単純化のために物体を剛体とみなす.モデル化する物体の弾性変形を 考慮する必要がある場合は,接触する物体間に配するばねのばね定数にその剛性を 含めるか,もしくは一つの物体を複数のばねとダンパで連結された複数の剛体の集合 としてモデル化する.本歩行シミュレーションでは,足部の弾性変形を考慮する方法と して前者をとることにする.個々の物体はローカルな動座標系 o-xyzを有し,その平面 y=0が Z 軸正方向を鉛直上向きとする慣性座標系 O-XYZの平面 Y=0と同一とな るように平面運動する.動座標系上に重心 G や接触部などの位置を定める.質量と重 心 G まわりの慣性モーメントをそれぞれ m, I と表わす.

69

(2) 接触要素

2次元空間内で接触する物体の表面形状の基礎的な組合せには角と直線,角と円弧,円弧と直線および円弧と円弧の4種類が考えられるが,いずれの形の接触部においても接触する物体間の接触状態と接触力の解析アルゴリズムはほぼ同じとなる.そこで,ここでは図 3.34 示すように,物体 a の角である点 P と物体 b の表面である線分AB の間の接触要素を代表的に取り上げて説明する.

両物体の弾性接触を表現するために、点Pにばねとダンパで連結された微視的な 橇(Skid)を与え、それが線分ABと接触するものとする.線分ABの法線方向と接線方 向のばね定数をそれぞれkn,kt,減衰係数をそれぞれcn,ctとする.また橇と線分AB間 の静,動摩擦係数と減衰係数をそれぞれµs,µk,cと表わす.ただしすべり接触状態(a) において、点Pに対する橇の線分AB方向の相対運動をktとctが発生する力とµkとcが 発生する力が釣合うように解くことは不静定問題となり解析困難であるから、計算の単 純化のために橇は点Pに対し線分ABの法線方向にのみ動くものとみなしてktとctを省 略する.

点Pの線分ABに対する法線,接線方向の相対変位をu,wとし,uはAからBの向きを 正とし,wは物体bの内部へ向かう向きを正とする.両物体間の接触力は,ばねとダン パで発生する力および橇と線分AB間で発生する摩擦力と粘性減衰力の合力であり, 物体aが相手より受ける接触力をFa,その線分ABに関する法線,接線方向成分を Fna,Ftaと表し,それらの正の向きはそれぞれu,wに対し逆向きとする.そして,付着状 態における接線方向のばねktの伸縮量を知るために,付着状態開始時のwを特にws と表す.



ここで、接触要素におけるばね定数と減衰係数の与え方を述べておく、これは物体

間の衝突を考慮する動力学解析において重要な問題点であるが,接触する物体の質量,その表面の形状と性状,接触時の相対速度などを考慮して局所的な接触部に与えるべきばね定数と減衰係数の適切な値を見積る理論はいまだ研究段階^{(49)~(51)}であり一般的な法則が確立していない.一方,歩行機械の歩行特性の解析や歩行シミュレーションに関する研究においては、単純に足部と地面が完全塑性衝突する(反発係数が零,もしくは減衰比が十分大きい)とみなされているのが一般的である⁽⁴²⁾.これは,通常製作される歩行機械においてその脚機構や足部と地面間の減衰が足部と地面との衝突時の反発を十分に押さえる程度に大きくなるからである.そこで本論文でもこの考え方を参考にして,足部と地面間の接触要素におけるばね定数と減衰係数について,ばね定数を足部と地面間の剛性を想定して与え,足部の飛び跳ねが生じないように減衰係数をそのばね定数と本体質量に基づく臨界減衰係数よりも十分大きな値として仮定することにする.

3・3・3 接触状態と接触力の解析アルゴリズム

ある一つの接触要素における接触状態と接触力を求める解析ルーチンを構築する ために,接触状態の判断則ならびに各接触状態における接触力の計算式を述べ,最 後にそれらをまとめた解析ルーチンの流れ線図を明らかにする.

まず, *u* が負の場合は二つの物体要素が干渉しないから, 前時刻の接触状態がいずれの場合でも *u* が負となればその時刻から分離状態になるとみなす. そして接触力を零とする.

一方, u が正の場合は接触状態がすべり状態もしくは付着状態となる. 接触状態の 判断則としては, 分離から接触に移行する際に始めの接触状態を判断するもの, すべ り接触の維持または付着への移行を判断するもの, 付着の維持またはすべり接触へ の移行を判断するものの3種類が考えられるから, まず以下ではそれぞれについて述 べる.

(i)[接触開始の場合]

接触開始の場合は、始めの接触状態としてすべりと付着のどちらか適切な方を選定 する必要がある.ここでは、接触開始時の線分ABの法線に対する点Pの速度の角度 が静摩擦角 $\tan^{-1}\mu_s$ 以内であれば付着状態が始まると考えることにする.この条件は 次式で表される.そして付着状態が始まる場合には、接触力の計算に用いるために、 その時刻のwをwsとして記憶する.

 $-\mu_{\rm s} \leq \dot{w} / \dot{u} \leq \mu_{\rm s}$

(ii)[すべり接触状態の場合]

すべり接触状態において wが零もしくは十分零に近い場合,および wの符号が前時刻の接触状態に対して反転した場合に,その間の時刻で wが零となったものとみなして付着状態へ移行するとみなす.後者の判断則が必要なのは本手法のように離散時間毎に解析を行う手法では前者の条件を見逃す可能性が高いからである.ここで一般的に,ある状態量の前時刻における値をその記号に"'"(ダッシュ)を付けて表わすことにすると,状態遷移が生ずるための十分条件が次式で表わされる.この十分条件が満足される場合は付着状態へ移行するものとみなす.

 $\dot{w}\cdot\dot{w}'<0$

(3.11)

(3.10)

また, すべり接触から付着へ移行する際には, 付着状態における接触力の計算に用いるために前時刻のwをwsとして記憶する.

(iii)[付着状態の場合]

付着状態では,線分ABの法線に対して接触力のなす角が静摩擦角tan⁻¹µs以内 でなくてはならない.この必要条件が成立しない場合にはすべり状態へ遷移するもの とする.前述したように接触状態の判断と接触力の計算を交互に行うから,この判断に は前時刻の接触力の解を用いる.状態を維持するための必要条件が次式で表される. この必要条件が満たされない場合はすべり状態へ移行するものとみなす.

 $-\mu_{\rm s} \le F_{\rm t}'/F_{\rm n}' \le \mu_{\rm s}$

(3.12)

次に,接触力の計算式を示す.

(a)[すべり接触状態の場合]

すべり接触状態における接触力の法線成分 F_{na} を法線方向のばねとダンパの伸縮の変位と速度に基づいて式(3.13)にて求める.なお同式において、二つの物体要素が離れる際に引き合う力を発生させないために、 $\dot{u} < 0$ の場合は $c_n = 0$ とする.接線成分 F_{ta} は線分ABと橇の間の摩擦力と粘性減衰力の合力として式(3.14)にて求める.

$$F_{na} = k_n \cdot u + c_n \cdot \dot{u} \qquad \{ \dot{u} < 0 \mathcal{O} \ \ \ \ dc_n = 0 \} \tag{3.13}$$

$$F_{\rm ta} = {\rm sgn}(\dot{w})\mu_{\rm k} \cdot F_{\rm na} + c \cdot \dot{w} \tag{3.14}$$

(b)[付着状態の場合]

付着状態における接触力の接線成分Ftaを接線方向のばねとダンパの伸縮に基づいて次式にて求める.法線成分Fnaの計算式は式(3.13)と同じである.

$$F_{\rm ta} = k_{\rm t} (w - w_{\rm s}) + c_{\rm t} \cdot \dot{w} \tag{3.15}$$

以上を整理して、ある接触要素における接触状態と接触力を求める解析ルーチンの流れ線図を図 3.35 に示す. 同図中に示すように、便宜上接触状態を変数 state の 値で表わすことにする. state の各値は以下の状態を意味する.

state = 0 : 分離状態.

state = 1 : 点 P が線分 AB に対しベクトル AB の正方向へすべる状態.

state = -1: 点 P が線分 AB に対しベクトル AB の負方向へすべる状態.

state = 2 : 付着状態.



図 3.35 接触要素における接触状態と接触力の解析の流れ線図

3・3・4 解析の流れ

解析対象の系の挙動を動力学解析するための,解析の全体的な流れを図 3.36 に 示し各ステップ毎に簡単な説明を加える.

- Step1 計算機内に物体と接触要素の解析用モデルを,外形寸法,質量,慣性モーメント,ばね定数や減衰係数などの動力学的諸元を含めて用意する.
- Step2 個々の物体の運動をオイラー法に基づいて求める. すなわち, 前時刻の解析結果である重力, 慣性力および他の物体要素との接触力などその物体要素に働く全ての力によって生ずる加速度を積分し, それを前時刻の運動に加えて現時刻の物体の運動とする. なお解析開始時刻においては前時



図 3.36 動力学解析の全体的流れ

刻の運動が初期条件として与えられるものとする.

- Step3 ある接触要素において接触状態が分離からすべり接触もしくは付着へ変化 する際に,離散的な数値解析の結果として,両物体間の食い込み量 u が 異常に大きい場合には不自然に大きな接触力が生ずる.そのような激しく 衝突する接触要素が存在する場合には,一旦前時刻の状態へ戻り,時間 の刻み幅を小さくして解析を再開する.
- Step4 図 3.35 にまとめたように、個々の接触要素において接触状態の判断と接触力の計算を行う.
- Step5 解析モデルの各状態量を解として出力する.
- Step6 次に続く時刻の運動を解析する場合には,時刻を進めてループの先頭へ 戻る.

3·3·5 歩行機械の解析モデル

歩行機械の解析モデルを図 3.37 に示す. 3·3·1 項で述べたように, できるだけ単純 な歩行機械モデルを用いる観点から, 本体, 二つの足部および地面を表わす四つの



図 3.37 歩行機械の解析モデル

物体および,各足部のつま先,かかとと地面間に配置される四つの接触要素を用いた モデルとする.

各足部の運動は、例えば足部1の運動はその重心G₁に作用する重力、慣性力、つ ま先とかかとそれぞれにおいて地面から受ける接地力 $F_{1,t}$, $F_{1,h}$,および足関節A₁にお いて本体から受ける力 F_1 とモーメント M_1 に基づいて計算する.同様に、本体の運動は その重心G_bに作用する重力、慣性力および足関節の位置において二つの足部から 受ける力($-F_1$ - F_2)とモーメント($-M_1$ - M_2)に基づいて計算する.足部が地面から受け る接地力は 3·3·3 項で述べた接触状態と接触力の解析ルーチンに基づいて機械的 に求められるから、任意形状の地面上の歩行をシミュレートすることができる.

本体と各足部間の相互の伝達力は脚機構が本体の支持と歩行のために発生する カに相当し、本シミュレーションでは図3.38に示すようにばねとダンパの効果を考慮し た三つのアクチュエータにより3自由度運動をする脚機構を想定して、次のようにその 力を算出する.まず本体座標系ob-xbybzbに対する足部の相対運動の目標値を計算 し、前時刻における足部の運動結果とその目標値との差を脚機構の弾性変形とみな す.そしてそれと脚機構のばね定数および減衰係数に基づいて脚機構が発生する力 を求める.ここで足部の目標運動は図2.2に示したような基本運動であり、2・3節で具 体的に総合した脚機構が創成する基本運動と同じとする.また、対地適応機能を発揮 能させるために、基本運動のxb軸方向の並進成分およびyb軸回りの回転成分の足部



脚機構を有する歩行機械の解析モデル

$m_{ m b}$	70 kg	k_x	5.0×10 ³ N/m
Ι _b	$20 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	c_x	$5.0 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
m_1, m_2	$5 ext{ kg}$ k_z		$5.0{ imes}10^5$ N/m
I_{1}, I_{2}	$1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	c_z	$5.0 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
$(x_{\mathrm{Gb}}, z_{\mathrm{Gb}})$	(0, 0) m	k_{β}	1.0×10 ³ N·m/°
H	0.6 m	$c_{oldsymbol{eta}}$	$5.0 \times 10^1 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/^{\circ}$
$h_{ m f}$	0.1 m	$k_{\rm n}$, $k_{\rm t}$	1.0×10 ⁶ N/m
S_0	0.3 m	$c_{\rm n}, c_{\rm t}, c$	$1.0 \times 10^2 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
$\mu_{ m ,s},\mu_{ m k}$	0.6, 0.5	Т	$2 \mathrm{s}$

表 3.4 歩行機械モデルの標準の諸元

への伝達の有無を,図2.6に示した制御スケジュールに基づいて制御する.具体的には,ある運動成分を受動とする場合にはその運動方向の脚機構の発生力を零として 足部の動力学的運動を計算する.図 3.37 における*As*1はその効果の一つであり,両 脚支持期間における両足部間の相対運動を解消するために足部1の基本運動の軌 跡が-*x*b方向にずれた量である.

歩行機械モデルの諸元をまとめて表 3.4 に示す.本論文においては特に断わらな い限り以後これを標準値とする.これらは,2・3節で総合した脚機構を有する歩行機械 を実際に試作することを想定した値である.ただし p.71 で述べたように,足部と地面と の接触要素におけるばね定数と減衰係数は,前者を足部の剛性を考慮して与え,後 者を前者に基づく臨界減衰係数より十分大きくなるように仮定した.また脚機構の減衰 係数も同様に,脚機構の剛性に臨界減衰係数より大きくものとして仮定した.

脚機構のばね定数k_x,k_z,k_βは、図 3.39 に示すように引っ張り力, 圧縮力および曲げ モーメントにより弾性変形すると考えられる節をばねで置換することにより見積ることに した.まず,各節のばね定数を,その節を実際にジュラルミンの切削加工により製作す る場合の幅と厚さを想定して見積った.なお,その際の各節の幅と厚みは次の通りで ある.全ての節を厚さ10mmの板材の2層構成とした.引っ張り力と圧縮力のみを受け る節の幅は、節J1J4, J14J15, J16J17を 10mm、節J6J8, J8J9, J11J12, J13J14を 20mmとした.また、3本の3対偶素節J3J5, J5J7, J7J10には大きな曲げモーメントが 作用するので,それらの節が中央の対偶を軸に折れ曲がる変形を考えることにした. そこで,その位置に回転ばねを配し、節J3J5の幅を 40mm、節J5J7, J7J10の幅を 50mmとしてその回転ばねのばね定数を求めた.その上で、同図に示すように足関節



が支持脚区間の中央に位置する状態において足関節Aへ加えた力**F**またはモーメント**M**_fに対する足関節Aの x_b 方向変位 Δx_A , z_b 方向変位および Δz_A , y_b 軸回りの角変位 $\Delta \beta_A$ の変化を求め、その結果を図 3.40 に示す.同図より、各ばね定数は、 $k_x = 2.17 \times 10^5$ N/m, $k_z = 6.13 \times 10^5$ N/m, $k_\beta = 4.93 \times 10^2$ N·m/°と得られるが、実際の歩行機械では製作上の都合や座屈に耐えるために節が多少太くなるから、解析モデルではこれらを大きめに丸めて使用することにした.

3・3・6 基礎的な歩行シミュレーション結果

水平面歩行のシミュレーションを行って基礎的な歩行特性の結果を示す.以後の動 的歩行シミュレーションでは特に断らない限り,時刻t = 0において水平面上で直立静 止状態($\beta = 0^{\circ}$)とし,その後各足部へ与える目標運動の周期を1周期(2歩)で零から 定常値Tまで等加速度的に増加させ,以後その速度を一定とする.また,時刻tを歩行 周期Tで割って無次元化して表わし,計算における時間の基本的な刻み幅 Δt を 1.0×10⁻⁴sとする.

姿勢角 β と足部1における Δs_1 の推移を図 3.41 に示す.歩行開始直後の加速により 姿勢が一旦後傾するが、その後対地適応機能の効果により本体を多少前後に振りな がら定常状態へ落ち着くことがわかる. Δs_1 の振幅も同様に一定値へ収束する. 図 2.9 の運動学に基づく歩行シミュレーションの結果と比較して定常状態においてやや前傾 となるのは、支持脚交替直前に本体が支持脚足部に対して大きく前へ位置することに より脚の弾性変形で本体が前傾する影響が加わっているからである. 次に、t/T = 10近傍における足部1のつま先の接地状態 $state_{1,t}$ と接地力 $F_{1,t}$ の大きさの推移を図 3.42 に示す.ここで、 $state_{1,t} = 1$ はX軸正方向のすべり、 $state_{1,t} = -1$ はX軸負方向 のすべりを表わす.同図中に示す期間AとC は両脚支持期間、期間Bは片脚支持期 間である. 足部1が後方となる期間C の結果が示すように、本歩行シミュレーションに より両脚支持期間において後方の推進足部が地面との離合を頻繁に繰り返す現象と、 その影響で振動する接地力の推移を定量的に把握できることがわかる.

次に,転倒現象がシミュレートできることを確認するために,脚機構のzb軸方向のば



図 3.41 水平面定常歩行におけるβとΔs1の経時変化



図 3.42 *t*/*T* = 10 近傍における足部1つま先の接地状態*state*_{1,t}と 接地力 | *F*_{1,t} | の経時変化

ね定数 k_z を標準の値 5.0×10⁵N/mの5分の1の 1.0×10⁵N/mとして歩行シミュレーションを行った.歩行の断片的な様子を図 3.43 に, β と Δs_1 の経時変化を図 3.44 に示す. 両図より, t/T = 7付近での転倒の原因は,両脚支持期間に発生する各足部における 基本運動の軌跡のずれ Δs の絶対値が理論的な歩幅 S_0 近くまで徐々に増加して足部 が本体に対して極めて後ろ寄りになり,前方への転倒に抗する安定余裕が失われるこ とであると推察できる.

より詳しく転倒の原因を見るために, t/T = 4 近傍における足部1のつま先の接地状態 $state_{1,t}$ と接地力 | $F_{1,t}$ | の経時変化を図 3.45 に示す. 同図より, 遊脚足部が着地した後の両脚支持期間Cにおいて, 推進足部の接地力が大きく減少していることがわかる. そこで歩行安定性の悪化の原因として以下の3点が想定される.

- (1)両脚支持期間では両足部の足関節まわりの回転を自由にすることによりつま先や
- (2)両脚支持期間では本体の重量や慣性力の大部分が前方の脚に作用し、それが圧縮変形することにより前傾が増大する.
- (3)両脚支持期間では前方足部のxb軸方向の運動を自由にするから,接地力の小さい後方の推進足部が本体の重力と慣性力のxb軸方向成分を保持できずに地面上をすべり,その滑りに伴って前方の従動足部におけるΔsの絶対値が増大する.

以上の3点は対地適応機能における重大な問題点となり得る.そこで,次章ではこれ らの点を留意して歩行機械の設計パラメータの適切な値を検討することにする.



図 3.45 t/T=4 近傍におけるstate1,tと|F1,t|の経時変化

3.4 結言

本章では,対地適応機能を有する脚機構の最適設計において必要となる解析手段 として,対偶すきまを考慮した平面多節機構の運動シミュレーションと,多数の微視的 な歩行不安定要因を同時に考慮可能な動的歩行シミュレーションを検討した.本章で 得られた結果を要約して以下に述べる.

まず,対偶すきまを考慮した平面多節機構の運動シミュレーションに関して次の結 論を得た.

- (1)形式の異なる機構について同一の手順で運動シミュレーションができるために, すきまを有する対偶における対偶素接触点をすきまのない対偶点とみなすことに より得られる仮想機構を想定し,その仮想機構に対して対偶すきまのない機構を 対象とした従来の汎用的な運動学的解析法と力学的解析法を適用することを提 案した.
- (2)仮想機構における各対偶が幾何学的および力学的に満たすべき条件を整理し、 それを満足させるために個々の対偶へ加えるべき修正アルゴリズムを明らかにした。そして、これらを反復使用して機構全体における仮想対偶の状態量を諸条件が満足される値へ収束させることにより、特定の時刻と作動条件下における機構の状態を探索する手順を明らかにした。
- (3)いくつかの機構の中間節曲線,入力トルク,対偶素間の相対変位等について, 運動シミュレーションによる計算値を厳密解および測定値と比較し,本運動シミュ レーションの有効性を明らかにした.

動的な歩行シミュレーションに関して次の結論を得た.

- (4) 足部と地面間の接触部の位置と数や接触部における接触状態の組合せが歩行 中複雑かつ頻繁に変化することを考慮するために,解析対象の力学系を物体と, 物体間の接触部を表わす2種類の解析要素の組合せでモデル化した上で各物 体の運動と各接触部における接触状態や接触力を個別に解析する実用的な手 法を歩行シミュレーションへ導入した.
- (5) 2物体間の接触部の解析モデルである接触要素について,物体間の分離,す べり接触,付着の各接触状態のうちから適切な状態を選択するための判断則や, 接触力の計算式を明らかにした.さらに,複数の物体と接触要素の組合せからな

る系全体の運動を動力学的に解析する全体の手順を示した.

(6) 歩行機械の解析モデルを、本体、両足部および地面を表わす四つの物体と足部と地面間に配置した接触要素で構築し、それに与えるべき適切な諸元を実際の歩行機械を想定して求めた.そして、水平面定常歩行に関する基礎的な歩行シミュレーションを行い、本歩行シミュレーションにより足部のすべりや歩行機械の転倒現象を定量的に把握できることを確認した.

第4章 歩行機械の試作と歩行実験

4·1 緒言

本章では,前章で検討した二つのシミュレーションを応用して,対地適応機能を有 する歩行機械の各種の設計パラメータに与えるべき適切な値を検討し,その結果に基 づき歩行機械を設計・試作して歩行実験を行う.

第2章で提案した対地適応機能を有する歩行機械では、両脚支持期間における両 足部間の相対運動を解消するために両足部の適切な運動成分を受動制御の状態と する.すると、3・3・6 項で指摘したように、この操作により歩行機械の安定余裕が減少 して前方へ転倒し易くなり得る.よって安定な歩行機械の実現のためには、十分な安 定余裕の確保を念頭に置いた設計が重要である.そこでまず、脚機構における対偶 すきまと足部運動の関係を解析し、対偶すきまが歩行安定性に及ぼす影響の観点か ら各対偶に採用すべきすきまの大きさを求める.次に、脚機構の剛性および本体の重 心位置などの各種の設計パラメータを変化させながら動的な歩行シミュレーションを繰 返すことにより、脚機構の弾性変形や地面の凹凸などによる歩行安定性への影響の 現われ方と設計パラメータの関係を整理して設計パラメータに与えるべき適切な値を 導出するとともに、対地適応アルゴリズムの改良点も検討する.そして、これらの結果 に基づいて対地適応機能を有する歩行機械を設計・試作し、歩行実験ならびに試作 機に関する歩行シミュレーションを行って、本論文で提案する対地適応機能を有する 脚機構の有効性を確認する.

4・2 脚機構における対偶すきまの検討

4・2・1 脚機構の変形の評価基準

脚機構の対偶すきまが歩行安定性へ及ぼす影響を評価する際の基準として,歩行 機械の安定余裕の観点から脚機構の変形に関する評価量の許容値を検討する.な おその評価量としては,脚機構の変形により生じて歩行機械の安定余裕に直接的に 影響を及ぼしかつ直感的に評価し易いものであることを考慮して,本体姿勢角βと両 足関節の鉛直方向の位置偏差Δhの二つを用いることにする.

図 4.1 に、本体重心Gbが本体座標系の原点obに存在すると仮定した場合の、遊脚 足部着地時の前方への転倒に対する静的な安定余裕(Stability Marginを略して SMと記す)を定義する.ここで、SM1は従動足部の足関節までの安定余裕、SM2は 推進足部の足関節回りの回転が固定されていると仮定した場合のそのつま先までの 安定余裕、SM3は従動足部の足関節回りの回転が固定されていると仮定した場合の そのつま先までの安定余裕である.3・3・6 項で考察したように、両足部の足関節回り の回転を固定した場合の安定余裕がSM2もしくはSM3であるのに対し、自由とした場 合のSM1が小さくなることがわかる.

図 4.2 に遊脚足部着地時の本体姿勢角βおよび両足関節の位置偏差Δhに対する, SM1および基準歩幅S0に対する歩幅Sの減少量S0-Sの関係を示す.βとΔhの増加に



対して一般的に、 SM_1 とSが共に減少することがわかる. β の増加と共に SM_1 が増加する区間が一部存在するのは、基本運動の軌跡が基準の支持脚交替の位置よりも外側に広がる部分が存在するからである.ここで、 SM_1 の許容値を β と Δh がともに零の際の値と同じ150mmとする.そしてこれを満足するための β と Δh の許容値をそれぞれ2°と5mmとする.ただし、この β と Δh の許容値は脚機構の対偶すきまによる影響と弾性変形による影響の両方の合計に対して適用されなければならない.そこで、3・3・5節において見積った脚機構の剛性による影響がこの許容値を満足するようになることを考慮して、それぞれを要因とする許容値を表4.1に示すように配分する.



図 4.2 姿勢角βと両足関節間の位置偏差Δh に対する 安定余裕SM1と歩幅減少量S0-Sの関係

		種類		
		eta [\degree]	$\Delta h[mm]$	
要	対偶すきま	0.1	1	
因	弹性変形	2	4	

表 4.1 βとΔh の許容値

4・2・2 脚機構の解析モデル

図 4.3 に対偶すきまを考慮した運動解析を行うための脚機構の解析モデルを示す. 3・2 節で説明した多節機構の運動シミュレーションの手法では2節対偶のみを扱うから, 図 2.7 に示した脚機構に含まれる3節対偶J4,J5,J7,J8,J14をそれぞれ二つの2節対偶 に置換して解析モデルを構築した.各対偶のそばの数字は本節のみで扱う対偶番号 である.機構の諸元は表 2.1 に示したものと同じとし,静摩擦係数と動摩擦係数をとも に 2.5×10⁻³とする.また本節では,対偶のすきまを直径すきまで表わす.

対偶すきまが足部の運動へ及ぼす影響を示す状態量として,同図に示すように本体を慣性座標系へ固定し足関節Aへ負荷 FeとMfを与えた場合における足関節Aの2b軸方向変位および節J21J22の姿勢角(便宜上これをβAとする)について,対偶すきまが全て零であった場合の値からの誤差ΔzAおよびΔβAを求める.その際に足関節Aへ与える負荷は,歩行状態において足関節へ作用する力を単純にモデル化して与えることにする.そこで,図4.4に示すように4種類の特徴的な状態における力を考えることにする.それぞれの負荷は以下の通りである.





図 4.4 変位解析において足関節へ与える負荷の種類



図 4.5 解析結果における評価量AhとBの読み取り方

[Case1]:基準の支持脚期間の初め(t/T = 0)では支持脚足関節より本体重心 G_b が後 方に位置するから F_{Zf} = 900 N, M_f = 200 N·mとする.

[Case2]:基準の支持脚期間の中央(t/T = 0.25)では本体重心 G_b が支持脚足関節の

真上に位置するから F_{Zf} = 900 N, M_f = 0 N·mとする. [Case3]:基準の支持脚期間の終わり(t/T = 0.5)では支持脚足関節より本体重心 G_b が

前方に位置するから F_{Zf} = 900 N, M_{f} = -200 N·mとする.

[Case4]:基準の遊脚期間 $(0.5 < t/T \le 1)$ では $F_{Zf} = -50$ N, $M_f = 0$ N·mとする.

そして前項で導入した評価量 $\Delta h \hat{e}$, [Case2]と[Case4]の負荷をそれぞれ与えながら 原動軸を一周させた場合の Δz_A の曲線を求め,図 4.5(a)に示すように[Case2]におけ るt/T = 0.5の時の値と[Case4]におけるt/T = 1の時の値の差に相当とみなす.同様 に β は, [Case1]と[Case3]の負荷を与えながら原動軸を一周させた場合の $\Delta \beta_A$ の曲 線を求め,図 4.5(b)に示すように[Case3]におけるt/T = 0.5の時の値に相当するとみ なす. さらに図 4.5(b)に示すように,支持脚期間における重心の移動によって生ずる ΔβAの[Case1]の曲線から[Case3]の曲線への移行の際の変化量や,各曲線の急激 な変化量は本体のガタに相当するから,それらにも注目する.

4·2·3 対偶すきまの影響の検討

まず,全ての対偶に同じ大きさの直径すきまが存在する場合の,その大きさの違い に対する足部の変位誤差を図 4.6 に示す.全ての対偶すきまを大きくすることに対し てΔzAとΔβAがほぼ比例的に大きくなることより,出力誤差に対して非線形な影響を及



ぼす対偶すきまが存在しないと考えられる.

そこで、個々の対偶が足部の変位誤差へ与える影響の大きさをより細かく検討する ために、一つの対偶のみに 100 μ mの直径すきまを与えて他の対偶すきまを零とした 22 通りの場合について $\Delta z_A \ge \Delta \beta_A$ の計算を行った. その結果を図 4.7, 4.8 に示す. 各 グラフの下の対偶名が、すきまを有する対偶を示す. 両図より、 Δz_A の曲線の振幅が大 きくなることに対してはJ₂、J₄、J₇、J₁₅における対偶すきまの影響が比較的大きく、 $\Delta \beta_A$ の曲線の振幅が大きくなることに対してはJ₂、J₇、J₉、J₁₃の影響が比較的大きいことが わかる. また、 $\Delta \beta_A$ の曲線における急激な変化の原因はJ₂とJ₇における対偶すきまで あることがわかる. これは、図 3.17 に示したように、節J₂J₇に作用する力が張力と圧縮 力間で切り替わる際に現われる現象である.

そこで、対偶すきまを小さくすることにより出力誤差の僅少化を図ることの効果を確認するために、一例としてJ₂, J₇, J₉, J₁₃における対偶すきまを 50 μ m, その他の対偶すきまを 100 μ mとする場合と、全ての対偶すきまを 50 μ mまたは 100 μ mとする場合 それぞれの $\Delta\beta_A$ の推移を図 4.9 に示す.同図より、J₂, J₇, J₉, J₁₃の対偶のすきまを小 さくすることにより単純に誤差 $\Delta\beta_A$ を小さくすることができるわけではなく、出力誤差に対しては対偶すきまの総量的な影響の方がより支配的であることがわかる. これは、図 4.10 に示すように、本脚機構の大部分がパンタグラフ機構および擬似的な平行リンク 機構 (2・4・1 項で述べたように、平行する節長が若干異なっている)により構成されて おり、それらにおける対偶すきまの出力誤差への影響が線形であるからだと考えられ る. なお、図 4.9 中へ矢印で示すように、部分的にはJ₂, J₇, J₉, J₁₃の対偶すきまの減 少により偏差が拡大される非線形な現象が見られる. ただし全体的な傾向にはほぼ影響しないのでここでは問題としない.

以上の結果より、本脚機構における対偶すきまの影響について、以下のことが結論 できる. それぞれの対偶すきまの影響はほぼ線形に現われる. 従って出力誤差を僅少 化するためには、全体の対偶すきまを小さくする必要がある. そこで、全ての対偶すき まを同じと仮定すると、図 4.6 の解析結果より Δh と βの許容値を満足する対偶すきまは 約 30µm であることがわかる. この値は一般的なころがり軸受が十分実現可能な値で あり、本脚機構の設計の際は一般的なころがり軸受を選択すれば良いといえる. また、 すきまの影響が大きく拡大されて出力誤差に現われる対偶が存在しないことは、対偶 の組み付け誤差や磨耗の影響が大きく現われない点で、望ましい性質といえる.

90



図 4.7 一つの対偶にのみすきまを与えた場合のAzAの推移



図 4.8 一つ対偶にのみすきまを与えた場合のABAの推移



図 4.9 対偶J₂, J₇, J₉, J₁₃におけるすきまの僅少化による効果



図 4.10 脚機構を構成する三つの機構

4・3 動的歩行特性に基づく設計パラメータの検討

4・3・1 動的な歩行特性の評価基準

本項では、動的歩行シミュレーションを用いて対地適応機能を有する歩行機械の動 的な歩行特性を検討するにあたり、その評価基準として最も基本的な「転倒せずに定 常歩行が実現できるか否か」を用いることにする.歩行機械の歩行特性における一般 的な評価項目には、安定性、高速性、エネルギー消費などが存在し、また本歩行機械 を福祉目的に適用するためには、振動特性、機構の大きさや質量なども評価する必 要がある.しかしながら、そのような評価項目の種類は際限なく存在するし、またそれら の多くは歩行機械の具体的な機構設計と平行して行う場合にのみ定量的な意味を持 つから、それらの細かな評価量を用いた評価は本歩行シミュレーション法を用いること により適宜行うことができると考え、ここでは取り上げない.

歩行機械が転倒するか否かを検討するための評価量としては、本体の姿勢角βの他に、安定余裕、姿勢安定余裕および転倒安定余裕⁽⁵²⁾などある.ここでは動的な歩行状態における安定性の一般的な評価量である姿勢安定余裕(以後, Posture Stability Marginを略して*PSM*と表わす)を用いる.本歩行機械が水平面上を歩行する際の*PSM*は次の様に求められる.まず、片脚支持期間においては支持足部のつま先またはかかとが歩行機械の支点となるから、それらのうちでゼロモーメントポイントとに近い方の支点とゼロモーメントポイントがなす距離を*PSM*とする.ただしゼロモーメントポイントが両支点間にある場合にはその距離を正とし、外にある場合には負とする.両脚支持期間においては両足関節回りに足部が自由に回転するから、それらを支点とみなして同様に*PSM*を求める.*PSM*が負であることはゼロモーメントポイントに近い方の支点回りに転倒する方向に回転する力を歩行機械が受けることを意味する.

図 4.11 に,水平面定常歩行のシミュレーションの途中における姿勢角 βと PSM の 推移を示す.両脚支持期間において PSM の振れの中心が零近傍まで小さくなること がわかる.これは、3・3・6 項で考察したように、前方の脚へ本体支持力の大部分が作 用し、その足関節回りに本体を前方へ回転させるモーメントが一時的に発生している ことを意味するが、βの推移が示すように対地適応機能における前傾修正効果が働い て姿勢の維持が図られている.すなわち、PSM の値は歩行機械の瞬間的な安定性



図 4.11 姿勢角 βと姿勢安定余裕 PSM

の指標とな成り得ても、転倒の有無の評価基準にはならない. これは姿勢角 β も同様である. なお、同図中に破線で示した折線は姿勢角を $\beta = 0$ °に保ちながら静歩行を行う理想的な場合の安定余裕の推移である. 安定余裕に対して *PSM* が大きくずれていることから、本歩行機械の歩行特性の評価において動的な歩行シミュレーションが重要であることがわかる.

そこで次に歩行状態の継続性を表わす評価量として,歩行開始後の一定期間 (12.5 $\leq t/T \leq 15$)における姿勢角 β の平均 β_{ave} , *PSM*の平均*PSM*_{ave}, および β の振幅の最大値 β_{amp} を取り上げる. 具体例として,二つの設計パラメータである脚機構の剛性 k_z と本体座標系における重心座標 x_{G} の組合せに対するそれぞれの評価量の変化を3次元的に図 4.12 に示す. なお,表示領域の天井もしくは底に評価量の値が達している組合せは,各評価量を算出する期間の前に転倒に至ったものである.

同図よりおおよそ以下のことがわかる.安定な定常歩行を行う際の β_{ave} は±0.5°の範囲内にほぼ一定であり、±1°の範囲内を出る場合には転倒に至る. PSM_{ave} が 0.1mを下回る場合には転倒に至る. β_{amp} が 1°を上回る場合には転倒に至る. そして、ここで述べた転倒へ至る閾値における各評価量の等高線を求めると図 4.13 に示すようになり、転倒しない場合の x_{G} と k_{z} の組合せの領域について、それぞれがほぼ同じ領域を指すことがわかる.なお同図には、次項で用いる便宜上、歩行周期Tについて標準の



(c) β_{amp} 図 4.12 設計パラメータxGとk_zに対する各評価量の変化



(c) β_{amp}

図 4.13 歩行安定性が得られるxgとkzの領域の比較

2sの場合に加えて1sと4sの場合の等高線も示している.

以上より本節では、姿勢角の平均βaveが±1°の範囲内であるか否かを基準として、 歩行機械が転倒せずに定常歩行を実現できるか否かを評価することにする.

4・3・2 設計パラメータの検討

本項では,設計パラメータとして脚機構の剛性k_zと本体の重心の座標xGを代表的に 取り上げる.これらを取り上げる理由は以下の通りである.

図 4.11 における PSM が示すように,対地適応機能を有する歩行機械の動的な歩行では両脚支持期間における前方の足関節回りの前方への転倒が,転倒の形態のなかで最も発生する可能性が高い. そこで,この前方への転倒を回避する対応手段として次のことを考える.

- (1)脚の剛性を高めて前方の脚の弾性圧縮量を減らすことにより,前方への転倒を誘発する姿勢の前傾を抑え,かつ前傾の修正効果を高める.
- (2)(1)とは逆に、脚の剛性を低めることにより、前方の脚の突っ張りが原因となってその 足関節回りに生ずる本体を前方へ転倒させるモーメントを減少させる.
- (3)本体の重心を下げたり後方へ移動することにより,前方の足関節回りに生ずる本体を前方へ転倒させるモーメントを減少させる.

ここで、両脚支持期間において従動足部が x_b 軸方向に自由に運動するということは前方の脚の剛性 k_x を零とするのに等しいからそれを検討対象から外す.従って、対応手段(1)と(2)を検討するために変化させる設計パラメータとして剛性 k_z を用いる.また、重心の位置を下げることが歩行特性の向上に有効であることは自明であるから、対応手段(3)を検討するために変化させる設計パラメータを座標 $x_{\rm G}$ とする.

まず,前項において具体例として示した図 4.13の(a)を用いてk_zとxGを検討する.同 図より,以下のことがわかる.

 $x_{\rm G}$ について,後方移動の限界値は約-0.15mであり,前方移動の限界値は,剛性 k_z により変化しするが,T = 4sの場合に約 0.1mでありT = 1sの場合には約-0.05mである。後方移動の限界値が約-0.15mであるのは,図 4.11 に破線で示した理想的な場合の安定余裕が示すように,その最小値が基準歩幅 S_0 の半分の 0.15mであることに照らして理解できる。歩行速度が速いほど重心の位置が後方であることが必要なことから,対応手段(3)が有効であることがわかる。またこのような動的な歩行シミュレーションを行うことで初めて, $x_{\rm G}$ の適切な値を求めたり,人間が搭乗したり荷物を搭載する場合における本体重心の予期せぬ移動に対する余裕を見積ることができるといえる。そして本結果より, $x_{\rm G} = 0$ mが適当と考える。

 k_z について、 0.5×10^5 N/m以下ではそれが小さくなるほど $x_{\rm G}$ の変化の余裕が減少し、

それ以上ではその余裕にほぼ影響を与えないことから、本解析結果からは対応手段 (1)が有効であることがわかり、(2)の有効性は不明である.また脚剛性をいたずらに高 くすることは脚の質量を増大させることにつながるから、このような動的な歩行シミュレ ーションを行うことで初めて、脚剛性の下限に基づいた脚の軽量化が図れるといえる. そして本結果より、 $k_z = 0.5 \times 10^5 \text{N/m}$ が適当と考える.

次に,地面の凹凸への適応能力を考慮して k_z とxGを検討する.地面の形状モデル は図 4.14 に示すように水平面に加えられた波長 p_g ,振幅 h_g の周期的な三角波とする. 歩行機械の足部が摩擦力によって十分に地面に付着できるようにその地面の傾きを 考慮し, p_g と h_g の比を一定の $p_g = 20h_g$ とした.対地適応機能の作用により歩幅が一歩 毎に微妙に変化するから、このような周期的な形状の地面上を歩行する場合でも、足 部の着地位置の高さが一歩毎にランダムに変化する.よってこの地面上の歩行を、ラ ンダムな凹凸を有する地面上の歩行の代表として扱うことにした.

 k_z , x_G に加えて振幅 h_g を変えて β_{ave} を求めた. k_z と h_g に対する β_{ave} の変化と, x_G と h_g に対する β_{ave} の変化をそれぞれ図 4.15 の(a),(b)に示す. さらに, 歩行が維持できる設計パラメータの組合せの領域を図 4.16 に示す.

両図より,以下のことがわかる.まず, $h_g = 15$ mm 近傍では k_z や x_G によらず転倒する.これは, $h_g=15$ mmの時に地面の凹凸のピッチ p_g が歩行機械の理論的な歩幅 S_0 (= 0.3m)と一致するため,足部のつま先とかかとが地面の谷にはまり込み易く,その場合に遊脚足部が遊脚期間のほぼ中央で地面の山の頂上と衝突するからである.それ以外の h_g に対してはおおよそ以下の通りである. k_z について,約 5.0×10⁵N/m以上の場合は h_g によらず定常歩行を実現する. x_G について,水平面上の歩行の結果(図 4.13(a))と同じく,後方移動の限界値は約–0.15m,前方移動の限界値は約 0.05mであり,これらの限界値も h_g によらない.

以上より, 遊脚足部が地面と衝突しなければ, 対地適応機能により本歩行機械は, hg = 20mm程度の凹凸を有する地面上をβaveを約±0.5°以内に保って定常歩行する



図 4.14 凹凸を有する地面形状

99



図 4.16 凹凸面歩行における安定歩行を実現する設計パラメータの領域

能力を有するものと考えられる. そして, 歩行機械の設計の際には, 足部の基本運動 を地面との十分なクリアランスを考慮して計画するとともに, $x_{\rm G} = 0$ m, $k_z = 0.5 \times 10^6$ N/mを設計値とすることが望ましいことがわかった.

4・3・3 対地適応アルゴリズムの改良

第2章で提案した対地適応機能は必要とするセンサやアクチュエータの構造および それらの制御則が単純である反面,制御可能な状態量が少ないために生じる問題点 も有する.例えば,遊脚足部の着地の判断を単純に足部の裏面と地面とが軽く接触す ることのみで捉えた場合に,着地後その足部へ本体の支持力が作用することによりそ れが着地した場所の地面が変形したり崩れたりしてその足部の支えが失われる恐れが ある.さらに,両脚支持期間における姿勢安定余裕 PSM が小さくなるから,前方の足 部の支えがわずかに失われることによる転倒の可能性は十分に高い.そこで本項では, 必要となるセンサやアクチュエータの構造およびそれらの制御則が単純であるという 特徴を損なうことなく上記のような問題点を改善するために,対地適応アルゴリズムの 改良を検討し,その有効性を動的歩行シミュレーションによって確認する.

ここでは、次のような制御則の改良を検討することにする. すなわち、遊脚足部の着 地判断を故意に遅らせることにより、着地後すぐに行っていた推進足部の足関節回り の回転運動の開放を、新しく着地した従動足部の接地力がある程度増加するまで若 干遅らせる. この制御により遊脚足部が地面を踏み固めるように着地するから、推進足 部の足関節回りの回転運動を開放した際に従動足部が接地している地面が変形した り崩れたりする可能性が僅少化されると考えられる. また同時に、脚機構の弾性圧縮 や遊びがある程度解消された後にその脚へ本体支持のための力が作用することにな るから、脚の圧縮変形による前傾も僅少化されると考えられる. 遊脚足部の着地の判 断を遅らせる量を歩行周期Tに対する割合で表わすことにし、記号tdで記して着地判 断の遅延係数と呼ぶことにする.

歩行機械の解析モデルにおいて遊脚足部着地後の地面の変形および脚の遊びを 表現するために、それらによる変位を足関節の z_b 方向の遊び κ として一括化する. 足 関節に作用する負荷 F_{fz} に対する変位 Δz_A の関係は図 4.17 に示すようになる. その上 で、 κ とtdに対する β_{ave} の変化を求めて図 4.18 に示す. 同図より、 κ が増加すると β_{ave} も増加するが、tdを考慮することによって β_{ave} の増加を防ぐことができることがわかる.

一方, 遊び κ の影響を補償するために必要な量以上の t_d を与えることは遊脚足部着 地後に両足部間に働く内力を増大することにつながるので脚機構にとり好ましくない. そこで, 適切な t_d の大きさは, 安定な定常歩行を実現できるために必要最小限のもの であると考える. 一例として κ =5mmの場合の, 水平面定常歩行における姿勢角 β の 推移に対する t_d の効果を示すために, β の推移の一部を図 4.19 に示す. $t_d \leq 2\%$ の場



図 4.17 遊び κ を含む脚モデルにおける負荷 F_{f_z} と変位 Δz_A の関係
合には脚の遊びの影響で徐々に進行方向への転倒に至るのに対し、 $t_d = 3\%$ とすれば遊脚足部着地時の姿勢の急激な前傾が現われなくなって、 β の大域的な前傾傾向も解消されることがわかる.この場合には $t_d = 3\%$ が適当であると考えられる.

また、 t_d は姿勢の安定性の向上に対する効果だけでなく、 $3\cdot 3\cdot 6$ 項で指摘した両脚 支持状態において推進足部が浮く現象や、その足部のすべりの抑制にも効果がある. 遊び κ が2mmまたは0mm、 t_d が2%または0%の場合について、足部1のつま先にお ける接触状態 $state_{1,t}$ 、接地力 | $F_{1,t}$ |、およびそのつま先の地面に対する変位 $\Delta x_{1,t}$ と $z_{1,t}$ の約1周期にわたる推移を図 4.20 に示す. ここで、 $z_{1,t}=0$ が地面の表面であり、 $\Delta x_{1,t}=0$ がつま先の付着位置である.

同図の(a)と(b)それぞれにおいてtdが 2%の場合と 0%の場合を比較すると, 遊脚足 部の着地判断の遅延により, 推進足部の浮きとその足部のすべりの両現象が抑制さ れていることがわかる. 特にκ= 2mmの場合は, td= 0%であれば足部が離地する際 に地面上を 10mm程度引きずられる. 本歩行シミュレーションでは理想的な水平面を



図 4.19 βに対するtdの効果

用いているから、多少の凹凸や引っ掛かりが存在する現実の地面上の歩行において は、その引きずられる距離がより大きくなるものと考えられる. なお、 $t_d = 2\%$ の場合でも 接触状態 $state_{1,t}$ を見るとすべりが生じていることがわかるが、そのすべり時の $\Delta x_{1,t}$ の 変化は数ミリ程度であるから、その悪影響を無視し得ると考える.





4·4 歩行実験

4·4·1 試作歩行機械

試作した歩行機械(以後, 試作機と呼ぶ)の横断面図およびその写真を図 4.21 に 示し, その主な諸元を表 4.2 に示す. 脚機構の構成は 2・3・1 項で説明した通りである. 横方向の安定性を確保するために3本の脚機構を平行に有し, 両外側の脚機構は同 一の運動を行い, それらと内側の脚機構を同期させて駆動することにより2足歩行を行 う. なお以後は, 両外側の脚機構をまとめて脚1, 内側の脚機構を脚2とする.



(a)横断面図

(b)全体像

図 4.21 試作した歩行機械

全高	$0.925 \mathrm{~m}$
全幅	0.76 m
全質量	88.1 kg
基準歩幅:So	0.3 m
標準の歩行周期:T	6 s

表 4.2 試作機の主な諸元

各脚機構の基本運動を創成する4節近似直線運動機構の原動軸は,脚1と脚2の 基本運動が半周期ずれるようにして一本に連結されており,それを 200WのDCサー ボモータ(M₁)により等角速度で回転させた.

基本運動のxb軸方向成分の足部への伝達の有/無を実現する直進対偶J18には, その対偶素間の運動を固定/開放するための電磁クラッチと,その対偶素間の変位を 遊脚期間に零へ復帰させるためのDCサーボモータ(M2)を設けた.基本運動の足関 節回りの回転成分の足部への伝達の有/無を実現する足関節Aにも,それの運動を固 定/開放するためのクラッチを設けた.このクラッチは激しい加速度運動を行う足関節 に取り付けられるからできる限り軽量であることが望ましく,また転倒することを防止す るために動力供給が断たれた場合でも連結状態を維持できなければならない.従って 試作機には,ソレノイドで打ち込まれるくさび機構と圧電素子を組合わせた小形・軽量 かつセルフロック機能を有するクラッチを開発して⁽⁵³⁾取り付けた.

本体から後方に伸ばしたフレームに取り付けた 5kgのおもりは全体の重心をほぼzb 軸上に位置させるためのものであり、これを外すと重心の位置がxb軸の正方向に約 50mm移動する.また、脚機構の対偶には、4・2 節で対偶すきまを検討した結果に基 づいて、直径すきまが約 30µmの針状ころ軸受を全てに使用した.

本体の姿勢角βは、本体上に前後に離して取り付けた二つの超音波式測距計で基準の水平面に対するそれらの高さを測定し、両測定値の差に基づいて算出した.足部の着地は、そのつま先とかかとに設置したリミットスイッチで検出した.各足部における基本運動の偏差Δsは、直進対偶J18に付けられたモータM2が受動的に回転する際にエンコーダで検出した回転数に基づいて算出した.そして、地面に対する足部のすべり現象を測定するために、つま先に取り付けた発光素子の平面運動を地面上に設置したCCDカメラで追跡する形式の光学式変位計を用いて、地面から見た足部の軌跡を測定した.

試作機の歩行シミュレーションを行うための解析モデルの諸元を表 4.3 に示す. 試 作機について, 質量, 重心の位置, 脚機構のばね定数, 脚機構の₂₀軸方向の遊び*к*, および底部にゴム板を貼った足部とコンクリート下地の表面にリノリウム板を貼った地 面との間の摩擦係数を測定し, その測定値を用いた. 特に, 試作機の脚機構のばね 定数は脚1と脚2で大きく異なるため, それぞれに分けて測定値を与えた. なお, 質量 の配分, 重心の位置, 脚剛性などは機構の運動に伴って変化するから, それらの値を

$m_{ m b}$	$75~\mathrm{kg}$	k_{x1}	$2.0{\times}10^4$ N/m
m_1, m_2	$5~\mathrm{kg}$	k_{x2}	1.0×10 ⁴ N/m
I_{b}	$20 \mathrm{~kg} \cdot \mathrm{m}^2$	c_{x1}, c_{x2}	$5.0 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
I_{1}, I_{2}	$1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	k_{z1}	$5.5{ imes}10^5~{ m N/m}$
$(x_{\mathrm{G}}, z_{\mathrm{G}})$	(0.045, 0) m	k_{z2}	$2.5{ imes}10^5~{ m N/m}$
H	0.6 m	c_{z1}, c_{z2}	$5.0 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
$h_{ m f}$	0.1 m	$k_{\beta 1}$	$1.5 \times 10^2 \text{ N} \cdot \text{m/}^{\circ}$
S_0	0.3 m	$k_{\beta 2}$	$1.0 \times 10^2 \text{ N} \cdot \text{m/}^{\circ}$
$\mu_{ m s}, \mu_{ m k}$	0.9, 0.8	$c_{\beta 1}, c_{\beta 2}$	$5.0 \times 10^1 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/^{\circ}$
К	0.0015m	$\overline{k_n, k_t}$	1.0×10 ⁶ N/m
t_{d}	2.5%	$c_{\rm n}, c_{\rm t}, c$	$1.0 \times 10^2 \text{ N} \cdot \text{s/m}$

表 4.3 試作機の解析モデルの諸元

大まかな定数に近似して与えた.また減衰係数は3·3·5項で述べたように本脚機構は 十分大きな減衰を有すると考えて臨界減衰係数以上の値を仮定した.

そして,着地判断の遅延係数tdを少しずつ変えながら歩行実験を繰り返し,遊脚足 部着地時に支持脚の足関節を開放することによる急激で大きな前傾が現われなくなる tdの値を探索した.平坦な水平面上の歩行におけるtdの違いの効果を図 4.22 に示す. 歩行シミュレーションと同様に,tdの値を適切に設定することで姿勢角βの推移が安定 することが実験からも確認できる.

4·4·2 基本的な歩行特性

遊脚足部の着地の早まりと遅れそれぞれに対する適応機能の有効性を明確とする ために、2・3・2 項において行った運動学的歩行シミュレーションと同様に、開始時 (*t*=0)に大きな角度の前傾および後傾がある場合の水平面定常歩行中のβとΔsの推 移を測定した.なお、姿勢が大きく傾いた状態で歩行速度を上げると危険であるため、 歩行周期Tが 60 秒の準静的な歩行とした.前傾と後傾それぞれの場合の姿勢角β, Δs1, Δs2の経時変化について、実験結果と解析結果を重ねて図 4.23 に示す.二つの 解析結果は、2・3・2 項で行ったのと同じ運動学的な歩行シミュレーションによる結果と、 動力学的な歩行シミュレーションによる結果である.約 8°の前傾をほぼ1歩で修正し、 約 8°の後傾を約5歩で修正する結果より、本試作機が準静的な歩行において十分な 対地適応能力を有することが確認できる.



(b) $t_d = 2.5\%$

図 4.22 遊脚足部の着地判断の遅延係数tdの効果

また実験結果と解析結果との比較から、動的な歩行シミュレーションによる結果が実 験結果に対し全体的に1割程度の差で良く一致したのに対し、運動学的な解析結果 では実験結果に見られる姿勢角βの特徴的な揺動やΔsの変化が十分に把握されてい ないことがわかる.また、遊脚足部の着地を早めるために 2・2・5 項で導入した本体を 進行方向へ回転させる回転角βの効果に、脚機構の弾性変形による前傾の効果が加 わることにより、本体の後傾が運動学的な見積もりよりも短い時間で修正されることも、 動的なシミュレーションにより把握できる.これらの比較より、歩行機械の歩行特性を精 度良く解析するためには、準静的な歩行の場合についても脚機構の弾性変形やガタ などの動力学的要因を考慮することが必要であり、また第3章で検討した動的な歩行 シミュレーションがその解析において有効であることがわかる.そこで以後は、動的な 解析結果のみを示すことにする.



図 4.23 大きな姿勢の傾きに対する対地適応機能の働き

定常歩行状態において, 姿勢角 βの振幅が一歩ごとに大きくなったり小さくなったり, Δs1の最大変化量がΔs2のより大きいことの原因は, 脚1と脚2の剛性の差である. なぜ なら, 脚2の剛性が脚1より十分に低いので脚2が支持脚となる期間(基準の位相は 0.5 ≤ t/T ≤ 1)の方が姿勢の前傾が大きく現われ,それが原因となって足部1の着地も より早まるからである.よって,解析モデルにおいてそれぞれの脚機構のばね定数に 大きさの異なる測定値を与えたことが適切であったといえる.

次に、歩行周期T = 6sにおける平坦な水平面上の歩行実験を行った. β , Δs_1 , Δs_2 および基本運動用モータ M_1 のエンコーダで計測した実際の歩行周期 \tilde{T} について、加減速期間を除いて \tilde{T} がほぼ一定である20周期間の推移を図 4.24 に示す.本結果より、遊脚足部着地の毎に約2°の前傾を生じるが、姿勢角 β を大局的に維持した安定な歩行が実現されることが確認できる.

同歩行中の地面に対する両つま先の水平方向の変位X_{1t},X_{2t}の経時変化を測定した.光学式変位計による測定可能範囲が 1m四方程度と狭いので,3·3·6 項で問題 点を指摘した両脚支持期間の終端における推進足部のすべり現象を把握する観点から,図 4.25 に示すように足部1と足部2が1回ずつ離地する状態が入る範囲に限って 両つま先の運動を測定した.同図中のX_{2t}がt/T = 1.25 近傍で一時大きくずれるのは, 内側の足部2が外側の足部1の影となるからである.そして,実験結果と解析結果,お よび解析で得られるつま先と地面の間の接触状態を,各足部が離地する前後の期間 について拡大して図 4.26 に示す.原点は対象のつま先の付着位置とした.分離状態 以外における変位の変化がすべり量であり,縦軸正方向が本体の進行方向にあたる.

実験結果と解析結果より,基準の支持脚交換時刻tc以前ではそれぞれの足部がす べらないことが確認できる.同図(b)において足部1が離地する直前で約 5mmすべる 現象が現われていることに対し,遊脚足部の着地の遅延係数taをさらに増やす対策が 考えられるが,そのすべりの発生時期がtc以後であるから接地力が十分小さいと考え て特に問題としない.

109





図 4.26 各足部つま先の離地前後における地面から見た水平方向変位と接触状態

4·4·3 平坦面上の歩行

水平な平坦面上の歩行について歩行条件を変えて実験を行い,前項で示した基本 的な歩行特性の結果と比較して検討を加える.

重心の位置を変えることによる影響を観察するために, 試作機の 5kg の重りを外し て歩行実験を行った.実験結果と解析結果をそれぞれ図 4.27, 図 4.28 に示す.両図 から,解析結果と実験結果が1割程度の差で良く一致していることがわかる.また,本 実験結果が重りを付けた標準状態の実験結果(図 4.24)に対しほとんど変わらないこ とから,転倒に及ばない程度の重心の移動は姿勢角βの推移に顕著な変化を生じさ せないことが確認され,これは 4·3·1 項における歩行シミュレーションに基づいた考察 結果と同じである.





図4.28 重りを外した状態の歩行シミュレーション結果



図 4.29 各足部つま先の離地前後における地面から見た水平方向変位

そこで、重心の移動の細かな影響を確認するために、地面に対する両つま先の水 平方向の変位X_{t1},X_{t2}の経時変化を測定してその結果を図 4.29 に示す.本図と図 4.26 の実験結果を比較することにより、重心が前方へ移動することで、推進足部が基 準の支持脚交替時刻tc以前にすべりながら離地するようになることが良くわかり、歩行 機械において重心位置を適切に与えることの重要性が確認できる.

解析結果では足部2のみにすべりが見られている. 足部1と足部2で違いが現われ るのは歩行シミュレーションに基づく考察から次のように説明できる. tc以前に推進足 部に発生するすべりの原因は、3・3・6 項で述べたように、遊脚足部の着地後にその前 方の脚に本体支持力の大部分が掛かり、さらに前方の脚が突っ張ることによりその力 が足関節回りに本体を前方へ回転させるモーメントに変換され、後方の推進足部が地 面より浮き気味になるからである. 従って、剛性の高い脚1の足部1が着地した際は足 部2が浮き気味となりすべり易く、逆に剛性の低い脚2の足部2が着地した際はその足 関節回りに生ずる回転モーメントが小さいので足部1はすべりにくいと考えられる.

実験結果と解析結果を比較すると、すべり発生の有無や現われるすべり量の大きさ に違いが見られるが、足部2がすべり始める時刻は実験結果と解析結果でほぼ等しく、 また実験で足部1と足部2に生ずるにすべり量の大きさの違いは上述の見解と一致す る. 従って、動的な歩行シミュレーションが足部と地面間の接触状態を精密に解析す るのに有効であることが確認できる.

次に、歩行速度の影響を観察するために、これまでのT = 6sに対してT = 4sとした 若干速い速度の歩行実験を行った.実験結果と解析結果をそれぞれ図 4.30、図 4.31

114





に示す.本実験結果をT = 6sの場合の結果(図 4.24)と比べると,姿勢角βの振幅が 増大するとともに若干後傾寄りに推移していることがわかる.一方,解析結果はβの振 幅が減少するとともに若干後傾寄りに推移している.このような違いの比較から,次の ようにその原因が考えられる.実験結果においてβの振幅が増大したのは,脚機構の 各運動部が受ける慣性力が増加し,外乱として作用したからである.解析結果におい てβの振幅が減少したのは,一歩当りの前傾が蓄積される片脚支持期間が短くなること により,βの増加量が抑えられたからである.そこで,解析結果をより実験結果に近づ けるためには,解析モデルにおける物体要素の数を増やして,運動部の慣性力の影 響をより精密に解析すべきであると指摘できる.一方,試作機において脚機構の軽量 化などにより運動部の慣性力の影響を減じれば,歩行速度を上げることにより本体の 揺動が減少する効果が得られる可能性があると考えられる.

4·4·4 凹凸面上の歩行

水平な平坦面上に厚さ 10mm の板を配置して凹凸を設け, その上を踏んで歩行さ せる歩行実験について述べる.

厚さ 10mm, 幅 1800mmの一枚の板によって生じる上り段差と下り段差を通過する 歩行実験を行った.実験結果と解析結果をそれぞれ図 4.32,図 4.33 に示す. t/T =8.5 において足部2のつま先が板上に乗り, t/T = 11 において足部1のつま先が板上 から降りる.解析結果ほど明確ではないが,実験結果においても段差の上りと下りの際 の対地適応機能の作用に伴う β , Δs_1 , Δs_2 の特徴的な推移が現われているから,試作 機において対地適応機能が有効に働いていることが確認できる.

最後に,厚さ10mm,幅200mmの9枚の板を4mの距離にランダムに配置すること によって生じる凹凸上を通過する歩行実験を行った.実験結果を図4.34に示す.この 結果より,試作機の対地適応機能はこのようなランダムに連続する凹凸に対しても有 効であることが確認できる.





図4.33 10mmの段差の上り下り歩行のシミュレーション結果



図4.34 10mmのランダムな凹凸を有する歩行面上の歩行実験結果

4·5 結言

本章では,前章で検討した二つのシミュレーションを応用して歩行機械の各種の設 計パラメータに与えるべき適切な値を検討し,その結果に基づき対地適応機能を有す る歩行機械を設計・試作して歩行実験を行った.本章で得られた結果を要約して以下 に示す.

- (1)対地適応機能を有する脚機構おいて対偶すきまの量を変えながら足部の運動シミ ュレーションを繰り返して対偶すきまがその運動に与える影響を概観すると共に, 歩行安定性に基づく本体の傾きなどの許容値を満足するように, 脚機構の対偶す きまが採用すべき適切な設計値を決定する手順を示した.
- (2)歩行機械の設計パラメータが歩行特性へ及ぼす影響を総合的に把握するために, 定常歩行における姿勢角の平均値を歩行安定性の指標とした上で,歩行機械の 種々の設計パラメータを変化させながら歩行シミュレーションを繰り返し,各パラメ ータと歩行安定性の関係を整理して適切な設計値を導く手法を示した.さらに,対 地適応アルゴリズムの改良点を検討し,対地適応機能に基づいて足部の運動成分 を能動から受動に切り替える時刻を,脚機構の遊びと剛性の影響を考慮して遊脚 足部の着地時刻より適切な量だけ遅らせることが歩行機械の姿勢安定化と足部の すべり僅少化の観点から有効であることを明らかした.
- (3)対地適応機能を有する歩行機械を設計・試作し,歩行実験と試作機に関する歩行 シミュレーションを行った.そして,試作機が小さな凹凸をランダムに含む地面上を 対地適応機能を発揮しながら安定に歩行可能であることを確認した.さらに,動的 な歩行シミュレーションにより,姿勢角の推移などの巨視的な状態量のみならず, 足部のすべりの発生などの微視的で不規則な状態量を適切に解析できることを確 認した.

第5章 結論

本論文では、日常生活環境下での使用に供される歩行機械を対象として、安定な歩行を維持するための機能とそれを実現する機構について論じた.

階段や坂などの巨視的かつ特徴的な形状として整備されている地面に適応する脚 運動を「基本運動」と呼び、それを実現する「基本運動機能」のための機構と制御系は 予め与えられているものとみなした。その上で、安定な歩行を維持するためにはこの基 本運動機能へ地面の微小な凹凸とうねり、脚機構の遊びと弾性変形など微視的であり ながら、足部のすべりやつまずき、さらには本体の転倒などを生じ得る要因への適応 機能を加えなければならないことを指摘し、これらの要因を「微視的な歩行不安定要 因」、そしてそれに対する適応機能を「対地適応機能」と定義した。

安全性と経済性を満たす歩行機械を実現するためには、その脚機構と制御系をで きる限り単純に構成しなくてはならないこと、また対地適応機能の有効性が微視的な 歩行不安定要因への適応能力により評価されるから、その最適設計のためには微視 的な歩行不安定要因が脚機構および歩行機械全体の運動特性に与える影響の定量 的かつ精密な解析法を開発することが必須であることを指摘し、これらを実現すること を本論文の課題とした.

そして本論文では、対地適応機能を有する脚機構の具体的な構成を明らかにする とともに、それの適切な設計に供するための対偶すきまおよび弾性変形を考慮した脚 機構の運動シミュレーションならびに動的歩行シミュレーションの手法を提案し、それ らについて理論的ならびに実験的に検討を加えた.

本論文で得られた主な結論を要約して述べると以下の通りである.

(1)まず,対地適応機能を有する脚機構の構成に関して次の結論を得た.

対地適応機能の制御における全ての微視的な歩行不安定要因の単純で確実な 検出指標として,遊脚足部の着地時刻の基準値に対する実際の値の早まりと遅れ を用いることを提案した.そして,その早まりと遅れそれぞれの場合において微視 的な歩行不安定要因へ適応するために必要となる基本機能を整理し,さらにそれ を実現するために基本運動機能に加える簡潔な制御の適応アルゴリズムを明らか にした.この対地適応機能を実現する脚機構の具体的な構成を明らかにし,運動 学に基づく歩行シミュレーションによりその脚機構を有する歩行機械がランダムな 凹凸のある地面へ適応して歩行できることを確認した.

(2)対偶すきまを考慮した機構の運動シミュレーションに関して次の結論を得た.

平面多節機構の運動と力の解析に関する従来の汎用的解析法を適用することを 考慮して、すきまを有する対偶における対偶素接触点をすきまのない対偶点に置 き換えることにより得られる仮想機構を導入した.他方で、すきまを有する対偶が幾 何学的および力学的に満たすべき条件を整理し、それを満足させるために個々の 対偶へ加える修正アルゴリズムを明らかにした.そして、これらを反復使用して機 構全体のすきまを有する対偶の適切な状態を維持することにより、特定の作動条 件下における機構の運動を精密にシミュレートする手順を明らかにした.いくつか の機構について運動シミュレーションを行い、解析結果を厳密解および実験により 得た測定値と比較して本運動シミュレーションの有効性を確認した.

(3)動的な歩行シミュレーションに関して次の結論を得た.

弾性を有する脚機構や足部と地面間の接触状態のモデル化を単純にすることを 考慮して,複数の物体からなる力学系を物体および物体間の接触部をそれぞれ 表わす2種類の構成要素の組合せでモデル化した上で各物体の運動と各接触部 における接触状態および接触力を個別に解析する手法を導入した.そして,2物 体間の接触部のモデルである接触要素について,分離,すべり接触および付着の 各接触状態の判断則と接触力の計算式などを組合わせた解析ルーチンを明らか にし,またこれらを反復使用して系全体の運動をシミュレートする手順を示した.歩 行機械の解析モデルを物体と接触要素の組合せで構築し,水平面定常歩行に関 する基礎的な動的歩行シミュレーションを行って,本歩行シミュレーションにより足 部のすべりや歩行機械の転倒現象などを定量的に把握できることを示した.

(4)最後に、歩行機械の試作と歩行実験に関して次の結論を得た.

上述の平面多節機構の運動シミュレーションと動的歩行シミュレーションを応用 して,対偶すきま,脚の剛性,本体上の重心位置などの設計パラメータが対地適 応機能を有する歩行機械の歩行安定性へ及ぼす影響を総合的に把握した上で, それらの適切な値を導出する手順を示した.そこで得られた結果に基づいて,歩 行機械を設計・試作し,歩行実験と試作機に関する歩行シミュレーションを行った. そして, 試作機が対地適応機能を発揮して小さな凹凸をランダムに含む地面上を 安定に歩行することを確認した.

以上のように本論文では、福祉用移動機械として経済的、実用的な歩行機械を開 発するために、微視的な歩行不安定要因に対する適応を単純な機構と制御則を用い て行うための適応アルゴリズムおよびそれを実現する脚機構の構成を示し、さらに対 偶のすきまおよび摩擦を考慮した平面多節機構の運動シミュレーション、脚機構の弾 性変形および足部と歩行面間のすべり・衝突などを考慮した歩行機械の動的歩行シミ ュレーションを提案して、対地適応機能を有する脚機構の適切な設計を可能にした.

なお、本歩行機械の実用化を進めるための今後の課題のうちで、本論文の研究の 延長上に置かねばならないものとしては以下のものが考えられる.

i) 脚機構の小形軽量化

本論文における試作機の全高は 0.925m あり人間が乗る椅子としては高すぎると 考えられる. 搭乗者の目線の高さを一般身長の人が直立している状態の目線の高 さと同程度に合わせると設定した場合でも,椅子のクッション等の厚みを考えれば全 高は 0.7m 程度に抑えることが望ましい. ここで,試作機の全高はほぼ脚のパンタグ ラフ機構の高さで決まり,そのパンタグラフ機構の高さは踏み代が 0.3m,蹴上げが 0.2m の階段上を歩行する際に必要な作業領域や,脚節と地面との間のクリアラン スなどを確保することを考慮して決定した. そこで今後は,節同士および地面との干 渉を避けるための節形状,足部形状,層構成,脚運動の最適化,また拡大比の増 加に伴う最大圧力角の増大を許すための軸受の高強度化やばね等での力の釣り 合わせによる対偶作用力の軽減などを運動シミュレーションを応用して検討し,パン タグラフ機構の小形化を図る必要がある. 同時に,基本運動機構についても機構諸 元の最適化とパンタグラフ機構との組合せにおける配置等の最適化を図ることが必 要である. さらに,機構剛性の向上と一層の軽量化を両立して実現するために,節形状の最 適化, CFRP やアルミハニカム等の軽量素材の導入,モータやクラッチ等の機械要 素自体の小形軽量化などを検討する必要がある.

ii)足部の接地センサの開発

試作機では接地センサとして暫定的にリミットスイッチを用いたが、水滴やほこりに 対する耐久性がないとともに、点接触で地面の有無を感知するために地面形状に よっては接触点が接地しない場合があった。そこで、足裏全面で地面の接地を感知 する形式の密閉形センサを開発する必要がある。また、4・3・3 節で検討したように、 足部の着地時刻をある程度接地力が増大した時刻として判断することが望ましいか ら、ある閾値以上の接地力が作用したら反応する接地センサが最適と考えられる。 iii)人間工学に基づく歩行特性の検討

本論文における歩行機械の検討項目は基礎的な歩行の実現を確認するのにとど まっている.従って今後は、人間の乗った状態の動的歩行シミュレーションや歩行 実験を行うことにより、人間工学的な見地から本歩行機械の歩行特性を検討する必 要がある.すなわち、搭乗者の快適性を考慮して、脚運動や脚機構における運動 の等速性、剛性および減衰特性などの最適化を図らねばならない.

参考文献

- (1) C.A.Klein, K.W.Olson, D.R.Pugh, "Use of Force and Attitude Sensors for Locomotion of a Legged Vehicles over Irregular Terrain", The International Journal of Robotics Research, Vol.2, No.2 (1983), pp.3-17.
- (2) K.J.Waldron, "Force and Motion Management in Legged Locomotion", IEEE Journal of Robotics and Automation, Vol.RA-2, No.4 (1986), pp.214-220.
- (3) 広瀬,米田,"分割型光検出器を用いた3軸力センサ",日本ロボット学会誌, Vol.7, No.1(1989), pp.31-38.
- (4) 米田, 飯山, 広瀬, "4足歩行機械のスカイフックサスペンション制御", 日本ロボット学会誌, Vol.12, No.7(1994), pp.1066-1071.
- (5) 金子, 谷江, 堀内, "路面の変形を考慮した多足歩行機械の一制御方法", 日本 ロボット学会誌, Vol.4, No.3(1985), pp.231-240.
- (6) Y.F.Zheng, J.Shen, "Gait Synthesis for the SD-2 Biped Robot to climb Sloping Surface", IEEE Transaction on Robotics and Automation, Vol.6, No.1 (1990), pp.86-96.
- (7) 安達, 小谷内, 中村, 中野, "脚に設置された力センサを用いた4脚歩行ロボットの適応歩行", 日本ロボット学会誌, Vol.9, No.6(1991), pp.707-717.
- (8) 池田, 野崎, "空気圧式6足移動機械(1)-ずり足現象について-", 機会技術研究 所所報, Vol.36, No.4(1982), pp.63-174.
- (9) I.E.Sutherland, M.K.Ullner, "Footprints in the Asphalt", The International Journal of Robotics Research, Vol.3, No.2 (1984), pp.29-36.
- (10) 佐野, 古荘, 岡島, "支持脚切換現象を考慮した四足歩行ロボットの動的制御",
 日本機械学会論文集(C編), Vol.54, No.508(1988), pp.3022-3030.
- (11) R.M. Alexander, "Three Use for Spring in Legged Locomotion", The International Journal of Robotics Research, Vol.9, No.2 (1990), pp.53-61.
- (12) 山口, 高西, 加藤, "衝撃緩衝材料を用いた足底機構による足歩行の安定化と 路面位置情報の取得", 日本ロボット学会誌, Vol.14, No.1(1996), pp.67-74.
- (13) 広瀬,梅谷,「歩行機械の脚形態と移動特性」,バイオメカニズム,

5(1980),pp.242-249.

- (14) 広瀬,梅谷,"4足歩行機械の基本的運動調整系の構成と歩行実験",計測自動制御学会論文集, Vol.16, No.5(1980), pp.747-753.
- (15) S.Hirose, "A Study of Design and Control of a Quadrupd Walking Vehicle", Int.J.Robotics Res. 3-2(1984), pp.113-133.
- (16) 金子,阿部他,「多足歩行機械の自由度に関する基本的考察」,日本ロボット学会
 誌, 2-2(1984.4), pp.58-66.
- (17) 金子, 安部, 谷江, 舘, "協調制御を必要としない歩行機会に関する研究", バイ オメカニズム 8(1986), pp.287-297.
- (18) 安部,金子,西沢,"擬似直線機構を利用した6足歩行機械に関する基礎的研究",計測自動制御学会論文集, Vol.21, No.6(1985), pp.624-631.
- (19) 小谷内,安達,中村,中野, "階段昇降のための自立形6脚歩行ロボットの設計 と制御",日本ロボット学会誌, Vol.11, No.6(1993), pp.918-928.
- (20) Q.Xiding, G.Yimin, Z.Jide, "Analysis of the Dynamics of Six-Legged Vehicle", The International Journal of Robotics Research, Vol.14, No.1(1995), pp.1-8.
- (21) C.D.Zhang, S.M.Sing, "Gaits and Geometry of a Walking Chair for the Disabled", Journal of Terramechanics, Vol.26, No.3 (1989), pp.211-233.
- (22) C.D.Zhang, S.M.Sing, "Forward Kinematics of Walking Machines with Pantograph Legs Based on Selections of Independent Joint", Journal of Robotic Systems, (1992), pp.955-971.
- (23) E.Shin, D.A.Streit,"Spring Equilibrator Theory for Static Balancing of Planar Pantograph Linkages", M.M.T 26-7(1991), pp.645-657.
- (24) C.Bagci, "Dynamic Motion Analysis of Plane Mechanisms With Coulomb and Viscous Damping via the Joint Force Analysis", Transaction of the ASME Journal of Engineering for Industry, 97(1975), pp.551-560.
- (25) S.Dubowsky, T.N.Gardner, "Design and Analysis of Multilink Flexible Mechanisms Eith Multiplr Clearance Connections", Transaction of the ASME Journal of Engineering for Industry, 99(1977), pp.88-96.

- (26) 古橋,森田,松浦,"回転対偶部にすきまを有する4節リンク機構の動力学的研究(第1報,常時接触モデルによる一般理論)",日本機械学会論文集(第3部), Vol.43, No.371(1977), pp.2763-2770.
- (27) 森田, 古橋, 松浦, "回転対偶部にすきまを有する4節リンク機構の動力学的研究(第2報, クランクとカップラの結合部にすきまがあるクランクレバー機構の常時接触モデルによる解析)",日本機械学会論文集(第3部), Vol.43, No.376(1977), pp.4627-4651.
- (28) 舟橋,小川,堀江,"対偶に遊びのある機構の動的解析",日本機械学会論文集
 (第3部), Vol.44, No.379(1978), pp.1069-1077.
- (29) 舟橋,小川,堀江,飯田,"複数の対偶に遊びのある機構の動的解析",日本機
 械学会論文集(C編), Vol.45, No.395(1979), pp.807-814.
- (30) 堀江, 舟橋, 小川, 内藤, 小路, "対偶の遊びと節の男性を考慮した機構の動的 解析", 日本機械学会論文集(C編), Vol.51, No.470(1985), pp.2554-2561.
- (31) M.T.Bengisu, T.Hidayetoglu, A.Akay, "A Theoretical and Experimental Investigation of Contact Loss in the Clearances of a Four-Bar Mechanism", Transaction of the ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 108(1986), pp.237-244.
- (32) 木内,森田,古橋,"すきまのある回転対偶を有する4節リンク機構の研究(第1 報,機構分類とすきまの静的影響),日本機械学会論文集(第3部),Vol.40, No.334(1974), pp.1759-1767.
- (33) 堀江, 舟橋, 小川, 小林, "平面多節機構の誤差を含む変位解析", 日本機械学 会論文集(C編), Vol.46, No.401(1980), pp.51-60.
- (34) N.Bakthavachalam, J.T.Kimbrell, "Optimum Synthesis of Path-Generating Four-Bar Mechanisms", Transaction of the ASME Journal of Engineering for industry, 97(1975), pp.314-321.
- (35) S.Dubowsky, J.Maatuk, N.D.Perreira, "A Parameter Identification Study of Kinematic Errors in Planar Mechanisms", Transaction of the ASME Journal of Engineering for industry, 97(1975), pp.635-642.
- (36) S.J.Lee, B.J.Gilmore, M.M.Ogot, "Dimentional Tolerance Allocation of Stochastic Dynamic Mechanical Systems Through Performance and

Sensitivity Analysis", Transaction of the ASME Journal of Mechanical Design, 115(1993), pp.392-402.

- (37) R.E.Garrett, A.S.Hall.Jr., "Effect of Tolerance and Clearance in Linkage Design", Transaction of the ASME Journal of Engineering for Industry, 91(1969), pp.198-202.
- (38) J.H.Rhyu, B.M.Kwak, "Optimal Stochastic Design of Four-Bar Mechanisms for Tolerance and Clearance", Transaction of the ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 110(1988), pp.255-262.
- (39) 柴田, 重松, 嘉数, "拡張形バリスティックモデルにおける2足歩行解析(モデルの構築と計算機実験)", 日本機械学会論文集(C編), Vol.56, No.532(1990), pp.3306-3310.
- (40) 重松, 嘉数, "衝撃時における2足歩行機械の準動力学モデルの構築", 日本機
 械学会論文集(C編), Vol.57, No.542(1991), pp.3202-3207.
- (41) 中村, "歩行ロボットの3次元動力学シミュレーション法", 計測自動制御学会論 文集, Vol.25, No.10(1989), pp.1091-1097.
- (42) 中村,小谷内,安達,「歩行シミュレーションにおける相互作用計算」,システム制御 情報学会論文誌, Vol.5, No.1(1992), pp.1-8.
- (43) P.A.Cundall, O.D.L.Strack, "A Discrete numerical model for granular assemblies", Geotechnique, Vol.29, No.1(1979), pp.47-65.
- (44) 川口,田中,辻, "離散要素法による流動層の数値シミュレーション",日本機会
 学会誌(B編), Vol.58, No.551(1992), pp.2119-2125.
- (45) 佐伯, 高野, "だ円粒子からなる粒状体の振動輸送", 日本機会学会誌(C 編),
 Vol.64, No.625(1998), pp.3257-3263.
- (46) 芹澤, "個別要素法による電子写真用現像剤搬送過程の解析", 日本機会学会誌(C編), Vol.64, No.625(1998), pp.3571-3576.
- (47) L.Shih, A.A.Frank, B.Ravani, "Dynamic Simulation of Legged Machines Using a Compliant Joint Model", The International Journal of Robotics Research, Vol.6, No.4(1987), pp.33-46.
- (48)舟橋,小川,原,"平面多節機構のシステム解析",日本機械学会論文集,Vol.42,

No.359(1976), pp.2157-2165.

- (49) K.H.Hunt, F.R.E.Crossley, "Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact", Transactions of ASME Journal of Applied Mechanics, (1975), pp.440-445.
- (50) Ting W. Lee, A.C.Wang, "On The Dynamics of Intermittent-Motion Mechanisms", Transaction of ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 105(1983), pp.534-540.
- (51) S.Shivaswamy, H.M.Lankarani, "Impact Analysis of Plates Using Quasi-Static Approach", Transactions of ASME Journal of Mechanical Design, 119(1997), pp.376-381.
- (52)米田, 広瀬, "歩行機械の転倒安定性", 日本ロボット学会誌, Vol.14, No.4(1996), pp.517-522.
- (53)川渕, 舟橋, 武田, "ロボット用ディスクブレーキのソレノイド駆動くさび機構の動的 解析", 日本機械学会講演論文集, No.97-1-IV(1997),pp.76-78.

謝辞

本論文の研究は東京工業大学機械科学科機能システム学講座(旧,機械要素 講座)において,舟橋宏明教授,武田行生助教授のもとに行いました.

私が学部4年において本研究を開始してから8年間もの長期にわたり、私の いささか自由奔放な研究生活を終始支えてくださり、また懇切丁寧にご指導を 賜りました舟橋宏明教授に厚く感謝の意を表します.

同様に,研究に取り組む姿勢,研究を行う意義をご指導いただき,また時に 叱咤激励をして下さいました武田行生助教授に深く感謝いたします.

また,貴重なお時間を費やして本論文の査読をしていただきました小野京右 教授,下嶋浩教授,堀江三喜男助教授の各先生方に深く感謝いたします.

そして、学生の時から本研究にあたっていただき、特に小形軽量で大きな連結トルクを発揮する足関節クラッチの開発や試作機の製作において陣頭に立って大きな貢献をして下さりました樋口勝助手に深く感謝いたします.

さらに,研究室での生活を送るにあたり色々な息抜き話に付き合っていただ けるなど様々な面で支えて下さりました塚本美弥子技官に深く感謝いたします.

そして、同じ歩行椅子の研究グループ要員として、大きな苦労をかけ、また それを分かち合った以下の皆様に深く感謝いたします.

コマツ勤務の岡村氏には、私の先輩として本歩行機械の脚機構について階段 歩行を考慮した設計手法を残していただきました。新日鉄勤務の成田氏には、 本論文の試作機より以前のさらに大きな試作機の設計・製作を共に行っていた だきました。クボタ勤務の田島氏には、対偶すきまを考慮した機構運動の解析 プログラムの開発におけるプログラム実装と辛抱強いデバッグを行っていただ きました。ユニシア・ジェックス勤務の勝山氏には、実験と動的シミュレーショ ンを行って本歩行機械用クラッチの最適設計の基礎資料をまとめていただきま した. 三菱総研勤務の松下氏には、広範囲にわたる動的歩行シミュレーション を行って本歩行機械の評価資料をまとめていただくと共に、対偶すきまを考慮 した機構の測定実験や、歩行機械の設計製作と歩行実験をしていただきました. 現東工大 M2 の沈氏にも、試作機の設計製作を行っていただきました.

平成11年7月 川渕 一郎