

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	2足歩行機械の機構総合に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	岩附信行
Author(English)	NOBUYUKI IWATSUKI
出典(和文)	学位:工学博士, 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第1815号, 授与年月日:1987年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor of Engineering, Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第1815号, Conferred date:1987/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

昭和 6 1 年度 博士論文

2 足歩行機械の機構総合に
関する研究

指導教官	舟橋	宏明教授
学籍番号	大博	4 0 4 8
氏 名	岩附	信行

目 次

第 1 章 緒 論

1・1 研究目的	- 1-
1・2 従来の研究	- 5-
1・3 本論文の構成	- 7-

第 2 章 脚機構の総合

2・1 緒 言	- 10-
2・2 脚機構に要求される機能および自由度	- 10-
2・3 足関節軌跡創成機構の総合	- 13-
2・3・1 脚節の運動条件	- 13-
2・3・2 足関節軌跡創成機構の選択	- 14-
2・3・3 総合条件および総合	- 17-
2・3・4 総合結果および検討	- 23-
2・4 足部駆動機構の総合	- 30-
2・4・1 足部の運動条件	- 30-
2・4・2 足部駆動機構の選択	- 39-
2・4・3 総合条件および総合	- 40-
2・4・4 総合例および検討	- 43-
2・5 結 言	- 52-

第 3 章 歩幅変更を伴う非定常歩行

3・1 緒 言	- 54-
3・2 歩幅変更に対する脚機構の可調整化	- 54-
3・2・1 足関節軌跡の変更	- 54-
3・2・2 原動節長調整機構の総合	- 57-
3・2・3 歩幅可変脚機構	- 62-
3・3 脚機構の入力	- 64-
3・3・1 歩幅一定時	- 64-
3・3・2 歩幅変更時	- 67-
3・4 可調整足関節軌跡創成機構の運動特性に関する考察	- 76-
3・5 結 言	- 84-

第 4 章 姿勢制御機構の総合

4・1 緒 言	- 86-
4・2 歩行機械の動的解析	- 86-
4・2・1 2足歩行機械の運動方程式	- 86-
4・2・2 理想歩容に対する動力学的条件	- 90-
4・2・3 脚機構のみからなる歩行機械の動的解析	- 93-
4・3 姿勢制御機構	-101-
4・3・1 倒立振子形姿勢制御機構	-101-
4・3・2 姿勢制御機構の運動	-103-
4・4 姿勢制御機構搭載時の安定性	-110-
4・5 結 言	-116-

第 5 章 歩行機械の試作および実験

5・1 緒 言	-117-
5・2 定常歩行に関する歩行実験	-117-
5・2・1 試作機	-117-
5・2・2 制御系および検出系	-128-
5・2・3 実験結果および検討	-130-
5・3 非定常歩行に関する歩行実験	-132-
5・3・1 試作機	-132-
5・3・2 制御系および検出系	-136-
5・3・3 実験結果および検討	-138-
5・4 結 言	-147-

第 6 章 結 論

参考文献	-152-
------	-------

謝 辞	-156-
-----	-------

付 録 1. アクチュエータおよび減速機の決定手法	-157-
2. 座標変換行列	-161-
3. 剛体の角運動の表現	-165-
4. 姿勢制御機構の運動解析	-167-
5. シミュレーション手法	-170-

記 号 表

本論文で使用する主な記号は次のとおりである。

a	原動節長調整機構の入力
$a_1, a_2, \dots$	機構定数
b	原動節長
$b_1, b_2, \dots$	機構定数
F_R	点Rにおいて2足歩行機械に作用する歩行面反力のベクトル
F_R^*	ゼロモーメントポイントにおいて2足歩行機械に作用する歩行面反力のベクトル ($= [F_R^*.x \ F_R^*.y \ F_R^*.z]^T$)
$G_c - \xi_c \eta_c \zeta_c$	姿勢制御機構のつりあいおもりの重心 G_c を原点とした動座標系
$G_i - \xi_i \eta_i \zeta_i$	節 i の重心 G_i を原点とした動座標系
g	重力加速度ベクトル
$[J]_i$	静止座標系 $O-XYZ$ で記述した節 i の重心まわりの慣性テンソル
$J_1, J_2, \dots$	対偶点
J_A, J_H, J_K	足関節, 股関節および膝関節
$J_H - x \ y \ z$	股関節に固定した動座標系
$J_o - x_i \ y_i \ z_i$	節 i の対偶点 J_o を原点とした動座標系
$[j]_i$	動座標系 $G_i - \xi_i \eta_i \zeta_i$ で記述した節 i の重心まわりの慣性テンソル
$[j]_c$	動座標系 $G_c - \xi_c \eta_c \zeta_c$ で記述したつりあいおもりの慣性テンソル
L	単位脚長
L	2足歩行機械全体の角運動量ベクトル
L_1, L_2	大腿部長および下腿部長
L_{in}, L_{out}	原動節長調整機構の入力節および出力節
q_1, q_2, q_3	足部寸法
$q_{g.c}$	倒立振子の取り付け位置からつりあいおもりの重心までの距離
m_i	節 i の質量
m_c	つりあいおもりの質量
N_c	補償モーメントのベクトル ($= [N_{c.x} \ N_{c.y} \ N_{c.z}]^T$)

N_R	2足歩行機械に歩行面から作用するモーメントのベクトル
N_R^*	ゼロモーメントポイントにおいて2足歩行機械に歩行面から作用するモーメントのベクトル ($= [0 \ N_R^* \ 0]^T$)
$O-XYZ$	歩行面に固定した静止座標系
P	2足歩行機械全体の運動量ベクトル
R	接地点または回転対偶
R^*	ゼロモーメントポイント
R^{**}	接触面内に位置するゼロモーメントポイント
R_H	静止座標系 $O-XYZ$ における股関節の位置ベクトル ($= [X_H \ Y_H \ Z_H]^T$)
R_R	静止座標系 $O-XYZ$ における点 R の位置ベクトル
R_R^*	静止座標系 $O-XYZ$ におけるゼロモーメントポイントの位置ベクトル ($= [X_R^* \ 0 \ Z_R^*]^T$)
R_R^{**}	静止座標系 $O-XYZ$ における点 R^{**} の位置ベクトル ($= [X_R^{**} \ 0 \ Z_R^{**}]^T$)
$R_{G,i}$	静止座標系 $O-XYZ$ における節 i の重心の位置ベクトル
r_R	動座標系 J_H-xyz における点 R の位置ベクトル
$r_{G,i}$	動座標系 J_H-xyz における節 i の重心の位置ベクトル
S	歩幅
T	歩行周期
T_s	一つの脚の支持期間
T^*	歩行速度変更期間
$[T]_H$	静止座標系 $O-XYZ$ と動座標系 J_H-xyz との間の座標変換行列
$[T]_i$	動座標系 J_H-xyz と動座標系 $G_i-\xi_i\eta_i\zeta_i$ との間の座標変換行列
t	時刻
$t_0, t_1, \dots$	定常歩行時の脚の支持期を表す時刻
$t_{s0}, t_{s1}, \dots$	歩行開始時の脚の支持期を表す時刻
$t_{f0}, t_{f1}, \dots$	歩行終了時の脚の支持期を表す時刻
(X_A, Y_A)	静止座標系 $O-XYZ$ における足関節の位置
(x_A, y_A)	動座標系 J_H-xyz における足関節の位置
(x_P, y_P)	動座標系 J_H-xyz におけるつま先の位置
(x_Q, y_Q)	動座標系 J_H-xyz におけるかかとの位置
V	歩行速度 (単位時間あたりの歩数)
v	移動速度 (単位時間あたりの移動距離)

α_a	機構の圧力角の許容値
$\beta, \beta_x, \beta_y, \beta_z$	腰部の揺動角
γ	一つの脚のつま先と他方の脚のかかとを結ぶ線分が腰部上の座標軸 x となす角
γ_c	斜めクランク軸のねじれ角または足関節軌跡創成機構の中間節の形状を表す角
γ_s	足関節軌跡創成機構の原動節静止対偶点と股関節を結んだ線分が x 軸となす角
δ	一つの脚のつま先と他方の脚のかかとの間の距離
δ_0	両脚支持期間における一つの脚のつま先と他方の脚のかかとの間の距離
Θ	機構の原動節角変位
Θ_c	斜めクランク軸の回転角
θ	原動節の位相角
θ_A	足関節軌跡創成機構の原動節角変位
θ_F	足部駆動機構の原動節角変位
λ	原動節長調整角
μ	4 節機構の伝達角
μ_s	静止摩擦係数
μ^*	必要摩擦係数
$[\pi_m]_H, [\pi_{1,m}]_H$	腰部の角速度および角加速度を記述するための行列
$[\pi_m]_i, [\pi_{1,m}]_i$	節 i の角速度および角加速度を記述するための行列
τ	運動伝達指数
Φ	機構の従動節角変位
φ	足部と歩行面のなす角
$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$	2 座標系間の座標変換における 3 軸の回転角
$\varphi_A, \varphi_H, \varphi_K$	足関節角, 股関節角および膝関節角
$\dot{\varphi}_H, \ddot{\varphi}_H, \dot{\varphi}_H^{\circ}, \ddot{\varphi}_H^{\circ}$	腰部の角速度および角加速度を記述するためのベクトル
$\dot{\varphi}_i, \ddot{\varphi}_i, \dot{\varphi}_i^{\circ}, \ddot{\varphi}_i^{\circ}$	節 i の角速度および角加速度を記述するためのベクトル
χ	副姿勢制御機構の旋回角
Ψ	機構の従動節と中間節のなす角
Ψ_c	姿勢制御機構の倒立振子の前後方向の揺動角
ψ	動座標系 $J_H - x y z$ における足部足底の角変位
Ω_i	静止座標系 $O - XYZ$ で記述した節 i の角速度ベクトル
ω_i	動座標系 $G_i - \xi \eta \zeta$ で記述した節 i の角速度ベクトル

第 1 章 緒 論

1・1 研究目的

今日、コンピュータを中心としたエレクトロニクス技術の発達および制御理論の発展を背景として、ロボットはめざましい進歩を遂げ、産業界に浸透しつつある。それらの産業用ロボットは人間の「代行機械」であり、従来の煩わしい繰り返し作業から人間を解放してくれる。しかし、一旦人間とロボットが交替した後は、工場は生産性の向上のために、ロボットがもっとも稼働しやすい環境となるように設計されていき、さらに無人化も進められて、人間はロボットから隔絶されるに至り、個人としての人間がロボットの恩恵を直接に受けることは少なくなる。

このような産業用ロボットに対して、個人としての人間に奉仕するロボットの開発が望まれている。たとえば、一般家庭において日常の家事、病人や老人の介護などを行い、さらにレジャーなどにも用いられるロボットである。このようなロボットは単なる人間の「代行機械」ではなく、人間の行う種々の作業を補助する「補助機械」であり、人間と共にあるべきものである。したがって、産業用ロボットのようにその環境を支配するものであってはならず、人間が日常に生活する環境に適応して稼働するものでなくてはならない。そのためにもっとも重要となるものの一つはロボットの移動機能である。いうまでもなく、人間の日常生活空間は、人間が移動しやすいようにできている。すなわち、坂道や階段が存在し、しかも一般家屋ではこれらは必要最小限の面積で作られている。これらの空間を変化させることなく、ロボットが自由に移動するためには、その移動形態を人間と同じにしなければならない。したがって、個人用のロボットを実現するためには、2足歩行機械を開発する必要がある。

一般にロボットの主構成要素は機構、制御系および動力源の三つである。2足歩行機械を構成する機構は、足部の運動を創成して本体を移動させるための脚機構および歩行機械全体のつりあいをとってその姿勢を制御するための姿勢制御機構であるが、いずれも運動特性や制御特性の優れたものであることはもちろん、強度、耐久性にも優れ、また保守管理の容易なものでなくてはならない。ついで制御系については、将来的に、図1.1に示す自律形2足歩行機械の制御系が必要になると予想される。すなわち、歩行指令が与えられると、外界からの情報および先験的な知識から目的にかなう歩容を生成し、その情報を脚機構および姿勢制御機構のコントローラに伝え、それぞれの運動を決定して機構を駆動する。脚機構には、負荷に適応するためのフィードバック①をかけ、最下位レベルの制御系を構成する。また、局所的な地勢の変化や外乱に対して歩容の安定化をはかるフィードバック②を脚機構および姿勢制御機構のコントローラにかけ、中位レベルの

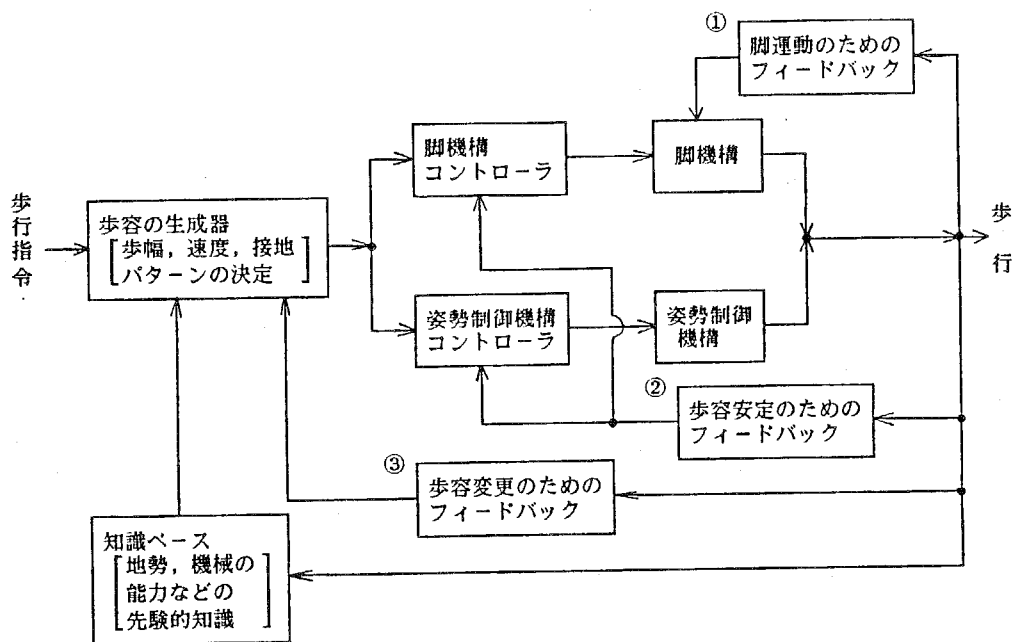


図1.1 自律形2足歩行機械の制御系

制御系を構成する。さらに最上位レベルの制御系として、大きな地勢の変化の情報に応じて歩容の変更を促すフィードバック③をかける。なお、この情報は常に知識ベースに蓄えていき、以降の歩容決定の資料とする。動力源については、産業用ロボットとは異なり、本体に搭載することが要求される。これは、制御系も同じで、完全自立形ロボットであることが望まれる。

以上の事項がすべて満足されれば実用に供しうる2足歩行機械といえることができるが、未だそのような歩行機械は実現されていない。しかし、腕と脚を有するロボット、いわゆる「人間形ロボット」は技術者のみならず人類の夢であり、その実現のために、すでに多くの研究がなされてきた^{(1)~(30)}。それらの2足歩行機械の大半は、人間形としての形態美および人間なみの対地適応能力を有することを条件としている。したがって、脚機構の自由度を人間の脚のそれに極めて近いものに想定しており、その自由度と等しいかあるいはそのいくつかを減じた数のアクチュエータを脚機構に配置し、それらを協調制御するものである。たとえば図1.2は、人間の脚の主要な運動機能を有するリンクモデルであり、図中の円柱はアクチュエータを、またそれらに付した細い矢印はそれらの回転方向を表す。このモデルでは1脚あたり7自由度、歩行機械全体で14自由度を有しており、さらに図1.3のような直進歩行のみを行うためのモデルでも6自由度となっている。したがって、このように多数のアクチュエータを協調制御するために、複雑な制御則が必要となり、先に述べた中位および下位レベルの制御系を構成するのが難しい。

また、従来の2足歩行機械では、人間の上部部にあたる姿勢制御機構を搭載し

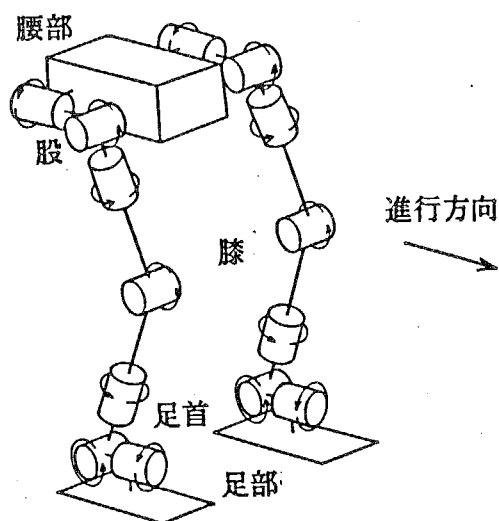


図1.2 人間の脚部の主要な運動機能を考慮した14自由度リンクモデル

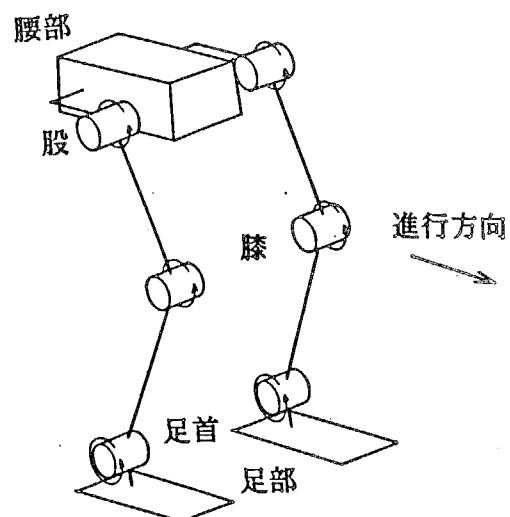


図1.3 直進歩行のみを行う2足歩行機械の6自由度リンクモデル

ているもの⁽¹⁸⁾、⁽²⁹⁾は少なく、脚機構の各アクチュエータは足部が腰部に対して所要の相対運動を行うように各関節角を制御すると同時に、腰部および脚部に作用する重力および慣性力により歩行機械全体の動的つりあいをとるべく各関節角を制御している。すなわち姿勢制御動作を脚機構に負担させており、これにより制御則は一層複雑になっている。したがって、これらのために未だ中位および下位レベルの制御システムの構成のためのソフトウェアの開発が研究の主流であり、自律形2足歩行機械を構成するための上位レベルの制御系へのアプローチが遅れている。さらに、今後研究が進展してそれが可能になったとしても、上位レベルの制御系には視覚情報処理システムおよび人工知能が必須であり、これらのみでも大きなシステムとなるであろうから、これらと脚機構の制御システムを組み合わせたシステムは膨大なものになって高性能かつ大規模なコンピュータが必要になり、2足歩行機械の実用化にあたっての大きな障害になると予想される。

また、脚機構に姿勢制御動作を行わせる場合、腰部に不要な揺動や後退が生じる可能性が高く、歩行機械の搬送機としての特性が損なわれるおそれがある。したがって、姿勢制御機構は脚機構とは独立なものとして、腰部の運動特性を考慮して脚機構の運動を決定したのち、歩行機械の動的つりあいをとるべくその駆動方式を定めるべきであろう。

制御システムの負担を軽減するためには、まず脚機構を自由度の少ない機構で構成して、アクチュエータの数を減じる必要がある。従来の脚機構の自由度は、人間なみの優れた対地適応能力を得ることを目的として、人間の脚のそれを模倣して定められたものと考えられるが、2足歩行機械の使用範囲を人間の日常生活空間に限定すれば、そのような優れた対地適応能力は必要ないと考えられる。す

なわち、任意の三次元的な曲面や極端な凹凸面などに適応する能力は必要なく、従来の移動機械で困難であった階段の昇降や、溝などをまたぐことが実現できれば歩行機械として十分に価値がある。また本来、機械の自由度はその機械全体の機能に立脚して定められるべきである。すなわち、脚機構の自由度は、人間の脚の骨格にとらわれることなく、その要求される歩行機能に立脚して、定めるのが肝要である。たとえば、水平面上の直進定常歩行機能を考えると、脚機構は歩行機械本体に対して一定の周期運動を行うことになり、脚機構を自由度の極めて少ない機構で構成できる可能性がある。このことは、従来、脚節の一定の運動パターンを実現するようにプログラム制御などのソフトウェアが担っていた役割を脚機構のハードウェアにも分担させることであり、脚の運動制御が容易になると考えられる。もちろん2足歩行機械は直進定常歩行を行うのみではないから、その要求される歩行機能に応じて脚機構の自由度を追加することになる。しかしその場合も、脚機構を、歩行機能の変化に対応する調整機能をもった可調整機構とすることにより解決する。そのようにすれば、歩容を変化させるときのみ、調整用のアクチュエータを作動させればよく、その変更後に協調制御が必要なアクチュエータの数は増加しないので、制御則が複雑になることは避けられる。これらの結果、歩行のための中位および下位レベルの制御システムは飛躍的に簡素化され、上位レベルの制御システムへのアプローチも可能になると思われる。したがって、2足歩行機械に要求される歩行機能を分類・整理して、その歩行機能を実現するのに必要な脚機構の自由度を求めるとともに、歩行機能と脚機構の調整機能との関係を明らかにしなければならない。

さらに、大重量のアクチュエータおよび減速機を脚の各関節部に配置することを避け、それらをできる限り腰部に集中して搭載すれば、脚部および足部の大幅な軽量化が可能となり、機構の運動特性が向上し、制御も容易になると期待される。同時に、潤滑・密封が容易になるとともに、伝達用導線も少なくなり、脚機構の保守管理が容易になる。腰部上のアクチュエータによって各脚および各足部に所要の運動を行わせるためには、脚機構として閉ループリンク機構を採用する必要がある。したがって、その脚機構に適合する機構形式を明らかにするとともに、機構総合を行って具体的な寸法を決定しなければならない。この総合においては、とくに歩行機械の搬送機としての運動特性、すなわち腰部の揺動、上下動および進行方向の速度変動が少なくかつ遊脚の不要な運動がないなどの特性、ならびに脚機構の運動伝達性を考慮した総合条件を定めるとともに、それらの条件を満足する総合手法を開発しなければならない。

本論文の研究は以上の考察に基づいて運動特性および制御特性の優れた2足歩行機械の機構の総合を可能にすることを目的として行われた。まず、2足歩行機械を人間の日常生活空間における搬送機械に限定してその歩行機能と脚機構の自

由度について考察し，脚機構を足関節軌跡創成機構と足部駆動機構により構成することを提案して機構総合を行った．ついで，この脚機構を可調整機構として歩幅変更を伴う直進非定常歩行の可能な脚機構を求め，その入力運動を決定した．さらに歩行機械の動的解析および姿勢制御機構の総合について簡潔な手法を見出し，空間リンク機構による姿勢制御を提示した．

1・2 従来の研究

2足歩行機械に関する従来の研究は，先に述べたように，脚の各部に配置したアクチュエータを協調制御することにより安定な歩行を実現しようとするものが多い．これらは，安定性に関する理論的な研究と実際に歩行機械を試作して歩行を行わせる実験的な研究とに大別される．

理論的な研究には，脚部に理想的な運動を与えて，その角変位，角速度，歩幅などを目標値として追値制御して歩行を行わせるものが多い．Hemamiらは単純な歩行モデルを仮定し，運動方程式を近似することにより多変数の線形制御系を構成し，歩行姿勢の安定性および歩行の周期性について論じているが，運動方程式の近似があらく，歩行モデルの自由度も少ない^{(1)~(5)}．Vukobratovićらはより実際のモデルについて，歩行の制御レベルを判断レベル，アルゴリズムレベルおよび動的調整レベルに分割することにより，外乱に対する応答性の優れた制御系を構成できることを示している^{(6)~(9)}．またVukobratovićは，2足歩行機械の多点接地期の安定性の規範としてゼロモーメントポイントを提案した．伊藤らは歩行の動的安定問題をサーボ系の追従問題に置き換え，剛体・無質量脚の簡単なモデルにおいて，歩行機械が外乱を受けたとき，歩行の数周期後に定常状態に復帰するための制御則を導出している⁽¹⁰⁾．その他，Bletskiiらは質量を集中させた上体部および無質量脚を有するモデルにおいて，上体部の揺動に関する運動方程式を線形化し，安定歩行に適する上体部の運動と，このときの各関節部の駆動トルクおよび歩行面の反力について論じているが，議論は片脚支持期間に限定されている⁽¹¹⁾．

実験的な研究については，我が国に多数の報告がある．加藤，雁瀬，高西らは油圧駆動の2足歩行機械により静歩行から動歩行へ発展させてきた^{(12)~(15)}．現在では12自由度の2足歩行機械を試作して，脚の支持相を単脚支持相および立脚切り換え相とに分け，それぞれの相で設定歩行パターンによるプログラム制御ならびに足首部のトルクおよび機械インピーダンスを可変とするシーケンス制御を施すことにより，歩幅40cm，歩行速度約40歩/分の動定常歩行を実現するとともに，静止状態から歩行を開始して再び静止状態に至る，いわゆる動完全歩行を実現した⁽¹⁵⁾．しかし，単脚支持相では遊脚のアクチュエータのみ，また立脚切り換え相では足首部のアクチュエータのみしか駆動しないなど各支持相において駆

動されていないアクチュエータが多く、12自由度が必要不可欠であるという議論は行われていない。有本らは2足歩行機械を特異摂動系⁽¹⁶⁾とみなし、6自由度を有する脚と歩行機械の左右方向につりあいおもりを運動させる姿勢制御機構からなる2足歩行機械を試作し、局所フィードバックを用いた階層制御を行って、歩幅23cm、歩行速度75歩/分の歩行を実現している⁽¹⁷⁾、⁽¹⁸⁾。これは姿勢制御機構を搭載した希な例であるが、歩行機械の左右方向の安定化のみに用いられており、前後方向のつりあいは脚の運動によっている。さらに最近ではこの歩行機械に学習制御を適用し⁽¹⁹⁾、2足歩行機械の新しい制御法を模索している。下山らは、脚と歩行面が点接触を行う3自由度の竹馬形2足歩行機械を試作し、簡単なフィードバック制御により、動的に直立させることに成功しているが、歩行については、一定に前進させることはできなかった⁽²⁰⁾、⁽²¹⁾。さらにこの歩行機械の膝および足首部に自由度を追加し、足底をもった歩行機械を試作しているが、前後方向の安定性を得るために、スキー板のような長い足底を必要としている⁽²²⁾。以上が歩行機械に拘束を加えることなく歩行に成功したものである。

このほか、歩行機械になんらかの支持機構を付加し、その運動を拘束して歩行実験を行ったものがある。美多らは6自由度を有する2足歩行機械を試作し、ガイドレールによって左右方向の運動を拘束して、状態レギュレータを用いた制御を行って歩行を実現しているが遊脚が接地する際の振動を吸収するための整定時間が長く、また遊脚の足部が床面から十分高く上がっていない⁽²³⁾、⁽²⁴⁾。古荘らは、7自由度の歩行機械を試作し、足底の形状により左右方向の運動を拘束して、局所フィードバックを用いた階層制御を行って、歩幅45cm、歩行速度60歩/分の動定常歩行を実現した^{(25)~(27)}。また、加藤らは伸縮式の脚を有する4自由度の歩行機械を試作し、足底の形状で左右方向の運動を拘束して、リミットサイクルのもつ安定性を利用した制御系により、実験を行ったが、わずかに1歩踏み出したにすぎない⁽²⁸⁾。

2足歩行機械のハードウェアに関してはごく少数の報告しかない。舟橋らは揺動すべり子クランク機構を脚機構に採用し、その中間節曲線の近似直線部分を支持期間に用いて、歩行機械が角運動を伴うことなく、ほぼ等速度の移動を行えることを示している⁽²⁹⁾。またつりあいおもりの前後方向の直進運動による姿勢制御機構を搭載している。脚機構の動力学的特性に関する研究として、高浜らが、人間の筋組織を代用するものとして、脚機構の各関節部に弾性部を設けた2足歩行機械を試作している⁽³⁰⁾。

ここで多足歩行機械に目を向けると、脚機構のハードウェアに関する研究がいくつかみうけられる。広瀬らは4足歩行機械において、その脚機構に3次元パンタグラフ機構を用いて足部の鉛直方向の運動と水平方向の運動を分離する重力方向分離駆動方式を採用し、協調制御を容易にするとともに歩行機械の鉛直方向変

動によるエネルギー消費を除去している⁽³¹⁾。阿部、金子らは6足歩行機械において、中間節曲線が擬似直線を創成する平面4節機構を脚機構に用いて、歩行機械の鉛直方向変動をなくしエネルギー消費を軽減できること、さらにそれらを3脚づつ同期させることにより簡素な制御系が構成できることを指摘している⁽³²⁾。⁽³³⁾。また彼らは、多足歩行機械の歩行機能と自由度の関係を考察し、4足歩行機械に必要な最少自由度を求める⁽³⁴⁾とともに、歩行機能に対応して自由度を分離することにより、協調制御をほとんど必要としない6足歩行機械を構成しており⁽³⁵⁾、非常に興味深い。このような考え方は2足歩行機械にも拡張されるべきであろう。

以上述べたように、2足歩行機械の研究の多くは多自由度の歩行系の制御ソフトウェア開発研究であり、歩行機械のハードウェアによりその制御システムの負担を軽減することは考慮されていない。また、ハードウェアに関する研究については、特定の機構を脚機構に採用した場合について論じるのみで、脚機構に必要な自由度、さらに脚機構に適合する機構形式の検討およびその総合などの系統的な研究は行われていないのが現状である。

1・3 本論文の構成

本論文の構成は次のとおりである。

第1章 緒 論

第2章 脚機構の総合

2足歩行機械の水平面上の直進定常歩行を実現するための脚機構の総合を行う。まず、2足歩行機械が人間の日常生活空間で自由に移動するために具備すべき歩行機能を分類し、さらにそれらの歩行機能を実現するために脚機構に要求される機能および機構の自由度について考察する。その結果、もっとも基本的な歩行機能である水平面直進定常歩行を実現する脚機構を、足関節の腰部に対する所要の軌跡を創成する足関節軌跡創成機構と足部の足関節まわりの所要の角運動を創成する足部駆動機構で構成して、前者の機構に歩幅および遊脚の高さを調整する機能を付与し、後者の機構に歩行機械を旋回させる機能を付与すれば種々の歩行が可能であることを示す。ついで、回転対偶のみからなる一自由度平面リンク機構のなかから足関節軌跡創成機構および足部駆動機構それぞれに適合する機構形式を選択し、それらの総合条件および総合法を明示して総合を行う。

第3章 歩幅変更を伴う非定常歩行

第2章で得られる定常歩行を行うための脚機構に調整機能を付与してこれを可調整機構とすることにより、2足歩行機械の種々の非定常歩行機能が得られるこ

とを確認する．調整機能として歩幅の変更機能を取り上げ，まず足関節軌跡創成機構の原動節長を調整して足関節軌跡を拡大・縮小することを提案し，その原動節長の調整形式を明らかにする．ついで，得られた可調整足関節軌跡創成機構および足部駆動機構を連結して歩幅可変脚機構を構成する．さらに，この歩幅可変脚機構を構成する各機構の原動節角変位の決定手法を歩行速度を変更する場合および歩幅を変更する場合についてそれぞれ示して，歩幅可変脚機構の運動および腰部の歩行面に対する運動を決定し，2足歩行機械の，歩行開始・終了を含む歩幅の変更ならびに歩行速度の変更を伴う一連の非定常歩行を可能にする．最後に，得られた可調整足関節軌跡創成機構と従来のアクチュエータを各関節に配置した開ループ形式の足関節軌跡創成機構について，それらの運動特性を比較し，検討を加える．

第4章 姿勢制御機構の総合

姿勢制御機構の総合手順を示してその総合を行い，2足歩行機械の動力学的に安定な歩行を可能にする．まず，歩行機械が機構学的に定められた歩行を行うために満足すべき動力学的条件を導出し，この条件を用いて歩行機械の簡便な動的解析を可能にする．具体的に第3章で得られた歩幅可変脚機構のみからなる歩行機械の解析を行って，その姿勢制御機構の設計方針を得る．ついで，歩行機械に動力学的条件を満足させるための具体的な倒立振子形姿勢制御機構を提案するとともに，その歩行時における倒立振子の揺動角運動の決定手法を提案して，種々の歩容に対する姿勢制御機構の運動を定める．さらに，その姿勢制御機構を搭載した場合の歩行機械の動的安定性を，動力学的条件による判定および歩行シミュレーションによって検証する．

第5章 歩行機械の試作および実験

第4章までに示す総合に基づいて得られる脚機構および姿勢制御機構より構成される2足歩行機械を試作し，歩行実験を行って，その歩行特性について検討を加える．まず，足関節軌跡創成機構，足部駆動機構および倒立振子形姿勢制御機構を合わせて一自由度機構で構成し，これとサーボモータおよび遊星歯車機構からなる副姿勢制御機構を組み合わせた歩行機械を試作して，水平面直進定常歩行に関する実験を行う．ついで，第3章で得られた歩幅可変脚機構を有する歩行機械を試作して，非定常歩行に関する実験を行い検討を加える．

第6章 結 論

本研究で得られた結果を要約して述べる．

付録

アクチュエータおよび減速機の決定手法，座標変換行列，剛体の角運動の表現，姿勢制御機構の運動解析，シミュレーション手法を示している。

第 2 章 脚機構の総合

2・1 緒 言

人間の水平面直進定常歩行動作を観察すると，脚および足部は腰部に対してほぼ一定の周期運動を行っており，2足歩行機械の脚機構を自由度の極めて少ない機構で構成できる可能性がある．この場合，対地適応能力は低くなるが，2足歩行機械の使用範囲を人間の日常生活空間に限定すれば規則的な階段やなだらかな傾斜面などに適応できれば十分に実用的である．したがって，脚機構を，これらの歩行面に適応する調整機能をもった可調整機構とすることにより，自由度を著しく増加させることなく種々の歩行を実現できる可能性がある．

そこで本章では，2足歩行機械が人間の日常生活空間で自由に移動するために具備すべき歩行機能を分類し，さらにその歩行機能を実現するために脚機構に要求される機能および機構の自由度について考察する．そしてその結果，もっとも基本的な歩行機能である水平面直進定常歩行を実現する脚機構を，足関節の腰部に対する所要の軌跡を創成する足関節軌跡創成機構と足部の足関節まわりの所要の角運動を創成する足部駆動機構で構成して，前者の機構に歩幅および遊脚の高さを調整する機能を付与し，後者の機構に歩行機械を旋回させる機能を付与すれば種々の歩行が可能であることを示す．さらに，足関節軌跡創成機構および足部駆動機構それぞれに適合する機構形式を選択し，それらの総合条件および総合法を明示して総合を行う．

2・2 脚機構に要求される機能および自由度

まず，2足歩行機械が人間の行動空間で用いられる場合に具備すべき歩行機能を考える．高西は，「2足歩行ロボット」の移動機能として，「2足歩行ロボット」が三次元曲面上の任意の位置に，任意の方角を向いて移動しうることをあげ，歩行の次元は三次元，また移動の自由度は並進についての3自由度と鉛直軸まわりの回転の1自由度を加えた4自由度であると述べている⁽³⁶⁾．人間の行動空間内での歩行に限定すれば，2足歩行機械が任意の三次元曲面上に移動可能である必要はないが，歩行の次元と移動の自由度という考え方は，2足歩行機械の歩行機能を考えるうえで極めて重要である．

人間は直進歩行を行い，一次元の移動を実現する．また，鉛直方向には階段や坂道を利用して，二次元の移動を行う．さらに左右方向への移動については，歩行停止状態から片脚の足首または股関節まわりに旋回して直進歩行の方向を変更するか，または直進歩行中に大きな弧を描いて旋回することにより行うことが多い．このとき同時に鉛直軸まわりの回転も行っており，合わせて三次元4自由度

歩行を行っていると考えられる。したがって、人間と同じ歩行環境で歩行する2足歩行機械に要求される歩行機能をまとめれば次のようになる。

(1)水平面上の直進歩行機能

(2)傾斜面歩行機能

(3)階段歩行機能

(4)旋回歩行機能

これらは移動のための歩行機能であり、このほか

(5)障害物の回避機能

が必要である。これは、歩行面上の石や溝などの障害物をまたぐ機能であり、進行方向を変更することなく障害物を回避するためのものである。2足歩行機械に以上の五つの歩行機能が備われば、三次元4自由度歩行が可能であり、実用に供しうるものと考えられる。

つぎに、2足歩行機械に上述の歩行機能を具備させるために、脚機構に要求される機能、およびその機能のために必要

な機構の自由度すなわちアクチュエータの数について考察する。ここで、

歩行機能(4)を除いた残りの歩行機能においては脚は平面運動を行うので、まず図2.1のような平面モデルを考える。

2脚を、回転対偶で連結された六つの節で構成して歩行機械本体(腰部)に取り付けるものとし、節 $J_H J_K$ を大腿部、 $J_K J_A$ を下腿部、 $J_A P Q$ を足部と呼ぶ。また、対偶 J_H を股関節、 J_K を膝関節、 J_A を足関節、点 P をつま先、点 Q をかかとと呼び、関節の角変位 φ_H を股関節角、 φ_K を膝関節角および φ_A を足関節角と呼ぶ。脚機構の運動は、

大腿部と下腿部の角運動によって創成される足関節 J_A の運動と足関節まわりの足部の角運動とに分けられ、前者は

歩幅および遊脚の支持脚に対する高さを決定するもの、後者は前者が決定された後それに対応して足部を歩行面に適応させるものと考えることができる。したがって、足部の歩行面に対する姿勢角を任意に与える機能が必要で、その角運動は2脚それぞれについて独立に与えなければならない。そのように足部の角運動が

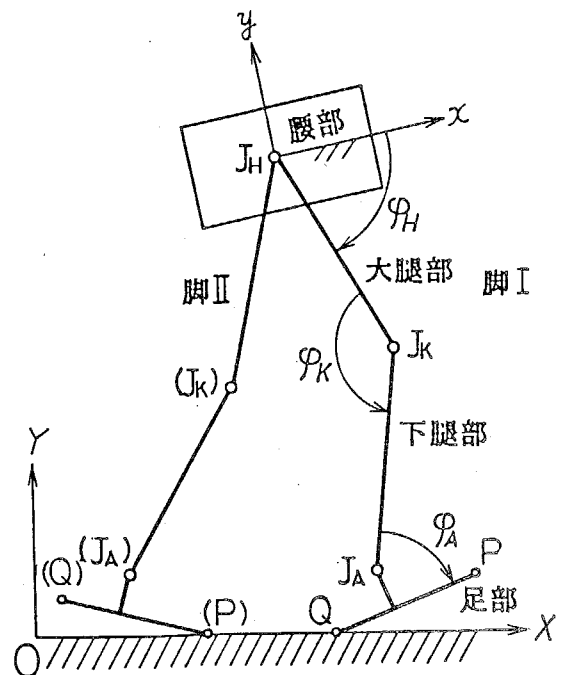


図2.1 脚機構の基本構成

2脚それぞれで自由に与えられるものとした場合、歩行機能(2)、(3)、(5)は、もっとも基本的な歩行機能である歩行機能(1)の定常歩行における脚運動の歩幅および遊脚の支持脚に対する高さを変化させることによりすべて実現される。すなわち、定常歩行時の足関節の変位量を水平方向および鉛直方向に増減すればよい。ここで、定常歩行においては、足関節の運動は周期運動であり、2脚の足関節の運動を一つの一自由度機構で創成することも可能である。そこで、この水平面直進定常歩行に対応する足関節の運動を創成することを一つの機能と考え、さらにこれに歩幅を調整する機能および遊脚の高さを調整する機能を加えるものとし、それぞれの機能を1自由度で実現するものとするれば、足関節の運動を与える機構は最少で3自由度の機構で構成できる。したがって歩行機能(4)を除く残りの歩行機能は、足部の姿勢角の自由度を合わせて、2脚で最少5自由度の機構によって実現できると考えられる。

さらに歩行機能(4)を実現するためには、2脚の足部がそれぞれ脚に対して鉛直軸まわりに回転できればよい。このときそれぞれの脚で1自由度ずつ必要である。以上の考察から、脚機構に要求される機能およびその機能に必要な最少の機構の自由度をまとめれば次のようになる。

- (i) 水平面直進定常歩行に対応する足関節の運動を創成する機能……1自由度
- (ii) 足部の歩行面に対する姿勢角を与える機能……………2自由度
- (iii) 歩幅を調整する機能……………1自由度
- (iv) 遊脚の高さを調整する機能……………1自由度
- (v) 足部の脚に対する鉛直軸まわりの角変位を与える機能……………2自由度

したがって、2足歩行機械の脚機構の自由度は最少で7ということになる。これらの機能をすべて有する脚機構を得るためには、まず、もっとも基本的な機能(i)、(ii)を有する脚機構を総合し、以後、その脚機構に調整機能(iii)、(iv)を付与して可調整機構とし、さらに機能(v)を与える機構を付与するのがよい。そのようにして得られた脚機構では、歩行の大半を占めるであろう水平面上の直進定常歩行において機能(iii)～(v)に対応するアクチュエータを作動する必要はなく、協調制御すべきアクチュエータはわずかに機能(i)、(ii)に対応する3個のみとなり、その制御は容易となる。このことは長い傾斜面や階段の歩行においても同様であり、事前に機能(iii)、(iv)に対応するアクチュエータを作動して歩幅と遊脚の高さを調整すれば、以後は3個のアクチュエータを協調制御するだけでよい。もちろん、それらの調整中や旋回を行う際には最大7個のアクチュエータを協調制御することになるが、一般にこれらの時期では脚機構は低速度で運動するから、その制御も容易であると考えられる。そこで本章では、まず機能(i)および(ii)を有する脚機構の総合を行う。機能(i)すなわち足関節J_a

の腰部に対する所要の軌跡を創成するための機構を足関節軌跡創成機構と呼び、機能(ii)すなわち足部の足関節まわりの所要の角運動を創成するための機構を足部駆動機構と呼ぶことにする。緒論において述べたように、これらを腰部上に搭載されたアクチュエータにより駆動される閉ループリンク機構で構成するものとし、次節以降において、これらに適合する機構形式の選択およびその機構学的総合を行う。

2・3 足関節軌跡創成機構の総合

2・3・1 脚節の運動条件

足関節 J_A の腰部に対する運動軌跡は、大腿部長 $\overline{J_H J_K}$ 、下腿部長 $\overline{J_K J_A}$ 、股関節角 φ_H および膝関節角 φ_K によって決定される。そこでまず関節角に関する条件を定める。成人男子が水平面上を直進歩行するときの、歩行1周期 T (2歩に要する時間)における両関節角の時間 t に対する変化の例⁽³⁷⁾を図2.2に示す。このとき大腿部長と下腿部長はほぼ等しい。

図2.2の角変位曲線を満足するように機構総合を行うことも可能であるが、図中の曲線はあくまでも人間の場合であって、それらを理想歩行条件として直接採用すると機構の特性が十分に活かされないおそれがある。

そこで、 φ_H, φ_K の最大値および最小値をそれぞれ $\varphi_{H,max}, \varphi_{H,min}; \varphi_{K,max}, \varphi_{K,min}$ とし、歩行1周期中に φ_H, φ_K がこれらの値をとる順序、および変化幅、

$$\left. \begin{aligned} \Delta\varphi_H &= \varphi_{H,max} - \varphi_{H,min} \\ \Delta\varphi_K &= \varphi_{K,max} - \varphi_{K,min} \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

の範囲を図2.2を参照して定め、つぎの条件を採用する。

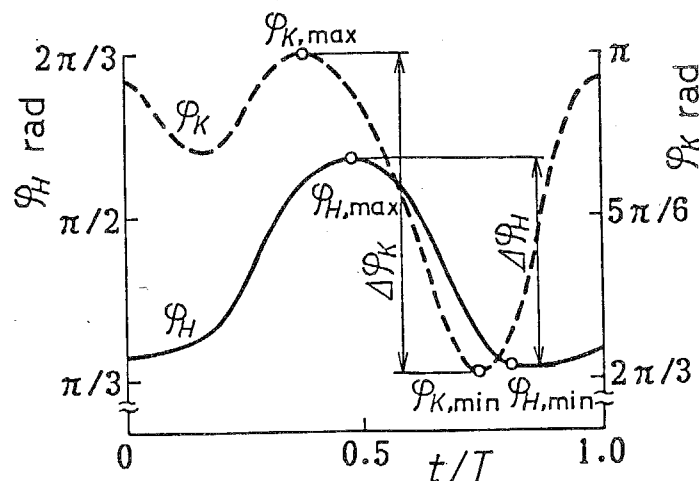


図2.2 人間の水平面直進歩行時の関節角変化の例

[1] 歩行パターン

両関節角は歩行1周期中に以下のように変化する。

$$\varphi_{K, \max} \rightarrow \varphi_{H, \max} \rightarrow \varphi_{K, \min} \rightarrow \varphi_{H, \min}$$

[2] 股関節角の変化幅は以下の範囲内である。

$$2\pi/9 \leq \Delta\varphi_H \leq 5\pi/18 \quad (\text{rad}) \quad (2.2)$$

[3] 膝関節角の変化幅は以下の範囲内である。

$$5\pi/18 \leq \Delta\varphi_K \leq 7\pi/18 \quad (\text{rad}) \quad (2.3)$$

[4] 膝関節角は π より大きく開かない。

$$\varphi_{K, \max} \leq \pi \quad (\text{rad}) \quad (2.4)$$

脚の接地については、厳密には足関節に足部を付加した上で考慮しなければならないが、足関節軌跡創成機構を総合する際には足部のない状態，すなわち，足関節が直接歩行面に接触する竹馬形の歩行機械を仮定して条件を定めることにする。

図2.1において， $O-XY$ は歩行面に固定した静止座標系であり， $J_H-x\psi$ は腰部に固定した動座標系である。足関節 J_A の $J_H-x\psi$ 上での座標を (x_A, y_A) とし，一つの脚の着地時刻を $t=0$ として，以下の条件を採用する。

[5] 大腿部長と下腿部長は等しい。

$$\overline{J_H J_K} = \overline{J_K J_A} \quad (2.5)$$

[6] 一つの脚の支持期間 T_s は歩行1周期の60%である。

$$T_s = 0.6T \quad (2.6)$$

[7] 支持期間の開始時と終了時における脚長 $\overline{J_H J_A}$ は等しい。

$$\varphi_K(0) = \varphi_K(0.6T) \quad (2.7)$$

[8] 両脚支持期間 $(0 \leq t \leq 0.1T, 0.5T \leq t \leq 0.6T)$ の中央の時刻で両脚の足関節の y 座標は等しい。

$$y_A(0.05T) = y_A(0.55T) \quad (2.8)$$

2脚の支持期間の関係を図示すれば図2.3となる。また，条件[7]および[8]を図示すれば図2.4となる。

2・3・2 足関節軌跡創成機構の選択

水平面上の直進歩行では，脚は平面運動を行うので，脚機構を平面機構で構成するものとし，対偶部の密封および潤滑が容易なことを考えて，回転対偶のみからなる機構を考える。さらに，その構成要素を少なくするために，4節機構および6節機構に限定すれば，図2.5に示す9種類の機構が存在する。図中の対偶 J_H ， J_K および J_A は図2.1と同じく，それぞれ股関節，膝関節および足関節を表し，矢印を付した節は原動節を表す。

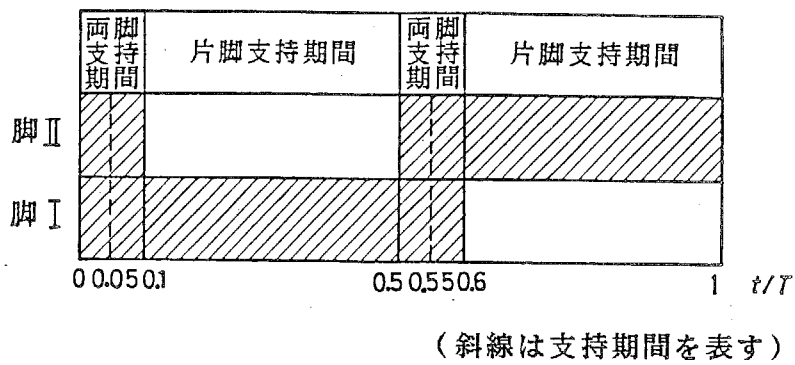


図2.3 2脚の支持期間

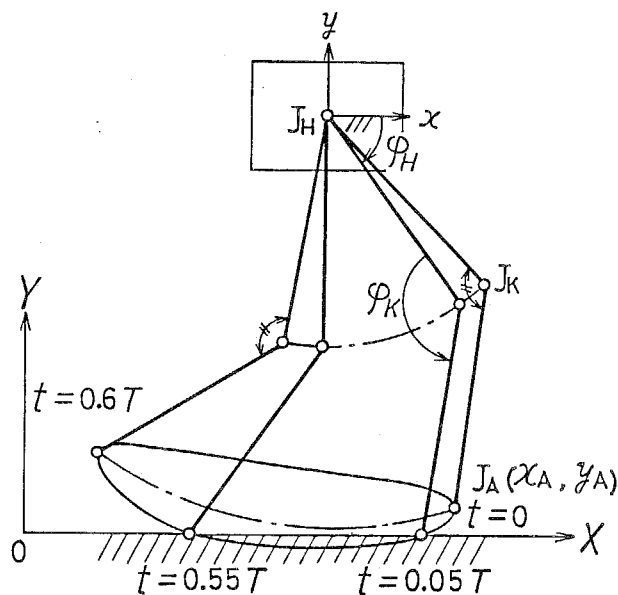


図2.4 脚の着地・離地時刻

これらの9種類の機構の中から足関節軌跡創成機構として適する機構を選択することにする。まず、6節機構のなかで、A形およびB形6節機構の中間節点 J_A （足関節）の静止節（腰部）に対する運動軌跡は4節機構のそれと同じであるから除外する。つぎに、足関節軌跡は閉曲線である。このためには、原動節は 2π 回転し、従動節 $J_H J_K$ は揺動運動を行わねばならない。6節機構の中でD形、G形およびH形機構は原動節が3対偶素節であり、これらを 2π 回転させるためには、これらに連結される二つの動節と対偶軸の干渉を避けるために各節に複雑な構造が要求され、機構の占有空間および剛性の観点から好ましくないので除外する。なお、H形機構では原動節上の二つの動対偶点を一致させることも可能であるが、これはF形機構に含まれる。したがって、4節機構および6節機構のなかで足関節軌跡創成機構に適用可能なものは4節機構ならびにC形、E形、F形6節機構の4種類であることがわかる。

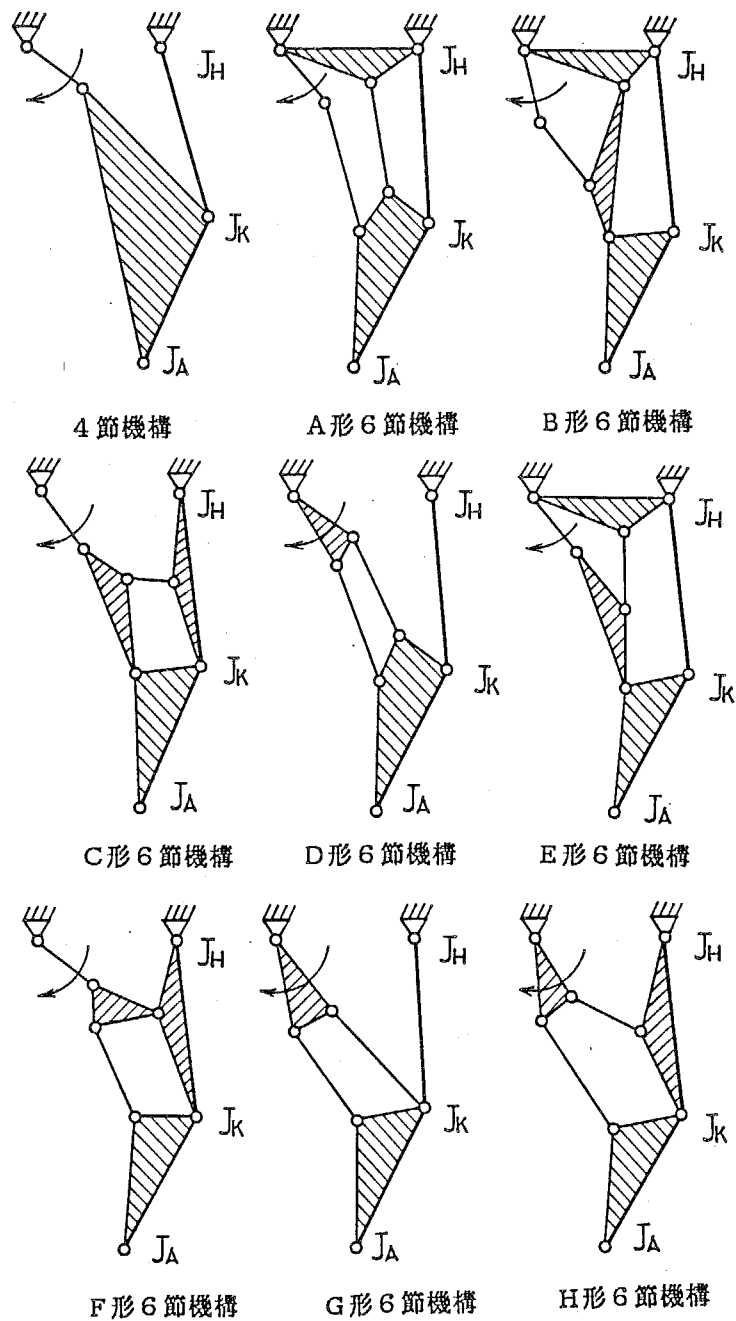


図2.5 足関節軌跡創成機構の形式

これらの機構のなかから足関節軌跡創成機構として最も優れた機構を選択するためには、

- (1)腰部に対する足関節運動軌跡のうち、足部接地期間に対応する部分は動節運動領域の外部にある。
- (2)腰部の進行方向の速度変動が小さい。
- (3)腰部の上下動が小さい。
- (4)歩幅が大きい。
- (5)脚機構の形状が細長く、腰部が歩行面よりかなり高い位置にある。
- (6)節長比が適切であり、運動伝達性が良好である。

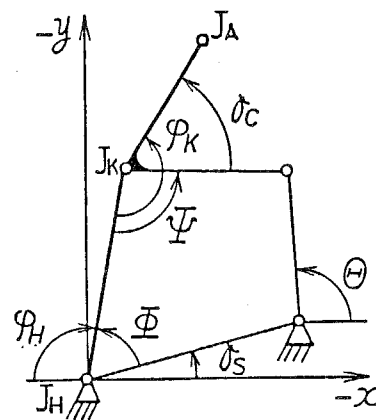
などの脚機構に要求される条件について比較，検討しなければならない。このためには各機構の具体的な寸法を必要とするので，つぎに各機構の総合を同一条件のもとに行う。

2・3・3 総合条件および総合

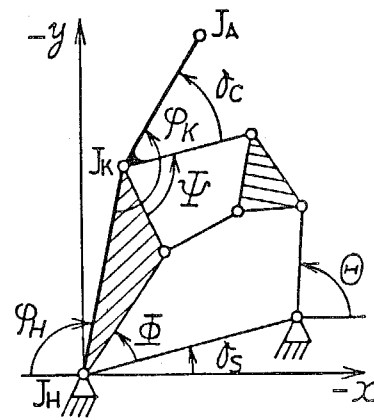
2・3・2項において選択された4形式の機構に対して，2・3・1項において定めた条件[1]～[8]を付与するための同一の総合条件を導出する。

4節機構ならびにC形，E形およびF形6節機構において角 θ ， Φ ， Ψ を図2.6のように定める。ただし， θ は原動節角変位である。このとき，いずれの機構においても次式が成立する。

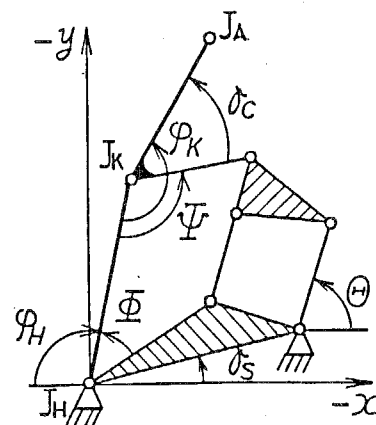
$$\left. \begin{aligned} \Phi &= -\varphi_H + \text{const.} \\ \Psi &= \varphi_K + \text{const.} \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$



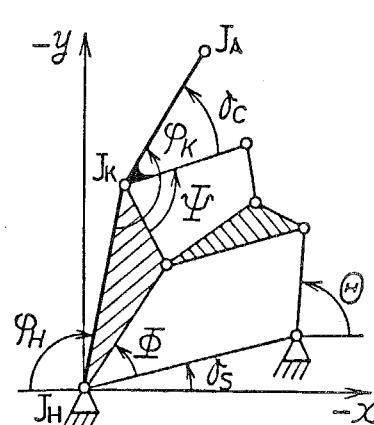
(a) 4節機構



(b) C形6節機構



(c) E形6節機構



(d) F形6節機構

図2.6 角 θ ， Φ および Ψ の定義

さらに、 Φ と Ψ の最大値および最小値を $\Phi_{\max}$, $\Phi_{\min}$; $\Psi_{\max}$, $\Psi_{\min}$ とすれば、それぞれの変化幅 $\Delta\Phi$, $\Delta\Psi$ は、

$$\left. \begin{aligned} \Delta\Phi &\equiv \Phi_{\max} - \Phi_{\min} = \Delta\varphi_H \\ \Delta\Psi &\equiv \Psi_{\max} - \Psi_{\min} = \Delta\varphi_K \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

となる。したがって、2・3・1項で定めた条件[1]～[3]はつぎのように表現できる。

[1] 歩行1周期中に角 Φ , Ψ が最大値・最小値をとる順序は以下のとおりとする。

$$\boxed{\Psi_{\max} \rightarrow \Phi_{\min} \rightarrow \Psi_{\min} \rightarrow \Phi_{\max}} \quad (2.11)$$

$$[2] \quad 2\pi/9 \leq \Delta\Phi \leq 5\pi/18 \quad (\text{rad})$$

$$[3] \quad 5\pi/18 \leq \Delta\Psi \leq 7\pi/18 \quad (\text{rad}) \quad (2.12)$$

ゆえに、各機構の総合は上述の条件を満足する関数 $\Phi(\theta)$, $\Psi(\theta)$ を創成する機構の総合となる。

ついで、条件[4]を満足するように

$$[4] \quad \varphi_{K,\max} = 17\pi/18 \quad (\text{rad}) \quad (2.13)$$

とする。

したがって、関数 $\Phi(\theta)$, $\Psi(\theta)$ を創成する機構が総合されたのち、 $\Psi_{\max}$ を求め、このとき $\varphi_K = 17\pi/18$ (rad) となるように足関節を含む中間節の角度、すなわち図2.6の角度 τ_c を決定する。

ついで、条件[7]を満足するように、

$$[7] \quad \Psi(\theta_s) = \Psi(\theta_s + 1.2\pi) \quad (2.14)$$

となるように原動節角変位 θ の時刻 $t=0$ のときの値 θ_s を決定する。

最後に、条件[8]を満足するように、静止節のなす角、すなわち図2.6の角度 τ_s を決定する。このとき、条件[5]を満足するように、

$$[5] \quad \overline{J_H J_K} = \overline{J_K J_A} = L \quad (2.15)$$

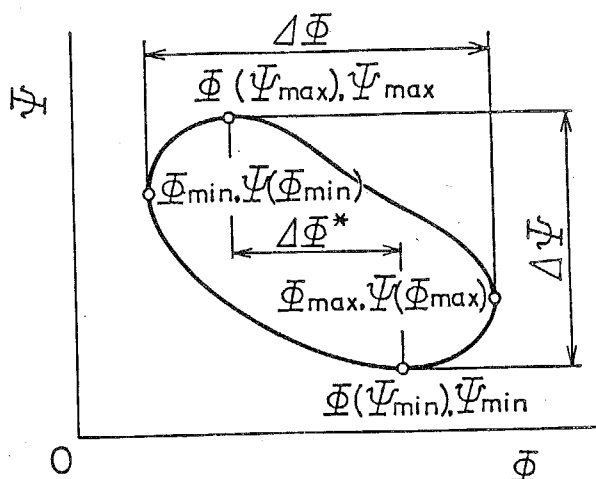
とおく。ここに L を単位脚長と呼ぶ。

以上で、前項において選択された四つの機構について同一の総合条件が導出されたので、つぎに各機構について、関数 $\Phi(\theta)$, $\Psi(\theta)$ を創成するための総合を行う。

[4節機構]

回転揺動機構における角 Φ と Ψ の関数関係は図2.7のように Φ および Ψ について互いに2価の閉曲線で表される。

角 Ψ が最大値および最小値をとるとき 図2.7 4節回転揺動機構の $\Psi \sim \Phi$ 曲線



のそれぞれの Φ の値の差を

$$\Delta\Phi^* = \Phi(\Psi_{\min}) - \Phi(\Psi_{\max}) \quad (2.16)$$

とおき、 $\Delta\Phi^*$ 、 $\Delta\Phi$ および $\Delta\Psi$ の値を指定すれば下嶋ら⁽³⁸⁾の総合法により機構の寸法を決定することができる。ここで、機構の圧力角 $|\Psi - \pi/2|$ の許容値を α_a とすれば、幾何学的条件より $\Delta\Phi$ の変域；

$$\Delta\Phi_L \leq \Delta\Phi \leq \Delta\Phi_U \quad (2.17)$$

が定まり、また、つぎの条件が成立する。

$$\left. \begin{array}{l} \Delta\Phi < 2\alpha_a \\ \Delta\Psi \leq 2\alpha_a \end{array} \right\} \quad (2.18)$$

そこで、

$$\left. \begin{array}{l} \Delta\Psi = (j+5)\pi/18 \quad (j=0,1,2) \\ \Delta\Phi^* = (k+1)\pi/9 \quad (k=0,1,2,\dots,j) \\ \alpha_a = \pi/3 \end{array} \right\} \quad (2.19)$$

を与えて $\Delta\Phi_L$ 、 $\Delta\Phi_U$ を求め、

$$\Delta\Phi = \{(10-\varrho)\Delta\Phi_L + \varrho\Delta\Phi_U\}/10 \quad (\varrho=0,1,2,\dots,10) \quad (2.20)$$

として、 $\Delta\Phi^*$ 、 $\Delta\Phi$ および $\Delta\Psi$ の各値の組み合わせについて総合を行う。ただし、 $\Delta\Phi$ は条件[2]の範囲内の数値のみを採用する。

[C形6節機構]

図2.8に示すように、静止節および原動節の長さ $\overline{J_H J_1}$ 、 $\overline{J_1 J_2}$ を与え、原動節および節 $J_H J_K$ の角変位関係を与えれば、対偶点 J_2 の節 $J_H J_K$ に対する相对軌跡が得られる。したがって、この機構の総合は、破線で示された4節機構の中間節点 J_2 の位置が指定された場合の総合となる。

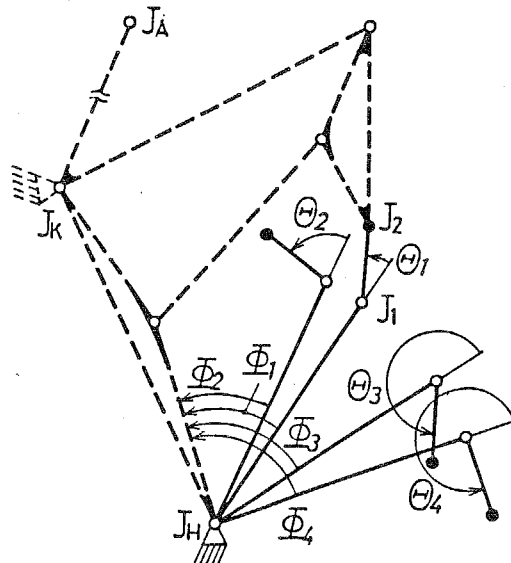


図2.8 C形6節機構

そこで、条件[1]', [2]'を考慮して、四つの位置 (θ_i, Φ_i) ($i=1\sim 4$)および節長比 $\overline{J_1 J_2} / \overline{J_H J_1}$ をつぎのように与える。

$$\theta_1 = j\pi/3 \quad (j=0,1,2,3,4,5)$$

$$\left. \begin{aligned} \theta_2 &= \theta_1 + (k+5)\pi/18 \\ \theta_3 &= \theta_1 + (k+18)\pi/18 \\ \theta_4 &= \theta_1 + (k+24)\pi/18 \end{aligned} \right\} (k=-1,0,1)$$

$$\left. \begin{aligned} \Phi_1 &= \Phi(\Psi_{\max}) = (\varrho+1)\pi/36 \\ \Phi_2 &= \Phi_{\min} = 0 \\ \Phi_3 &= \Phi(\Psi_{\min}) = (\varrho+4)\pi/36 \\ \Phi_4 &= \Phi_{\max} = (\varrho+8)\pi/36 \end{aligned} \right\} (\varrho=0,1,2)$$

$$\overline{J_1 J_2} / \overline{J_H J_1} = 0.2m \quad (m=1,2,3)$$

(2.21)

これらの各数値の組み合わせに対して中間節点 J_2 の4位置を求め、ブルメスタ曲線を算出して機構寸法を定める⁽³⁹⁾。

[E形6節機構]

図2.9に示すように、節長 $\overline{J_H J_K}$ と $\overline{J_K C}$ 、および4組の角変位 (Φ_i, Ψ_i) ($i=1\sim 4$)を指定すれば、破線で示された4節機構の中間節点Cの四つの位置が定まる。したがって、C形6節機構の場合と同様にブルメスタ曲線を利用して総合を行うことができる。

総合に用いる数値は、条件[1]', [2]', [3]'を考慮してつぎのように与える。

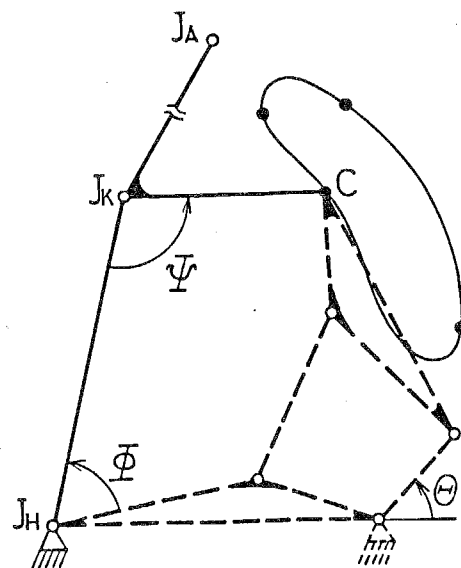


図2.9 E形6節機構

$$\left. \begin{aligned}
 \Phi_1 &= \Phi(\Psi_{\max}) = \Delta\Phi j/6 \\
 \Phi_2 &= \Phi_{\min} = 0 \\
 \Phi_3 &= \Phi(\Psi_{\min}) = \Delta\Phi(j+3)\pi/6 \\
 \Phi_4 &= \Delta\Phi \\
 \Psi_1 &= \Psi_{\max} = \Psi_0 + \Delta\Psi \\
 \Psi_2 &= \Psi(\Phi_{\min}) = \Psi_0 + \Delta\Psi(j+3)/6 \\
 \Psi_3 &= \Psi_{\min} = \Psi_0 \\
 \Psi_4 &= \Psi(\Phi_{\max}) = \Psi_0 + \Delta\Psi j/6
 \end{aligned} \right\} (j=1,2)$$

ここに,

$$\left. \begin{aligned}
 \Delta\Phi &= (k+8)\pi/36 \\
 \Delta\Psi &= (k+5)\pi/18 \\
 \Psi_0 &= (\varrho+1)\pi/12
 \end{aligned} \right\} (k=1,2,3) \quad (\varrho=1,2,3,4)$$

ただし, 機構の最大圧力角の許容値を $\alpha_0 = \pi/3$ として,

$$|\Psi - \pi/2|_{\max} \leq \alpha_0$$

とする. また, 節長比についてはつぎの値を与える.

$$\overline{J_K C} / \overline{J_H J_K} = 0.1m \quad (m=1,2,3,4,5)$$

(2.22)

これらのすべての数値の組み合わせについて総合を行う.

[F形6節機構]

まず, 図2.10のように対偶点 J_3 が線分 $\overline{J_H J_K}$ 上にある場合を考え, 角 Θ_{II} , Ψ_I , Ψ_{II} , γ を図示のように定める. このとき, 二つの4節閉回路 $J_1 J_2 J_3 J_H$ (ループ I) および $J_3 J_4 J_5 J_K$ (ループ II) における角関係 (Φ, Ψ_I), (Ψ, Ψ_{II}) およびこれらによって合成される角関係 (Φ, Ψ) は図2.11のようになる.

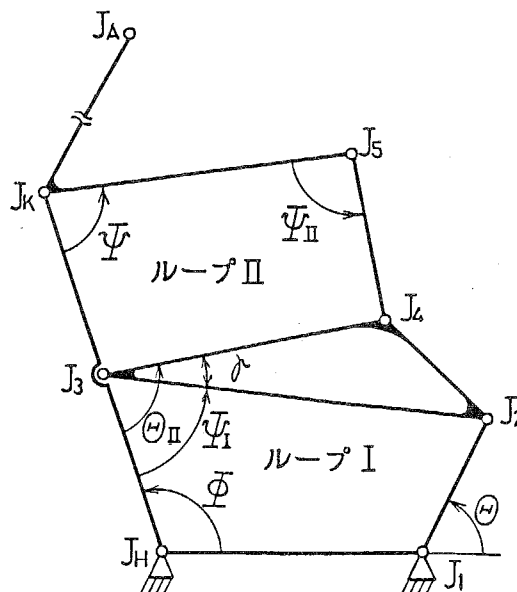


図2.10 F形6節機構

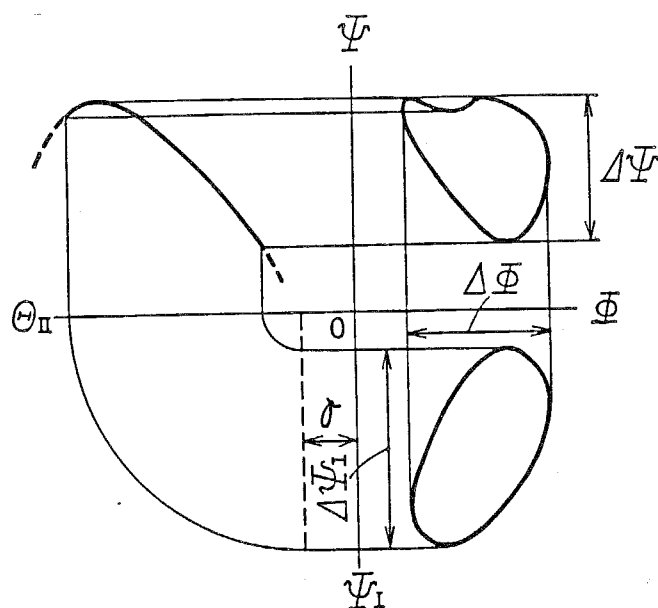


図2.11 F形6節機構の角関係

そこで，二つの閉回路の節長については前述の4節機構の総合法を適用して決定する。

まず，ループⅠについて，

$$\begin{aligned}\Delta\Psi_I &= \Psi_{I,\max} - \Psi_{I,\min} = (j+4)\pi/9 & (j=0,1,2) \\ \Delta\Phi^* &= \Phi(\Psi_{I,\min}) - \Phi(\Psi_{I,\max}) = (k+1)\pi/9 & (k=0,1,2,3,4) \\ |\Psi_I - \pi/2|_{\max} &\leq \alpha_a = \pi/3\end{aligned}\quad (2.23)$$

を与えて $\Delta\Phi$ の上限値 $\Delta\Phi_U$ と下限値 $\Delta\Phi_L$ を求め，

$$\Delta\Phi = \{(10-\varrho)\Delta\Phi_L + \varrho\Delta\Phi_U\}/10 \quad (\varrho=0,1,2,\dots,10) \quad (2.24)$$

として各節長を算出する。このとき， $\Delta\Phi$ は条件[2]の範囲内とする。

ループⅡについても同様に，

$$\begin{aligned}\Delta\Psi_{II} &= \Psi_{II,\max} - \Psi_{II,\min} = (j+4)\pi/9 & (j=0,1,2) \\ \Delta\Psi^* &= \Psi(\Psi_{II,\min}) - \Psi(\Psi_{II,\max}) = (k+1)\pi/9 & (k=0,1,2,3,4) \\ |\Psi_{II} - \pi/2|_{\max} &\leq \alpha_a = \pi/3\end{aligned}\quad (2.25)$$

を与えて $\Delta\Psi$ の上限値 $\Delta\Psi_U$ と下限値 $\Delta\Psi_L$ を求め，

$$\Delta\Psi = \{(10-\varrho)\Delta\Psi_L + \varrho\Delta\Psi_U\}/10 \quad (\varrho=0,1,2,\dots,10) \quad (2.26)$$

として各節長を算出する。このとき， $\Delta\Psi$ は条件[3]の範囲内とする。

ついで，このようにして総合されたループⅠおよびループⅡの節 J_3, J_2 および J_3, J_4 を図2.10のように角度 γ で連結する。このとき，条件[1]が満足されるよう

に γ は次式で与える.

$$\gamma = \Theta_{II}(\Phi_{\max}) - [\Psi_I(\Phi_{\min}) + \{\Psi_{I,\max} - \Psi_I(\Phi_{\min})\} m/3] \quad (m=1,2,3) \quad (2.27)$$

さらに, F形6節機構では中間節曲線と機構の位置関係を任意に選ぶことができる⁽³⁸⁾ので, 前述の総合が終了した後, 図2.10において J_A , J_K の位置を変化させることなく, 対偶 J_3 の節 $J_H J_K$ 上の位置を変更するとともにループ I およびループ II を相似変形する. このようにすれば, 足関節軌跡を変化させることなく原動節静止対偶点 J_1 の位置を任意に変更することができる.

2・3・4 総合結果および検討

2・3・3項の総合を行うと多数の機構が得られる. そこで, 総合された機構について, 2・3・2項で述べた脚機構に要求される条件(1)~(6)について定量的な比較を行い, 最良の機構を選択する. 脚機構の特性を論じるには, 厳密には足部を付加しなければならないが, 図2.12のように足関節が歩行面に直接接触する場合を考える.

ここで, 同一の機構 I, II の腰部上の対偶点を一致させて二つの脚とし, 原動節角変位に位相差 π を与えて同期駆動するものとする. また, 腰部に固定された動座標系の x 軸は歩行面と常に平行を保つものとする. 二つの足関節の動座標系における位置をそれぞれ (x_{AI}, y_{AI}) , (x_{AII}, y_{AII}) とし, y 座標 y_{AI} , y_{AII} を機構 I の原動節角変位 Θ に関して描けば, 両者の曲線は図2.13のように π ごとに交点をもつ. すなわち, 一つの交点における原動節角変位を Θ_0 とすれば, $\Theta = \Theta_0 + n\pi$ ($n=1,2,\dots$) において $y_{AI} = y_{AII}$ となる. これらの交点に対応する時刻は, 2・3・1項で定めた条件[8]より, $t = (n+0.1) \cdot T/2$ である. また,

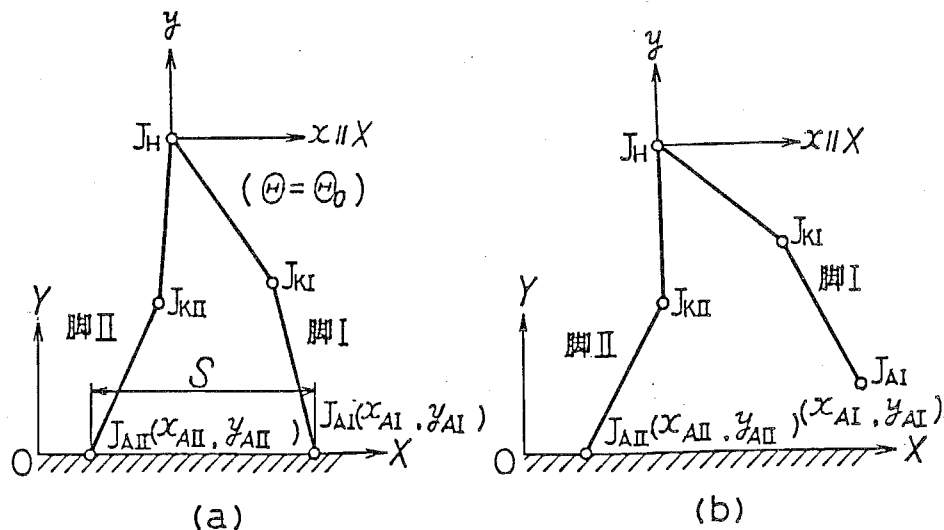


図2.12 足関節の接地

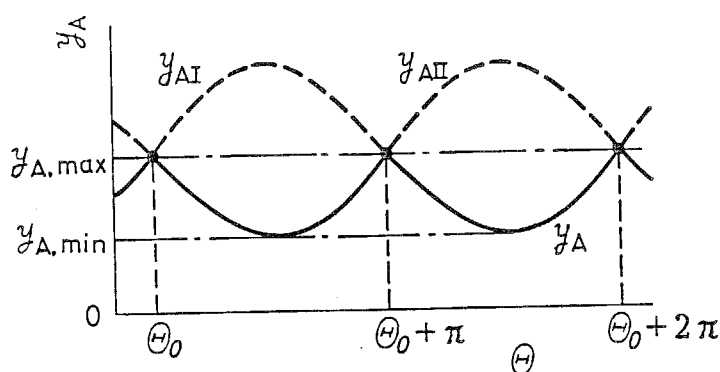


図2.13 足関節の腰部に対する鉛直方向距離

このとき歩行機械は図2.12(a)の両脚支持の状態である。図2.13のように各交点間の下側の曲線（図の実線部）を y_A とすれば、これは一方の足関節が接地しているとき、すなわち、図2.12(b)の片脚支持期間における足関節の y 座標を表す。

機構の評価は、以下に示す特性値によって行うものとする。

[足関節の運動を表す特性値]

・歩幅 S/L

単位脚長あたりの歩幅

$$S/L = \{ x_A(\Theta_0) - x_A(\Theta_0 + \pi) \} / L \quad (2.28)$$

・遊脚最大高さ H_F/L

遊脚の歩行面に対する高さの最大値の脚長に対する比

$$H_F/L = \max [y_A(\Theta + \pi) - y_A(\Theta)] / L \quad (2.29)$$

$$(\Theta_0 \leq \Theta \leq \Theta_0 + \pi)$$

歩幅は大きく、遊脚は高く上がることが望ましい。したがって、 S/L 、 H_F/L はともに大きいほうがよい。

[腰部の運動を表す特性値]

・腰部上下動 Y_{UAR}

股関節の鉛直方向変位幅の脚長に対する比

$$Y_{UAR} = (y_{A,max} - y_{A,min}) / L \quad (2.30)$$

・腰部速度変動 $\dot{X}_{UAR}$, $\dot{Y}_{UAR}$

股関節の進行方向および鉛直方向の速度変動を示し、それぞれ以下のよう定義する。

$$\dot{X}_{UAR} = \frac{1}{\pi L} \int_{\Theta_0}^{\Theta_0 + \pi} \left| - \frac{d x_A}{d \Theta} - \frac{S}{\pi} \right| d \Theta \quad (2.31)$$

$$\dot{Y}_{UAR} = \frac{1}{\pi L} \int_{\Theta_0}^{\Theta_0 + \pi} \left| - \frac{d y_A}{d \Theta} \right| d \Theta \quad (2.32)$$

搬送機として2足歩行機械を考える場合には、腰部は上下動することなく、進行方向に等速度で移動することが望ましい。したがって、 $\dot{Y}_{UAR}$, $\dot{X}_{UAR}$ および $\dot{Y}_{UAR}$ はいずれも小さいほうがよい。

〔機構の運動伝達性を表す特性値〕

機構の運動伝達性については、渡辺ら⁽⁴⁸⁾が提案した運動伝達指数 τ で表すことにする。すなわち、

- ・支持期間中の運動伝達指数の最小値 τ_s
- ・遊脚期間中の運動伝達指数の最小値 τ_F

を特性値とする。これらはいずれも大きいほうがよい。

〔機構形状を表す特性値〕

腰部の歩行面からの高さおよび機構形状の細長さを表示するために以下の特性値を定める。

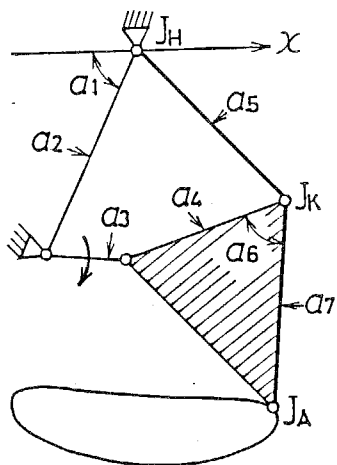
- ・原動節静止対偶点の歩行面からの最小高さの脚長に対する比 H/L
- ・股関節と原動節静止対偶点間の距離の脚長に対する比 a_2/L

H/L は大きく、 a_2/L は小さいほうがよい。

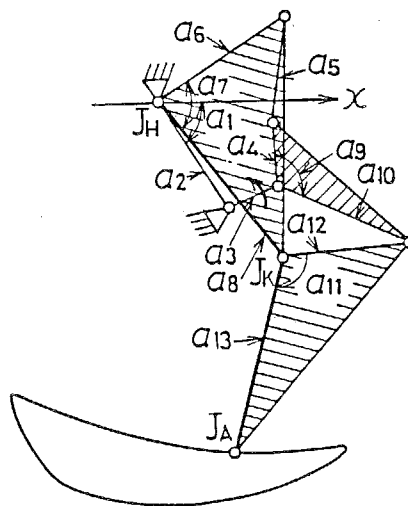
2・3・3項において総合された多数の機構のなかで、以上の特性値によって定量的に最良と判定された機構を図2.14および表2.1に示す。なお、その判定については、まず歩幅 S/L および遊脚最大高さ H_F/L の許容下限値、ならびに腰部上下動 $\dot{Y}_{UAR}$ および腰部の進行方向の速度変動 $\dot{X}_{UAR}$ の許容上限値を設定して、これらの許容値に達しない機構を除外した後、残りの機構の中から、支持期間中の運動伝達指数の最小値 τ_s が最大となる機構を最良の機構とした。

図2.14において太い矢印は原動節の回転方向を示し、閉曲線は足関節の腰部に対する運動軌跡を表す。さらに、各機構における股関節角 φ_H と膝関節角 φ_K の変化を図2.15に、諸特性値を表2.2に示す。

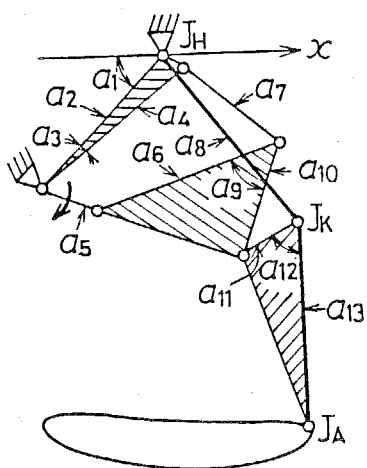
さて、歩幅 S/L については各機構はほぼ同じ値をとっている。遊脚の最大高さ H_F/L については、C形6節機構が最も大きく、遊脚が高く上ることを示している。また、腰部の速度変動については、C形6節機構の $\dot{X}_{UAR}$ が他の機構に比べて3.5~4.5倍の値であり、またこの機構の $\dot{Y}_{UAR}$, $\dot{Y}_{UAR}$ も大きく、F形6節機構の2倍に達している。よって、C形6節機構の腰部の速度変動および上下動は、他の3種類の機構に比べて著しく大きく、足関節軌跡創成機構には不適であると思われる。ここで、図2.12のように足関節が歩行面に直接接触する場合について、歩行面に対する股関節の進行方向変位 X_H および鉛直方向変位 Y_H を算出し、これらの無次元量 X_H/S , Y_H/L を歩行半周期について図示すれば図2.16および図2.17となる。これらの図からC形6節機構の腰部の速度変動が大きく、しかも、歩行中に腰部が後退する期間のあることがわかる。他の3種類の機構の曲線をみると、それらの変化状態は表2.2の $\dot{X}_{UAR}$, $\dot{Y}_{UAR}$, $\dot{Y}_{UAR}$ の数値によって良く表現さ



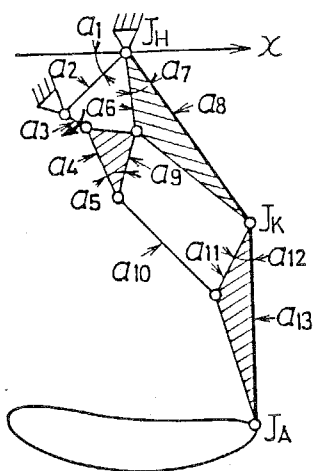
(a) 4節機構



(b) C形6節機構



(c) E形6節機構



(d) F形6節機構

図2.14 総合された足関節軌跡創成機構と足関節軌跡

表2.1 足関節軌跡創成機構の総合結果

諸元	4 節機構	C 形 6 節機構	E 形 6 節機構	F 形 6 節機構
α_1	0.3593π	0.2896π	0.2502π	0.2333π
α_2	$1.0639L$	$0.6321L$	$0.8602L$	$0.4222L$
α_3	$0.3650L$	$0.2528L$	0.0405π	$0.1344L$
α_4	$0.8082L$	$0.3113L$	$0.8940L$	$0.3522L$
α_5	L	$0.5278L$	$0.2840L$	0.2254π
α_6	0.3672π	$0.7943L$	$0.9080L$	$0.3750L$
α_7	L	0.4588π	$0.5646L$	0.1667π
α_8	—	L	L	L
α_9	—	0.6667π	0.2971π	$0.3213L$
α_{10}	—	$0.7100L$	$0.5526L$	$0.6642L$
α_{11}	—	0.6214π	$0.3000L$	$0.3914L$
α_{12}	—	$0.6618L$	0.3333π	0.1551π
α_{13}	—	L	L	L
θ_s	0.0407π	0.0977π	0.1149π	0.1667π

(注) 角度の単位は rad

表2.2 足関節軌跡創成機構の特性値

特性値	4 節機構	C 形 6 節機構	E 形 6 節機構	F 形 6 節機構
S/L	1.228	1.355	1.243	1.176
H_F/L	0.376	0.494	0.277	0.308
$\dot{X}_{UAR}$	0.343	1.551	0.357	0.447
$\dot{Y}_{UAR}$	0.405	0.582	0.312	0.289
Y_{UAR}	0.202	0.292	0.156	0.144
τ_s	0.921	0.334	0.851	0.437
τ_F	0.693	0.253	0.573	0.761
α_2/L	1.064	0.632	0.860	0.422
H/L	0.828	1.244	1.226	1.567

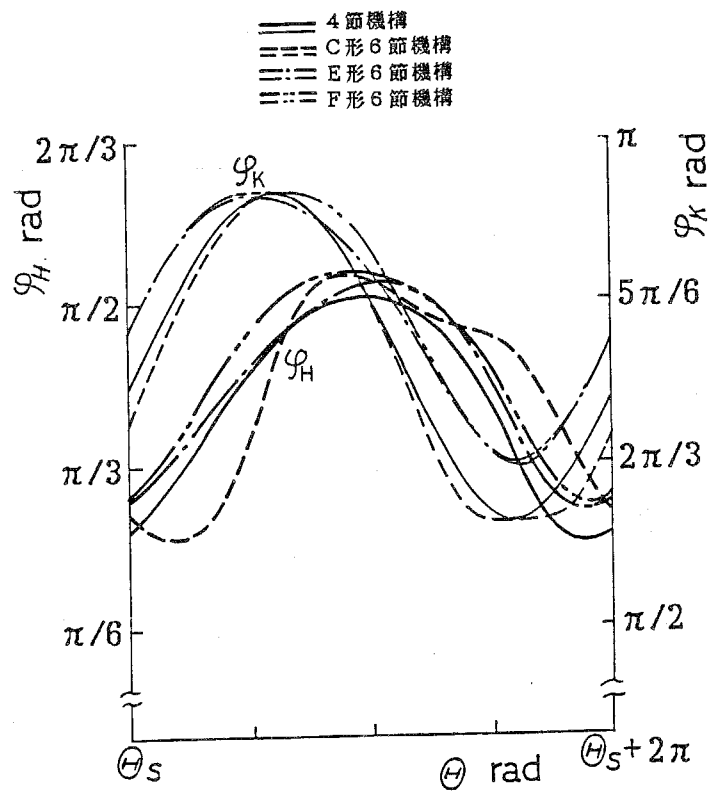


図2.15 関節角の変化

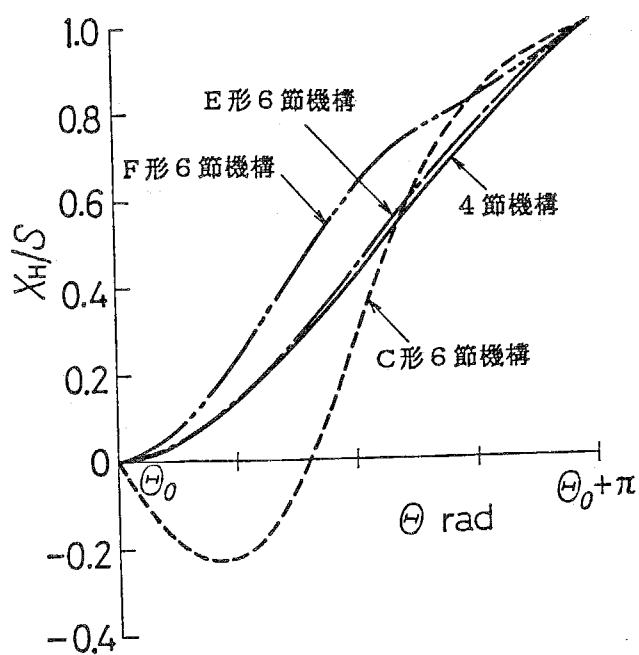


図2.16 腰部の進行方向変位

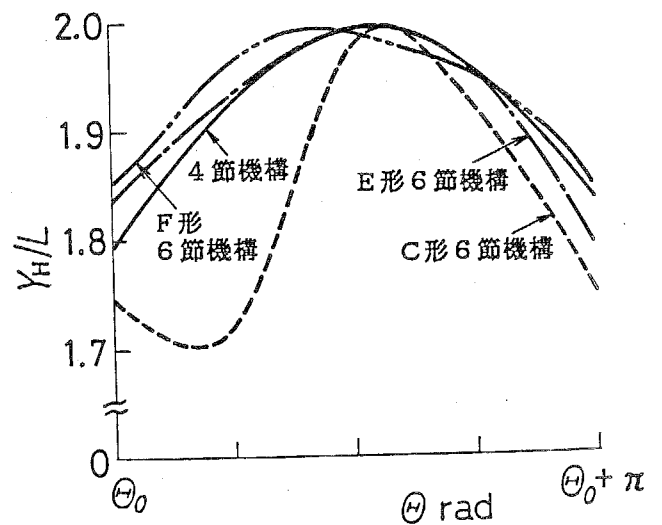


図2.17 腰部の鉛直方向変位

れており、いずれの機構も足関節軌跡創成機構に適すると判定できる。

つぎに、運動伝達性については、表2.2の τ_s と τ_F の値から4節機構およびE形6節機構が最も優れており、C形6節機構が劣っていると判定される。なお、歩行1周期中における運動伝達指数 τ の変化は図2.18のとおりである。

機構形状については、表2.2の a_2/L と H/L の数値からF形6節機構が最も優れており、逆に4節機構が最も劣っていると判定される。この判定は図2.14をみれば妥当であり、F形6節機構を採用した足関節軌跡創成機構では、脚が細長く、腰部が歩行面にたいして高くなることがわかる。

以上の比較により、本節で取扱った総合条件の範囲内では、運動伝達性を重視する場合には4節機構およびE形6節機構を、また機構形状の細長さと腰部の歩行面からの高さを重視する場合にはF形6節機構を足関節軌跡創成機構に採用すればよいことがわかった。

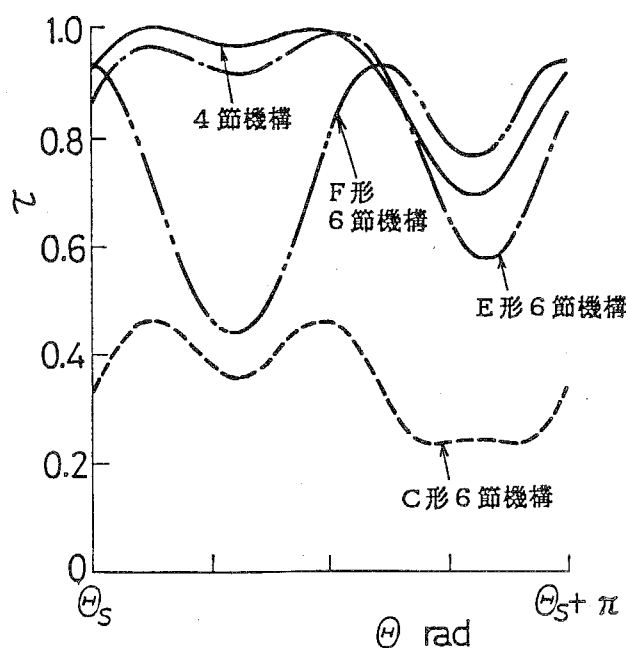


図2.18 運動伝達指数

2・4 足部駆動機構の総合

前節において足関節が腰部に対して所要の軌跡を描くための足関節軌跡創成機構の総合を行い，股関節角変位 φ_H および膝関節角変位 φ_K を決定した。本節では足部駆動機構，すなわち足部に足関節まわりの所要の角運動を与える機構の総合を行い，足関節角変位 φ_A を決定する。

2・4・1 足部の運動条件

一つの脚の主要寸法を図2.19に示す。まず大腿部長と下腿部長をそれぞれ $\overline{J_H J_K} = L_1$ ， $\overline{J_K J_A} = L_2$ とする。ついで歩行面に接触する足部は平面とし，足関節 J_A から足底に下した垂線の足Hとつま先PおよびかかとQの距離をそれぞれ $\overline{P H} = \varrho_1$ ， $\overline{Q H} = \varrho_2$ とし， $\overline{J_A H} = \varrho_3$ とする。本項では，これらの寸法が与えられた場合の足部の運動条件を明らかにし，その変位を決定する。

まず，足部の運動を記述するためのパラメータを定義する。最初に図2.19において足部PQが腰部に固定された座標軸 x となす角を ψ とする。

ψ は各関節角により次式で表される。 図2.19 脚および足部の寸法の定義

$$\psi = -\varphi_H + \varphi_K - \varphi_A \quad (2.33)$$

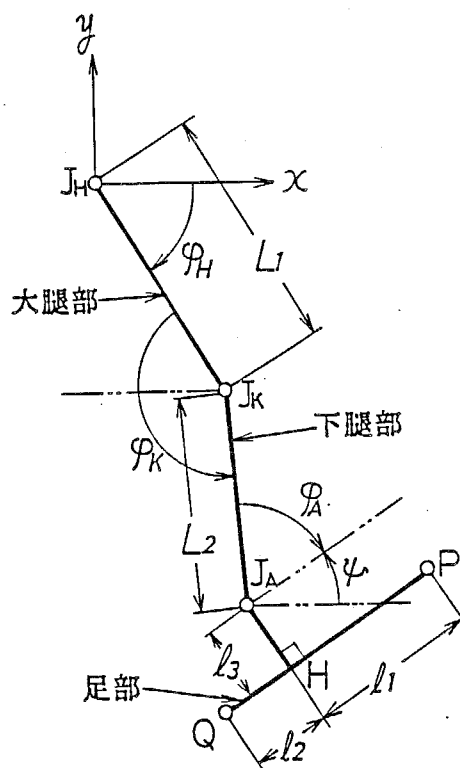
ここで，股関節角変位および膝関節角変位が前節で得られた足関節軌跡創成機構によって与えられているものとすれば，股関節 J_H を原点とする動座標系 $J_H - x$ y における足関節 J_A の位置 (x_A, y_A) は次式で与えられ，

$$\begin{bmatrix} x_A \\ y_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_1 \cos \varphi_H - L_2 \cos (\varphi_K - \varphi_H) \\ -L_1 \sin \varphi_H - L_2 \sin (\varphi_K - \varphi_H) \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

つま先PおよびかかとQの位置 (x_P, y_P) ， (x_Q, y_Q) は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \begin{bmatrix} x_P \\ y_P \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} x_A + \varrho_1 \cos \psi + \varrho_3 \sin \psi \\ y_A + \varrho_1 \sin \psi - \varrho_3 \cos \psi \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} x_Q \\ y_Q \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} x_A - \varrho_2 \cos \psi + \varrho_3 \sin \psi \\ y_A - \varrho_2 \sin \psi - \varrho_3 \cos \psi \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (2.35)$$

さらに，2脚の足部の相对運動と歩行面の関係を記述するために図2.20に示すパラメータを定義する。歩行面に固定された静止座標系 $O - XY$ において，足部



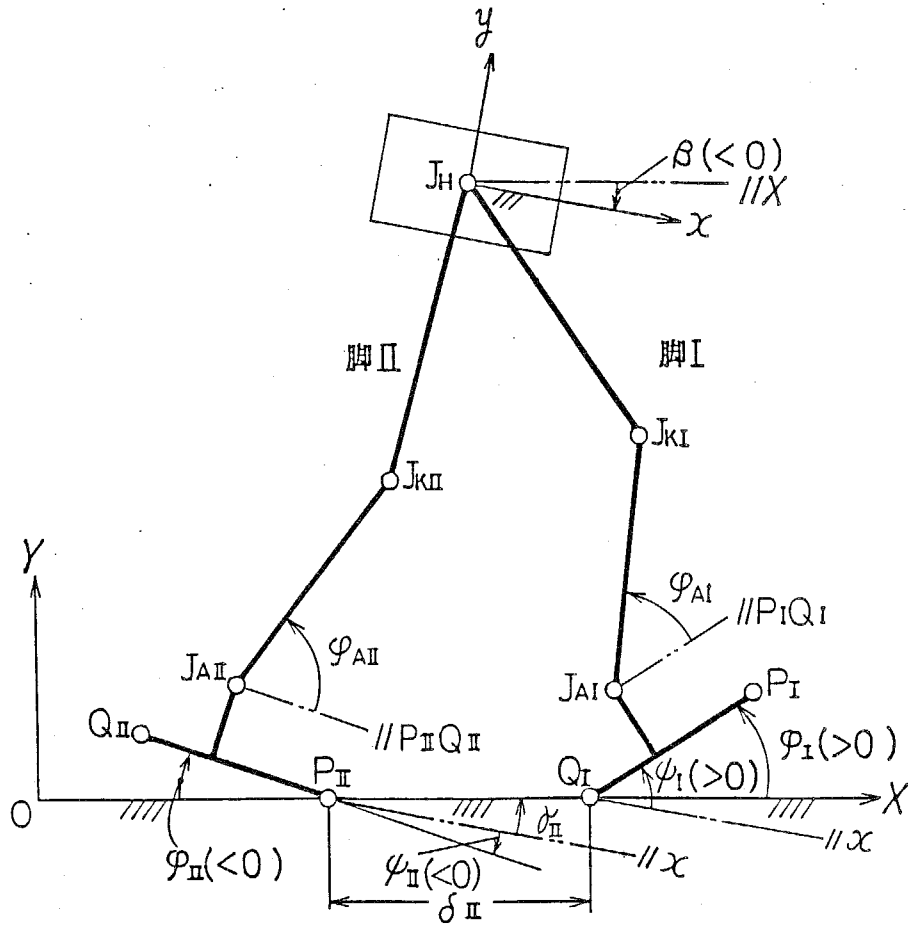


図2.20 φ , β , γ および δ の定義

と歩行面のなす角を φ とし、腰部に固定された座標軸 x が歩行面となす角を β とし、これを腰部揺動角と呼ぶ。 φ および β は2脚の足部の相対位置関係によって変化し、 ψ , φ および β にはつねに次式が成立する。

$$\varphi = \psi + \beta \quad (2.36)$$

なお図中の添字 I, II は脚の番号を表す。このほか、もっとも幾何学的拘束の厳しい両脚支持期間における足部と歩行面との関係を記述するパラメータとして、動座標系 $J_H - x y$ において、一つの脚のつま先と他の脚のかかとを結ぶ線分が x 軸となす角 γ , およびその線分の長さ δ を定義する。図のように脚 II の γ , δ をとれば、それぞれ次式で表される。

$$\gamma_{II} = \tan^{-1} \{ (y_{QI} - y_{P_{II}}) / (x_{QI} - x_{P_{II}}) \} \quad (2.37)$$

$$\delta_{II} = \sqrt{(x_{QI} - x_{P_{II}})^2 + (y_{QI} - y_{P_{II}})^2} \quad (2.38)$$

なお、角度 ψ , φ , β および γ はすべて反時計まわりに測った値を正とする。

さて、足部の運動条件として、足部と歩行面の接地パターンを考える。人間の水平面定常直進歩行において、足部の接地状態は歩行半周期中に図2.21のように変化する。進行方向を紙面右側として、まず、脚 I のかかとが着地し、両脚支持期間が開始した時刻を $t = t_0$ とし、 $t = t_1$ において後方にある脚 II のつま先が

離地し、片脚支持期間に移行する。さらに、 $t = t_2$ において脚Ⅰのつま先が着地し、足底全面接地となる。ついで $t = t_3$ において脚Ⅰのかかとが離地し、 $t = t_0 + T/2$ において脚Ⅱのかかとが着地する。なお、図中の白丸は離地状態、また黒丸は接地状態であることを示す。

図2.21の接地パターンの他に図2.22の接地パターンが考えられる。しかしながら、水平面上を一定速度で直進歩行する場合には、これらの接地パターンは一般には現れないので除外する。

よって歩行半周期における支持期間は4分割され、それぞれ、両脚支持期間 ($t_0 \leq t < t_1$)、片脚かかと支持期間 ($t_1 \leq t < t_2$)、片脚足底全面接地期間 ($t_2 \leq t < t_3$)、片脚つま先支持期間 ($t_3 \leq t < t_0 + T/2$)と呼ぶことにする。前述の接地パターンを実現するための条件および両脚支持期間中に足部と歩行面との間に相対的なすべりを生じないための条件を、前述のパラメータによってそれぞれの期間について示せば次のとおりである。

〔両脚支持期間〕

$$\left. \begin{array}{l} t_0 \leq t < t_1; \\ \varphi_I > 0, \varphi_{II} < 0, \gamma_{II} < \varphi_I, \delta_{II} = \text{const.} \end{array} \right\} \quad (2.39)$$

〔片脚かかと支持期間〕

$$\left. \begin{array}{l} t_1 \leq t < t_2; \\ \varphi_I > 0 \end{array} \right\} \quad (2.40)$$

〔片脚足底全面接地期間〕

$$\left. \begin{array}{l} t_2 \leq t < t_3; \\ \varphi_I = 0 \end{array} \right\} \quad (2.41)$$

〔片脚つま先支持期間〕

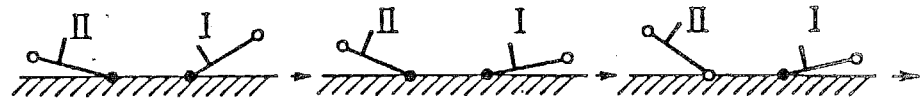
$$\left. \begin{array}{l} t_3 \leq t < t_0 + T/2; \\ \varphi_I < 0 \end{array} \right\} \quad (2.42)$$

ただし、片脚支持期間における遊脚と歩行面の干渉は考慮していない。

以上のように、足部の接地パターンに関する条件および両脚支持期間において足部と歩行面との間に相対的なすべりを生じない条件を定量的に表すことができる。これらの条件を満足させ、さらに片脚支持期間における遊脚と歩行面の干渉を防止すれば2足歩行は可能である。しかしながら、足関節軌跡創成機構の総合でも述べたように、搬送機としての2足歩行機械に要求される条件も考慮しなければならぬ。その条件は次のとおりである。

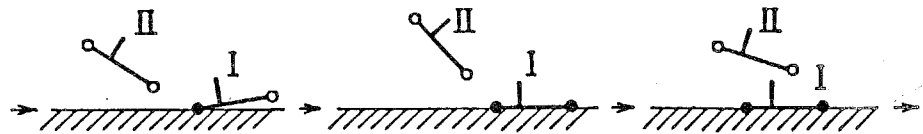
- [1] 腰部の揺動角運動が小さい。
- [2] 腰部の進行方向の速度変動が小さい。
- [3] 腰部の上下動が小さい。
- [4] 遊脚は歩行面に対して高く上がる。

(a) $t = t_0$ (b) $t_0 < t < t_1$ (c) $t = t_1$



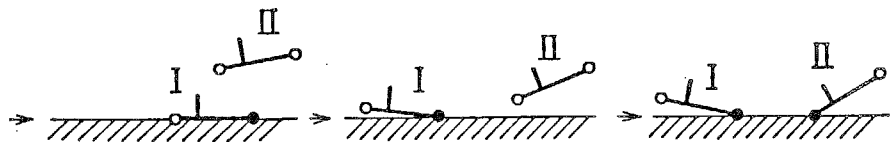
脚 I のかかとが着地 脚 I のかかとと 脚 II のつま先が接地 脚 II のつま先が離地

(d) $t_1 < t < t_2$ (e) $t = t_2$ (f) $t_2 < t < t_3$



脚 I のかかとのみが接地 脚 I のつま先が着地 脚 I の足底が全面接地

(g) $t = t_3$ (h) $t_3 < t < t_0 + T/2$ (i) $t = t_0 + T/2$



脚 I のかかとが離地 脚 I のつま先のみが接地 脚 II のかかとが着地

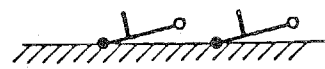
図2.21 定常歩行時の足部接地パターン

(a)



2脚のつま先のための接地

(b)



2脚のかかとのみの接地

図2.22 定常歩行時に現れない足部接地パターン

したがって、条件[1]～[3]における腰部の運動すなわち揺動角 β ，股関節の進行方向変位 X_H および鉛直方向変位 Y_H ，さらに，条件[4]の遊脚の足部の静止系における運動を知る必要がある。これらは，支持脚の足部の運動によって定まるので，各支持期間ごとに算出する。

ここで，支持脚（脚Ⅰ）の足関節の静止系における位置を (X_{AI}, Y_{AI}) とすれば，股関節の位置は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} X_H \\ Y_H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -x_{AI} \cos \beta + y_{AI} \sin \beta + X_{AI} \\ -x_{AI} \sin \beta - y_{AI} \cos \beta + Y_{AI} \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

さらに，遊脚（脚Ⅱ）の足関節の静止系における位置 (X_{AII}, Y_{AII}) は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} X_{AII} \\ Y_{AII} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{AII} \cos \beta - y_{AII} \sin \beta + X_H \\ x_{AII} \sin \beta + y_{AII} \cos \beta + Y_H \end{bmatrix} \quad (2.44)$$

式(2.43)，(2.44)において，2脚の足関節の動座標系における位置 (x_{AI}, y_{AI}) ， (x_{AII}, y_{AII}) は既知であるから，各支持期間における β および (X_{AI}, Y_{AI}) を求めればよい。

〔両脚支持期間〕

両脚支持期間内のある時刻において，図2.23のように二つの足部と歩行面との間に中間節長の変化する4節機構 $Q_I J_{AI} J_{AII} P_{II}$ を仮想する。各節の長さは

$$\left. \begin{aligned} \overline{Q_I J_{AI}} &= a_1 = \sqrt{l_2^2 + l_3^2} \\ \overline{J_{AI} J_{AII}} &= a_2 = \sqrt{(x_{AI} - x_{AII})^2 + (y_{AI} - y_{AII})^2} \\ \overline{J_{AII} P_{II}} &= a_3 = \sqrt{l_1^2 + l_3^2} \\ \overline{P_{II} Q_I} &= a_4 = \delta_0 \end{aligned} \right\} \quad (2.45)$$

で与えられる。ここで δ_0 は両脚支持期間における δ_{II} であって，歩幅 S および足部寸法 l_1 ， l_2 との関係式

$$\delta_0 = S - l_1 - l_2$$

を満足する一定値である。

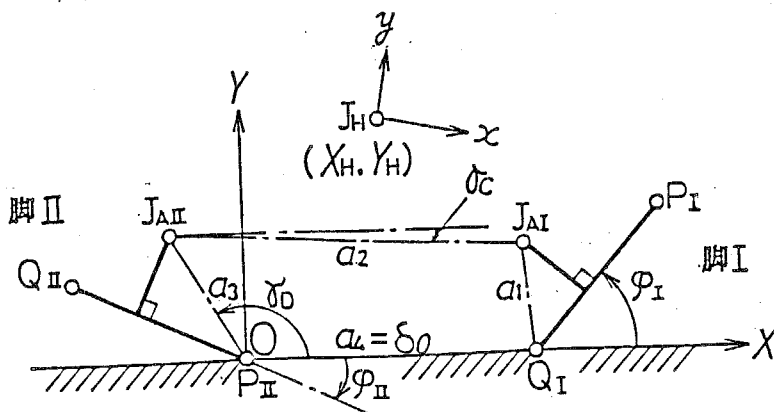


図2.23 両脚支持期間における足部の位置関係

図中の節 α_1 , α_3 を動かしたとき $\varphi_I > 0$, $\varphi_{II} < 0$ を満足すれば式(2.39)はすべて成立する。したがって, φ_I を変数として中間節 $J_{AI} J_{AH}$ と歩行面のなす角 γ_c を求め, 腰部揺動角 β を次式で求める。

$$\beta = -\tan^{-1} \{ (y_{AI} - y_{AH}) / (x_{AI} - x_{AH}) \} + \gamma_c \quad (2.47)$$

また, 静止座標系の原点 O を図のように後方の脚のつま先 P_{II} にとれば, (X_{AI}, Y_{AI}) は次式で与えられる。

$$\begin{bmatrix} X_{AI} \\ Y_{AI} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_2 \cos \varphi_I - l_3 \sin \varphi_I + \delta_0 \\ l_2 \sin \varphi_I + l_3 \cos \varphi_I \end{bmatrix} \quad (2.48)$$

さらに式(2.47)の γ_c は次式で与えられる。

$$\gamma_c = \tan^{-1} \{ (Y_{AI} - \sqrt{l_1^2 + l_3^2} \sin \gamma_D) / (X_{AI} - \sqrt{l_1^2 + l_3^2} \cos \gamma_D) \} \quad (2.49)$$

ここに,

$$\begin{aligned} \gamma_D = \tan^{-1} (Y_{AI} / X_{AI}) \\ + \cos^{-1} \frac{l_1^2 + l_3^2 + X_{AI}^2 + Y_{AI}^2 - (x_{AI} - x_{AH})^2 - (y_{AI} - y_{AH})^2}{2\sqrt{(l_1^2 + l_3^2)(X_{AI}^2 + Y_{AI}^2)}} \end{aligned} \quad (2.50)$$

である。

[片脚かかと支持期間]

この期間は図2.24(a)のように, 腰部揺動角 β は角 φ_I , φ_I を変数として次式で与えられる。

$$\beta = -\varphi_I + \varphi_I \quad (2.51)$$

また, (X_{AI}, Y_{AI}) は両脚支持期間の場合と同じで次式となる。

$$\begin{bmatrix} X_{AI} \\ Y_{AI} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_2 \cos \varphi_I - l_3 \sin \varphi_I + \delta_0 \\ l_2 \sin \varphi_I + l_3 \cos \varphi_I \end{bmatrix} \quad (2.52)$$

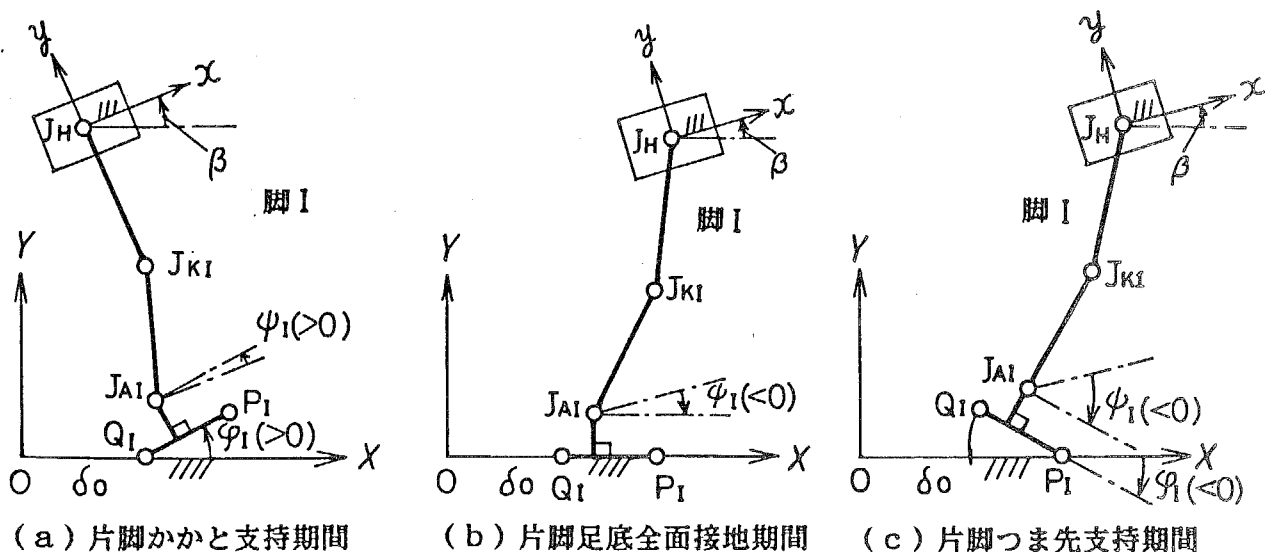


図2.24 片脚支持期間における腰部の位置

〔片脚足底全面接地期間〕

この期間は図2.24(b)のように，腰部揺動角 β は角 ψ_I を変数として次式で与えられる。

$$\beta = -\psi_I \quad (2.53)$$

(X_{AI}, Y_{AI}) は次式となる。

$$\begin{bmatrix} X_{AI} \\ Y_{AI} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_2 + \delta_0 \\ l_3 \end{bmatrix} \quad (2.54)$$

〔片脚つま先支持期間〕

この期間は図2.24(c)のように，腰部揺動角 β は ψ_I ， φ_I を変数として次式で与えられる。

$$\beta = -\psi_I + \varphi_I \quad (2.55)$$

(X_{AI}, Y_{AI}) は次式となる。

$$\begin{bmatrix} X_{AI} \\ Y_{AI} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_1(\cos \varphi_I - 1) + l_2 - l_3 \sin \varphi_I + \delta_0 \\ -l_1 \sin \varphi_I + l_3 \cos \varphi_I \end{bmatrix} \quad (2.56)$$

さて，式(2.48)～(2.56)および式(2.43)により，腰部の揺動角 β ならびに進行方向変位および鉛直方向変位 X_H ， Y_H が算出できるので，先に述べた条件[1]～[3]を考慮することができる。そこで，支持脚については以下のいずれかの条件を満足するように各期間において ψ_I または φ_I の時間的变化を定め，支持脚の足部の理想変位を決定する。

$$\left. \begin{array}{l} [1] \quad \beta = \text{const.} \\ [2] \quad \dot{X}_H = 2S/T \\ [3] \quad Y_H = \text{const.} \end{array} \right\} \quad (2.57)$$

条件[1]は腰部が揺動角運動を行わない条件，[2]は腰部が進行方向に等速に運動する条件，[3]は腰部の上下動がない条件である。各支持期間において変数が異なるが，すべての期間において式(2.36)が成立し， ψ_I ， φ_I のいずれも決定される。また，両脚支持期間においては，脚IIの足部と歩行面のなす角 φ_{II} も図2.23の足部と歩行面との間で構成される仮想4節機構により一義的に定まり，式(2.50)を用いて次式で与えられる。

$$\varphi_{II} = \varphi_D + \tan^{-1}(l_3/l_1) - \pi \quad (2.58)$$

遊脚の足部については，条件[4]を考慮して φ_{II} を与えることにより，その理想変位を決定する。 φ_{II} には図2.25の実線の足部のようにかかとが接地するときの値 $\varphi_{II, \max}$ から破線の

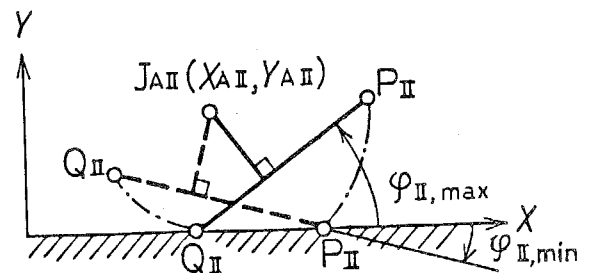


図2.25 遊脚の足部可動範囲

足部のようにつま先が接地するときの値 $\varphi_{II, \min}$ までの範囲；

$$\varphi_{II, \min} < \varphi_{II} < \varphi_{II, \max} \quad (2.59)$$

がある。そこで、この範囲内で、各期間との連続を考慮して φ_{II} の時間変化を決定する。なお、 $\varphi_{II, \min}$ および $\varphi_{II, \max}$ は、式(2.51)～(2.56)および式(2.43)、(2.44)より得られる遊脚の足関節のY座標 Y_{AII} を用いて次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{II, \max} &= \sin^{-1} (Y_{AII} / \sqrt{\varrho_2^2 + \varrho_3^2}) - \tan^{-1} (\varrho_3 / \varrho_2) \\ \varphi_{II, \min} &= \tan^{-1} (\varrho_3 / \varrho_1) - \sin^{-1} (Y_{AII} / \sqrt{\varrho_1^2 + \varrho_3^2}) \end{aligned} \right\} \quad (2.60)$$

したがって、足部が歩行面となす角 φ は脚I、脚IIともに決定され、これを図示すればたとえば図2.26となり、 φ 、 γ について図示すればたとえば図2.27となる。また、足関節角 φ_A は次式で表され、これを図示すれば図2.28となる。

$$\varphi_A = \varphi_K - \varphi_H - \varphi \quad (2.61)$$

足部寸法および足関節軌跡創成機構が与えられた場合の足部の理想とする運動が以上の手順で決定され、足関節角 φ_A の理想変位曲線が得られる。

さて、これまでは足部寸法 ϱ_1 、 ϱ_2 および ϱ_3 は既に与えられているものとし、その足部と歩行面との干渉が生じることなく、しかも搬送機の特性を考慮した腰部の運動を与える足部の所要の角運動を求める手法について論じた。しかし、この足部の角運動は足部寸法のとり方によって大きく変化し、しかも不適切な足部寸法を与えた場合にはその角運動が得られないこともある。そこで、足部駆動機構の総合の際の重要な設計パラメータである足部寸法の決定手法について述べる。

足部寸法によって大きく影響されるのは両脚支持期間における足部と歩行面との干渉である。したがって、足部寸法は両脚支持期間における足部と歩行面の位

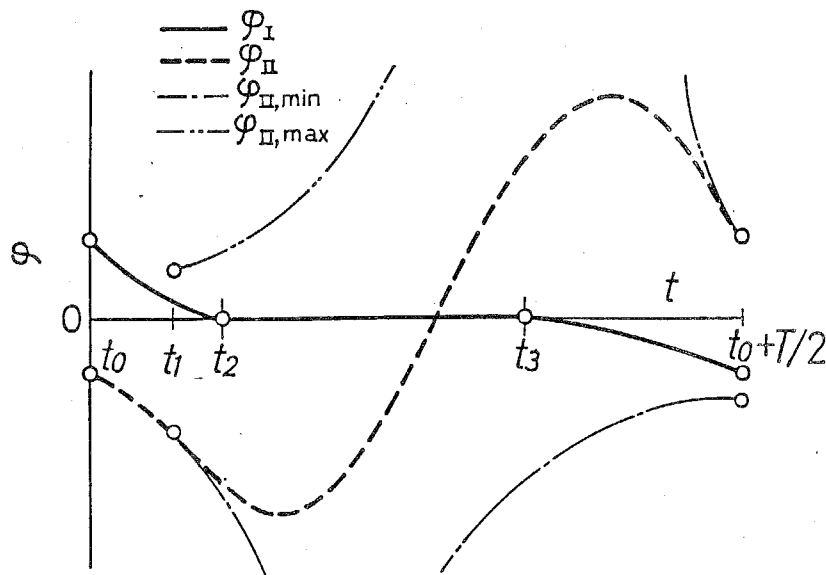


図2.26 足部と歩行面のなす角

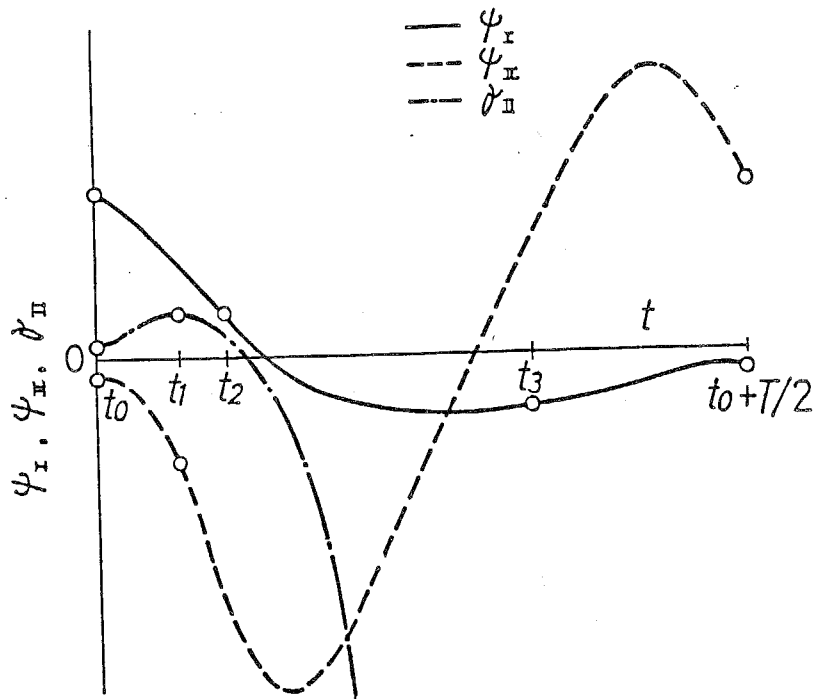


図2.27 角 ψ , δ

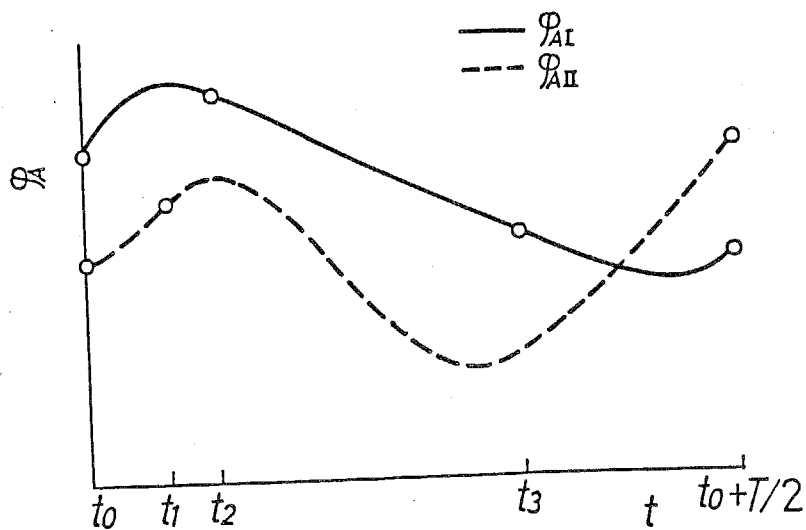


図2.28 足関節角

置関係を考慮して決定するのがよい。両脚支持期間では式(2.47)～(2.50)が成立し、つねに式(2.43)が成立する。そこで、期間中のいくつかの時刻におけるこれらの式から φ_1 , φ_2 , φ_3 に関する連立方程式を導出して解くことになる。たとえば、期間中の三つの時刻について式(2.47)の β および式(2.48)の ψ_I , δ_0 を指定すれば φ_1 , φ_2 , φ_3 に関する三元連立方程式が得られる。これは非線形方程式であるが、ニュートン・ラプソン法などにより容易に解くことができる。この場合、

歩幅 S は従属的に定まることになるが、歩幅を指定する必要があるれば、さらに式 (2.46) を連立させて解けばよい。このほか、式 (2.43) の X_H や Y_H を指定しても、同様に足部寸法を決定することができる。

2・4・2 足部駆動機構の選択

角変位関係を簡単に取り扱えるように足部駆動機構を図 2.29 のように二つの回路に分けて足関節軌跡創成機構に配置することにする。すなわち、原動節静止対偶点を股関節 J_H に一致させ、他の静止対偶点の一つを膝関節 J_K に一致させ、大腿部 $J_H J_K$ を静止節とした回路、たとえば図中の $J_H J_1 J_2 J_3 J_K$ を回路 I とする。さらに、これに 2 節を連結し、下腿部 $J_K J_A$ を静止節とする 4 節回路 $J_K J_3 J_4 J_A$ を回路 II とする。また足部は回路 II 内の節 $J_A J_4$ に平行に取り付けるものとする。

足部駆動機構の原動節角変位を θ_F とし、回路 I の入力角変位すなわち節 $J_H J_K$ と原動節のなす角を Θ とすれば次式が成立する。

$$\Theta = \theta_F + \varphi_H - \pi \quad (2.62)$$

回路 II の寸法を与えれば図中の角度 Ψ が既に得られている足関節角 φ_H の理想変位曲線から決定され、次式より図中の角度 Φ が求まる。

$$\Phi = \varphi_K - \Psi \quad (2.63)$$

したがって、足部駆動機構の総合は原動節角変位 θ_F を定めること、および所要の入出力関数関係 $\Phi \sim \Theta$ を創成する回路 I の寸法を決定することになる。

一般に、歩行の大半は一定の歩幅および速度で行われ、歩行開始時・終了時および障害物を乗り越える時などの、ごく短時間にのみ歩幅と速度を変更することが多い。したがって、足関節軌跡創成機構と足部駆動機構を互いに独立に駆動する場合も、歩行中の大半を占める歩幅に対して両者の原動節を同一の角速度で駆動できるようにするのが望ましい。そこで、二つの足部駆動機構の原動節に位相

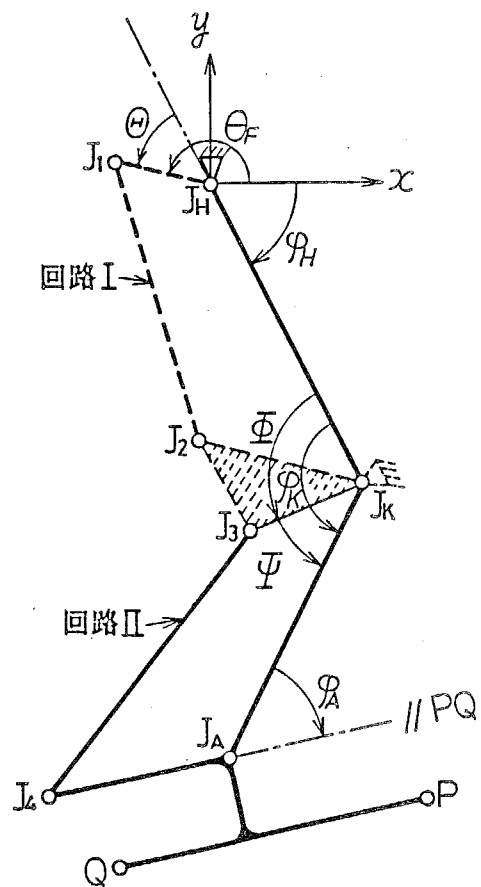


図 2.29 足部駆動機構の配置

差 π を与えて、等速度で駆動するものとして足部駆動機構の諸量を決定する。

足部駆動機構の原動節が1回転する間すなわち歩行1周期における原動節角変位 θ_F と理想足関節角変位 φ_A の関数関係 $\varphi_A \sim \theta_F$ は、前項で支持脚、遊脚それぞれについて求めた理想足関節角変位 φ_{AI} および φ_{AII} から求められる。ここで、図2.29において回路IIを平行クランク機構、すなわち $\overline{J_K J_3} = \overline{J_A J_4}$ かつ $\overline{J_K J_A} = \overline{J_3 J_4}$ とすれば $\varphi = \varphi_A$ であるから、式(2.63)より、

$$\Phi = \varphi_K - \varphi_A$$

(2.64)

となる。よって式(2.62)、(2.64)より回路Iの理想入出力関係 $\Phi \sim \Theta$ を求めれば、たとえば図2.30となる。図中の実線は原動節が反時計回りに回転したときのものであり、破線は時計回りに回転したときのものである。 Φ はそれぞれ二つずつ大きな山と谷をもった周期関数となる。このような四つの極値をもつ角変位曲線は4節機構では実現できず、回路Iには少なくとも六つの節をもつ機構が必要となる。

そこで、足部駆動機構として、図2.31に示す機構をとりあげる。この機構の回路IはB形6節機構 $J_H J_1 J_2 J_3 J_4 J_5 J_6 J_K$ であり、その原動節角変位 Θ に対して従動節角変位 Φ は、それぞれ二つの極小値および極大値をとりうることで知られて(41)おり、これは図2.30の理想変位曲線に適合する。

2・4・3 総合条件および総合

図2.31のような一自由度リンク機構の原動節を等速に回転させて足部を駆動する場合には、決定された理想足関節角 φ_A を厳密に創成することは一般にはできない。その場合には、原動節を不等速に回転させることになる。そこで、あらかじめ原動節の不等速回転を考慮して総合条件を定める。

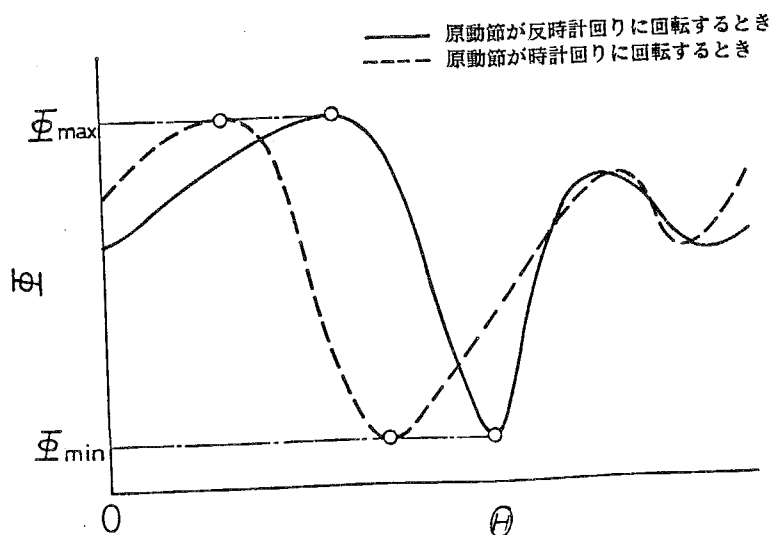


図2.30 回路Iの理想入出力角変位

さて、足部駆動機構の回路Ⅰは回転揺動機構であるから、その従動節角変位 Φ には範囲がある。すなわち、いかなる原動節角変位 Θ を与えても図2.30の理想角変位が得られない場合がある。そこでこれを防ぐために、図2.30の Φ の最大値 $\Phi_{\max}$ および最小値 $\Phi_{\min}$ を指定し、回路Ⅰがこれらを満足するように総合を行う。さらに、運動伝達性を考慮して図2.31における三つの4節回路 $J_H J_1 J_2 J_3$ 、 $J_3 J_4 J_5 J_K$ および $J_K J_6 J_7 J_A$ において最大圧力角の許容値を $\alpha_s (= \pi/3)$ とする。

まず回路Ⅱすなわち4節回路 $J_K J_6 J_7 J_A$ の寸法を決定する。回路ⅠのB形6節機構の入出力角関係 $\Phi \sim \Theta$ において Φ が極値をとる位置は図2.32に示すとおりで、(a)および(c)のように原動側4節回路 $J_H J_1 J_2 J_3$ の揺動の端点の位置 $\Theta = \Theta_1$ 、 $\Theta = \Theta_3$ において極小値 Φ_1 、 Φ_3 をとり、(b)および(d)のように従動側4節回路 $J_3 J_4 J_5 J_K$ の揺動の端点の位置 $\Theta = \Theta_2$ 、 $\Theta = \Theta_4$ において等しい極大値 Φ_2 、 Φ_4 をとる。図2.30からわかるように Φ の二つの極大値は一般に一致しないので、図2.30の変位曲線を創成しようとしても、いずれかの極大値付近で大きな構造誤差を生じることが予想される。よって、あらかじめ回路Ⅱの寸法を平行4節回路から適宜変更し、理想変位曲線 $\Phi \sim \Theta$ の極大値がほぼ一致するようにする。具体的には、節長 $\overline{J_K J_A}$ および $\overline{J_6 J_7}$ は等しく保ちつつ、節長 $\overline{J_K J_6}$ を節長 $\overline{J_A J_7}$ に対して小さくしてゆき、 Φ の極大値がほぼ一致する値を探索すればよい。

回路ⅠすなわちB形6節機構 $J_H J_1 J_2 J_3 J_4 J_5 J_K$ については、以下に述べる綜合法により、機構寸法を決定する。

まず原動側4節回路 $J_H J_1 J_2 J_3$ において、原動節 $J_H J_1$ の角変位 Θ に対する伝達角を μ とする。ここで図2.32(a)および(c)のように Φ が極小値をとる時の原動節角変位 $\Theta = \Theta_1$ 、 $\Theta = \Theta_3$ の位置、および伝達角 μ が最小値 $\mu_{\min}$ および最大値 $\mu_{\max}$ をとるときの位置を示せば図2.33となる。このとき次式が成立する。

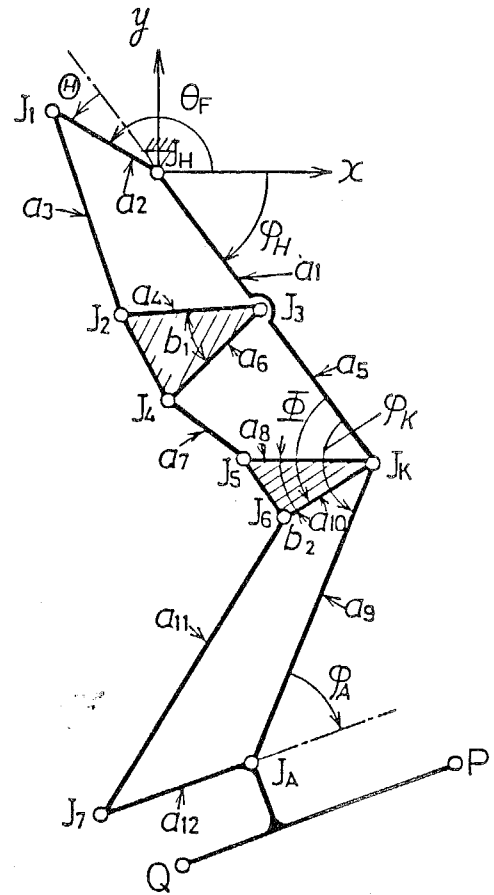


図2.31 足部駆動機構

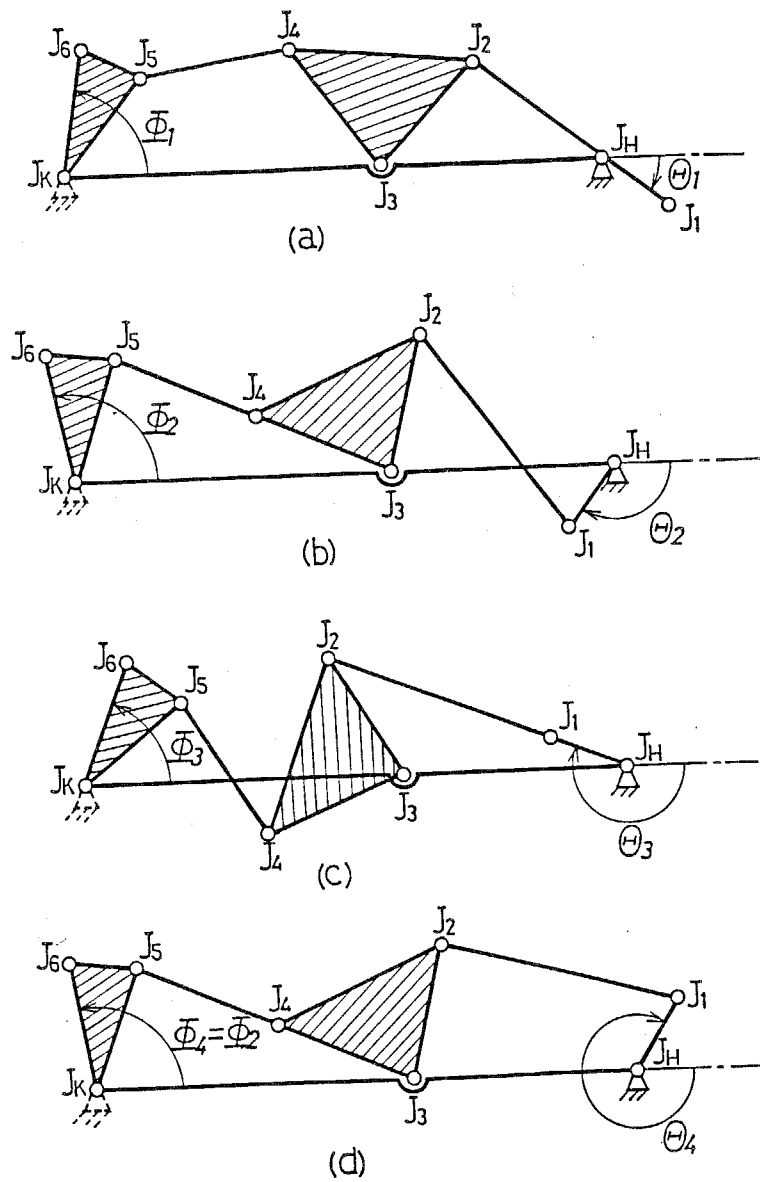


図 2.32 B 形 6 節機構の出力角が極値をとる位置

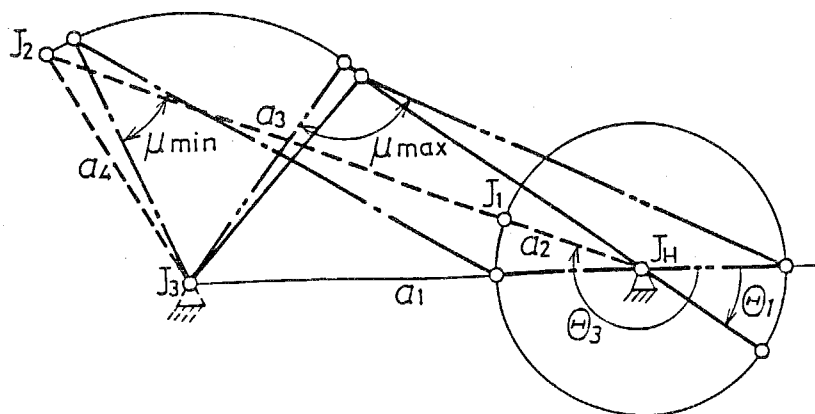


図 2.33 4 節回路 $J_H J_1 J_2 J_3$

$$\alpha_4^2 = \alpha_1^2 + (\alpha_3 - \alpha_2)^2 - 2\alpha_1(\alpha_3 - \alpha_2)\cos\theta_1 \quad (2.65)$$

$$\alpha_4^2 = \alpha_1^2 + (\alpha_3 + \alpha_2)^2 - 2\alpha_1(\alpha_3 + \alpha_2)\cos\theta_3 \quad (2.66)$$

$$(\alpha_1 - \alpha_2)^2 = \alpha_3^2 + \alpha_4^2 - 2\alpha_3\alpha_4\cos\mu_{\min} \quad (2.67)$$

$$(\alpha_1 + \alpha_2)^2 = \alpha_3^2 + \alpha_4^2 - 2\alpha_3\alpha_4\cos\mu_{\max} \quad (2.68)$$

ここで、 θ_1 および θ_3 は図2.30の $\Phi \sim \Theta$ の理想関数より与えられる。 $\mu_{\min}$ または $\mu_{\max}$ のいずれかを最大圧力角の許容値 α_a を考慮して

$$\left. \begin{array}{l} \pi/2 - \alpha_a < \mu_{\min} \\ \pi/2 + \alpha_a > \mu_{\max} \end{array} \right\} \quad (2.69)$$

を満たす任意の値を指定し、式(2.65)、(2.66)と式(2.67)または式(2.68)を連立させて解くことにより、節長 $\alpha_2 \sim \alpha_4$ が決定される。ただし、 α_1 は節長の尺度として任意に与えるものとする。このようにして、回路Iの従動節角変位 Φ が極小値をとる位置および原動側4節回路の最大圧力角を指定することができる。

つぎに、従動側4節回路 $J_3J_4J_5J_6$ については、原動側4節回路の節長が決定されたことにより、節 J_3J_2 の角変位が Θ の関数として算出され、節 J_3J_2 と J_6J_5 の角変位関係が決定されたことになる。そこで、この回路の各節長は、関数創成4節機構の総合として厳正点法⁽³⁹⁾によって決定する。厳正点は、前述の総合条件を満足して Φ の最大値および最小値を創成するように、 Φ が極大値および極小値をとる4位置(Θ_i, Φ_i)($i=1 \sim 4$)を与える。三つの4節回路を連結する3対偶素節の角度 b_1 および b_2 については、 b_1 は入力角変位の初期角として任意に与えることができ、 b_2 は出力角変位から決定される。

このようにして、回路IIの寸法が与えられれば、回路Iの寸法が決定され、足部駆動機構の寸法がすべて決定される。

2・4・4 総合例および検討

例として図2.34に示すF形6節機構を足関節軌跡創成機構に採用する。その寸法諸元は表2.3に示す。この機構の原動節は時計まわりに回転し、腰部に対する足関節 J_A の運動軌跡は図中の曲線のとおりである。また、股関節角 φ_H および膝関節角 φ_K の変化は図2.35のとおりである。両脚支持期間の開始時刻を $t=0$ としており、このときの原動節と x 軸のなす角が表2.3中の θ_{A0} である。2脚は同一の機構の静止対偶点を一致させて構成し、両者の原動節に位相差 π を与え、等速度で駆動するものとする。

足部駆動機構の総合例として、両脚支持期間の終了と同時に前方の脚のつま先が着地して足底全面接地となる場合を考えて、支持期間の移行時刻をそれぞれ次のように与える。

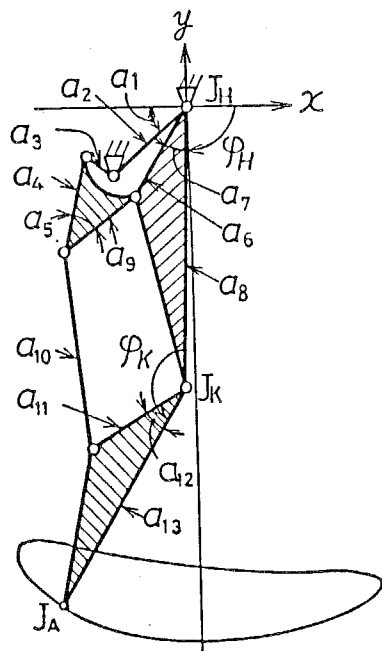


表2.3 足関節軌跡創成機構の諸元

a_1	0.2333π rad	a_8	200.00 mm
a_2	74.44 mm	a_9	64.25 mm
a_3	26.87 mm	a_{10}	139.67 mm
a_4	70.44 mm	a_{11}	78.28 mm
a_5	0.2254π rad	a_{12}	0.1551π rad
a_6	75.00 mm	a_{13}	180.00 mm
a_7	0.1667π rad	θ_{A0}	-0.3863π rad

図2.34 足関節軌跡創成機構

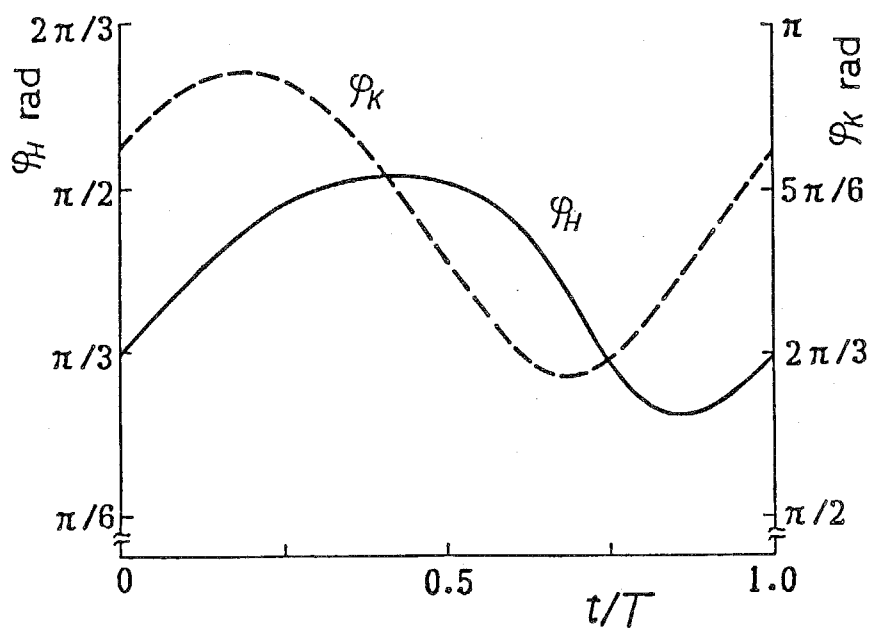


図2.35 股関節角および膝関節角

$$\left. \begin{array}{l} t_0 = 0 \\ t_1 = t_2 = T/10 \\ t_3 = T/3 \end{array} \right\} \quad (2.70)$$

足部の理想変位曲線の決定に際して、2・4・1項の条件[1]~[3]のいずれかを選択できるが、足関節軌跡創成機構の総合において、腰部の揺動角運動がないものとして腰部の進行方向の速度変動および上下動を評価し、良い結果を得ていることを考慮し、ここでは条件[1]を選択する。すなわち、歩行中常に

$$\beta = 0 \quad (2.71)$$

とする。

ここで、本総合例のような足部接地パターンでは、片脚かかと支持期間がなく幾何学的拘束が多い両脚支持期間から直接、片脚足底全面接地期間へ至るので、二つの支持期間において腰部の運動が不連続になりやすいと考えられる。そこで、足部寸法を決定する際にこの点を考慮することにし、両脚支持期間と片脚足底全面接地期間の境界の時刻 $t = t_1 = t_2$ において腰部揺動角 β が連続となる条件から足部寸法を定めることにする。すなわち、式(2.47)~(2.50)およびそれらを時間微分して得られる式から定まる β , $\dot{\beta}$, $\ddot{\beta}$ のそれぞれと l_1 , l_2 , l_3 , φ_I , $\dot{\varphi}_I$, $\ddot{\varphi}_I$, δ_0 の関係式：

$$\left. \begin{array}{l} \beta = f_1(l_1, l_2, l_3, \varphi_I, \delta_0) \\ \dot{\beta} = f_2(l_1, l_2, l_3, \varphi_I, \dot{\varphi}_I, \delta_0) \\ \ddot{\beta} = f_3(l_1, l_2, l_3, \varphi_I, \dot{\varphi}_I, \ddot{\varphi}_I, \delta_0) \end{array} \right\} \quad (2.72)$$

において $\beta = \dot{\beta} = \ddot{\beta} = 0$, $\varphi_I = \dot{\varphi}_I = \ddot{\varphi}_I = 0$ および適当な δ_0 を与えて、足部寸法 l_1 , l_2 , l_3 を求める。本総合例では、

$$\delta_0 = 146.0 \text{ (mm)} \quad (2.73)$$

を与えて、

$$\left. \begin{array}{l} l_1 = 110.25 \text{ (mm)} \\ l_2 = 30.51 \text{ (mm)} \\ l_3 = 58.76 \text{ (mm)} \end{array} \right\} \quad (2.74)$$

を得た。このときの歩幅は式(2.46)より

$$S = 286.76 \text{ (mm)} \quad (2.75)$$

である。

さて、式(2.43), 式(2.46)~(2.56)において $\beta = 0 = \text{一定}$ において足部の理想変位曲線を求めた。歩行半周期における足部と歩行面のなす角 φ の変化を示せば図2.36となり、角 φ および γ の変化は図2.37となる。また、足関節角 φ_0 は図2.38のように変化する。

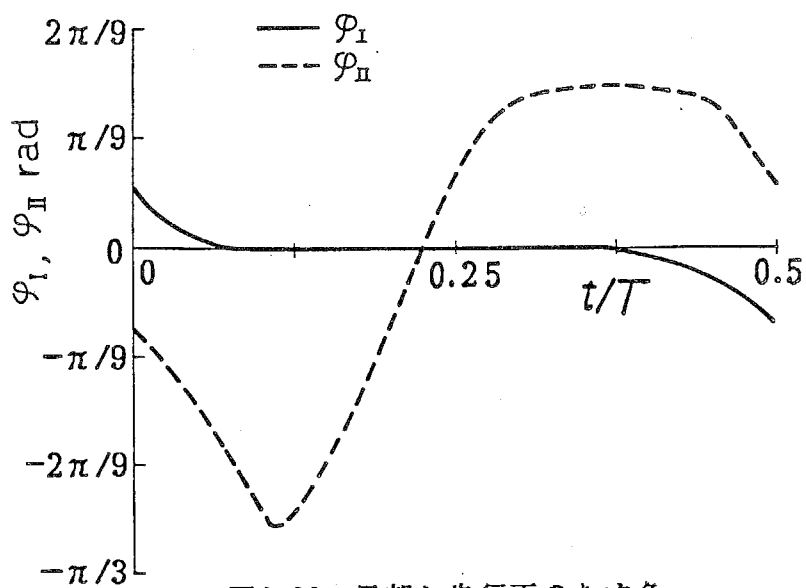


図2.36 足部と歩行面のなす角

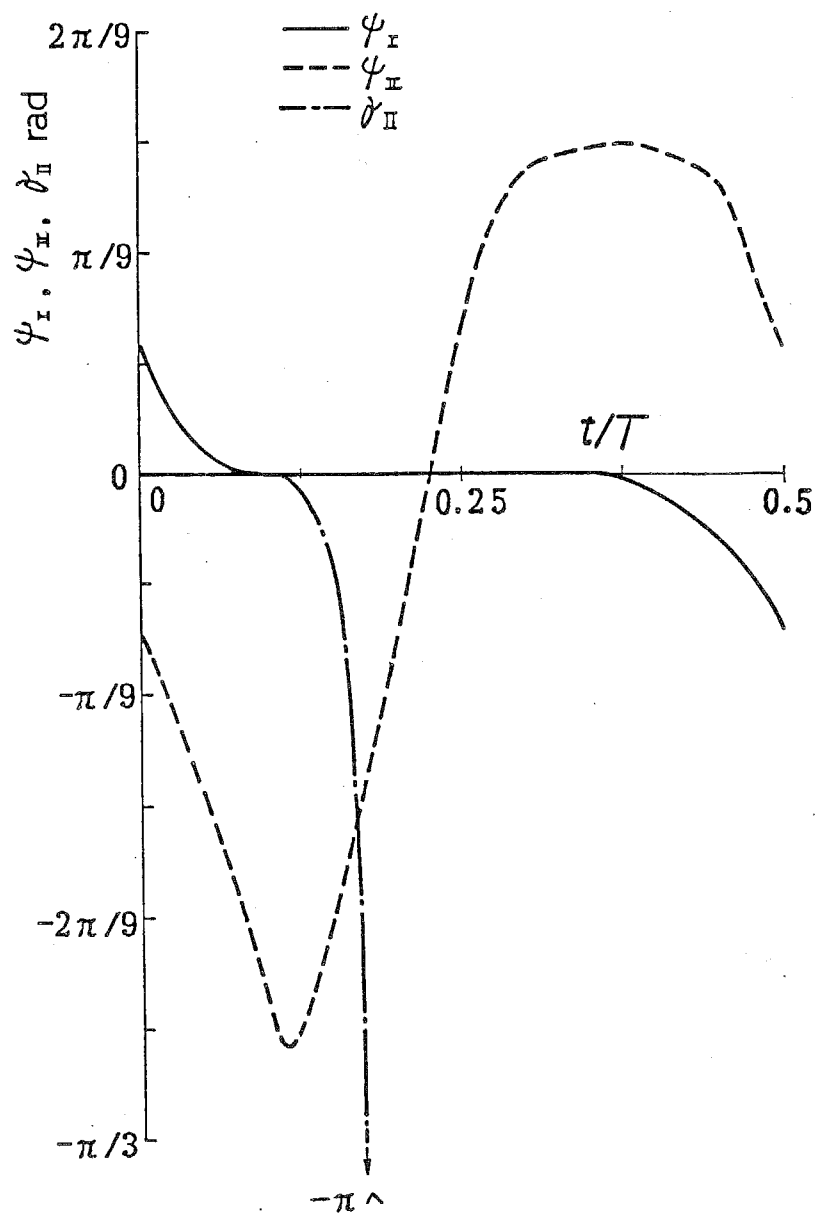


図2.37 角 ψ , γ

前項に述べた手順に従って回路Ⅱの寸法を決定した場合の回路Ⅰの理想入出力角変位は図2.39となり，図中の白丸を厳正点として回路Ⅱの総合を行った。得られた足部駆動機構の寸法諸元を表2.4に示し，この機構と図2.34の足関節軌跡創成機構を組み合わせて得られる脚機構を図2.40に示す。この機構の原動節を等速回転させた場合には，機構の構造誤差により図2.38の理想足関節角変位が得られないので，原動節を不等速回転させることにし，その角変位 $\theta_F(t)$ を求めた。その結果を図2.41に示す。足部駆動機構の原動節は逆転を伴わない不等速回転を行うことになる。

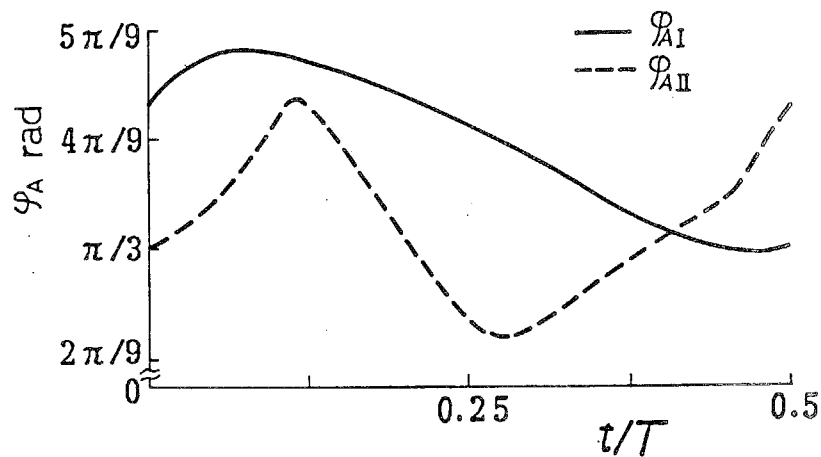


図2.38 理想足関節角変位

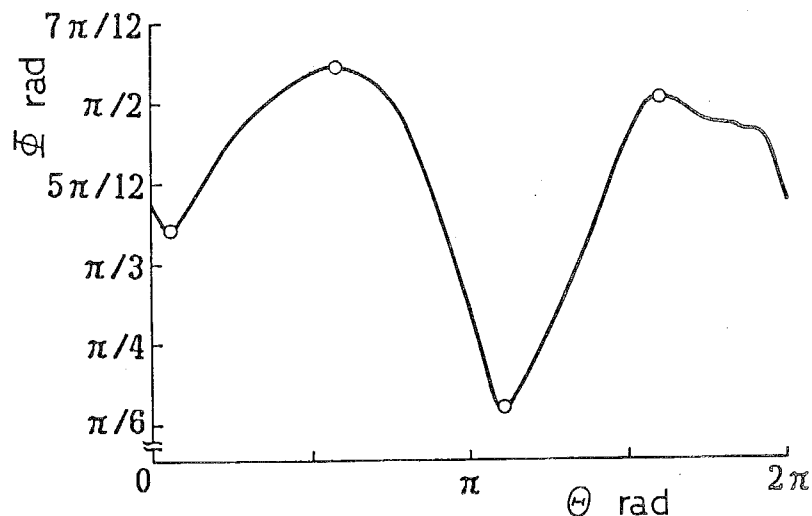


図2.39 回路Ⅰの理想入出力変位

このときの足関節角 φ_A は図2.42となり，創成曲線と理想曲線はほぼ一致していることがわかる．また，足関節 J_A ，つま先 P およびかかと Q の腰部に対する運動軌跡は図2.40のそれぞれ実線，破線，鎖線となる．

表2.4 足部駆動機構の総合結果

α_1	100.00 mm	α_{10}	32.00 mm
α_2	20.00	α_{11}	180.00
α_3	88.45	α_{12}	40.00
α_4	35.80	b_1	0.5667π rad
α_5	100.00	b_2	0.0073π
α_6	71.41	ϱ_1	110.25 mm
α_7	43.75	ϱ_2	30.51
α_8	45.21	ϱ_3	58.76
α_9	180.00		

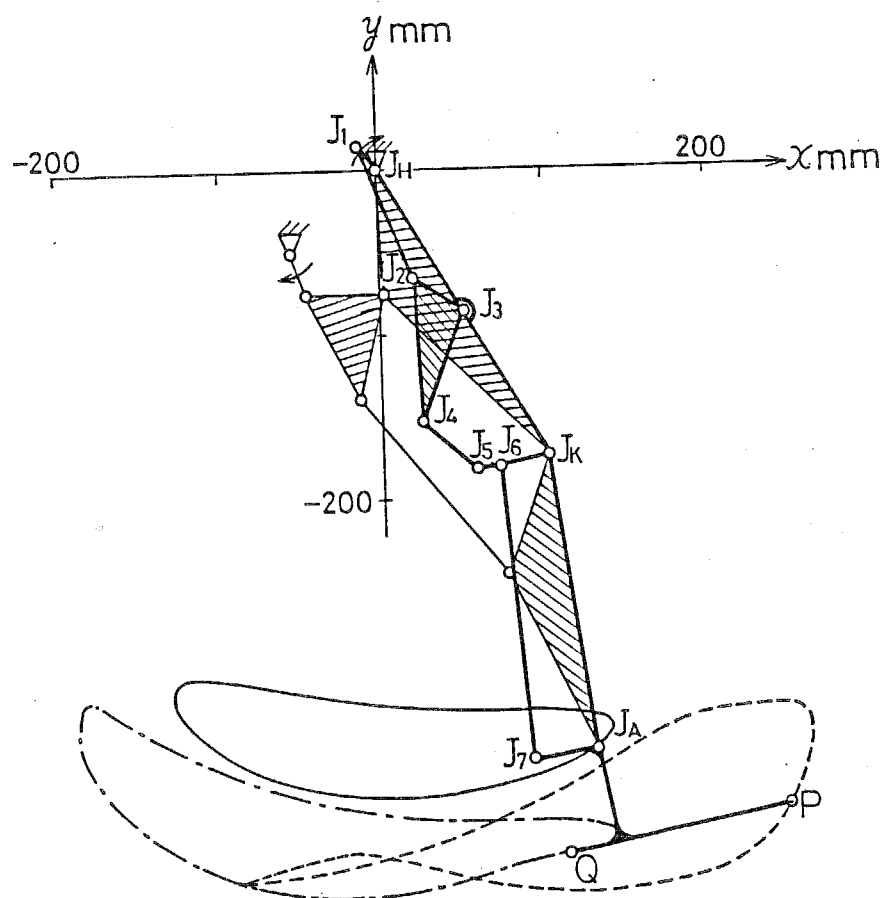


図2.40 総合された脚機構

歩行半周期中の角 ψ , γ を示せば図2.43となり, 足部と歩行面のなす角 ϕ は図2.44となる.

式(2.39), (2.41), (2.42)中の角関係はすべて満足されており, 図2.22のような接地パターンは起こらない. また, 両脚支持期間においては, 前方の脚のかかとと後方の脚のつま先の距離 δ_{II} は一定であり, 足部と歩行面とのすべりは皆無である. したがって, 2・4・1項で示した足部の運動条件はすべて満足されている.

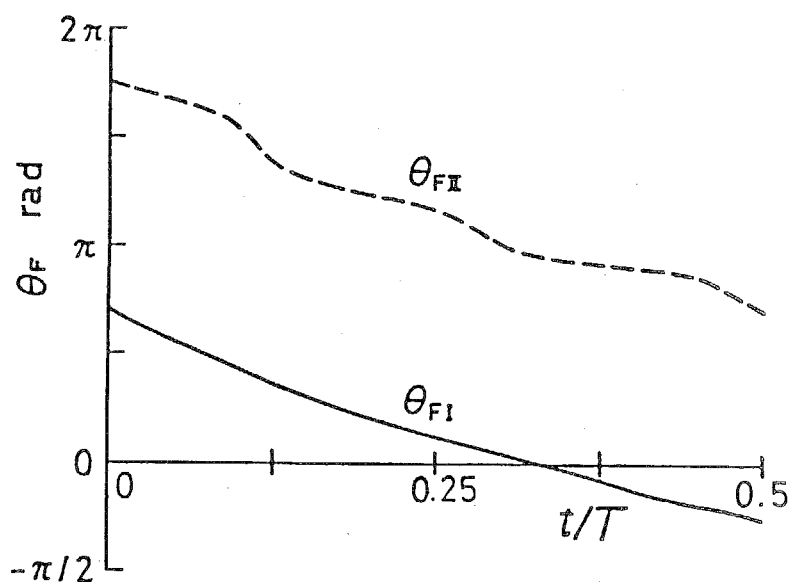


図2.41 足部駆動機構の原動節角変位

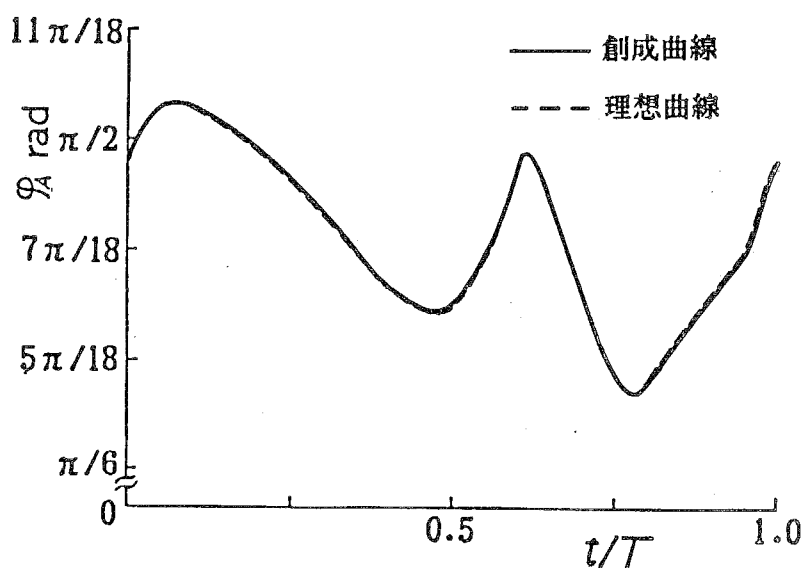


図2.42 足関節角

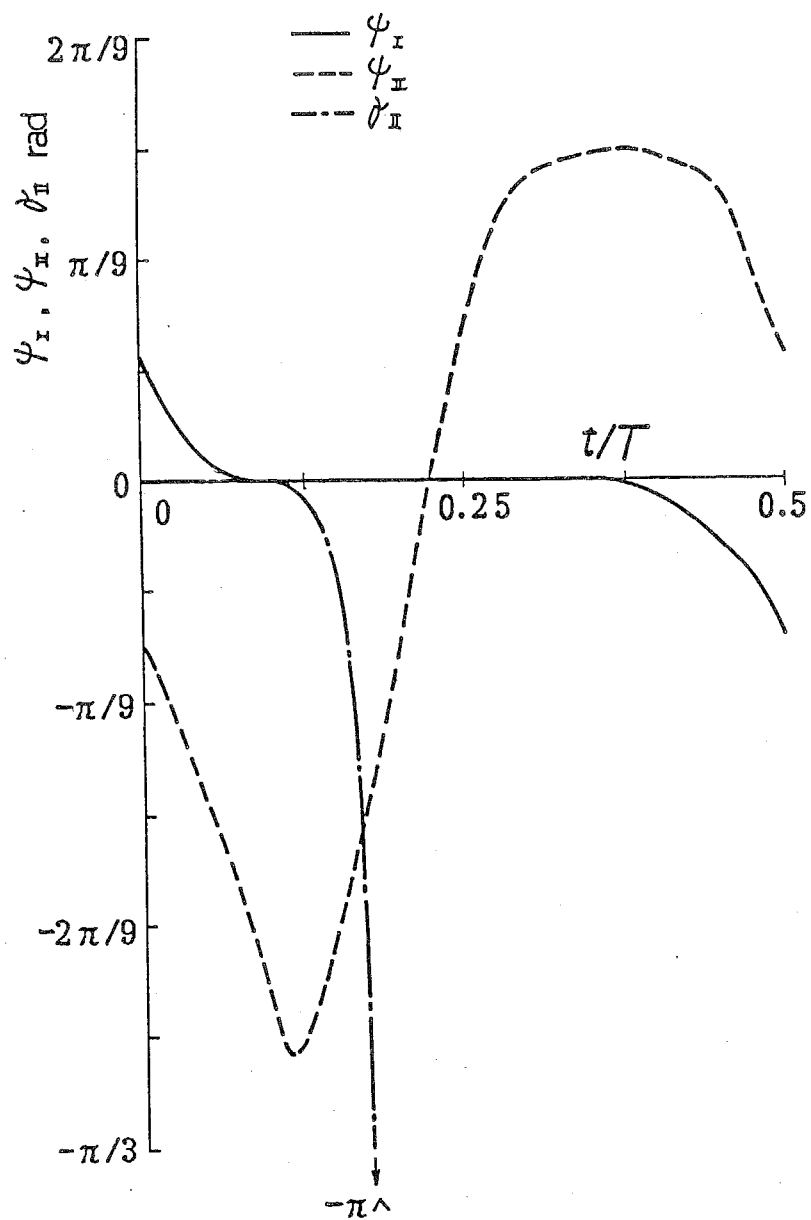


図2.43 角 ψ , γ

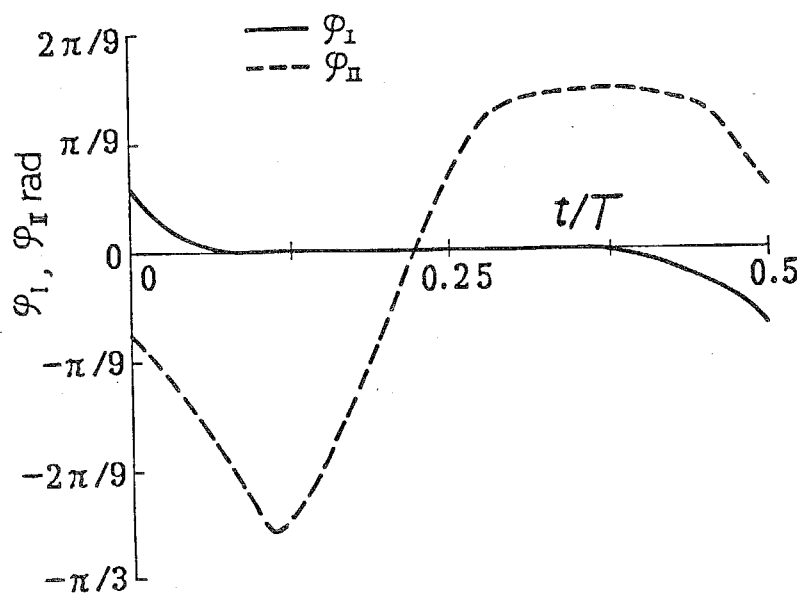


図2.44 足部と歩行面のなす角

さらに、この脚機構の運動によって創成される腰部の運動を股関節 J_H の変位 (X_H, Y_H) および揺動角 β で示せば図2.45となる。またこのときの両脚および腰部の歩行面に対する変位状態をスティック線図で示せば図2.46のとおりである。腰部は揺動することなく、進行方向にはほぼ等速度で移動しており、得られた脚機構を組み込んだ2足歩行機械は搬送機として優れた特性を有することがわかる。

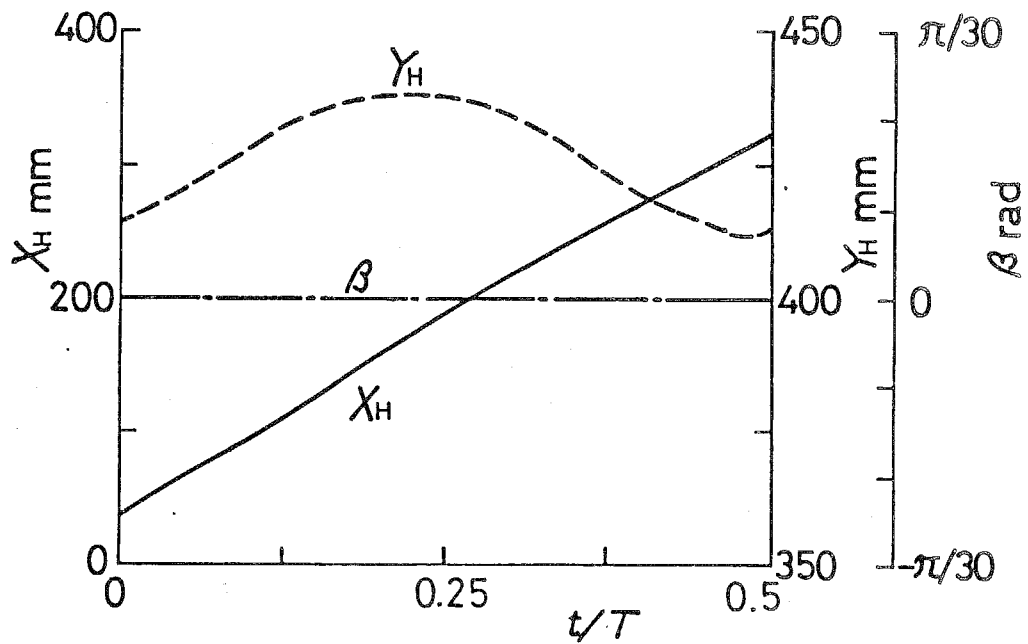


図2.45 腰部の運動

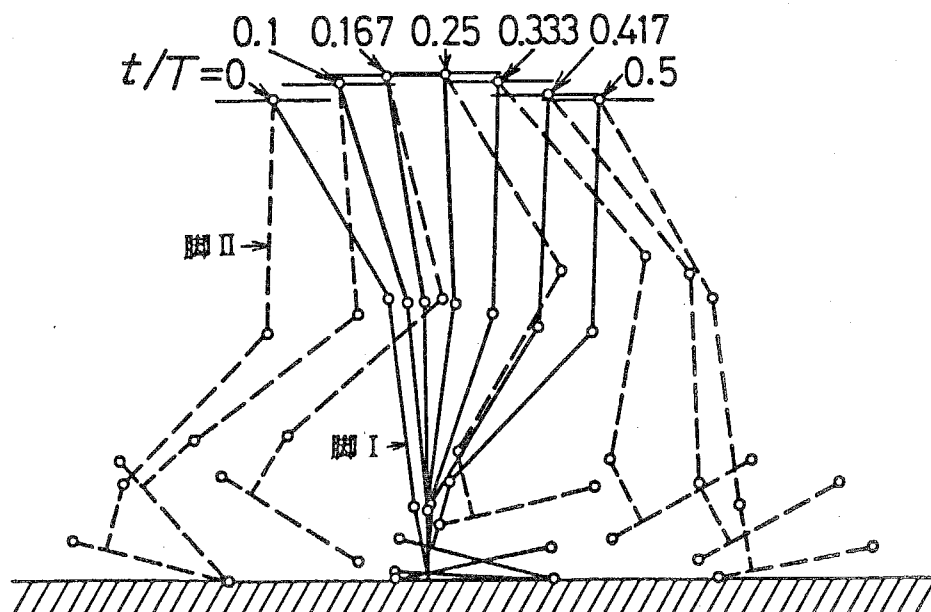


図2.46 スティック線図

2・5 結 言

本章では、2足歩行機械が具備すべき歩行機能を分類して、それらの歩行機能をすべて実現するための脚機構の基本構成を求めるとともに、もっとも基本的な歩行機能である水平面直進歩行機能を有する脚機構の総合を行った。得られた結果を要約すれば次のとおりである。

(1) 2足歩行機械が人間の日常生活空間で用いられる場合に必要な歩行機能は、水平面上の直進歩行機能、傾斜面歩行機能、階段歩行機能、旋回歩行機能および障害物の回避機能の五つの機能である。これらの歩行機能は、基本的な歩行機能である水平面直進定常歩行を実現する脚機構を、足関節の腰部に対する所要の軌跡を創成する足関節軌跡創成機構と足部の足関節まわりの所要の角運動を創成する足部駆動機構で構成して、さらに前者を歩幅および遊脚の高さを調整できる可調整機構とし、後者に足部と脚の間の鉛直軸まわりの相対角運動を与える機構を付加することによりすべて実現できる。

(2) 足関節軌跡創成機構の満たすべき運動学的条件として、具体的な足関節軌跡を指定することを避け、関節角について、歩行1周期において股関節角と膝関節角が最大値および最小値をとる順序、および両関節角の変化幅の範囲を与え、また脚の接地について、足関節が歩行面と直接接触すると仮定して一つの脚の支持期間と、支持期間の開始・終了時の脚長および両脚支持期間における足関節位置を与えた。このように条件を与えれば、機構総合の際に各機構の特性を活かし、また機構に付加される足部の運動を限定しない。

(3) 回転対偶のみからなる節数6以下の平面径路創成機構の中から、類似の機構および原動節が多対偶素節である機構を除外して、4節機構および3種類の6節機構(C形、E形およびF形)を足関節軌跡創成機構とすることとし、これらの機構について、前項の条件を満足する同一の総合条件を導出し、総合を行った。そして、得られた機構を比較・検討し、つぎの結果を得た。

i) 4節機構とE形6節機構は形状の細長さと腰部の歩行面からの高さに難点があるが、腰部の等速性と運動伝達性に優れている。

ii) F形6節機構は支持期間における運動伝達性がやや不良であるが、他の特性はすべて良好である。

iii) C形6節機構は腰部の進行方向速度変動と上下動が大きく、運動伝達性も不良であり、足関節軌跡創成機構として不適である。

(4) 足部の運動条件として、両脚支持期間において足部と歩行面との間にすべりを生じないこと、また足部の接地状態が、2脚のつま先とかかとの接地、1脚のかかとのみの接地、1脚の足底全面接地、1脚のつま先のみの接地へ順次移行すること、さらに足部の運動によって腰部が、i)揺動しない、ii)進行方向に等速で移動する、iii)上下動しない、のいずれかであること、および遊脚が歩行面

に対して高く上がることを定めた。これらの条件から足関節の角変位曲線が得られる。

(5) 前項の足関節角変位を得るために、大腿部上のB形6節機構と下腿部上の4節機構を連結した足部駆動機構を提案しその原動節を不等速回転するものとして、運動伝達性を考慮した総合を行った。その結果、両脚支持期間における足部と歩行面間のすべりが皆無で、かつ腰部が揺動することなく進行方向にほぼ等速度で移動する、搬送機として優れた特性を有する脚機構を得ることができた。

第 3 章 歩幅変更を伴う非定常歩行

3・1 緒 言

前章においては、2足歩行機械のもっとも基本的な機能である水平面上の直進定常歩行を行うための脚機構を自由度の限定された平面リンク機構で構成することにし、その機構総合を行って、自由度の少ない脚機構を用いても搬送機として優れた特性を有する2足歩行機械が得られることを示した。その他の歩行機能を得るためには、さらに歩幅の調整機能、遊脚の高さの調整機能および旋回機能が必要である。これらの機能のうち前二者は、既に得られている定常歩行を行う脚機構を可調整機構とすることにより得ることを提案している。よって、自由度の限定された可調整機構によりこれらの機能が実現できることを確認する。

さて、二つの調整機能のうちで重要なものは歩幅の調整機能であろう。なぜなら、遊脚の高さの調整機能が必要な階段や傾斜面の歩行においても、その調整機能のみではなく、階段のピッチや傾斜面の角度に適する歩幅を選択する必要があるからである。そこで本章では、歩幅の調整機能を取りあげ、この機能を有する可調整脚機構の構造を明らかにするとともに、その歩行時の運動を決定して、水平面上の定常および非定常直進歩行を可能にする⁽⁵⁶⁾。

3・2 歩幅変更に対する脚機構の可調整化

3・2・1 足関節軌跡の変更

歩幅を変更するためには、足関節軌跡創成機構を可調整機構として、その創成する足関節軌跡を歩行機械の進行方向に拡大・縮小しなければならない。前章において総合された足関節軌跡創成機構のような回転対偶のみからなる平面リンク機構の中間節曲線を変化させるには、対偶点間距離を調整するのが一般的である。そこで、例として図2.34の足関節軌跡創成機構を取りあげ、その二つの静止対偶点を含む4節回路 $J_H J_1 J_2 J_3$ の各節長を変化させた場合の足関節軌跡の変化を図3.1に示す。(a)は原動節静止対偶点 J_1 を固定し、 J_H を $J_1 J_H$ 方向に移動させて静止節長 $\overline{J_H J_1}$ を変化させた場合であり、(b)、(c)、(d)はそれぞれ原動節長 $\overline{J_1 J_2}$ 、中間節長 $\overline{J_2 J_3}$ 、従動節長 $\overline{J_3 J_H}$ を変化させた場合である。図中の r はそれぞれの節長の調整前の節長に対する比を表し、原動節が回転可能な範囲で変化させたものである。

図より(a)、(c)、(d)のように節長を変化させる場合には、足関節軌跡の大きさはあまり変化しないことがわかる。これに対して(b)のように原動節長を変化させる場合には、足関節軌跡は大きく変化する。しかも、原動節長を零とすれば原動軸の回転中に足関節の運動は停止し、歩行機械は両脚を揃えて直立することができる。これらの傾向は2章において選択された他の形式の足関節軌跡創成機構で

も同様である。たとえば図2.14の足関節軌跡創成機構の原動節（太い矢印を付した節）の長さを調整した場合の足関節軌跡の変化は図3.2となる。いずれも足関節

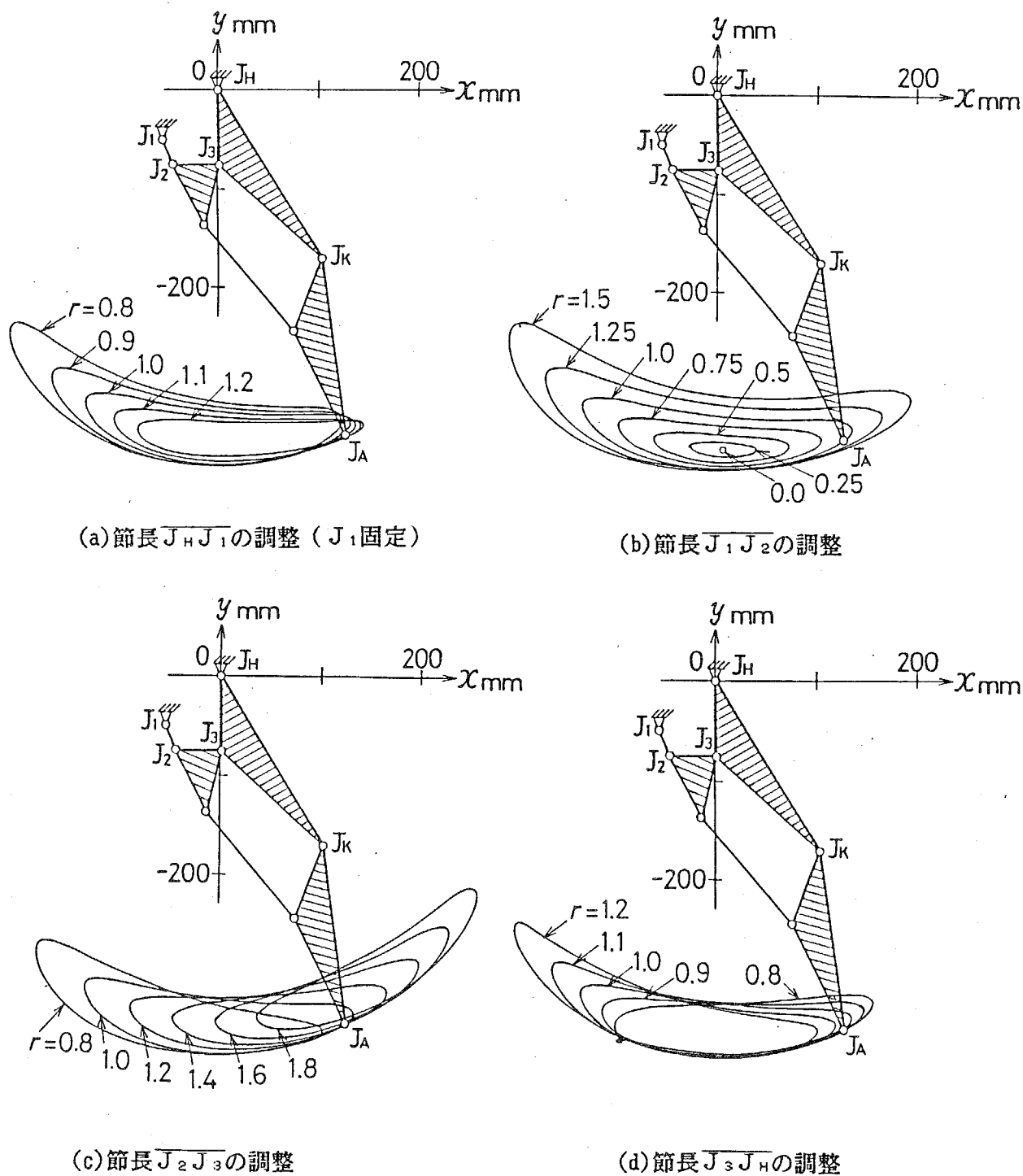


図3.1 節長の調整による足関節軌跡の変化例

軌跡はほぼ相似的に大きく変化し、原動節長を零としたとき足関節の運動は停止する。したがって、歩幅を変更するには足関節軌跡創成機構の原動節長を調整すればよいことがわかる。

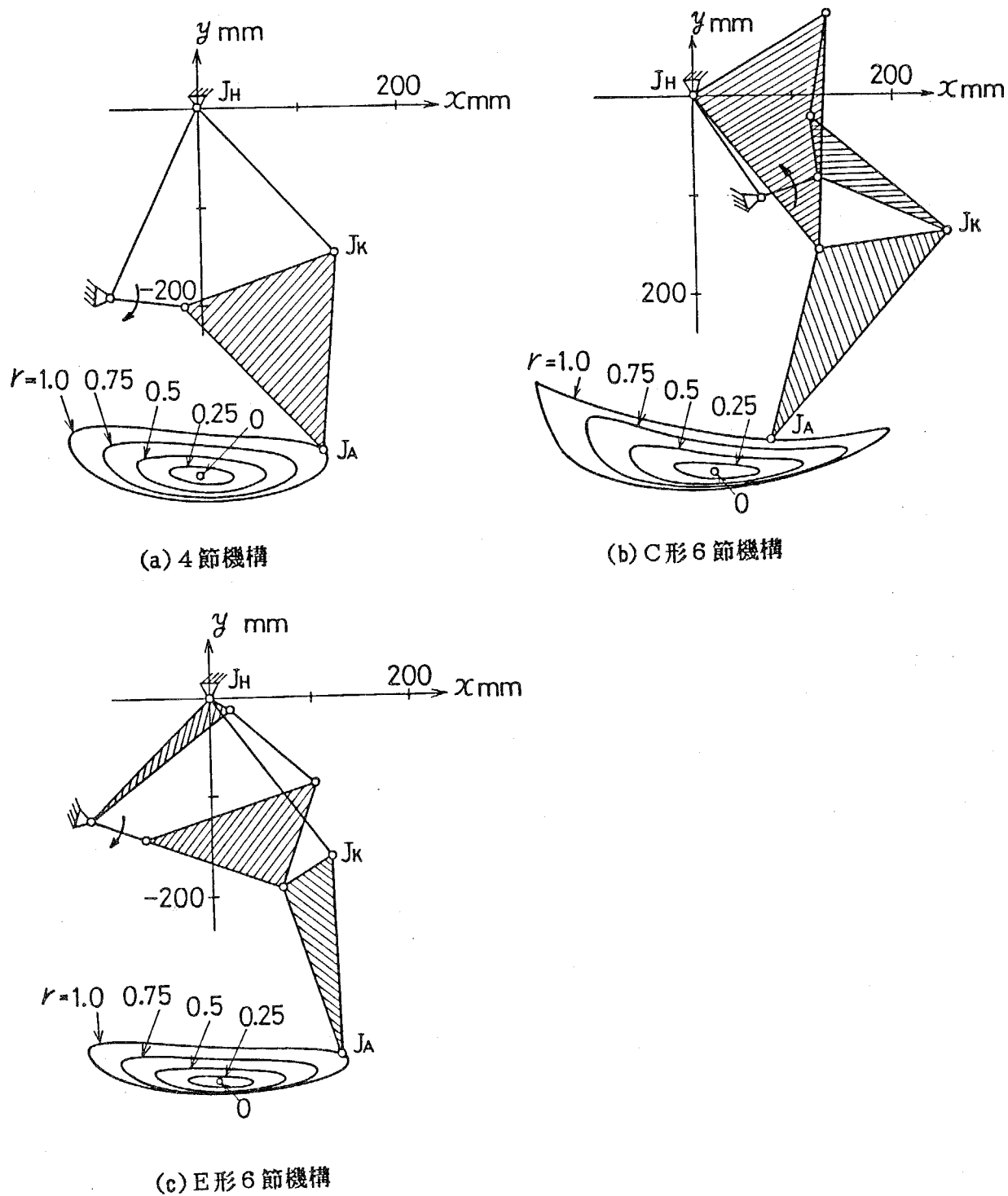


図3.2 原動節長の調整による足関節軌跡の変化例

しかし、従来の可調整機構に関する研究では、図3.1(a)の場合のように機構の静止節長を変える形式についてのもが多く(42)~(49)、原動節(50)や従動節(51)などの動節の長さを変える形式について論じたものは少ない。そこで次項において原動節長を変えるための調整形式を明らかにし、さらにその結果に基づいて可調整足関節軌跡創成機構を求め、歩幅の調整可能な脚機構を構成する。

3.2.2 原動節長調整機構の総合

一般性を持たせるために、図3.3に示す回転原動節を有する任意の平面、球面または空間機構の原動節長を調整することを考える(55)。原動節動対偶点Bの回転面 Π と原動軸中心線との交点をAとして原動節長を $b = \overline{AB}$ で表し、原動軸の回転角を ϕ で表す。対偶点Bをその回転面 Π 上で運動させるとき、点Bのもっとも単純な運動は、図

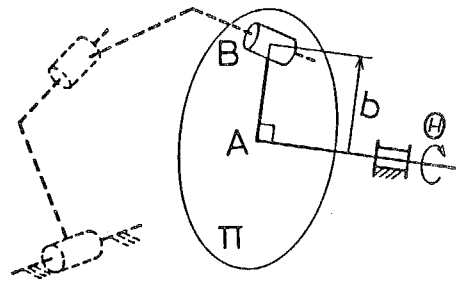


図3.3 回転原動節をもつ機構

3.4(a)、図3.5(a)に示すように

- (I) 回転面 Π 上に固定された直線に沿う運動
- (II) 回転面 Π 上に固定された点まわりの円運動

である。そこで、回転面 Π 上に直進対偶を配置して対偶点Bに直線運動を与える形式(形式I)および回転対偶を配置して円運動を与える形式(形式II)によって原動節長 b を調整する。

形式Iを採用するとき、図3.4(a)のように対偶点Bの運動軌跡直線が回転中心Aから距離 p に位置するとすれば、原動節長 b は次式で与えられる。

$$b = \sqrt{s^2 + p^2} \quad (3.1)$$

ここに s は、点Aを通り、点Bの軌跡直線に直交する軸線を s とすると、点Bの s 軸からの距離である。任意の静止軸線 X に対して s 軸がなす角 ϕ を原動軸の回転角とし、線分ABが s 軸となす角を θ とすれば、原動節ABの角変位は $\phi + \theta$ で表される。ここに、

$$\theta = \tan^{-1}(s/p) \quad (3.2)$$

である。

形式IIを採用する場合は、図3.5(a)のように回転面 Π 上における対偶点Bの回転中心をCとし、 $\overline{AC} = p$ 、 $\overline{BC} = q$ 、 $\angle ACB = \lambda$ とすれば、原動節長 b は次式で与えられる。

$$b = \sqrt{p^2 + q^2 - 2pq \cos \lambda} \quad (3.3)$$

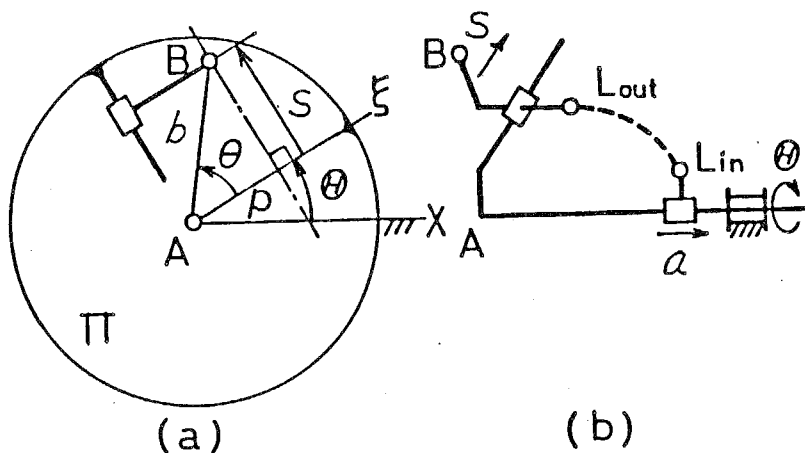


図3.4 動対偶点Bの直線運動による原動節長調整（形式I）

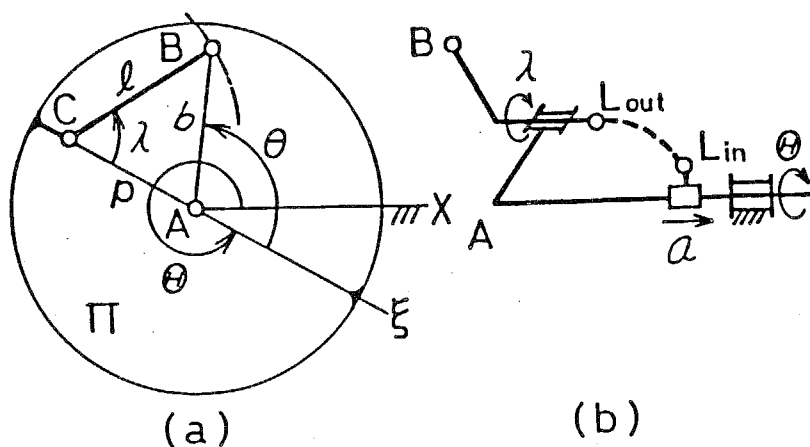


図3.5 動対偶点Bの円運動による原動節長調整（形式II）

点AとCを通り，点Cの点A側を正とする ξ 軸を考え，任意の静止軸線Xに対し ξ 軸がなす角を原動軸回転角 Θ ， ξ 軸に対して線分ABがなす角を θ とすれば，原動節の角変位は $\Theta + \theta$ で表される．ここに，

$$\theta = \tan^{-1} \{ \rho \sin \lambda / (\rho \cos \lambda - p) \} \quad (3.4)$$

である．

原動軸の回転中に機構を停止させるためには， $b = \overline{AB} = 0$ とすればよい．したがって，図3.4の形式Iにおいては $p = 0$ として対偶点Bの運動軌跡直線が点Aを通過するようにする．このとき，式(3.1)，(3.2)より，

$$\left. \begin{aligned} b &= s \\ \theta &= \pi/2 \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

となる．すなわち，対偶点Bの変位に対して原動節長 b は直線的に変化し，原動節ABの原動軸に対する角変位は変化しない．図3.5の形式IIにおいては $p = \rho$ と

することにより，原動節長 b を零とすることができる。このとき，式(3.3)，(3.4)より

$$\left. \begin{aligned} b &= 2 \varrho \sin(\lambda/2) \\ \theta &= (\lambda + \pi)/2 \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

となる。角 λ の変化に対して原動節長 b は直線的に変化せず，逆に原動節の原動軸に対する角変位 θ が直線的に変化することになる。そこで， $\varrho = \overline{BC}$ をパラメータとして b と θ の変化について考察する。

所要の最大原動節長を $b_{\max}$ とする。 $b = b_{\max}$ となるとき $\lambda = \lambda_{\max}$ とおけば，式(3.6)より

$$\lambda_{\max} = 2 \sin^{-1} \{ b_{\max} / (2 \varrho) \} \quad (3.7)$$

$$\varrho \geq b_{\max} / 2 \quad (3.8)$$

である。一方，原動節が回転中に占める面積を小さく抑えるために，図3.5において $\overline{AC} \leq \text{Max}(\overline{AB})$ とすれば $\varrho \leq b_{\max}$ である。そこで，

$$0.5 \leq \varrho / b_{\max} \leq 1 \quad (3.9)$$

の範囲に限定して， b と λ の関係を無次元量 $b/b_{\max}$ と $\lambda/\lambda_{\max}$ で示せば図3.6となる。この図から， $\varrho/b_{\max}$ が1に近づくに従って， λ と b の関係は線形的になることがわかる。一方，原動節 AB の原動軸に対する角変位 θ は $b/b_{\max}$ に対して図3.7のようになり， $\varrho/b_{\max}$ が1に近づくに従って直線的に変化し，かつ変化量が小さくなることがわかる。

さて，形式Iおよび形式IIによって原動節動対偶点Bにその回転面II上で直線運動および円運動を行わせるためには，回転面IIの回転と独立の運動を入力しなければならない。この入力運動を変換・伝達して対偶点Bに運動を与え，所要の原動節長を得る機構を原動節長調整機構と呼ぶことにする。この機構の入力形式には種々のものが考えられるが，ここでは図3.4(b)，図3.5(b)に示すように原動軸と直進対偶で連結された節 L_{in} の直線運動を入力とし，その変位を α とする。このようにすれば，入力運動は原動節長調整時にのみ与えればよい。原動節長調整機構は図3.3の機構の原動軸と一体となって回転するので，これまで原動節と呼んでいた節を原動節長調整機構の静止節と見なす。調整用入力節 L_{in} はこの静止節と直進対偶で連結され，その出力節 L_{out} は形式Iでは直進対偶で，形式IIでは回転対偶でそれぞれ静止節に連結されることになる。

以上の入力節 L_{in} ，出力節 L_{out} を有する原動節長調整機構の機構形式を数の総合により求める。 L_{in} と L_{out} は一般に同一平面上に存在しないから，原動節長調整機構は空間機構である。ただし，形式Iにおいて従動節 L_{out} 上の直進対偶の軸線が点Aを通る場合は平面機構を採用することができる。

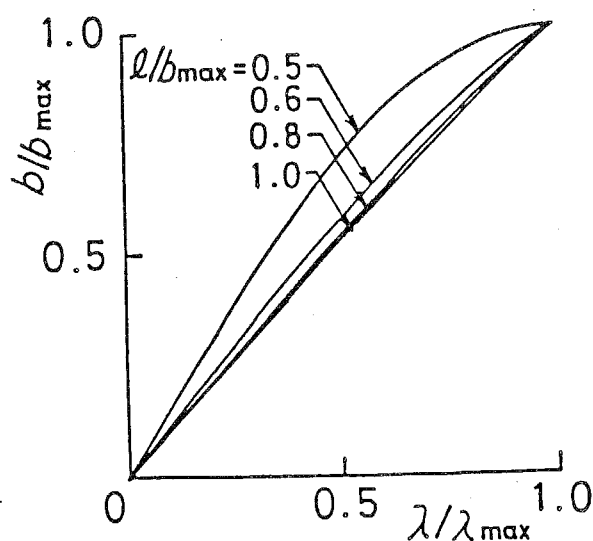


図3.6 形式Ⅱにおける原動節長の変化
($p = l$ の場合)

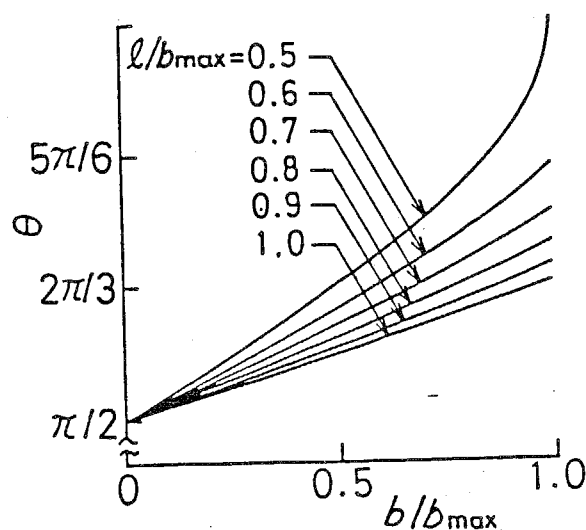


図3.7 形式Ⅱにおける原動節角変位の変化
($p = l$ の場合)

節数が N で、自由度 f の対偶 J_i 個からなる機構の自由度 M_m は次式で表される。

$$M_m = M_s(N-1) - \sum_{i=1}^{M_s-1} (M_s - f) J_i \quad (3.10)$$

ここに、一般の空間機構では $M_s = 6$ 、平面機構では $M_s = 3$ 、直進対偶のみからなる機構、ならびに直進対偶、回転対偶およびらせん対偶が同一直線上に配置されるねじ機構では $M_s = 2$ である。

$M_m = 1$ とし、 $N = 3, 4, \dots$ 、および $f = 1, 2, \dots, M_s - 1$ を与えて式(3.10)を満足する J_i を求めれば所要の機構が得られる。

単純な機構を得るために、空間機構は節数を4以下とし、対偶の種類を直進対偶 P 、回転対偶 R 、らせん対偶(ねじ対偶) H 、円筒対偶 C および球対偶 S に限定する。また平面機構の節数は6以下とする。このとき、図3.4の形式Ⅰに対しては

表3.1の機構が、また図3.5の形式Ⅱに対しては表3.2の機構が得られる。これらの表において J_F は静止節上の対偶数を、また J_c は中間節上の対偶数を表し、 n は同一の対偶の組み合わせをもつ機構の数を表す。なお、空間4節機構については $M_n > 1$ であっても原、従動節間の相対運動の自由度が1である機構が存在することが報告されており⁽⁵²⁾、表3.1、3.2にはその機構も含まれている。

表3.1 原動節長調整機構の総合結果（形式Ⅰ）

（a）平面機構

N	J_F		J_c		n
	P	R	P	R	
3	2	0	1	0	1
4	2	0	0	2	1
	3	0	2	0	1
5	3	0	1	2	2
	4	0	3	0	1
6	2	0	0	5	2
	2	0	1	4	8
	2	1	1	3	12
	2	1	0	4	3
	3	0	0	4	3
	4	0	2	2	3
	5	0	4	0	1

（b）空間機構

N	J_F		J_c					n
	P	R	P	R	H	C	S	
4	2	0	0	0	0	1	1	2
	2	0	0	0	0	0	2	1
	2	0	2	0	0	0	0	1

表3.2 原動節長調整機構の総合結果（形式Ⅱ）

N	J_F		J_c					n
	P	R	P	R	H	C	S	
3	1	1	0	0	1	0	0	1
4	1	1	0	0	0	1	1	2
	1	1	0	0	0	0	2	1

表3.1、3.2の総合結果の一部を図3.8、3.9に示す。形式Ⅰに対する原動節長調整機構のなかで構造が最も単純なものは直進対偶のみからなる図3.8(a)の機構である。この機構の入力 α と出力 s の関係は線形であり、したがって原動節長 b は入力 α に比例して調整される。 α と b に非線形関数関係を与えたい場合には図3.8(b)、(c)、(d)などの機構を採用することになる。

形式Ⅱに対する原動節長調整機構のなかで最も構造が単純なものは図3.9(a)のねじ機構である。この機構の入力 α と出力 λ の関係も線形である。図3.6から λ と b の関係が近似直線となるように $\lambda/b_{\max}$ を選べば α と b の関係もほぼ線形となる。 α と b に非線形関数関係を与える必要がある場合には図3.9(b)、あるいは表3.2に記載の他の空間4節機構を用いる。

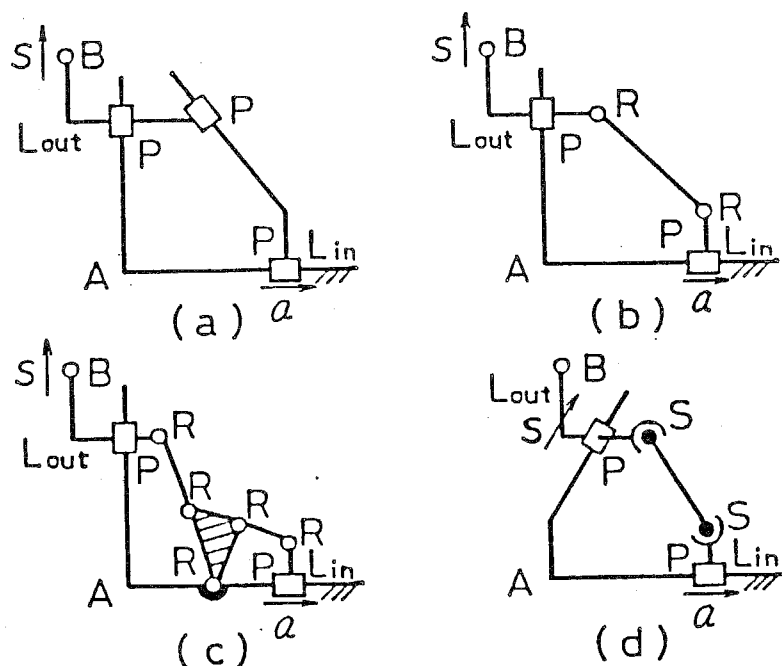


図3.8 原動節長調整機構の例（形式Ⅰ）

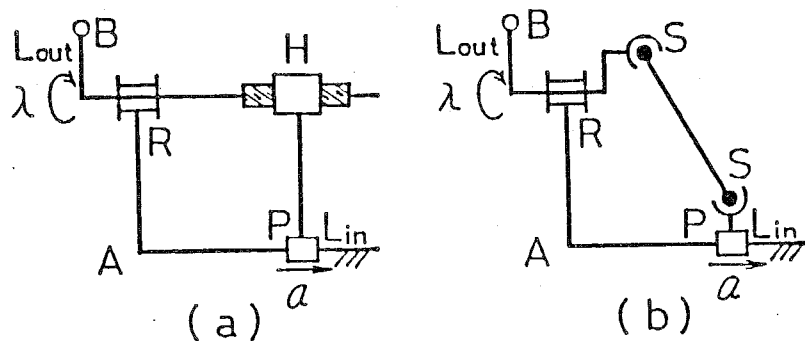


図3.9 原動節長調整機構の例（形式Ⅱ）

3・2・3 歩幅可変脚機構

3・2・2項において総合された原動節長調整機構を定常歩行を行う足関節軌跡創成機構に組み込んでその原動節長を調整する可調整機構とする。原動節長調整機構には表3.1, 3.2のいずれの機構を採用してもよいが、ここでは形式Ⅱの図3.9(a)のねじ機構を採用する。さらに、原動軸の回転中に足関節の運動を停止させて歩行機械をその両脚を揃えて直立させるために、図3.5において $p = \lambda$ とする。この原動節長調整機構の調整角 λ は入力 α に比例して変化するので、 λ と原動節長 b の関係のみを考えればよい。

たとえば、図3.1の足関節軌跡創成機構（図2.34, 表2.3の機構）に組み込むものとし、同図(b)の $r = 1$ の足関節軌跡を描くときに最大原動節長 b_{max} をとって最

大歩幅をとるものとする。最大原動節長は表2.3の a_3 であり、

$$b_{\max} = 26.87 \text{ (mm)} \quad (3.11)$$

となる。また λ と b の関係がほぼ線形となるように図3.6より $l/b_{\max} = 1$ を選択する。このとき最大調整角は式(3.7)から $\lambda_{\max} = \pi/3$ と与えられ、足関節軌跡は λ の値に対して図3.10のように変化する。軌跡曲線の形状はあまり変化せず、その大きさのみが λ にほぼ比例して変化しており、この可調整足関節軌跡創成機構と2・4節で得られた足部駆動機構を連結した歩幅可変脚機構により歩幅の変更が可能であることがわかる。

さて、歩行機械が歩幅を変更した後、に定常歩行を行う際には2脚の足関節軌跡は同一でなければならない。したがって、2脚の原動節長調整機構を連動して2脚の原動節長を常に相等しく調整するのがよい。この場合、図3.11

に示すように、同一の二つの原動節長調整機構を2脚の足関節軌跡創成機構を駆動する1本の原動軸上に配置してそれらの二つの入力節 L_{inI} および L_{inII} を共通の一つの節とすることになる。このようにすれば1個のアクチュエータで足関節軌跡を変化させることができ、足関節軌跡創成機構および2脚の足部駆動機構を

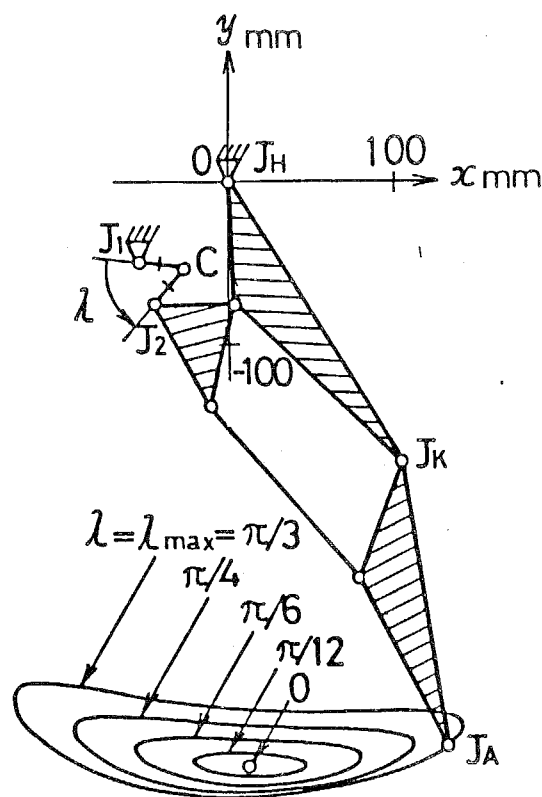


図3.10 可調整足関節軌跡創成機構

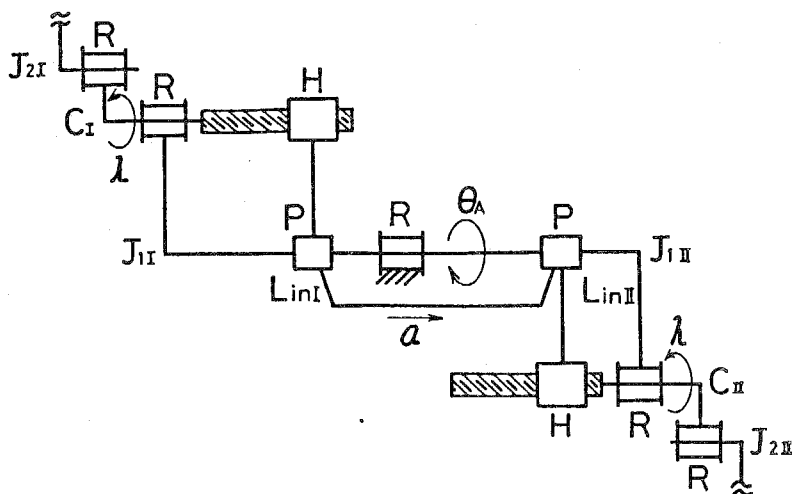


図3.11 2脚の原動節長調整機構

加えてもわずかに4自由度の歩幅可変脚機構となる。しかもすべてのアクチュエータを腰部上に集中して搭載できるので、脚の軽量化が可能となり、脚に作用する重力および慣性力の低減が期待できる。

3・3 脚機構の入力

3・3・1 歩幅一定時

本論文では、2足歩行機械の単位時間あたりの歩数を歩行速度と呼び、記号 V で表すことにする。歩行速度 V は歩行周期 T により次式で表される。

$$V = 2/T \quad (3.12)$$

さらに歩行機械が単位時間に移動する距離を移動速度と呼び、記号 v で表す。移動速度は歩幅 S および歩行速度 V によって定まり、定常歩行時では次式で表される。

$$v = SV \quad (3.13)$$

本項では、歩幅を変更することなく種々の歩行速度で歩行する場合および歩行速度のみを変更して移動速度を変更する場合の脚機構の入力の決定手法について述べる。

さて、定常歩行時においては2脚の足関節軌跡創成機構の原動軸は等速に、歩行1周期中に1回転する。したがって、その回転角速度 $\dot{\theta}_A$ (rad/s)を用いて歩行機械の歩行速度 V は次式で表される。

$$V = 60 \dot{\theta}_A / \pi \quad (\text{歩/分}) \quad (3.14)$$

足部駆動機構については、前章の図2.42のように、その原動節角変位 θ_F が足関節軌跡創成機構の原動軸の回転角 θ_A の関数：

$$\theta_F = F(\theta_A) \quad (3.15)$$

として得られている。また θ_F の時間導関数 $\dot{\theta}_F$ 、 $\ddot{\theta}_F$ は

$$\left. \begin{aligned} \dot{\theta}_F &= \frac{dF}{d\theta_A} \dot{\theta}_A \\ \ddot{\theta}_F &= \frac{d^2F}{d\theta_A^2} \dot{\theta}_A^2 + \frac{dF}{d\theta_A} \ddot{\theta}_A \end{aligned} \right\} \quad (3.16)$$

と表されるが、式中の $dF/d\theta_A$ および $d^2F/d\theta_A^2$ は既知である。種々の歩行速度の定常歩行を行わせる場合には式(3.12)において V を与えて $\dot{\theta}_A$ を求め、 $\ddot{\theta}_A = 0$ として式(3.15)、(3.16)より θ_F の時間的变化を求めれば、脚機構の相対運動はすべて定まる。

つぎに、歩行速度を変更する場合の遷移期間について考える。この期間においても、歩行機械は定常歩行時の足部の接地パターンをとるものとし、両脚の相対位置関係も不変とすれば、式(3.15)の関数関係は変更せずに θ_A の時間的变化のみを変更すればよい。したがって、式(3.16)における $\dot{\theta}_A$ 、 $\ddot{\theta}_A$ を時間の関数として

定めることになる。

いま時刻 $t \leq t_a$ における歩行速度を V_a 、 $t \geq t_b$ における歩行速度を V_b とし、 $t_a \leq t \leq t_b$ の間に歩行速度を V_a から V_b に変更するものとし、 V_a 、 V_b に対応する $\dot{\theta}_A$ の値をそれぞれ $\dot{\theta}_a = \pi V_a/60$ 、 $\dot{\theta}_b = \pi V_b/60$ とする。 $\dot{\theta}_A(t)$ および $\ddot{\theta}_A(t)$ は、歩行速度変更期間の前後の期間との接続条件：

$$\left. \begin{aligned} \dot{\theta}_A(t_a) &= \dot{\theta}_a, \quad \dot{\theta}_A(t_b) = \dot{\theta}_b, \\ \ddot{\theta}_A(t_a) &= \ddot{\theta}_A(t_b) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

を満足しなければならない。さらに、速度変更期間中に脚部に大きな加速度が生じないように、 $\dot{\theta}_A(t)$ は増速時では単調増加関数、また減速時では単調減少関数であることが望ましい。このような性質の関数は、すでにカム曲線⁽⁵²⁾に多く用いられているから、その中から適当な関数を選択すればよい。たとえば、両停留5次関数⁽⁵³⁾を選択すれば、 $\dot{\theta}_A(t)$ および $\ddot{\theta}_A(t)$ はそれぞれ次式で与えられる。

$$\dot{\theta}_A(t) = (\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_a) \left\{ \frac{6(t-t_a)^5}{T^{*5}} - \frac{15(t-t_a)^4}{T^{*4}} + \frac{10(t-t_a)^3}{T^{*3}} \right\} + \dot{\theta}_a \quad (3.18)$$

$$\ddot{\theta}_A(t) = (\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_a) \left\{ \frac{30(t-t_a)^4}{T^{*5}} - \frac{60(t-t_a)^3}{T^{*4}} + \frac{30(t-t_a)^2}{T^{*3}} \right\} \quad (3.19)$$

ただし、 $T^* = t_b - t_a$ である。式(3.18)、(3.19)の関数は式(3.17)を満足しており、 $\dot{\theta}_A(t)$ の変化を示せば図3.12となる。また、歩行機械が1歩歩行する間、すなわち足関節軌跡創成機構の原動節が半回転する間に歩行速度の変更を完了するものとして、式(3.18)を積分して

$$\int_{t_a}^{t_b} \dot{\theta}_A(t) dt = (\dot{\theta}_a + \dot{\theta}_b) T^*/2 = \pi \quad (3.20)$$

とする。よって歩行速度変更期間は

$$T^* = 2\pi / (\dot{\theta}_a + \dot{\theta}_b) \quad (3.21)$$

と求められる。したがって、式(3.21)、(3.18)、(3.19)を用いて式(3.16)、(3.17)より歩行速度変更時の足部駆動機構の原動節角変位の時間的变化が得られ、脚機構の相対運動が求まり、さらに腰部の運動も決定される。

例として、 $V = 15, 30$ 歩/分の間の

加速および減速時における足関節軌跡創成機構の原動軸の回転角を図3.13に、足部駆動機構の原動節角変位を図3.14に示す。いずれも定常歩行の両脚支持期の開始時刻 $t = t_a$ において歩行速度変更を開始し、次の両脚支持期の開始時刻までに

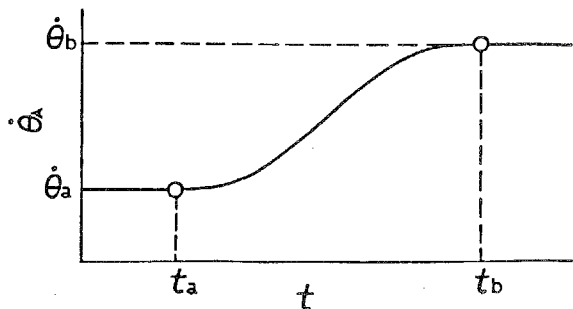


図3.12 歩行速度変更時の足関節軌跡創成機構の原動軸角速度

速度変更を終了するもので，その変更期間は式(3.21)より $T^* = 2.67\text{s}$ である．さらに，このときの腰部の運動を股関節 J_H の変位 (X_H, Y_H) で表せば図3.15となる．この図から，腰部に大きな加速度変動が生じることなくなめらかな歩行速度変更が可能であることがわかる．

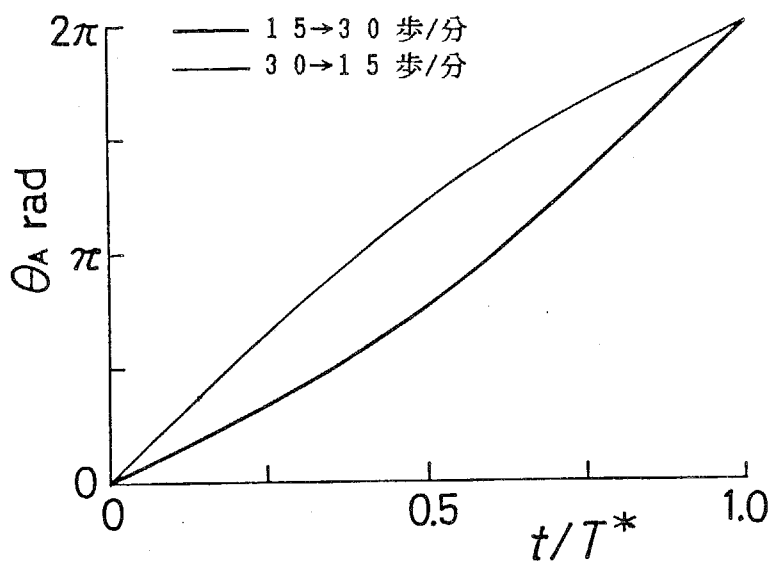


図3.13 歩行速度変更時の足関節軌跡
創成機構の原動軸回転角

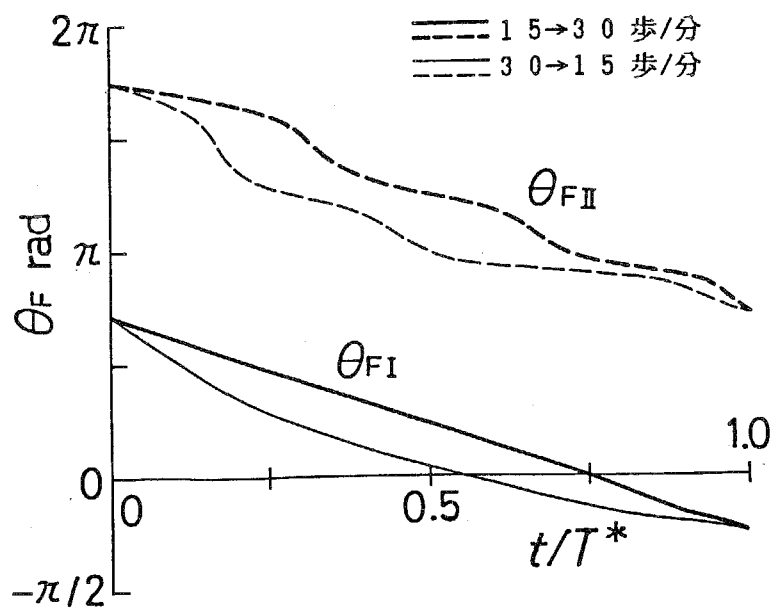


図3.14 歩行速度変更時の足部駆動機構の
原動節角変位

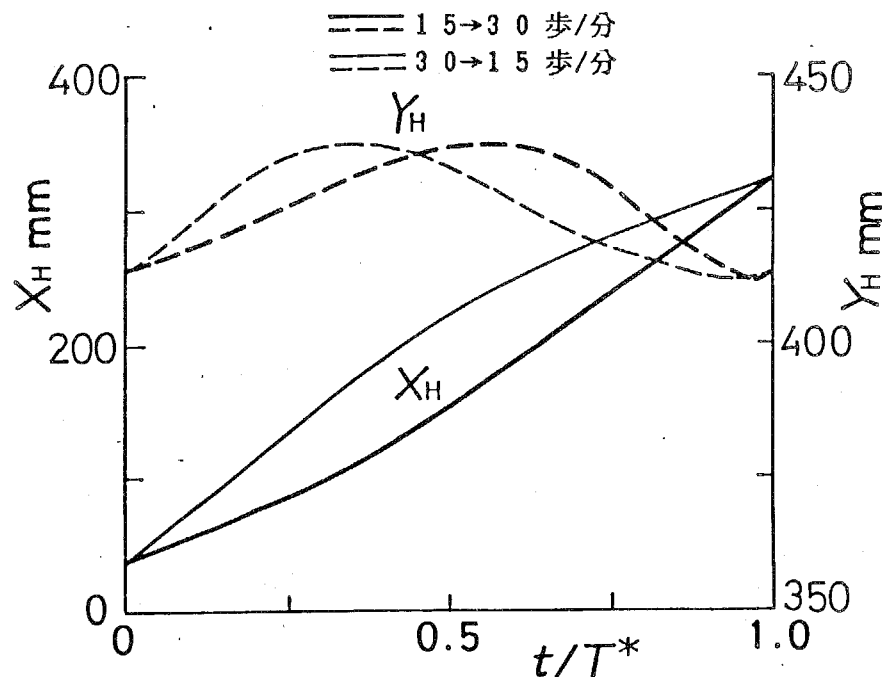


図3.15 歩行速度変更時の腰部の変位

3・3・2 歩幅変更時

本項では、歩幅変更時および種々の歩幅での定常歩行における脚機構の入力の決定手法について述べる。

はじめに、歩幅 $S = 0$ の直立静止状態から歩幅を拡大して定常歩行へ、また逆に定常歩行から歩幅を縮小して $S = 0$ の直立静止状態に至る、最大の歩幅変化を伴う歩行開始・終了について考える。この期間の脚機構の運動条件も、前章の足部駆動機構の総合時と同様に、足部の運動に関する条件と腰部の運動に関する条件に分けて次のように定める。

〔足部の運動に関する条件〕

- [1] 定められた足部接地パターンをとる。
- [2] 両脚支持期間において足部と歩行面との間にすべりを生じない。
- [3] 遊脚の足部は後退しない。

〔腰部の運動に関する条件〕

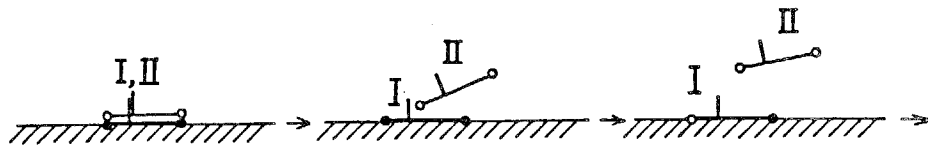
- [4] 腰部は揺動しない。
- [5] 腰部は後退しない。

条件[1]の足部の接地パターンについては、歩行開始時、終了時でそれぞれ図3.16, 3.17に示すパターンをとるものとする。すなわち、歩行開始時では、時刻 $t = t_{s0}$ において脚Ⅱのつま先とかかどが同時に離地し、 $t = t_{s1}$ において支持脚

(a) $t = t_{s0}$

(b) $t_{s0} < t < t_{s1}$

(c) $t = t_{s1}$



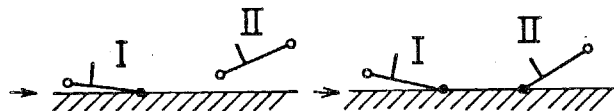
脚Ⅱのつま先と
かかとが同時に離地

脚Ⅰの足底が全面接地

脚Ⅰのかかとが離地

(d) $t_{s1} < t < T/2$

(e) $t = T/2$



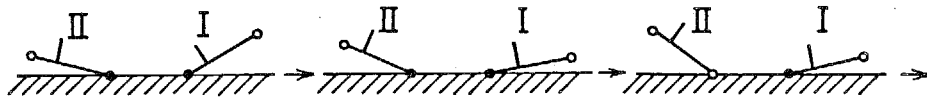
脚Ⅰのつま先のみが接地 脚Ⅱのかかとが着地

図3.16 歩行開始時の足部接地パターン

(a) $t = t_{f0}$

(b) $t_{f0} < t < t_{f1}$

(c) $t = t_{f1}$



脚Ⅰのかかとが着地

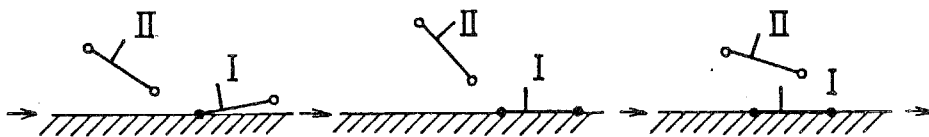
脚Ⅰのかかとと
脚Ⅱのつま先が接地

脚Ⅱのつま先が離地

(d) $t_{f1} < t < t_{f2}$

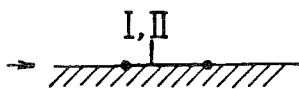
(e) $t = t_{f2}$

(f) $t_{f2} < t < t_{f3}$



脚Ⅰのかかとのみが接地 脚Ⅰのつま先が着地 脚Ⅰの足底が全面接地

(g) $t = t_{f3}$



脚Ⅱのつま先と
かかとが同時に着地

図3.17 歩行終了時の足部接地パターン

Iのかかとが離地し、 $t = T/2$ において脚IIのかかとが着地して、以後は定常歩行を行う。歩行終了時では、 $t = t_{r0}$ において両脚支持期間が開始し、 $t = t_{r1}$ で脚IIのつま先が離地して片脚支持期間となり、 $t = t_{r2}$ で足底全面が接地して $t = t_{r3} < t_{r0} + T/2$ において脚IIのつま先とかかとが同時に着地して脚Iと並んで歩行を停止する。条件[2]は定常歩行時の場合と同様であるが、条件[3]は、歩行開始・終了時に固有の条件である。これは、両脚を揃えた状態から歩行開始する際にただちに前方に運動すべき遊脚が一旦後方へ運動したり、歩行を終了して両脚を揃える際に遊脚が一旦前方へ運動するといった不必要な脚運動を除外するための条件である。

また、腰部の運動に関する条件[4]、[5]は搬送機に望まれる条件であり、定常歩行時の場合に引き続いた条件である。歩行機械は以上の条件を満足して1歩以内に歩幅の変更を完了するものとし、まず足関節の腰部に対する運動を定め、その結果をふまえて2脚の足部駆動機構の運動を定める。

最初に、足関節軌跡創成機構の原動軸は定常歩行時と同様に等速回転させるものとする。このようにすれば、原動節長調整機構および両脚の足部駆動機構のみを時間の関数として駆動すればよく、脚部の運動制御が容易になると考えられる。

つぎに、原動節長調整機構の調整角 λ を定める。図3.18のように、足関節 J_A が歩行面と直接接触する場合を考え、足関節の動座標系 $J_H - x y$ 上の位置を (x_A, y_A) 、静止座標系 $O - X Y$ 上の位置を (X_A, Y_A) で表し、支持脚にI、遊脚にIIの添字を付す。条件[4]より、腰部が揺動せずに x 軸と X 軸が常に平行であると考えれば、腰部の進行方向変位 X_H は次式で与えられる。

$$X_H = -x_{AI} + X_{AI} \quad (3.22)$$

したがって条件[5]は

$$x_{AI} \leq 0 \quad (3.23)$$

で表される。さらに条件[3]は

$$\left. \begin{array}{l} \text{歩行開始時} : x_{AII} - x_{AI} \geq 0 \\ \text{歩行終了時} : x_{AII} - x_{AI} \leq 0 \end{array} \right\} \quad (3.24)$$

で与えればよい。これらの条件を満足して、調整角 λ を、歩行開始時においては $\lambda = 0$ から $\lambda = \lambda_{max}$ に、歩行終了時には $\lambda = \lambda_{max}$ から $\lambda = 0$ に変化させることになる。 λ の時間的变化は未定であるから、種々の λ_{max} を与えて $0 \leq \lambda \leq \lambda_{max}$ の範囲内の任意の λ の値に対して常に式(3.23)、(3.24)を満足する歩幅変更期間を求める。

図3.10の機構（図2.34、表2.3の機構）について具体的に求めてみると、その歩幅変更期間は図3.19の斜線部となる。図中の境界線①は両脚支持期間の終了時刻を表し、両脚支持期間では歩幅変更を行わない。また境界線②および③は $\lambda = \lambda_{max}$ のときにそれぞれ $x_{AI} = 0$ 、 $x_{AII} - x_{AI} = 0$ となる時刻を表し、④および⑤は

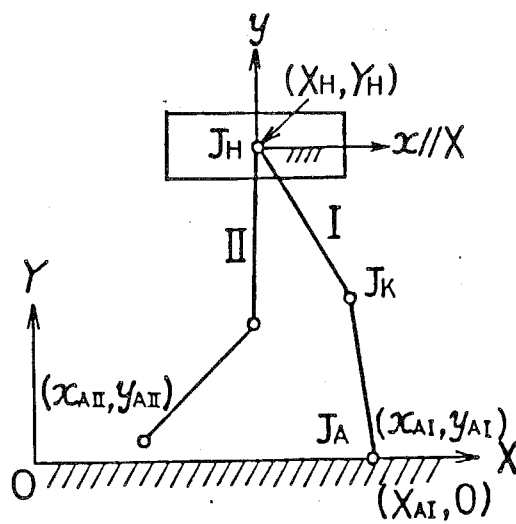


図3.18 足関節の接地

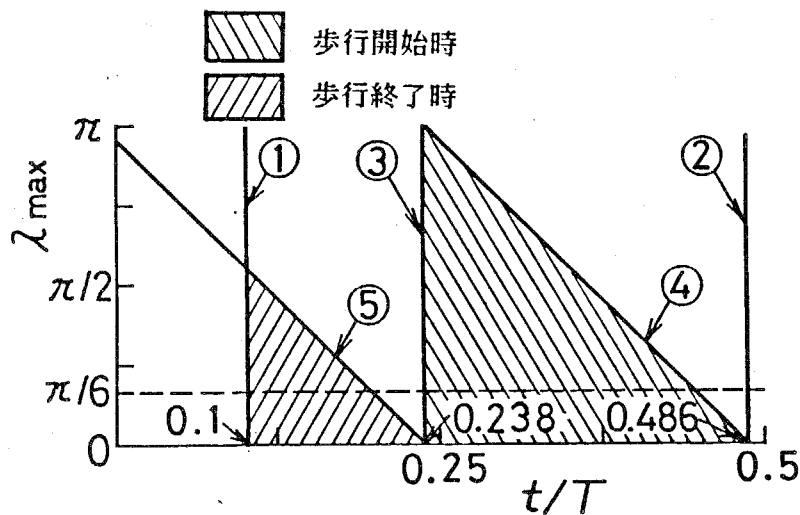


図3.19 歩幅変更期間と最大調整角の関係

$\lambda \rightarrow 0$ としたときにそれぞれ $x_{AI} = 0$, $x_{AII} - x_{AI} = 0$ となる極限の時刻を表している。図より λ_{max} を大きくすると歩幅変更期間が小さくなることがわかる。また λ_{max} を小さくすれば λ が大きくなり、原動節長調整機構の占有空間が大きくなる。したがって、原動節長調整機構の最大調整角 λ_{max} および節長 λ をこの図を参考にして定めることにする。

たとえば、図より

$$\lambda_{max} = \pi/6 \quad (3.25)$$

と定めると、式(3.11)、(3.6)から

$$\varrho = 26.87 / \{2\sin(\pi/12)\} = 51.91 \text{ (mm)} \quad (3.26)$$

となり，歩幅変更の可能な期間は

$$\left. \begin{array}{l} \text{歩行開始時: } 0.238 \leq t/T \leq 0.452 \\ \text{歩行終了時: } 0.100 \leq t/T \leq 0.196 \end{array} \right\} \quad (3.27)$$

となる．この期間内に歩幅を変更するのであれば， λ の時間的变化は任意に与えることができるが，速度変更期間の前後の期間との接続を考慮して時刻 t に関する両停留関数で与える． λ の関数形を定めた後，改めて式(3.23)，(3.24)を満足する期間を探索して，歩幅変更期間を決定する．結果は次のとおりである．

$$\left. \begin{array}{l} \text{歩行開始時: } 0.222 \leq t/T \leq 0.472 \\ \text{歩行終了時: } 0.111 \leq t/T \leq 0.222 \end{array} \right\} \quad (3.28)$$

この期間における調整角 λ の時間的变化を $t_{ra}=0$ として示せば図3.20となる．

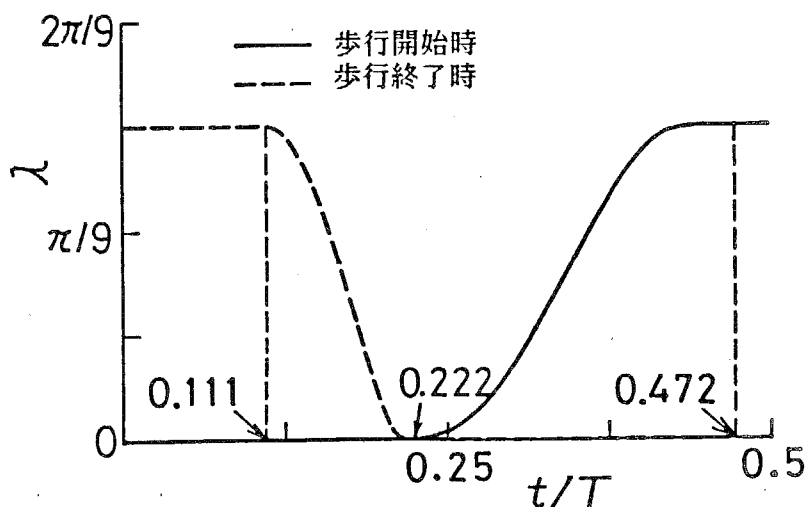


図3.20 原動節長調整角

調整角 λ を定めたことにより足関節の運動が決定されるので，つぎに足部駆動機構の原動節角変位 θ_F を条件[3]を除いた残りの条件のもとで決定する．このときの決定手順はすべて前章の脚機構の総合時と同じである．

得られた θ_F の時間的变化は図3.21のようになり，歩行開始・終了時の脚機構の運動がすべて決定された．

脚機構が上述の運動を行った場合の腰部の運動を示せば図3.22となり，歩行状態をスティック線図で示せばそれぞれ図3.23，図3.24となる．これらの図より，歩行機械は腰部の運動に揺動や後退を伴うことなくめらかに歩行を開始し，また終了することがわかる．

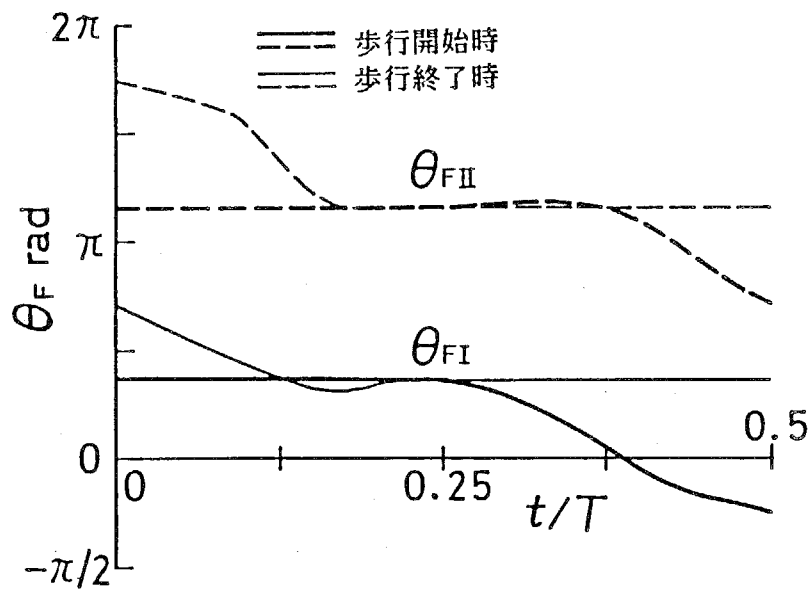


図3.21 歩行開始・終了時の足部駆動機構の
原動節角変位

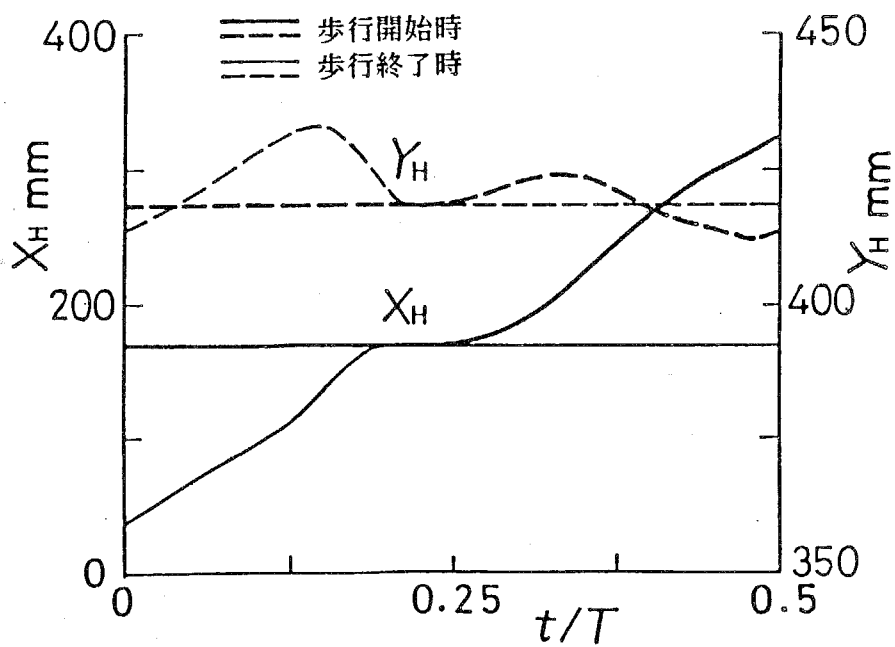


図3.22 歩行開始・終了時の腰部の変位

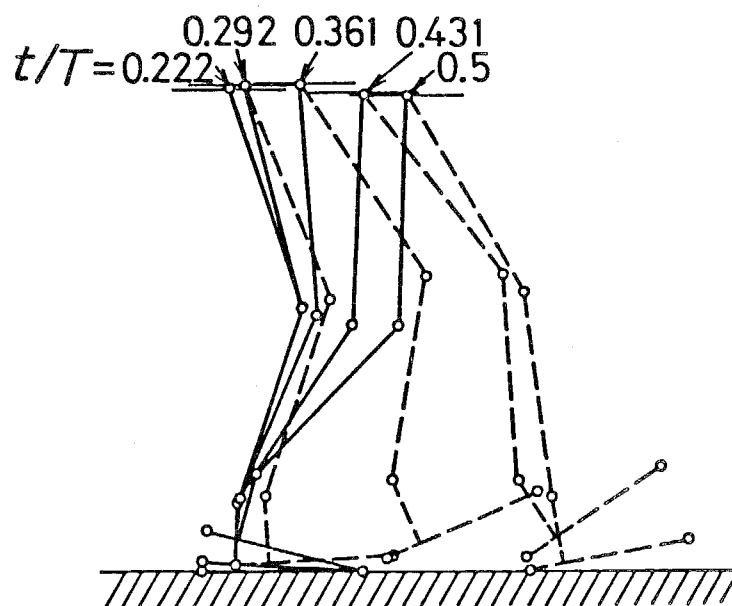


図3.23 歩行開始時のスティック線図

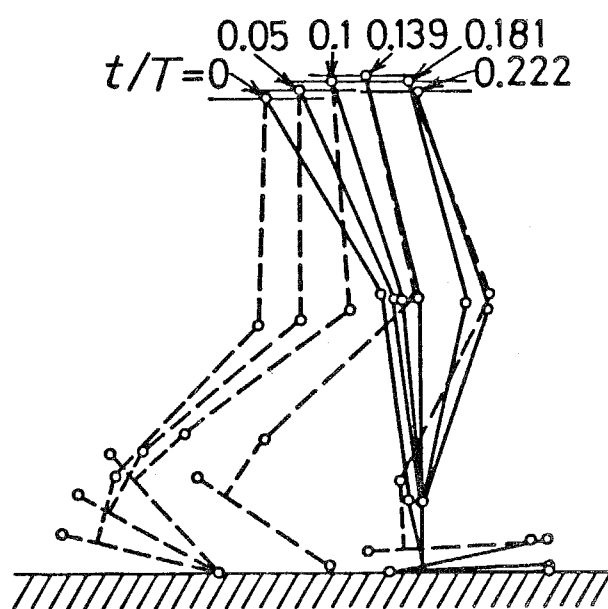


図3.24 歩行終了時のスティック線図

種々の歩幅で定常歩行を行う場合、また定常歩行状態から歩幅を拡大・縮小して新たな歩幅の定常歩行に移行する場合も、歩行開始・終了時の場合と同様にして脚機構の運動を決定することができる。このとき指定する足部の接地パターンは前章の図2.21の接地パターンであり、その脚機構の運動条件は歩行開始・終了時の場合と同じである。

図3.25は最大歩幅の約75%の $S = 215.0\text{mm}$ の歩幅での定常歩行状態から1歩で歩幅を拡大して最大歩幅に達し、次の1歩で歩幅を縮小して再びもとの歩幅に復帰して定常歩行に至る過程のスティック線図である。この非定常歩行に対する足関節軌跡創成機構の原動節長調整角 λ および足部駆動機構の原動節角変位 θ_F はそれぞれ図3.26, 3.27のように決定される。

以上のように、前項で得られた歩幅可変脚機構により2足歩行機械の歩幅の変更が可能となり、歩行開始・終了および種々の歩幅での定常歩行を含む一連の歩行が実現できる。

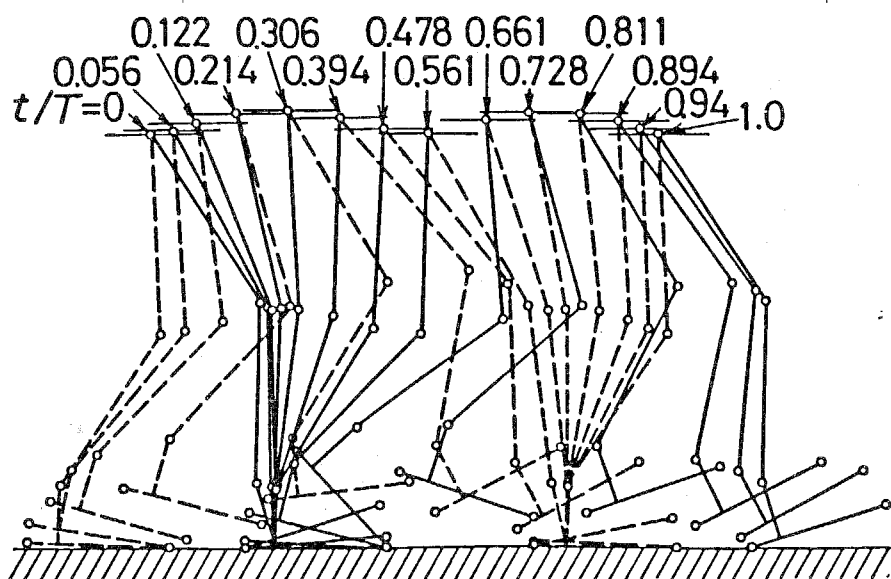


図3.25 歩幅拡大・縮小時のスティック線図

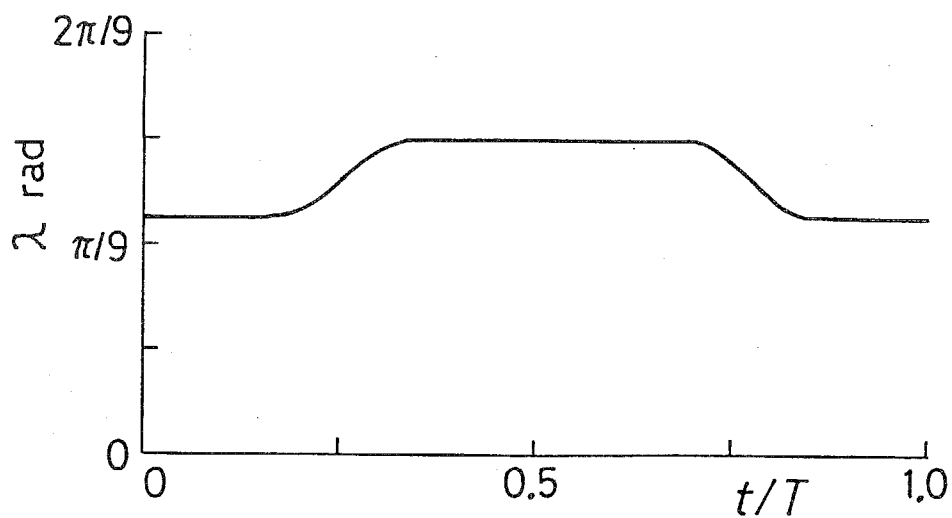


図3.26 歩幅拡大・縮小時の原動節長調整角

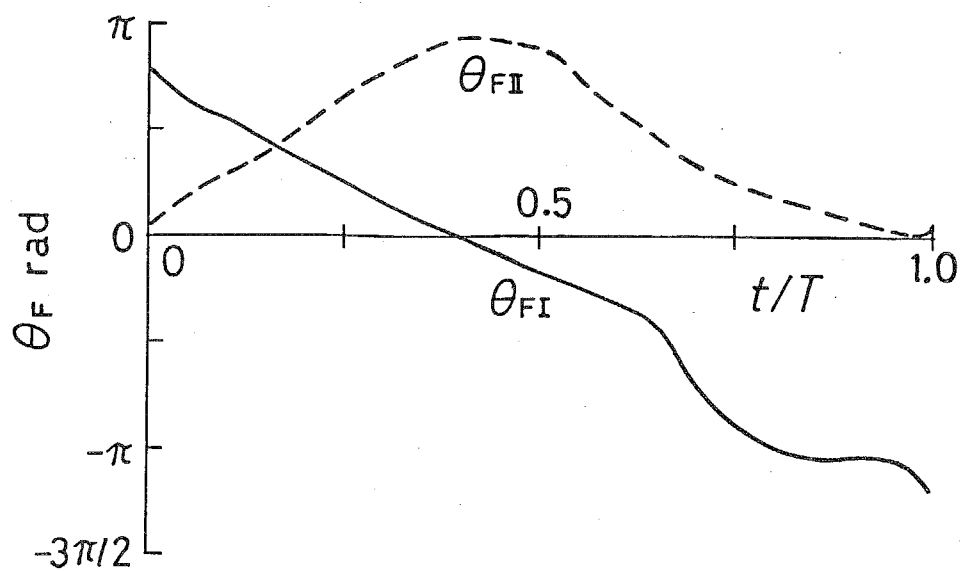


図3.27 歩幅拡大・縮小時の足部駆動機構の原動節角変位

3・4 可調整足関節軌跡創成機構の運動特性に関する考察

本研究で採用した閉ループリンク機構による脚機構および従来よく用いられている開ループリンク機構による脚機構の運動特性を比較・検討する。ここでは、3・2・3項で得られた図3.10の可調整足関節軌跡創成機構（以下、便宜上F形6節機構と呼ぶ。）と、股関節および膝関節にアクチュエータを配置する開ループの2連節機構（以下、2連節機構と呼ぶ。）をとりあげ、両機構を駆動するアクチュエータの特性も考慮してそれらの運動特性を考察する。

条件を揃えるため、2連節機構の大腿部長および下腿部長はF形6節機構のそれらに等しくする。また、機構の各節の諸元は表3.3のとおりとする。表中の i は、図3.28(a), (b)に示す、各節に付した番号である。 $(x_{G,i,l}, y_{G,i,l})$ は、節の重心位置を表し、各節上の二つの対偶点 J_o, J_x に固定した座標系 $J_o - x_i y_i$ で記述している。また、 m_i, J_i は、それぞれ質量および重心まわりの慣性モーメントを表す。両機構について、腰部（節1）の質量および脚の質量を等しくとってある。なお、F形6節機構では2脚を腰部上の二つのアクチュエータで、2連節機構では、各関節の四つのアクチュエータで駆動することになる。

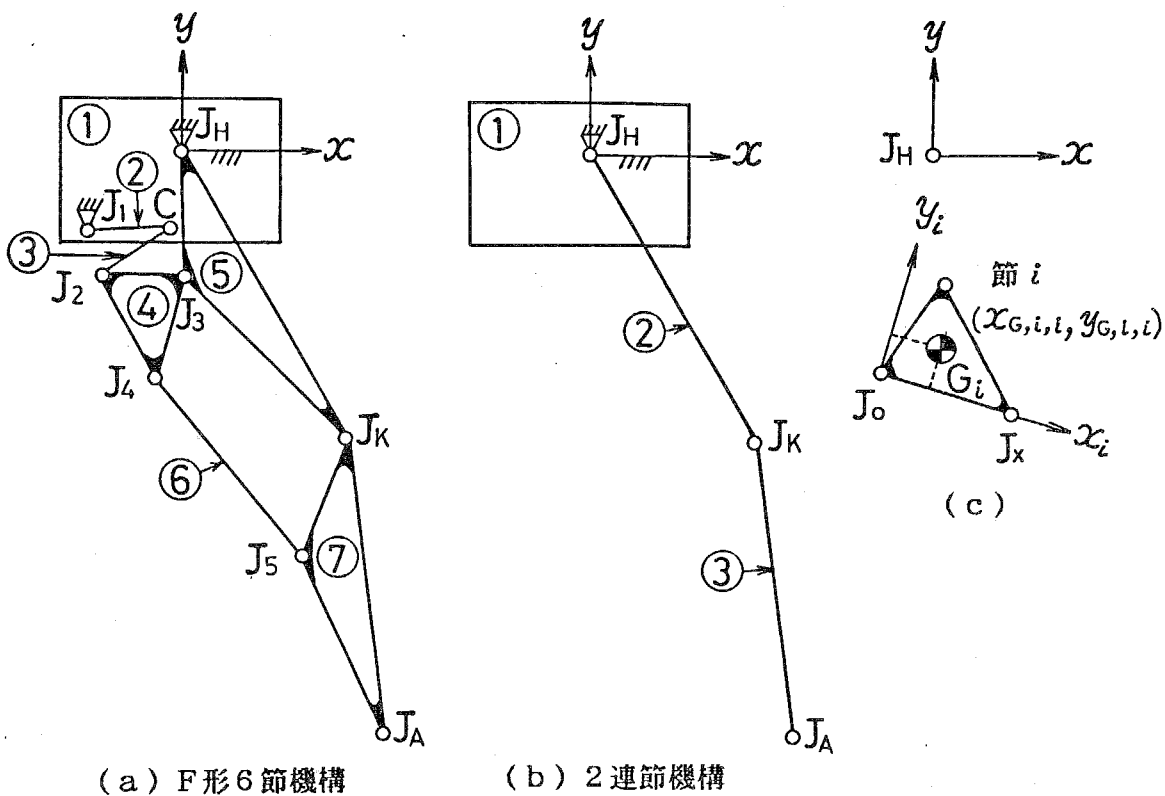


図3.28 足関節軌跡創成機構

表3.3 足関節軌跡創成機構の諸元

(a) F形6節機構

i	J_o	J_x	G_i mm		m_i g	J_i $\times 10^{-5} \text{kgm}^2$
			$x_{G,i,i}$	$y_{G,i,i}$		
1	J_H	∞	0.00	0.00	30000.00	—
2	J_1	C	0.10	0.00	1287.38	208.25
3	C	J_2	17.51	-2.73	190.68	7.11
4	J_3	J_2	20.69	22.70	94.63	9.75
5	J_H	J_K	80.89	6.86	477.96	201.58
6	J_4	J_5	69.98	0.00	170.52	45.70
7	J_K	J_5	76.88	36.08	402.72	218.53

(b) 2連節機構

i	J_o	J_x	G_i mm		m_i g	J_i $\times 10^{-5} \text{kgm}^2$
			$x_{G,i,i}$	$y_{G,i,i}$		
1	J_H	∞	0.00	0.00	30000.00	—
2	J_H	J_K	100.00	0.00	1380.00	115.00
3	J_K	J_R	90.00	0.00	1243.00	893.00

まず、機構を駆動する各アクチュエータの容量について比較するために、両機構に同一の歩行を行わせる場合に必要な最小容量のアクチュエータを求める。アクチュエータにD.C.サーボモータを用いるものとすれば、その発生する角速度 ω_M およびトルク T_M に関する使用可能範囲は次式で表され、これを図示すれば図3.29の斜線部となる。

$$|\omega_M| \leq \frac{\omega_{M,\max}(T_{M,\max} - T_M)}{T_{M,\max}}, \quad |T_M| \leq T_{M,\max} \quad (3.29)$$

ここに、 $\omega_{M,\max}$ および $T_{M,\max}$ はそれぞれアクチュエータの発生しうる最大角速度および最大トルクである。また、アクチュエータは図3.29のP点すなわち $\omega_M = \omega_{M,P} = \omega_{M,\max}/2$ 、 $T_M = T_{M,P} = T_{M,\max}/2$ のとき最大動力 $P_{M,\max}$ を発生する。

(詳しくは付録1参照) アクチュエータの容量を表す指標として、その最大動力 $P_{M,\max}$ を用いることにする。そこで、減速比 r_G 、減速効率 η_G の減速機を介して機構の各原動軸を駆動するものとし、機構に供給すべき動力が最大となるときアクチュエータが最大動力 $P_{M,\max}$ を発生するように、そのアクチュエータの最大動力 $P_{M,\max}$ および減速比 r_G を決定する。ただし、任意の $P_{M,\max}$ に対応するアクチュエータおよび任意の r_G に対応する減速機が存在するものとする。このとき、機構に所要の運動を与えるためにアクチュエータが発生すべき角速度およびトルクは、たとえば図3.29の実線の曲線のようになり、最小容量のアクチュエータで機構を駆動することになる。なお、その決定手法の詳細については付録1に示す。

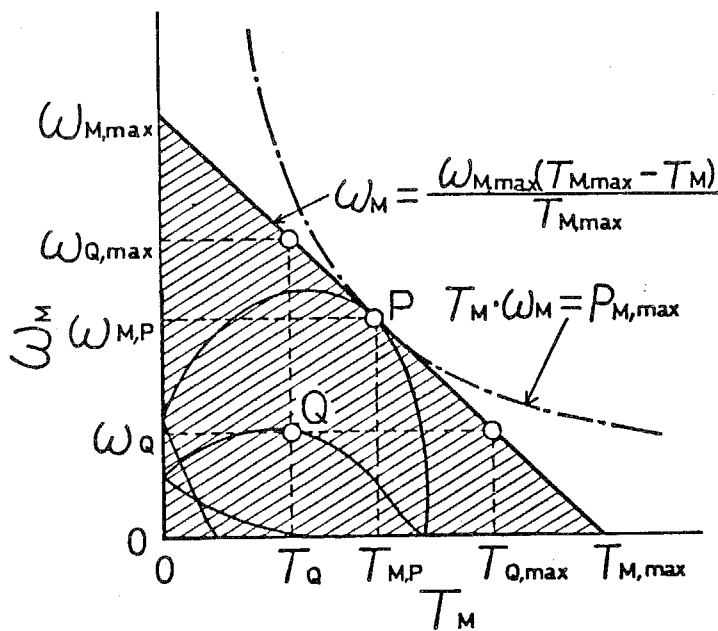


図3.29 アクチュエータの発生する角速度およびトルク

図2.4のように足関節が直接歩行面に接触して歩行する場合を考え、歩行条件として、最大歩幅、歩行速度30歩/分で歩行開始、定常歩行および歩行終了を行うものとし、歩行中に腰部は揺動せず、脚は平面運動を行うものとする。さらに負荷条件として、両脚支持期間では2脚で歩行機械の自重を等しく分担するものとする。また、2連節機構の関節角変位はF形6節機構と同じものとする。

これらの条件下で、両機構を駆動するもっとも容量の小さいアクチュエータおよびそれに連結する減速機を求めれば表3.4となる。表中の番号①、②はアクチュ

表3.4 アクチュエータおよび減速機の諸元

アクチュエータおよび減速機の諸元	F形6節機構		2連節機構	
	①	②	①	②
$P_{M,max}$ (W)	45.0	42.6	71.1	78.9
$T_{M,max}$ (Nm)	0.388	0.363	0.673	0.765
$\omega_{M,max}$ (rad/s)	464.1	469.4	422.2	413.1
m_M (kg)	0.477	0.457	0.682	0.741
r_G	1/150.7	1/283.6	1/257.7	1/200.6
η_G	0.3943	0.3951	0.3951	0.3948
m_G (kg)	1.606	1.896	2.176	1.992

エータの番号を表し，F形6節機構ではそれぞれ原動節を回転させるアクチュエータおよび原動節長を調整するアクチュエータを表し，2連節機構ではそれぞれ股関節に配置したアクチュエータおよび膝関節に配置したアクチュエータを表す。表中の m_n はアクチュエータの質量であり， $P_{n,max}$ の値から推定したものである（付録1参照）。また，減速機は，ウオーム歯車，ウオームホイールおよび平歯車列で構成するものとし，減速比および許容負荷トルクを考慮して，その質量 m_g および減速効率 η_g を試算した。

表より，2連節機構の各アクチュエータはいずれもF形6節機構のものに比較して容量の大きいものになることがわかる。とくに，2脚を駆動するアクチュエータの最大動力 $P_{n,max}$ の総和を考えると，2連節機構ではF形6節機構の約3.4倍となっている。これは，2連節機構のアクチュエータには，歩行開始時の支持期間にとくに高いトルクが，また歩行終了時の遊脚期間にとくに高い角速度が要求されるため，それらの最大トルクおよび最大角速度を発生するように，機構に要求される最大動力よりも大きな動力を発生するアクチュエータが必要となるためである。さらに，2連節機構では，アクチュエータおよび減速機の質量により，脚の質量が，F形6節機構の約2倍になることがわかる。このために，2連節機構では，高い応答性が得られないこと，また高速歩行時において慣性力の悪影響を受けることが予想される。

以上のことから，可調整閉ループリンク機構による脚機構は，開ループリンク機構による脚機構に比較して，動力源を含めた駆動系が小規模に構成できるという点，また機構を軽量に構成できるという点において優れていると考えられる。

さて，アクチュエータおよび減速機が求められたので，アクチュエータを含めた機構の評価が可能になる。そこでつぎに，機構の運動特性として，足関節の運動の変更のしやすさおよび負荷に抗する能力について考える。これらは，機構を駆動するアクチュエータの能力の範囲内で足関節に発生しうる速度および力により表すことができる。図3.29を参照して，ある時刻（図中の点Q）において歩行面からの反力に抗しつつ，所要の脚運動を創成するために各アクチュエータが発生すべき角速度およびトルクをそれぞれ ω_q ， T_q とすれば，このとき各アクチュエータが発生しうる角速度 ω_n およびトルク T_n は次式の範囲内となる。

$$\begin{aligned} |\omega_n| &\leq \omega_{q,max} \\ &= \omega_{n,max} - \frac{\omega_{n,max}}{T_{n,max}} T_q \end{aligned} \quad (3.30)$$

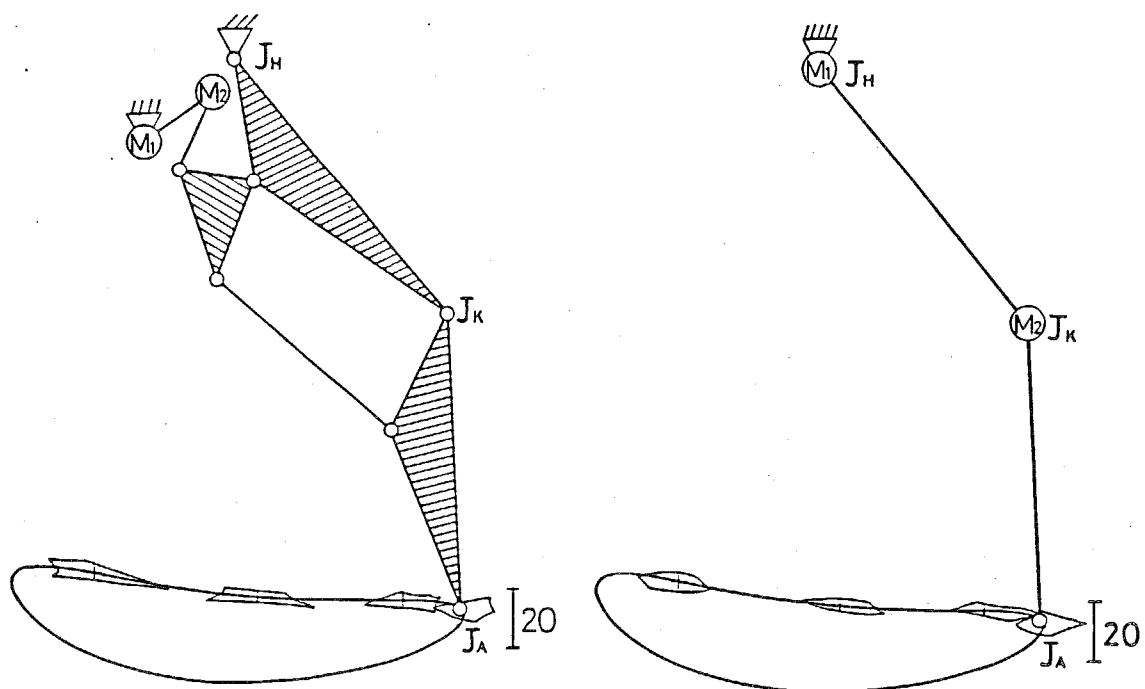
$$\begin{aligned} |T_n| &\leq T_{q,max} \\ &= T_{n,max} - \frac{T_{n,max}}{\omega_{n,max}} \omega_q \end{aligned} \quad (3.31)$$

そこで、各アクチュエータを式(3.30)の範囲内の任意の角速度で駆動した場合に、足関節に生じる速度、および各アクチュエータが式(3.31)の範囲内の任意のトルクを発生した場合に、足関節に生じる力を求めることにする。このとき、両機構のアクチュエータの能力が異なるので、これを等しく取り扱うために、それぞれの機構の二つのアクチュエータの最大動力の和が一定となるように、改めてアクチュエータおよび減速比を決定した。その結果を表3.5に示す。この場合、2連節機構に合わせてF形6節機構のアクチュエータの能力を増すことにし、アクチュエータ①および②の最大動力の比は表3.4のものと同じにし、それぞれのアクチュエータで、 $\omega_{H,max}$ と $T_{H,max}$ の比が変化しないように減速比を変更した。

まず、足関節位置の変えやすさを調べるために、遊脚の足関節の支持脚の足関節に対する相対速度を求めた。歩行速度30歩/分で定常歩行を行う場合について、その遊脚期間のいくつかの時刻において、上述の相対速度のベクトルを遊脚の足関節を始点として描き、その終点を結べば、図3.30の細線で示す閉曲線となる。ただしベクトルの大きさは移動速度 v で除して無次元化してある。図より、いずれの機構においても、水平方向に大きな相対速度を発生できることがわかる。このことは、歩幅変更が容易であること、また、より高い定常歩行速度が得られることを意味するものと考えられる。両機構について比較すれば、発生速度はその方向および大きさともにほぼ同じであり、歩幅調整のみを考慮して総合されたF形6節機構においても、2連節機構と同程度の鉛直方向速度が得られることがわかる。さらに、遊脚期間($0.6 \leq t/T \leq 1.0$)の各時刻において相対速度ベクトルが描く閉曲線で囲まれた領域の面積 S_0 を求め、その平方根をとってさらに移動速度 v で除して無次元化して表示すれば図3.31となる。期間の大半でF形6節機構の方が高い値を示している。また期間中の平均値を求めれば、それぞれF形6節機構:9.668, 2連節機構:9.113であり、以上の結果から、歩幅を変更するときおよび歩行面に適応するために足関節位置を変更するときなどの応答性において、可調整閉ループリンク機構が優れていると考えられる。

表3.5 容量を変更したアクチュエータおよび減速機の諸元

アクチュエータおよび減速機の諸元	F形6節機構		2連節機構	
	①	②	①	②
$P_{H,max}$ (W)	154.1	145.9	71.1	78.9
$T_{H,max}$ (Nm)	1.714	1.605	0.673	0.765
$\omega_{H,max}$ (rad/s)	359.7	363.7	422.2	413.1
m_H (kg)	1.249	1.197	0.682	0.741
r_G	1/63.4	1/118.7	1/257.7	1/200.6
η_G	0.3936	0.3939	0.3951	0.3948
m_G (kg)	2.031	3.420	2.176	1.992



(a) F形6節機構

(b) 2連節機構

図3.30 足関節に発生可能な速度

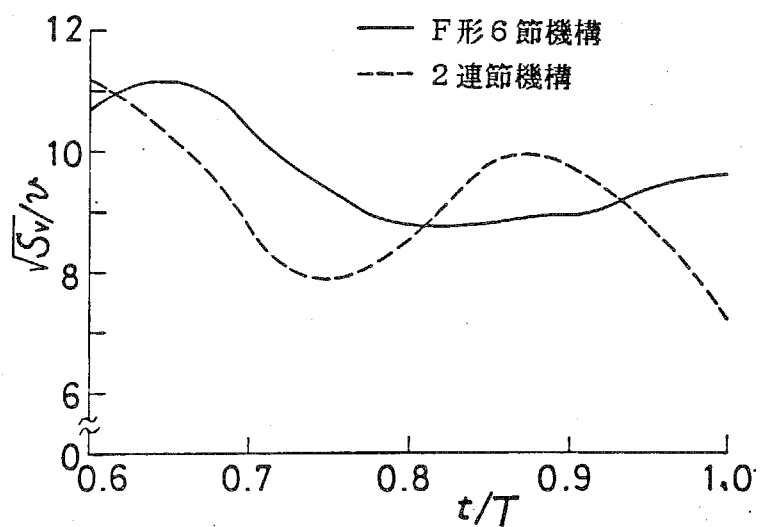


図3.31 足関節に発生可能な速度の変化

つぎに、負荷に抗する能力を調べるために、支持脚の足関節に発生可能な力を求めた。歩行速度30歩/分で定常歩行を行う場合について、その支持期間のいくつかの時刻において、上述の力ベクトルを足関節を始点として描き、その終点を結べば、図3.32の細線で示す平行四辺形となる。ただしベクトルの大きさは歩行機械の自重 W で除して無次元化してある。図より、いずれの機構においても、鉛直方向に大きな力が得られることがわかる。これは重力に抗するという点で望ましい特性といえる。そこで、これらの力ベクトルのうち鉛直下向きの力ベクトルを求めて、その大きさ $F_{a,y}$ を自重で除して無次元化して示せば図3.33となる。なお、両脚支持期間 ($0 \leq t/T \leq 0.1$) では、2脚の発生力の和を示している。この量は歩行機械の積載能力を表すと考えられる。期間のほぼ全域にわたって、F形6節機構の方が大きな値をとっている。とくに期間中の最小値を求めれば、それぞれF形6節機構:2.516, 2連節機構:1.156であり、これはF形6節機構では自重の約1.5倍、また2連節機構では焼く0.15倍の重量の搬送が可能であることを示す。

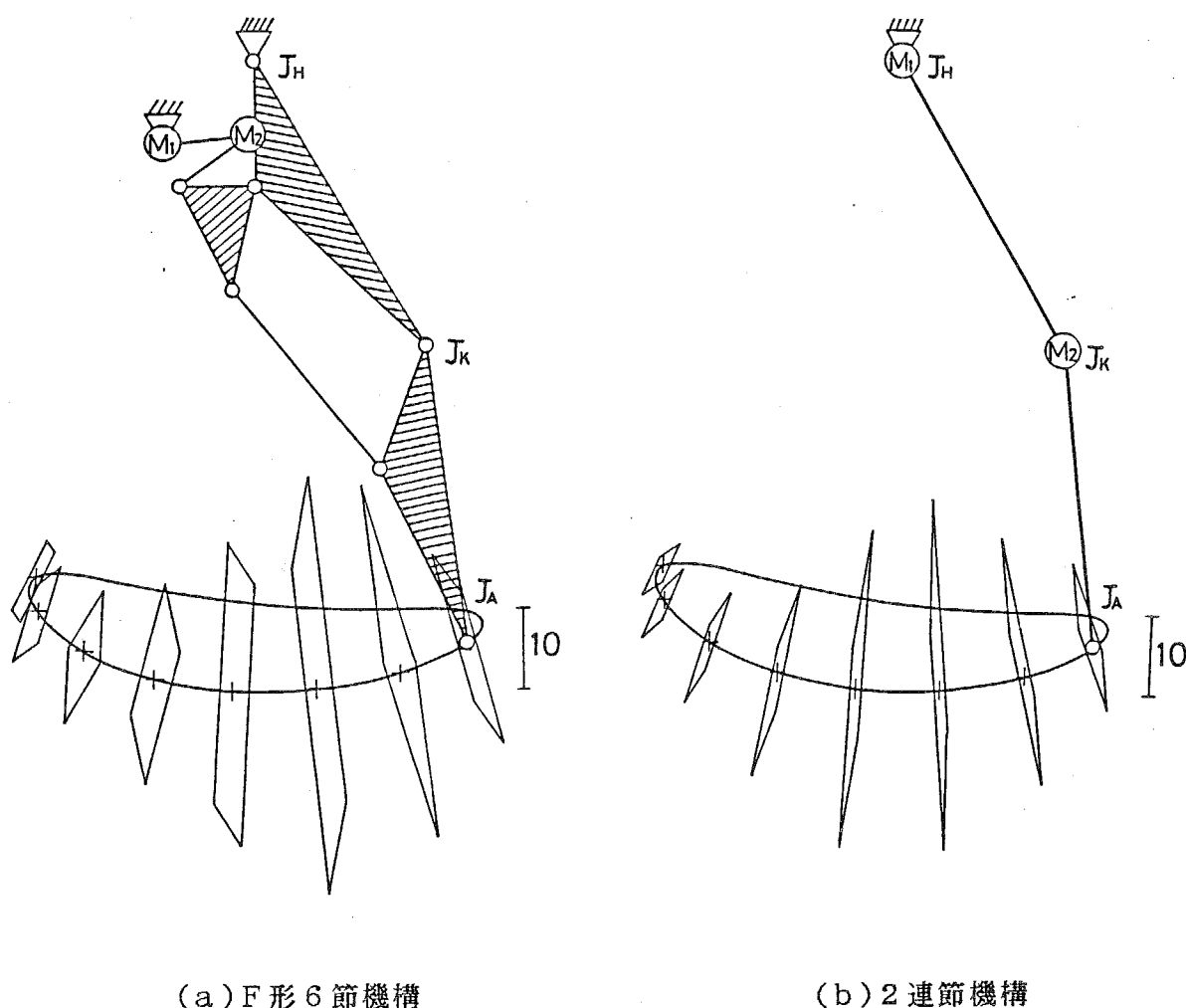


図3.32 足関節に発生可能な力

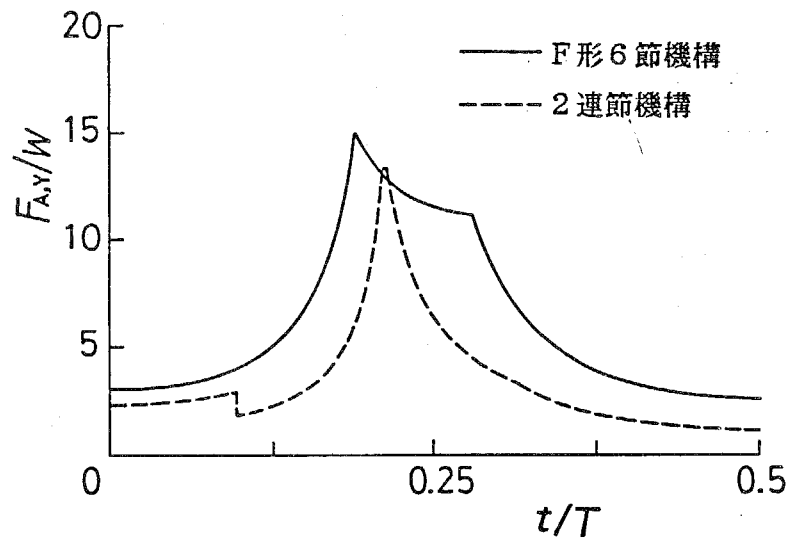


図3.33 足関節に発生可能な鉛直方向力

したがって、可調整閉ループリンク機構による足関節軌跡創成機構は、開ループ形式の機構に比較して、搬送機としての積載能力においても優れていることがわかる。

3・5 結 言

使用範囲を限定した2足歩行機械においては、水平面上の直進定常歩行機能以外の歩行機能は、その定常歩行を行うために総合された脚機構を可調整機構とすることにより、脚機構の自由度を著しく増加させることなく実現できる。本章ではこのことを確認するために、水平面上の直進歩行において歩幅および歩行速度を変更する非定常歩行機能を取りあげ、これを実現するための脚機構の構造を明らかにするとともに、その歩行時の入力を求めた。得られた結果を要約すれば次のとおりである。

(1) 歩幅を変更するために、足関節軌跡創成機構の原動節長を調整してその足関節軌跡を拡大・縮小することを提案した。これを行うために、原動軸に直進対偶で連結された節を調整用入力節とし、原動節の回転面上に直進対偶または回転対偶によって連結された節を出力節として原動節動対偶にその回転面上でそれぞれ直線運動および円運動を与えて原動節長を調整する原動節長調整機構を提案した。さらに、この機構を節数6以下の平面機構および節数4以下の空間機構で構成する場合について数の総合を行い、その適合する機構形式を明らかにした。

(2) 2脚の足関節軌跡創成機構に(1)項で得られた原動節長調整機構を組み込み、それらの入力節を共通の一つの節として2脚の原動節長を常に等しく調整する可調整機構とする。これに前章で得られた足部駆動機構を連結すれば、2脚でわずかに4自由度の歩幅可変脚機構を構成することができる。しかもこれを駆動するすべてのアクチュエータは腰部上に集中して搭載することができる。

(3) 歩幅を変更することなく歩行速度を変更する期間における脚機構の入力は、足関節軌跡創成機構の原動軸の角速度を時刻に関する両停留関数として与え、さらに足関節軌跡創成機構の原動軸の回転角と足部駆動機構の原動節角変位との間の関数関係を定常歩行の場合と同じにすれば容易に求めることができる。

(4) (2)項の歩幅可変脚機構について、歩幅変更時の四つの入力変位を決定した。すなわち、足関節軌跡創成機構の原動節を等速回転させるものとして、まず腰部が揺動および後退せず、遊脚の足部が後退しない条件から歩幅の変更期間を求め、この期間の足関節軌跡創成機構の原動節長調整入力を求めて足関節の運動を決定した後、さらに、歩行機械が指定された接地パターンを実現する条件を追加して足部駆動機構の原動節角変位を決定した。

(5) 2足歩行機械が、歩行開始・終了を行う場合および定常歩行中に歩幅を拡大・縮小して新たな歩幅で定常歩行を行う場合における脚機構の腰部に対する相対運動を決定し、さらにこのときの腰部の歩行面に対する運動を求めた。その結果、腰部は歩幅変更期間および定常歩行期間を通して揺動および後退することなく運動しており、搬送機として優れた特性を有する2足歩行機械が得られることがわかった。

(6) 原動節長調整機構を組み込んだ可調整足関節軌跡創成機構ならびにアクチュエータを股関節と膝関節に配置した開ループ形式の足関節軌跡創成機構について、それぞれが所要の運動を行うために必要な最小容量のアクチュエータを求めるとともに、各アクチュエータをその能力範囲で駆動した場合に足関節に生じる速度と力を求めて、両者の機構について比較・検討した。その結果、可調整足関節軌跡創成機構が、その足関節位置を変更する際の応答性に優れ、かつ搬送機としての積載能力にも優れていることがわかった。

第 4 章 姿勢制御機構の総合

4・1 緒 言

2足歩行機械は本来力学的に不安定な系であり，歩行中に作用する重力および慣性力のモーメントの動的なつりあいをとる姿勢制御が必要である。

従来報告されている2足歩行機械の多くは，その姿勢制御を脚と腰部の間の相對運動によって行っている．この場合，脚機構の運動制御が複雑になるのはもちろん，定常歩行時において不要な腰部の揺動や後退が生じたり，同じ歩幅でも歩行速度が異なれば歩行パターンが変化するなど，搬送機にとって重要な歩行特性が損なわれることも多い．これらを回避するために，脚機構とは独立な姿勢制御機構を腰部上に搭載し，これにより歩行機械に作用するモーメントのつりあいをとるものとし，まず搬送機としての歩行特性を考慮して機構学的に脚機構および腰部の運動を定めた後それらの運動を動力学的に可能とするように，その姿勢制御機構の運動を決定することにする．

姿勢制御機構を有する2足歩行機械の研究もいくつかみうけられる．Vukobratovićら^{(6)・(7)}は歩行機械の腰部上で倒立振子を2軸まわりに揺動させることを提案し，種々の歩容に対する倒立振子の運動を求めているが，倒立振子を駆動する具体的な機構は示していない．また，舟橋ら⁽²⁹⁾と宮崎ら⁽¹⁸⁾はつりあいおもりをレール上で直進運動させる形式の姿勢制御機構を試作して，それぞれ実際に2足歩行機械に搭載しているが，前者のものは歩行機械の前後方向のみ，また後者のものは左右方向のみの姿勢制御を行っているにすぎない．

そこで本章では，単一の姿勢制御機構により，歩行機械の前後および左右方向の姿勢制御を行うものとし，その総合手順を明らかにする．まず2足歩行機械の運動方程式から，歩行機械が機構学的に定められた歩行を実現するための動力学的条件を導出し，歩行機械にこの条件を満足させるための姿勢制御機構を具体的に提案するとともに，その歩行時の運動を決定する．

4・2 2足歩行機械の動的解析

4・2・1 2足歩行機械の運動方程式

2足歩行機械が，図4.1の水平面 $O-ZX$ 上を歩行するものとする．歩行中の2足歩行機械には重力ならびに足部に分布する歩行面の抗力および摩擦が作用するが，これらのうち抗力および摩擦を合成し歩行面の1点 R から作用する力 F_R およびモーメント N_R に置き換える．このとき歩行機械全体の運動量ベクトルおよび原点 O に関する角運動量ベクトルをそれぞれ P ， L とすれば，力およびモーメントのつりあいから次式が成立する．

$$\dot{P} = \sum_i m_i \dot{g} + F_R \quad (4.1)$$

$$\dot{L} = \sum_i (R_{G,i} \times m_i \dot{g}) + R_R \times F_R + N_R \quad (4.2)$$

ここに m_i , $R_{G,i}$ は歩行機械を構成する節 i の質量および重心の位置ベクトルであり, R_R は点 R の位置ベクトル, g は重力加速度ベクトルである。さらに, 式(4.1)および(4.2)の左辺はそれぞれ次式で表される。

$$\dot{P} = \sum_i m_i \ddot{R}_{G,i} \quad (4.3)$$

$$\dot{L} = \sum_i ([J]_i \dot{\Omega}_i + [J]_i \dot{\Omega}_i + m_i R_{G,i} \times \ddot{R}_{G,i}) \quad (4.4)$$

ここに $[J]_i$, Ω_i は歩行面に固定した静止座標系 $O-XYZ$ 上で記述された節 i の重心まわりの慣性テンソルおよび角速度ベクトルであり, ともに時変量である。

式(4.3)を(4.1)に, また式(4.4)を(4.2)に代入して整理し, それぞれ歩行面から受ける力とモーメントの項を分離すれば次式を得る。

$$F_R = A \quad (4.5)$$

$$R_R \times F_R + N_R = B \quad (4.6)$$

ここに

$$A = \sum_i m_i (\ddot{R}_{G,i} - g) \quad (4.7)$$

$$B = \sum_i \{ [J]_i \dot{\Omega}_i + [J]_i \dot{\Omega}_i + m_i R_{G,i} \times (\ddot{R}_{G,i} - g) \} \quad (4.8)$$

であり, 式(4.5)および式(4.6)はそれぞれ2足歩行機械の並進および回転の運動方程式を表す。

さて, 式(4.5)~(4.8)の諸量はすべて静止座標系上で記述してあるが, 歩行機械全体の運動を把握するには, それを歩行機械腰部の静止系に対する運動と, 脚

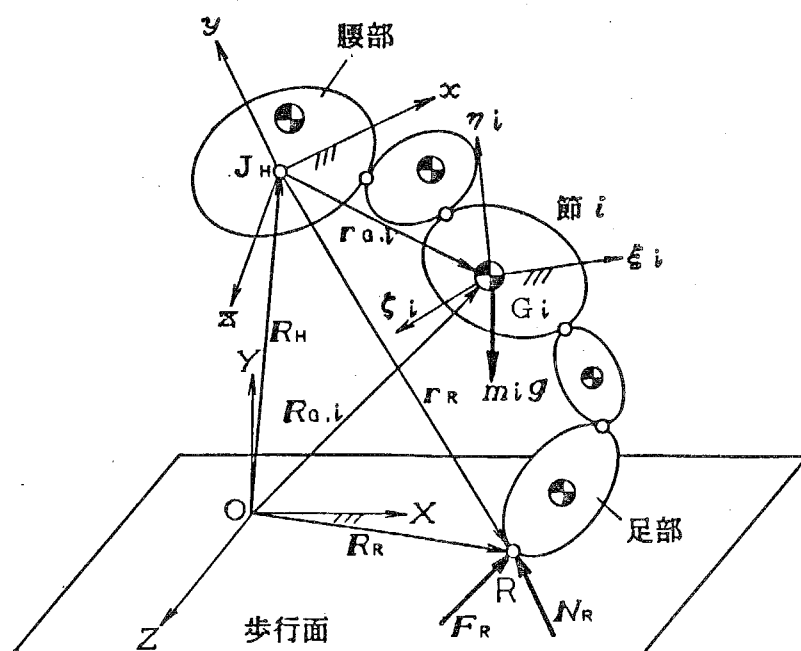


図4.1 2足歩行機械に作用する力とモーメント

機構の腰部に対する相対運動とに分けて考えるのが便利である。本論文では既に後者を股関節 J_H を原点として腰部に固定した動座標系 $J_H - x y z$ 上で記述しているので、前者を動座標系 $J_H - x y z$ の静止座標系 $O - XYZ$ 上における運動で表すことにする。また、各節の角運動を記述するのに必要な慣性テンソル $[J]_i$ は、これを各節に固定した座標系上で記述すれば時不変量となり、取り扱いが容易になる。よって図4.1に示すように、各節の重心 G_i に動座標系 $G_i - \xi \eta \zeta$ を固定し、各節の角速度および角加速度はこの座標系上で記述することにする。

つぎに、以上に述べた三つの座標系 $O - XYZ$, $J_H - x y z$, $G_i - \xi \eta \zeta$ の間の座標変換について述べる。はじめに図4.2に示すような2座標系 $O - XYZ$ および $o - x y z$ の座標変換を考える。まず $o - x y z$ を平行移動して原点 o を O に一致させた座標系を $O - x' y' z'$ とする。 $O - XYZ$ の各軸を X, Y, Z 軸の順でそれぞれ角度 $\varphi_3, \varphi_2, \varphi_1$ で回転させて $O - x' y' z'$ に一致させるものとすれば、 $O - x' y' z'$ 上の位置ベクトル r' は $O - XYZ$ の位置ベクトル R を用いて次式で表される。

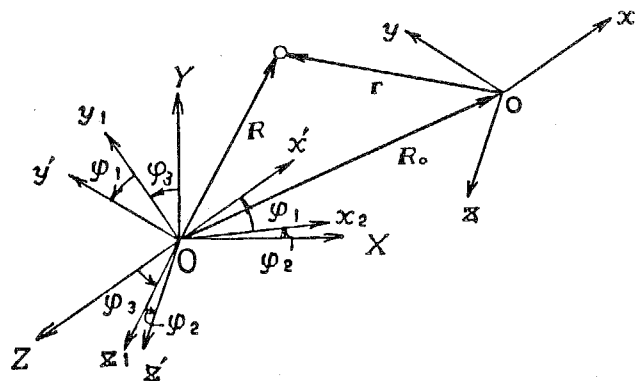


図4.2 2座標系間の座標変換

$$r' = [T] R \quad (4.9)$$

ここに $[T]$ は $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ によって構成される座標変換行列であり、直交行列であるから次式が成立する。

$$[T]^{-1} = [T]^T \quad (4.10)$$

ここに添字 T は行列の転置を表す。したがって、

$$R = [T]^{-1} r' = [T]^T r' \quad (4.11)$$

と表すことができ、 $o - x y z$ 系上の位置ベクトルを r とすれば、 $o - x y z$ から $O - XYZ$ への座標変換は次式で表される。

$$R = [T]^T r + R_o \quad (4.12)$$

ただし R_o は $O - XYZ$ 系における点 o の位置ベクトルである。さらに、 R の時間微分は次式で表される。

$$\dot{R} = [\dot{T}]^T r + [T]^T \dot{r} + \dot{R}_o \quad (4.13)$$

$$\ddot{R} = [\ddot{T}]^T r + 2[\dot{T}]^T \dot{r} + [T]^T \ddot{r} + \ddot{R}_o \quad (4.14)$$

なお、座標変換行列 $[T]$, $[\dot{T}]$, $[\ddot{T}]$ の導出過程の詳細、および成分については付録2に示す。

また、座標系 $o - x y z$ が剛体に固定されているものとすれば、その剛体の角

運動も $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ を用いて表現できる。 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ の時間微分で構成される列ベクトル；

$$\dot{\varphi} = \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix}, \quad \ddot{\varphi} = \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix}, \quad \overset{\circ}{\varphi} = \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 & \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_2 & \dot{\varphi}_3 \\ \dot{\varphi}_3 & \dot{\varphi}_1 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

を用いれば、 $O-xyz$ 系上の剛体の角速度および角加速度は次式で与えられる。

$$\omega = [\pi_m] \dot{\varphi} \quad (4.16)$$

$$\dot{\omega} = [\pi_m] \ddot{\varphi} + [\pi_{1,m}] \overset{\circ}{\varphi} \quad (4.17)$$

ここに $[\pi_m]$, $[\pi_{1,m}]$ は $[T]$ と同じく、 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ で構成される行列であり、その導出過程の詳細、および成分は付録3に示す。

さて、行列 $[T]$, $[\pi_m]$, $[\pi_{1,m}]$ およびベクトル $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$, $\overset{\circ}{\varphi}$ について、 $O-XYZ$ と J_H-xyz の間の座標変換に関するものには添字 H を付し、 J_H-xyz と $G_i-\xi_i\eta_i\zeta_i$ の間の座標変換に関するものには添字 i を付して区別することにする。 $O-XYZ$ 系上で記述された歩行機械の節 i の重心の位置、速度および加速度ベクトルは式(4.12)～(4.14)により次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} R_{G,i} &= [T]_H^T r_{G,i} + R_H \\ \dot{R}_{G,i} &= [\dot{T}]_H^T r_{G,i} + [T]_H^T \dot{r}_{G,i} + \dot{R}_H \\ \ddot{R}_{G,i} &= [\ddot{T}]_H^T r_{G,i} + 2[\dot{T}]_H^T \dot{r}_{G,i} + [T]_H^T \ddot{r}_{G,i} + \ddot{R}_H \end{aligned} \right\} \quad (4.18)$$

ここに $r_{G,i}$, $\dot{r}_{G,i}$ および $\ddot{r}_{G,i}$ は J_H-xyz 系における各節の重心の位置、速度および加速度ベクトルであり、 R_H , $\dot{R}_H$ および $\ddot{R}_H$ は $O-XYZ$ 系における股関節 J_H の位置、速度、加速度ベクトルである。さらに、各節の角速度および角加速度は歩行機械腰部の角運動および腰部とその節の相対角運動によって生じるが、式(4.16), (4.17)を適用してそれぞれ $G_i-\xi_i\eta_i\zeta_i$ 系上のベクトル ω_i , $\dot{\omega}_i$ として表せば次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \omega_i &= [T]_i [\pi_m]_H \dot{\varphi}_H + [\pi_m]_i \dot{\varphi}_i \\ \dot{\omega}_i &= [\dot{T}]_i [\pi_m]_H \dot{\varphi}_H + [T]_i ([\pi_m]_H \ddot{\varphi}_H + [\pi_{1,m}]_H \overset{\circ}{\varphi}_H) \\ &\quad + [\pi_m]_i \ddot{\varphi}_i + [\pi_{1,m}]_i \overset{\circ}{\varphi}_i \end{aligned} \right\} \quad (4.19)$$

式(4.14)より式(4.7)のベクトル A は次式で表せる。

$$A = \sum_i m_i ([\ddot{T}]_H^T r_{G,i} + 2[\dot{T}]_H^T \dot{r}_{G,i} + [T]_H^T \ddot{r}_{G,i} + \ddot{R}_H - g) \quad (4.20)$$

また、各節の角速度および角加速度を $G_i-\xi_i\eta_i\zeta_i$ 系上で記述すれば、次式が成立する。

$$[\dot{J}]_i \Omega_i + [J]_i \dot{\Omega}_i = [T]_H^T [T]_i ([\dot{J}]_i \dot{\omega}_i + \omega_i \times [J]_i \omega_i) \quad (4.21)$$

ここに $[j]_i$ は $G_i - \xi_i \eta_i \zeta_i$ 系上で記述する節の重心に関する慣性テンソルであり、

$$[j]_i = \begin{bmatrix} J_{\xi\xi} & -J_{\xi\eta} & -J_{\xi\zeta} \\ -J_{\eta\xi} & J_{\eta\eta} & -J_{\eta\zeta} \\ -J_{\zeta\xi} & -J_{\zeta\eta} & J_{\zeta\zeta} \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

で表される時不変量である。したがって式(4.21)より式(4.8)のベクトル B は次式で表される。

$$B = \sum_i \{ [T]_H^T [T]_i^T ([j]_i \dot{\omega}_i + \omega_i \times [j]_i \omega_i) + m_i ([T]_H^T r_{G,i} + R_H) \times ([\ddot{T}]_H^T r_{G,i} + 2 [\dot{T}]_H^T \dot{r}_{G,i} + [T]_H^T \ddot{r}_{G,i} + \ddot{R}_H - g) \} \quad (4.23)$$

ただし、式中の ω_i , $\dot{\omega}_i$ は式(4.19)で与えられる。

式(4.20)および(4.23)の中で腰部の静止座標系 $O-XYZ$ 上における運動を表すパラメータは $[T]_H$, $[\dot{T}]_H$, $[\ddot{T}]_H$, $[\pi_m]_H$, $[\pi_{1,m}]_H$, $\dot{\phi}_H$, $\ddot{\phi}_H$, ϕ_H , R_H および $\ddot{R}_H$ であり、これらによって歩行機械全体の運動を把握することができる。これに対して、各節の動座標系 $J_H - x y z$ 上における運動を表すパラメータは $[T]_i$, $[\dot{T}]_i$, $[\ddot{T}]_i$, $[\pi_m]_i$, $[\pi_{1,m}]_i$, $\dot{\phi}_i$, $\ddot{\phi}_i$, ϕ_i , $r_{G,i}$, $\dot{r}_{G,i}$ および $\ddot{r}_{G,i}$ であり、脚機構などについて、その腰部に対する相対運動を決定すれば既知量として与えられる。

4・2・2 理想歩容に対する動力学的条件

歩行機械が動学的に安定に歩行するか否かを調べるには運動方程式(4.5), (4.6)を解けばよい。しかしながら、式(4.5), (4.6)は非線形微分方程式であり、姿勢制御機構の設計の初期段階でこれらを繰り返し解くのは煩雑かつ非能率的である。したがって、歩行機械が機構学的に定められた運動、たとえば前章までに決定された脚機構の腰部に対する相対運動および腰部の運動（以下、これを理想歩容と呼ぶ。）を行うものと仮定し、歩行機械に作用する歩行面反力 F_R およびモーメント N_R を試算して、それらの値から、仮定した理想歩容が実現可能か否かを判定するのがよい。このとき Vukobratović が提案したゼロモーメントポイント (6), (7)（以下、ZMP と略す。）を用いるのが便利である。ZMP とは歩行機械に歩行面から作用するモーメント N_R が歩行面の法線方向成分のみを有し接線方向成分が零である点である。ZMP を点 R^* として、その位置ベクトルを

$$R_R^* = \begin{bmatrix} X_R^* \\ 0 \\ Z_R^* \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

とし、ZMP において歩行面から作用する力およびモーメントをそれぞれ

$$F_R^* = \begin{bmatrix} F_{R,x}^* \\ F_{R,y}^* \\ F_{R,z}^* \end{bmatrix}, \quad N_R^* = \begin{bmatrix} 0 \\ N_{R,y}^* \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

とするとき式(4.5), (4.6)より次式が成立する。

$$F_R^* = A \quad (4.26)$$

$$R_R^* \times F_R^* + N_R^* = B \quad (4.27)$$

理想歩容が与えられれば式(4.26), (4.27)の右辺は既知のベクトルとなるから, 2式を連立させて式(4.24), (4.25)の各成分を求めることができる。

さて, 2足歩行機械が常に歩行面と接触を保ち, かつ歩行面との間に相対的なすべりを生じることなく理想歩容を実現するための動力学的条件は, ZMPにおける歩行面反力およびZMPの変位を用いて次のように表せる。

$$[1] F_{R,y}^* \geq 0$$

[2] ZMPが2足歩行機械と歩行面との接触面内に存在する。

$$[3] \sqrt{F_{R,x}^{*2} + F_{R,z}^{*2}} \leq \mu_s |F_{R,y}^*|$$

ここで, 条件[2]における「接触面」は, 足部が歩行面と接触している点, 線分および面を線分で結んでできる最大領域と定義する。足底の形状を長方形とすれば, 種々の接地パターンに対応する接触面は図4.3の斜線部および太実線となる。

まずZMPと接触面の関係について説明する。ZMPが接触面外に存在すれば, 図4.4のようにZMPを通して接触面と交わらない直線を引くことができる。図のようにこの直線から距離 d に位置する接触面内の接触点Cにおける歩行面反力

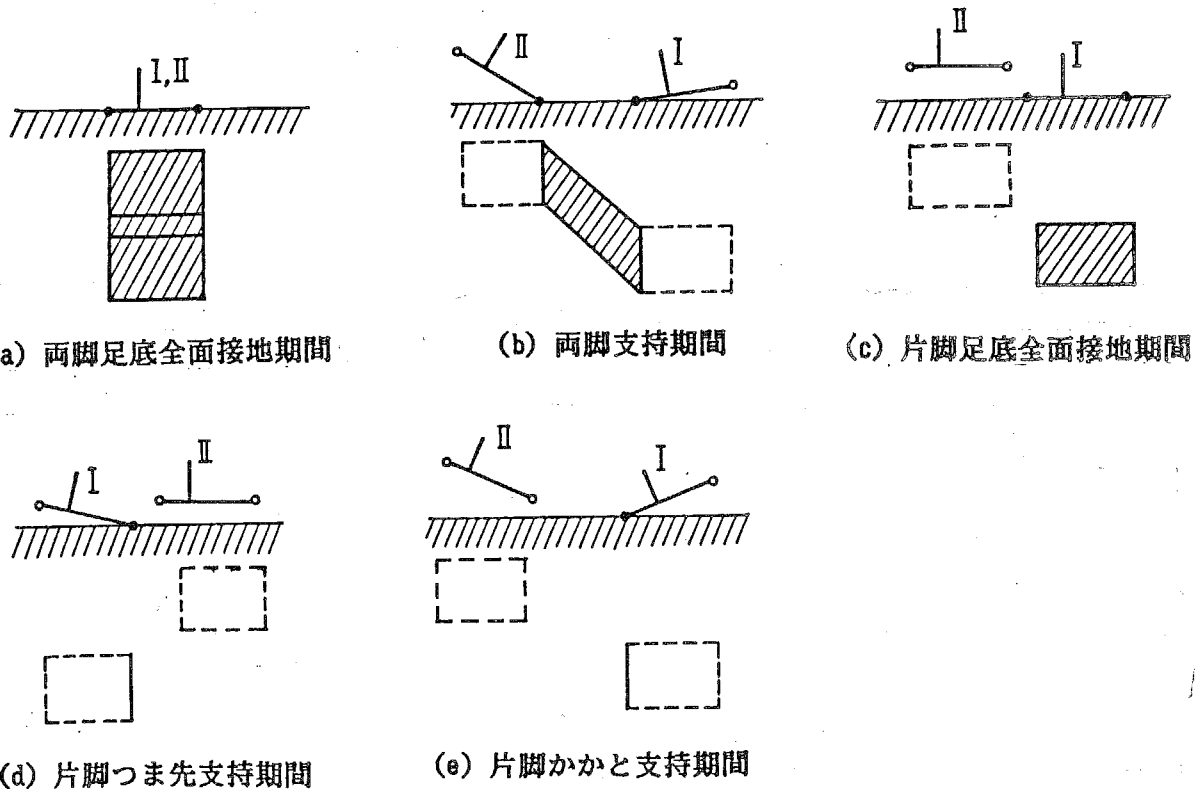


図4.3 足部接地パターンと接触面

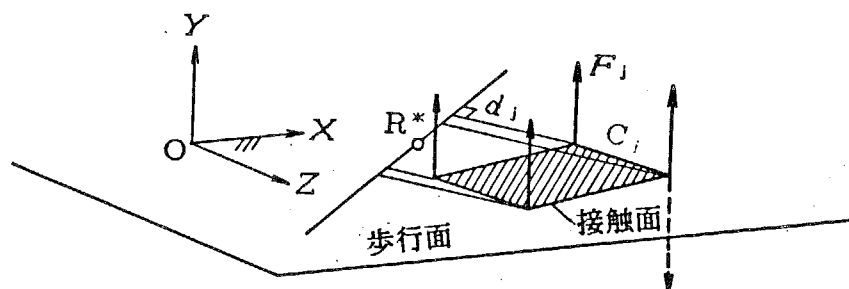


図4.4 ZMPと接触面の関係

の鉛直方向成分を F_j とすればこの力による直線まわりのモーメントは $d_j \times F_j$ である。ZMPの定義から、すべての接触点についてこのモーメントの総和をとれば、その総和は零でなければならない。しかし接触点における鉛直力 F_j が図の実線のベクトルのようにすべて上向きであればそれらのモーメントはすべて同符号となり、総和は零とならない。したがって、いずれかの接触点において図の破線のベクトルのような鉛直下向きの力が必要となるが、歩行面からそのような力は得られないので、歩行機械は理想歩容を実現することはできない。この場合歩行機械は、接触面の外形線分上でZMPにもっとも近い点を回転中心とするかもしくはその点を含む外形線分を回転軸として、理想歩容と異なる角運動を行うことになる。たとえば、図4.3(c)に示す片脚足底全面接地期間において、はじめに接触面内に位置していたZMPがつま先の前方に移動したとすれば、歩行機械はつま先の線分を回転軸として時計まわりの角運動を行うことになり、その結果かかとが離地することになる。逆にかかとの後方に移動したとすれば、歩行機械はかかとの線分を回転軸として反時計まわりの角運動を行ってつま先が離地することになる。このようにZMPと接触面との相対位置関係から歩行機械の角運動の傾向を把握することができる。

さて、条件[3]は歩行機械と歩行面との間のすべりに関する条件である。式中の μ_s は足底と歩行面との間の静止摩擦係数であり、この条件が満足されなければ歩行機械は歩行面に対してすべりを生じることになる。なお、歩行機械のY軸まわりの回転によるすべりについては、式(4.25)の Nk_r が摩擦によるモーメントで得られるものとし、すべりを生じないものと仮定する。

以上のように動力学的条件[1]～[3]を導入すれば、簡便な歩行解析が可能になり、歩行機械の基本的な歩行特性を把握することができ、姿勢制御機構の設計方針を得ることができる。

4・2・3 脚機構のみからなる歩行機械の動的解析

姿勢制御機構は2足歩行機械に作用する力とモーメントのつりあいをとるための機構である。この力とモーメントは腰部および脚機構の運動およびそれらの質量分布に依存するものであるから、まず腰部および脚機構のみから構成される2足歩行機械の歩行解析を行って、その動力学的特性を把握しなければならない。本項では、前章までに得られた脚機構を例にとってその歩行解析を行うとともに、その結果から姿勢制御機構の設計方針を得る。

3・2・3項で得られた歩幅可変脚機構を図4.5に示す。この脚機構の各節および腰部の諸元は表4.1に示すとおりである。各節の重心位置 G_i は、図4.5(b)に示すように各節上の二つの対偶点 J_0, J_x に固定した座標系 $J_0-x_i y_i$ 上の位置 $(x_{G,i,i}, y_{G,i,i})$ 、および股関節 J_H に固定した座標系 $J_H-x y z$ 上の z 座標 $z_{G,i}$ で表している。また各節の重心 G_i を原点とする動座標系 $G_i-\xi_i \eta_i \zeta_i$ は、 ξ_i 軸と x_i 軸および η_i 軸と y_i 軸をそれぞれ平行にして固定しており、この座標系で重心まわりの慣性テンソル $[j_i]$ を記述している。さらに、足底は長さ140.76mm、幅230.00mmの長方形板で、両足底の z 方向の間隔は10mmとする。

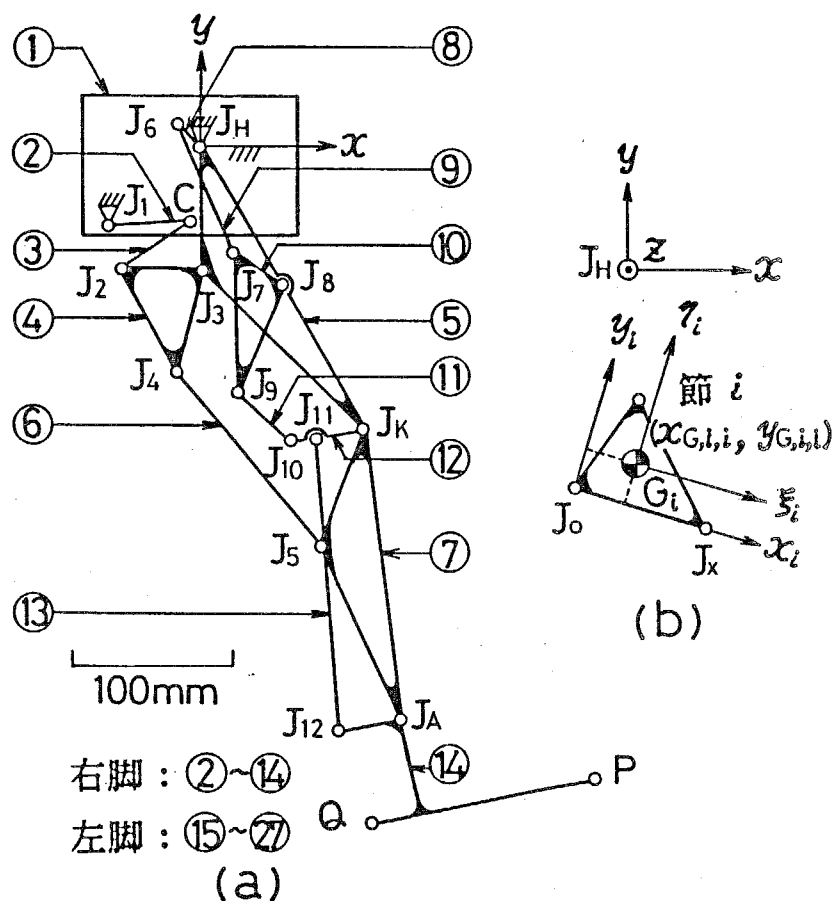


図4.5 腰部および脚機構

表4.1 腰部および脚機構の各節の諸元

i	J_o	J_x	$G_i \text{ mm}$			$m_i \text{ g}$	$[J]_i \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$					
			$x_{G,i,i}$	$y_{G,i,i}$	$z_{G,i,i}$		$J_{\xi\xi,i}$	$J_{\eta\eta,i}$	$J_{\zeta\zeta,i}$	$J_{\xi\eta,i}$	$J_{\xi\zeta,i}$	$J_{\eta\zeta,i}$
1	J_1	J_H	91.21	7.85	0.00	3459.44	31286.22	29589.24	27408.40	4548.30	0.00	0.00
2	J_1	C	0.10	0.00	103.95	1287.38	1312.90	136.06	208.25	0.00	0.00	0.18
3	C	J_2	17.51	-2.73	130.71	190.68	2.40	5.86	7.11	-0.08	0.15	0.82
4	J_3	J_2	20.69	22.70	150.00	94.63	6.48	3.39	9.75	-0.83	0.00	0.00
5	J_H	J_K	80.89	6.86	149.99	477.96	147.26	307.56	201.58	-15.24	19.46	-14.53
6	J_4	J_5	69.98	0.00	140.00	170.52	7.12	55.09	45.70	0.00	0.00	0.00
7	J_K	J_5	76.88	36.08	127.00	402.72	169.96	534.11	218.53	-328.06	0.00	0.00
8	J_H	J_6	0.99	0.00	168.98	825.64	96.40	98.02	53.42	0.00	-2.12	0.00
9	J_7	J_8	44.38	0.00	143.00	127.58	74.38	90.93	17.78	0.00	0.00	0.00
10	J_8	J_7	3.29	25.56	143.00	162.05	88.42	80.20	20.97	-6.73	0.00	0.00
11	J_9	J_{10}	22.38	0.00	143.00	90.19	52.55	56.28	4.55	0.00	0.00	0.00
12	J_K	J_{10}	24.52	0.00	143.00	115.19	52.24	56.37	4.97	0.00	0.00	0.00
13	J_{11}	J_{12}	105.75	0.00	135.00	258.37	72.76	199.94	129.27	0.07	0.00	0.00
14	J_{12}	J_A	73.46	-42.62	135.52	781.87	383.08	524.00	173.74	-29.05	4.90	-3.69

$$\left[\begin{array}{l} x_{G,i+13,i+13} = x_{G,i,i}, \quad y_{G,i+13,i+13} = y_{G,i,i}, \quad z_{G,i+13,i+13} = -z_{G,i,i}, \quad m_{i+13} = m_i, \quad J_{\xi\xi,i+13} = J_{\xi\xi,i}, \\ J_{\eta\eta,i+13} = J_{\eta\eta,i}, \quad J_{\zeta\zeta,i+13} = J_{\zeta\zeta,i}, \quad J_{\xi\eta,i+13} = J_{\xi\eta,i}, \quad J_{\eta\zeta,i+13} = -J_{\eta\zeta,i}, \quad J_{\xi\zeta,i+13} = -J_{\xi\zeta,i} \end{array} \right] \quad (i=2 \sim 14)$$

まず、最大歩幅 $S = 286.76 \text{ mm}$ で定常歩行を行う場合について解析する。歩行機械の進行方向を X 軸の正方向とし、両脚支持期間開始時の後脚つま先の位置を $X = 0$ とする。歩行半周期 $T/2$ における ZMP の変位 (X^*, Z^*)、および歩行面反力の接線方向成分と法線方向成分の比；

$$\mu^* = \sqrt{F_{R,x}^{*2} + F_{R,z}^{*2}} / F_{R,y}^* \quad (4.28)$$

の変化を図4.6に示す。ここに μ^* は4・2・2項に述べた動力学的条件[3]の静止摩擦係数 μ_s に対応する量で、各時刻において理想歩容を実現するために必要な最小摩擦係数を表す。本論文では、 μ^* を必要摩擦係数と呼ぶことにする。足部の接地期間は両脚支持期間： $0 \leq t/T < 0.1$ ，片脚足底全面接地期間： $0.1 \leq t/T < 0.333$ ，片脚つま先支持期間： $0.333 \leq t/T < 0.5$ であり、図中の斜線部および細実線は各接地期間に対応する接触面の範囲を表す。

まず ZMP の X 方向変位 X^* をみると、片脚つま先支持期間の一部の期間を除き、歩行速度の変化にあまり影響されずにほぼ時間に対して直線的に変化している。これは、質量の大きい腰部が揺動することなく進行方向にほぼ等速に運動するからであり、2章において機構学的に定めた理想歩容は、動力学的にも優れた特性をもつことがわかる。しかし、いずれの歩行速度においても ZMP は両脚支持期間の終了時以後に接触面の後方に位置しており、動力学的条件[2]が満足されず、歩行機械は理想歩容を実現できない。これは、歩行機械が支持脚のかかとまわりに後方に回転を始めることを意味する。足底全面接地期間の終了時においても同様であり、これは支持脚のかかとの離地が行われず、歩行機械は片脚つま先支持期間に移行できないことを意味する。また片脚つま先支持期間の終了時 $t/T = 0.5$ では ZMP はつま先の前方に位置しているので、歩行機械は前方に回転しつつ次の両脚支持期間に至ることになり、足部が歩行面に衝突することになる。

さらに Z^* の変化をみると、 ZMP は歩行速度に関係なく常に両足部のほぼ中央に位置している。これは、腰部が左右に揺動しないこと、また同一の脚機構が平面運動を行うことに起因するもので、変動が少ないという点では望ましい特性と考えられる。しかし、片脚支持期間においては ZMP が接触面の端または外部に位置することになり、歩行機械は X 軸まわりに遊脚側に回転を生じることになる。

歩行面反力については、図では省略したが抗力 $F_{R,y}^*$ は常に正であり、動力学的条件[1]は満たされていた。一方、 μ^* の線図から、足底と歩行面との間の静止摩擦係数を $\mu_s = 0.4$ 程度とすれば、歩行速度105歩/分以上では動力学的条件[3]が満足されず、歩行機械が歩行面に対してすべりを生じることがわかる。

つぎに、非定常歩行の例として、最大歩幅に対する歩行開始・終了時の ZMP の変位および必要摩擦係数の変化をそれぞれ図4.7、図4.8に示す。足部の接地期間については、歩行開始時では、両脚足底全面接地期間： $t/T \leq 0.222$ ，片脚足底全面接地期間： $0.222 < t/T < 0.361$ ，片脚つま先支持期間： $0.361 \leq t/T <$

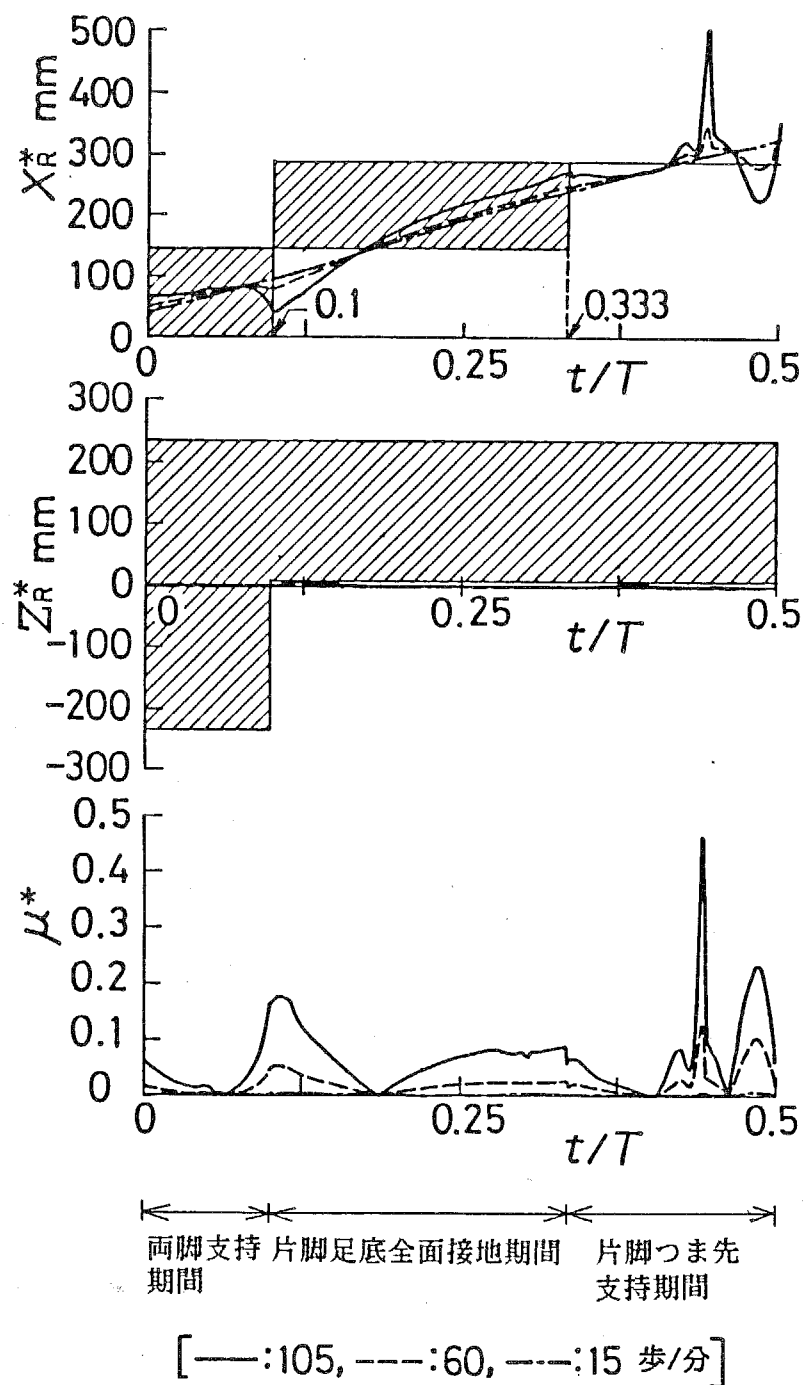
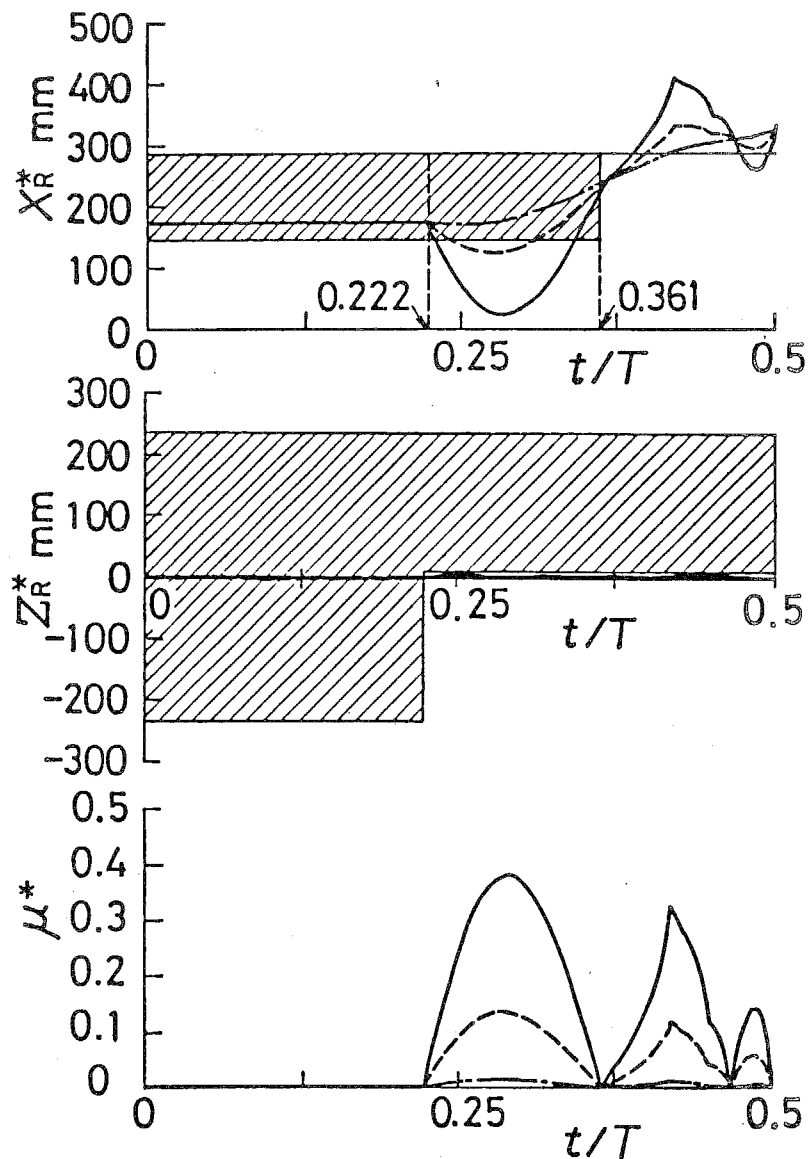


図4.6 姿勢制御機構搭載前のZMP変位
および必要摩擦係数（定常歩行時）

0.5であり、歩行終了時では、両脚支持期間： $0 \leq t/T < 0.1$ 、片脚足底全面接地期間： $0.1 \leq t/T < 0.222$ 、両脚足底全面接地期間： $0.333 \leq t/T < 0.5$ である。なお図中の歩行速度は接続する定常歩行期間の歩行速度である。

歩行開始、終了のいずれの場合もZMPが接触面外に位置する期間があり、動力学的条件[2]が満足されず、歩行機械は理想歩容を実現できない。また、定常歩

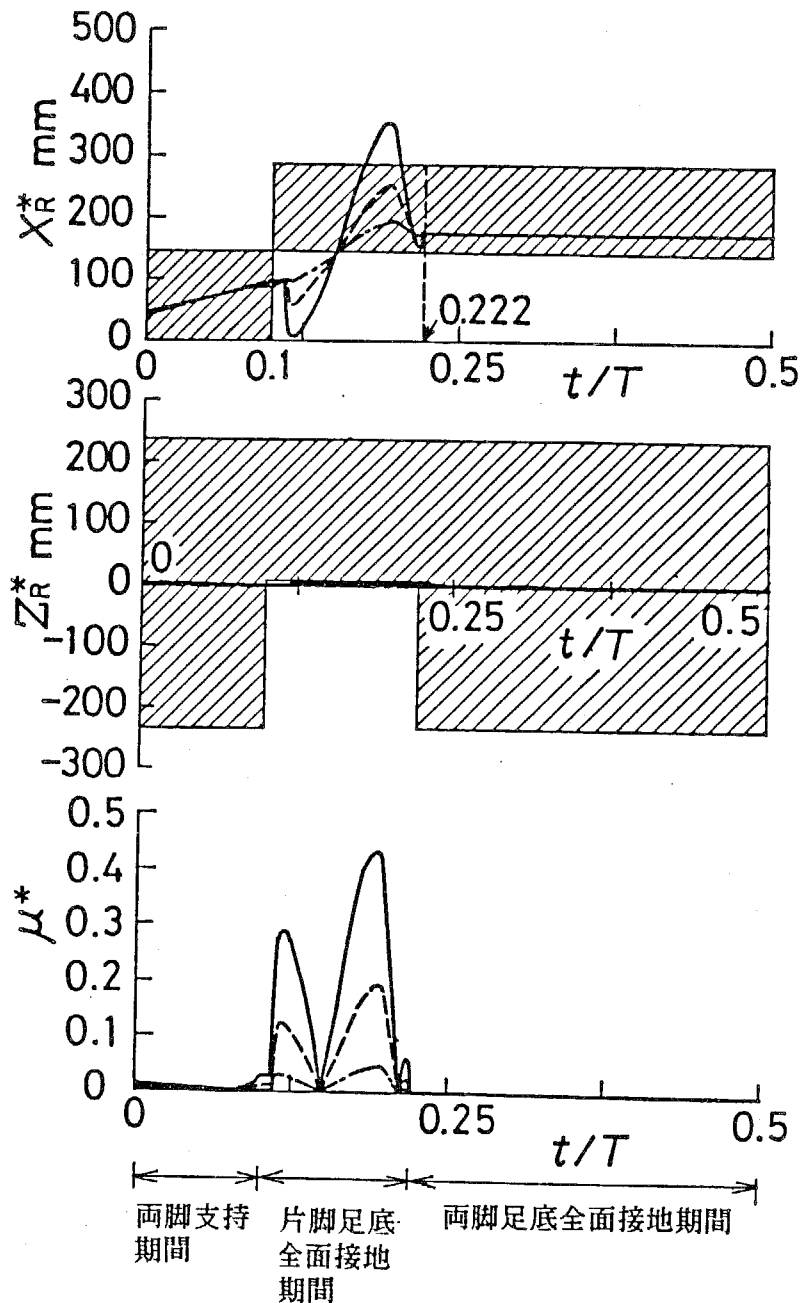


$\longleftrightarrow$ 両脚足底全面
 接地期間
 $\longleftrightarrow$ 片脚足底全
 面接地期間
 $\longleftrightarrow$ 片脚つま先
 支持期間

[—:75, ---:45, - - -:15 歩/分]

図4.7 姿勢制御機構搭載前のZMP変位
および必要摩擦係数（歩行開始時）

行時と異なり腰部の進行方向の加速度変動が大きいので、慣性力の影響が顕著に現れている。とくに、歩行開始の直後には後方に、歩行終了の直前には接触面の前方に、ZMPが位置する傾向があり、これらは歩行速度が高くなるにつれ著しくなる。さらに必要摩擦係数も定常歩行時に比べて大きくなっており、歩行開始・終了時には歩行速度を低く抑える必要がある。



[—:45, ---:30, —:15 歩/分]

図4.8 姿勢制御機構搭載前のZMP変位
および必要摩擦係数（歩行終了時）

以上の解析から、図4.5の腰部および脚機構を有する歩行機械により理想歩容を実現するにあたっては、足部と歩行面の間のすべりを防止するために、定常歩行時、歩行開始時および歩行終了時のそれぞれについて歩行速度の制限を設けなければならないこと、また、歩行機械の前後および左右方向の回転を防止するための姿勢制御機構が必要なことがわかる。歩行速度の上限は図4.6～図4.8の μ^* の線図より得られるので、つぎに歩行機械の回転の防止についてさらに定量的な考察

を加える。

歩行機械の回転を防止するためには，歩行機械にモーメント N_c を加えてZMPを接触面内に位置させればよい．このモーメントを補償モーメントと呼ぶ．補償モーメントは本来，姿勢制御機構が発生すべきモーメントであるが，ここでは歩行機械の外部から得るものとする．

補償モーメントを加えることにより，歩行面反力を変化させることなくZMPを点 R^* （位置ベクトル R_R^* ）から接触面内の点 R^{**} （位置ベクトル R_R^{**} ）に移動させるものとするれば次式が成立する．

$$R_R^* \times F_R + N_R = R_R^{**} \times F_R + N_R + N_c \quad (4.29)$$

したがって N_c は次式で求められる．

$$N_c = (R_R^* - R_R^{**}) \times F_R \quad (4.30)$$

たとえば，歩行速度15歩/分での定常歩行時およびそれに接続する歩行開始，終了時における補償モーメント N_c を求めればそれぞれ図4.9～4.11の斜線部および細実線となる．図中の $N_{c,x}$ はX軸まわりの成分で歩行機械の左右方向の回転を防止するためのものであり， $N_{c,z}$ はZ軸まわりの成分で歩行機械の前後方向の回転を防止するためのものである．斜線部は接触面が線分でなく面の場合に対応する．

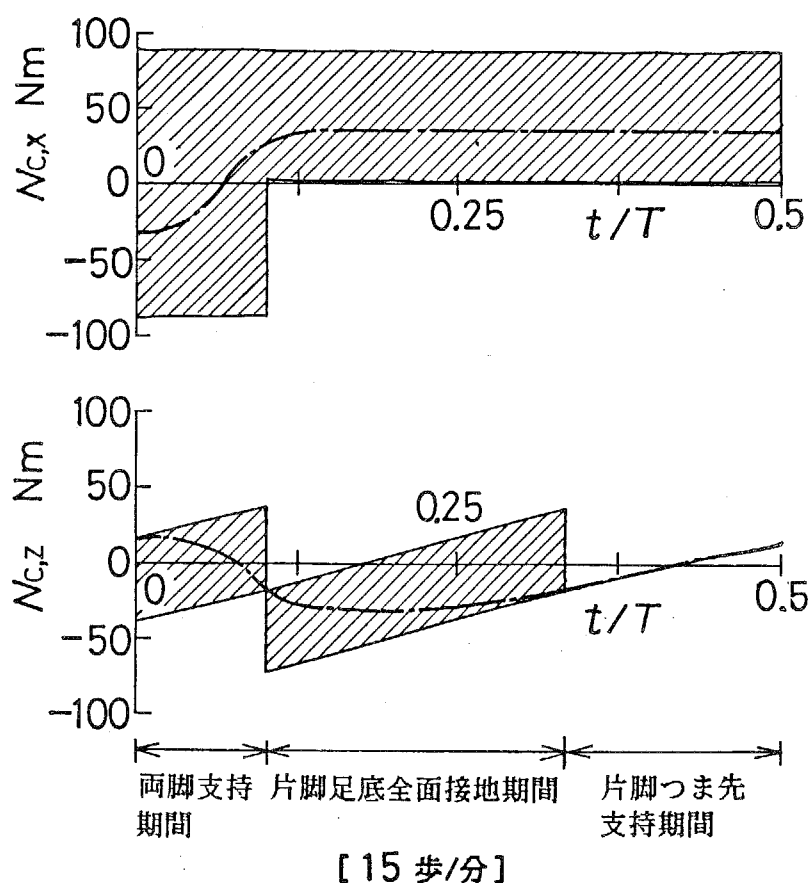
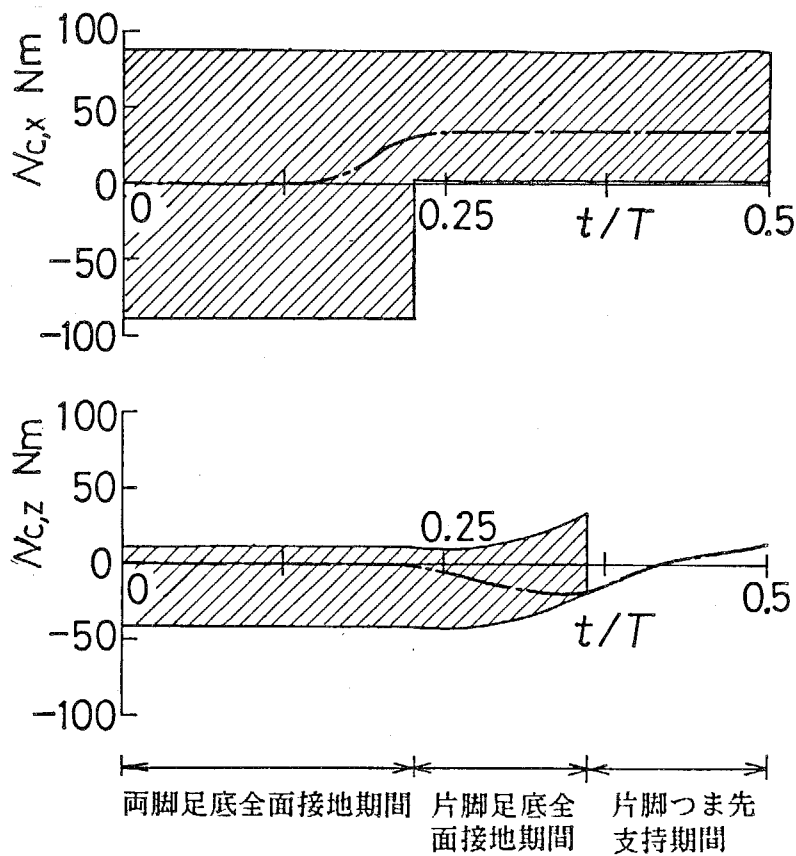
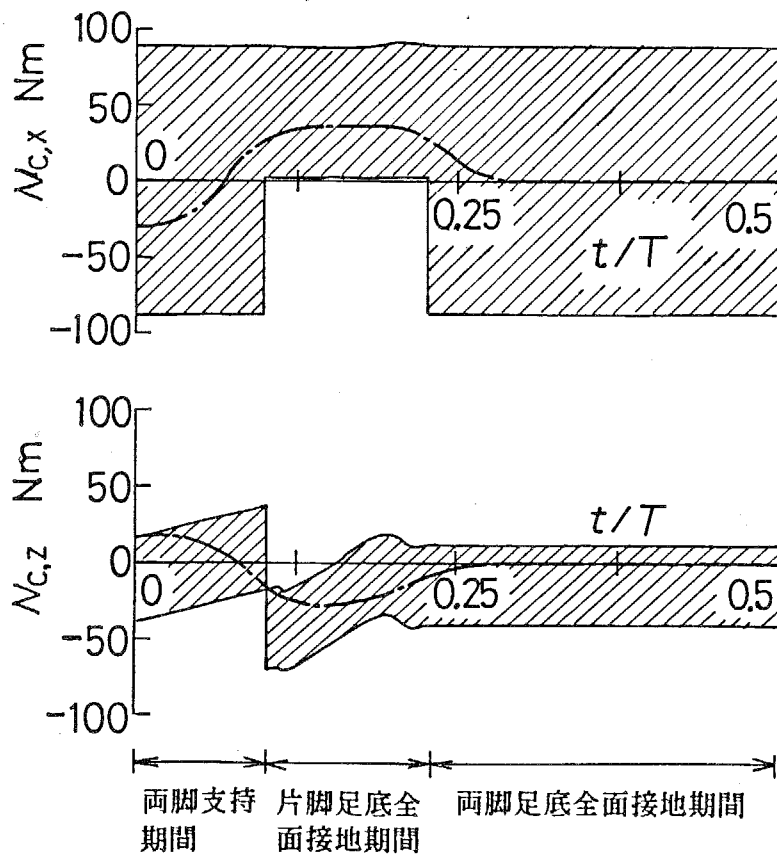


図4.9 定常歩行時の補償モーメント



[15 歩/分]

図4.10 歩行開始時の補償モーメント



[15 歩/分]

図4.11 歩行終了時の補償モーメント

姿勢制御機構により、歩行中常に図の斜線部および細実線の範囲内で変動するモーメントを発生させれば、歩行機械は動力学的条件[2]を満足し、前後および左右方向の回転を生じることなく理想歩容を実現することができる。

図4.5の脚機構の場合には、たとえば図4.9～図4.11の鎖線のように変動するモーメントを発生させることになる。すなわち、定常歩行時には歩行1周期 T の間に X 軸まわりの成分は1回揺動し、 Z 軸まわりの成分は2回揺動するモーメントを、また歩行開始、終了時にはそれぞれ定常歩行期間および歩行停止期間のモーメントになめらかに接続するモーメントを発生させることになる。

4・3 姿勢制御機構

4・3・1 倒立振り子形姿勢制御機構

姿勢制御機構として、腰部上でつりあいおもりを不等速運動させて、それに作用する重力および慣性力のモーメントにより歩行機械の動的つりあいをとる機構を考える。4・2・3項において述べたように、一般に2足歩行機械には前後および左右方向の2軸まわりの補償モーメントが必要である。そのようなモーメントを発生する姿勢制御機構の形式として図4.12に示す3形式が考えられる。形式(a)は、つりあいおもりを一つのレール上で直線運動させ、さらに二つのレールの間に相対直線運動運動を与えて、つりあいおもりに所要の運動を与える形式である。この形式では、腰部におけるレールの占有面積が大きく、歩行機械の搬送能力の障害となる。形式(b)は先端につりあいおもりを取り付けた倒立振り子を揺動運動させる形式であり、2軸まわりのモーメント得るために二つの倒立振り子を用いている。この形式を採用すると、腰部とつりあいおもりとの対偶部の面積は小さくなるが、二つの倒立振り子の干渉が問題となる。形式(c)は、この干渉を回避する

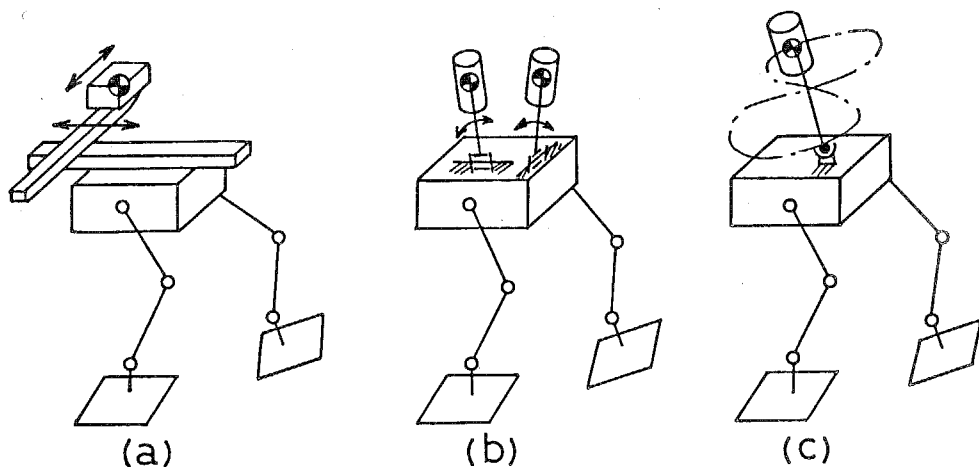


図4.12 姿勢制御機構の形式

ために、一つの倒立振子に2軸まわり揺動運動を行わせる形式である。この形式では空間リンク機構が必要であるが、形式(a)に比較して占有空間が小さい。そこで、本論文では形式(c)を採用することにする。

さて、形式(c)における倒立振子の空間運動を創成する機構には種々のものが考えられるが、本論文では、図4.13に示す機構を採用する。この機構は、倒立振子 L_P を腰部上の点 O_C においてねじれ角 η_C の斜めクランク軸 L_S と回転対偶で連結し、さらに倒立振子軸を節 L_G と円柱-平面对偶で連結したもので、斜めクランク軸の回転（回転角 θ_C ）および節 L_G の揺動（角変位 ψ_C ）により倒立振子にそれぞれ x 軸、 z 軸まわりの揺動運動を与える二自由度空間リンク機構である。この機構により創成される倒立振子の空間運動の解析の詳細は付録4に示す。

この姿勢制御機構では、倒立振子の x 軸まわりの揺動角は斜めクランク軸のねじれ角 η_C により限定される。しかし図4.6～図4.8からわかるように、一般に腰部の左右方向の揺動がなくしかも脚機構が平面運動を行う2足歩行機械においてはZMPの Z 方向の変動は極めて小さく、しかも歩行速度による変化も小さい。さらに接触面についても、 X 方向と異なり、 Z 方向には常に範囲がある。したがって、倒立振子の x 軸まわりの揺動運動には複雑な運動は必要なく、適切なねじれ角 η_C を定めて斜めクランク軸を等速回転させるのみで、ZMPを常に接触面の範囲内に位置させることができると考えられる。

これに対してZMPの X 方向変位は、定常歩行および非定常歩行の歩容ならびに歩行速度により変化するから、倒立振子に z 軸まわりの揺動角を与える節 L_G の揺動角変位 ψ_C は、それらに対応して異なることになる。

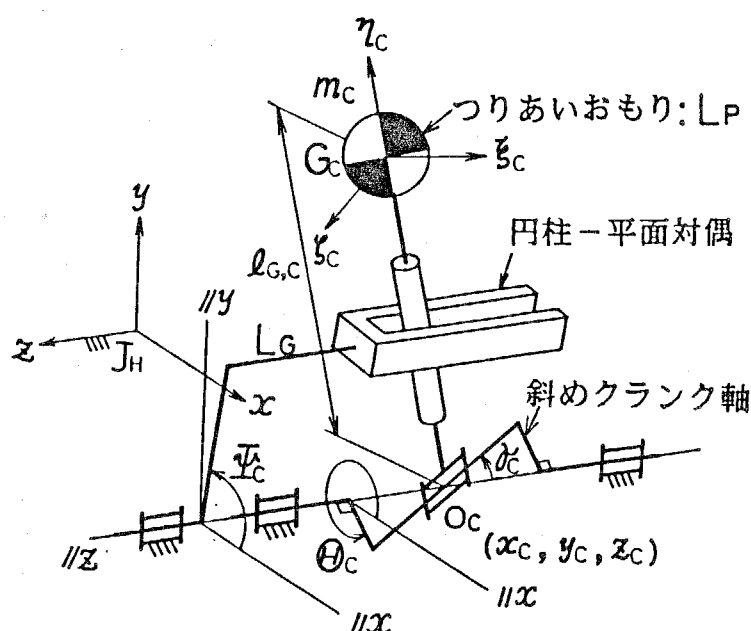


図4.13 倒立振子形姿勢制御機構

4・3・2 姿勢制御機構の運動

姿勢制御機構の運動を定める場合もZMPを用いる。式(4.26), (4.27)よりつりあいおもりを加えた場合の2足歩行機械の運動方程式は次式となる。

$$F_R^* = A + A_c \quad (4.31)$$

$$R_R^* \times F_R^* + N_R^* = B + B_c \quad (4.32)$$

式中のベクトル A_c , B_c はつりあいおもりの運動によって定まるベクトルであり, それぞれ次式で与えられる。

$$A_c = \dot{P}_c - m_c g \quad (4.33)$$

$$B_c = \dot{L}_c - R_{G,c} \times m_c g \quad (4.34)$$

ここに, m_c はつりあいおもりの質量, $R_{G,c}$, P_c および L_c は静止座標系 $O-XYZ$ 系におけるつりあいおもりの重心の位置ベクトル, 運動量ベクトル, 角運動量ベクトルである。また, 4・2・1 項の座標系の記述に従えば, 次式で表される。

$$A_c = m_c ([\ddot{T}]_H^T r_{G,c} + 2 [\dot{T}]_H^T \dot{r}_{G,c} + [T]_H^T \ddot{r}_{G,c} + \ddot{R}_H - g) \quad (4.35)$$

$$B_c = [T]_H^T [T]_c^T ([j]_c \dot{\omega}_c + \omega_c \times [j]_c \omega_c) + m_c ([T]_H^T r_{G,c} + R_H) \times ([\ddot{T}]_H^T r_{G,c} + 2 [\dot{T}]_H^T \dot{r}_{G,c} + [T]_H^T \ddot{r}_{G,c} + \ddot{R}_H - g) \quad (4.36)$$

ここに, $r_{G,c}$ は動座標系 $J_H-x'y'z'$ 系におけるつりあいおもりの重心の位置ベクトル, ω_c および $[j]_c$ はつりあいおもりの重心に固定した動座標系 $G_c-\xi\eta\zeta$ 系におけるつりあいおもりの角速度ベクトルおよび慣性テンソル, $[T]_c$ は $J_H-x'y'z'$ と $G_c-\xi\eta\zeta$ との間の座標変換行列である。これらのうち $r_{G,c}$, ω_c および $[T]_c$ が斜めクランク軸の回転角 $\theta_c(t)$ および節 L_G の揺動角 $\psi_c(t)$ の関数となる。

ZMP が常に接触面内の点 R^{**} (位置ベクトル R_R^{**}) に位置するものとし, 点 R^{**} において歩行面から作用するモーメントを N_R^{**} として, 式(4.31), (4.32)においてそれらの理想的な時間変化;

$$R_R^* = R_R^{**}(t), \quad N_R^* = N_R^{**}(t) \quad (4.37)$$

を指定する。ついで式(4.31), (4.32), (4.35), (4.36)から $\theta_c(t)$ および $\psi_c(t)$ に関する連立微分方程式を導出して解けば, 姿勢制御機構の運動を決定することができる。しかしながら, 振動解が得られたり, 大きな加速度変動を有するなどの実現不可能な運動となる場合がある。また, 接触面には範囲があるから, 唯一のZMP軌道を定めるのは必ずしも得策とはいえない。

そこで, 式(4.31), (4.32)においてあらかじめ実現可能な $\theta_c(t)$ および $\psi_c(t)$ を仮定し, 姿勢制御機構がその運動を行った場合のZMPを求めて4・2

・2項で定めた動力学的条件[1]～[3]が満足されるか否かを判定し、満足されなければ $\theta_c(t)$ および $\psi_c(t)$ を変更して再び動力学的条件の判定を行うことを繰り返すことにし、仮定した $\theta_c(t)$ および $\psi_c(t)$ を最適化することにする。このようにすれば、姿勢制御機構の設計時において複雑な運動方程式を繰り返し解く必要はなく、しかも確実に解が得られる。

まず $\theta_c(t)$ を定める。脚機構の足関節軌跡創成機構の原動軸は歩行速度変更期間を除いて等速回転し、歩行速度変更期間においても大きな角加速度変動を有することなく不等速回転する。そこで、これと斜めクランク軸を同期回転させるものとする。このようにすれば姿勢制御機構は一自由度機構となり、全体でわずかに自由度5の歩行機械を構成することができる。この場合、 $\psi_c(t) = \pi/2 = \text{一定}$ として、種々の歩容に対して式(4.31)、(4.32)からZMPのZ方向変位 Z_R^* を求めて、両軸の適切な位相角を探索すればよい。このとき同時に斜めクランク軸のねじれ角 γ_c も決定する。

つぎに $\psi_c(t)$ を決定する。最初にZMPのX方向の理想変位 X_R^* を定める。まず歩行停止期間である両脚足底全面接地期間では、安定余裕を考慮して、ZMPを接触面の中央すなわちつま先とかかとの中央に位置させることにする。その他の支持期間では、ZMPは対応する接触面の後端から前端へ期間中等速で移動するものと定める。ただし、歩行停止期間と接続する期間では、接触面の中央と接続させる。たとえば4・2・3項で解析した最大歩幅での定常歩行時およびそれに接続する歩行開始、終了時の理想変位 X_R^* を示せば、図4.14の太実線および白丸の点となる。定常歩行時では、ZMPは両脚支持期間において後脚のつま先から前脚のかかとへ、また片脚足底全面接地期間において支持脚のかかとからつま先へ連続かつ等速に移動し、片脚つま先支持期間においては常につま先に位置するものとする。また、歩行開始時では、ZMPは歩行停止期間において接触面の中央に位置し、片脚足底全面接地期間の終了時までには支持脚のつま先に移動し、以後はつま先に位置するものとする。歩行終了時では、両脚支持期間においては定常歩行時の場合と同じであり、片脚足底全面接地期間の終了時までには接触面の中央に位置するものとする。

このようなZMPの変位を実現する $\psi_c(t)$ を最適化法を用いて探索する。具体的にはZMPが、図において各支持期間を4分割した白丸の点の位置($t = t_j$; $X_R^* = X_{R,j}^*$)を通過するように最適化法における目的関数を

$$\Phi_0 = \sum_j \{X_{R,j}^* - X_R^*(t_j)\}^2 \quad (4.38)$$

と定め、これを最小とする $\psi_c(t)$ を求める。

定常歩行時では、周期性を得るために $\psi_c(t)$ を時刻 t に関する3次までのフーリエ級数；

$$\psi_c(t) = p_0 + \sum_{k=1}^3 \{p_k \cos(4\pi kt/T) + q_k \sin(4\pi kt/T)\} \quad (4.39)$$

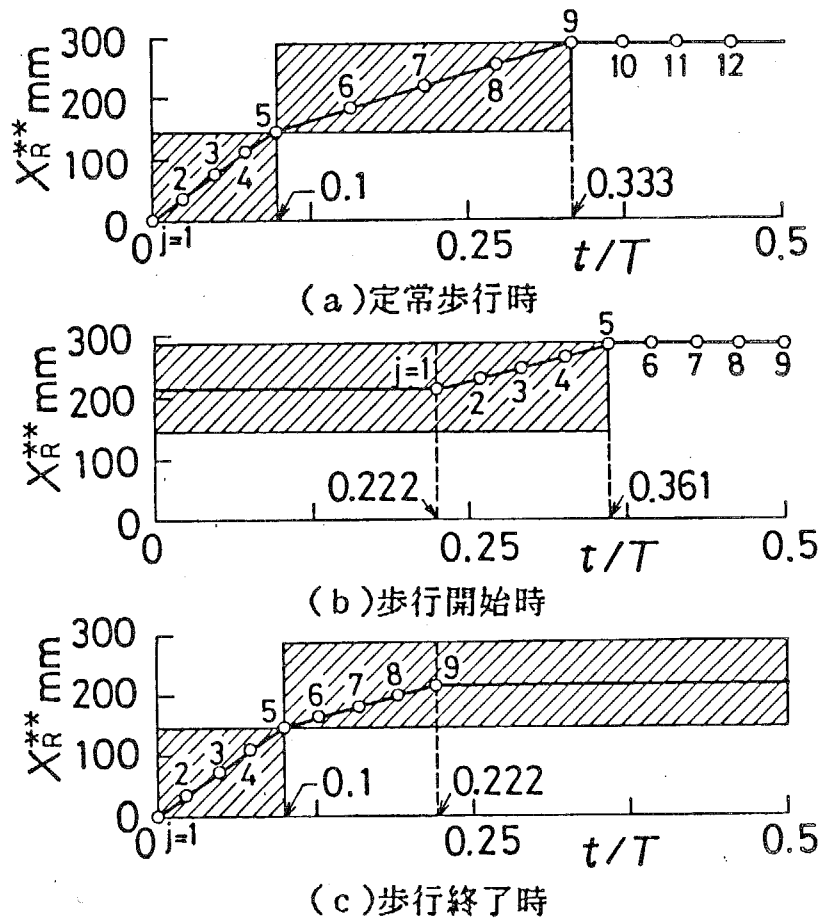


図4.14 ZMPの理想変位

で与えることにし、その7個の係数 p_k ($k=0\sim3$), q_k ($k=1\sim3$) を最適化する。歩行開始・終了時では、まず歩行停止期間においては節 L_0 を静止させることにして、ZMPが接触面のほぼ中央に位置するような ψ_c の値を式(4.31), (4.32)から求める。それ以外の期間では、 $\psi_c(t)$ を時刻 t に関する3次スプライン関数で与えることにし、図4.14(b), (c)の X_R^{**} に対応する時刻に節点 $t = t_j$ ($j=1\sim9$) をとり、節点における関数値を $\psi_c(t_j) = \psi_{c,j}$ とする。歩行停止期間および定常歩行期間に接続する節点における関数値は既知として、それ以外の関数値 $\psi_{c,j}$ ($j=2\sim8$) を最適化する。また、その他の歩容については、周期性がある歩容には $\psi_c(t)$ を式(4.39)のフーリエ級数で与え、そうでないものには $\psi_c(t)$ を3次スプライン関数で与えて最適化を行う。

実際に、表4.2の諸元を有する姿勢制御機構についてシンプレックス法を用いて $\Psi_c(t)$ を求めた。表中の θ_{c0} は $t=0$ のときの θ_c の値であり、斜めクランク軸のねじれ角 γ_c の値とともに、前述の手法により求めたものである。

最大歩幅での定常歩行時における $\Psi_c(t)$ の変化を示せば図4.15となる。歩行速度が高くなるとともに、姿勢制御機構が発生するモーメントはつりあいおもりに作用する重力から慣性力に依存するようになり、倒立振子の揺動角が小さくなることがわかる。なお歩行速度は図4.6の μ^* の値から、足部と歩行面との間にすべりを生じない範囲に限定している。またこのときの、動座標系 $J_H - x y z$ におけるつりあいおもりの重心の運動軌跡を示せば図4.16となる。つりあいおもりは腰部に対して「8」の字を描いて運動しており、歩行機械の前後および左右方向にモーメントが発生することがわかる。

さらに非定常歩行の例として、最大歩幅に対する歩行開始・終了時および最大歩幅での歩行速度変更時における $\Psi_c(t)$ の変化ならびにつりあいおもりの運動軌跡をそれぞれ図4.17、図4.18および図4.19、図4.20に示す。これらの非定常歩行時のつりあいおもりの運動は図4.15、図4.16の、それぞれ対応する定常歩行期間の運動になめらかに接続している。

表4.2 姿勢制御機構の諸元

x_c	43.39 mm	$J_{\xi\xi,c}$	0.4708 kgm ²
y_c	200.00 mm	$J_{\eta\eta,c}$	0.0363 kgm ²
z_c	0.0 mm	$J_{\zeta\zeta,c}$	0.4708 kgm ²
$l_{G,c}$	696.56 mm	$J_{\xi\eta,c}$	0.0 kgm ²
γ_c	0.1111π rad	$J_{\eta\zeta,c}$	0.0 kgm ²
θ_{c0}	0.8611π rad	$J_{\xi\zeta,c}$	0.0 kgm ²
m_c	5.5500 kg		

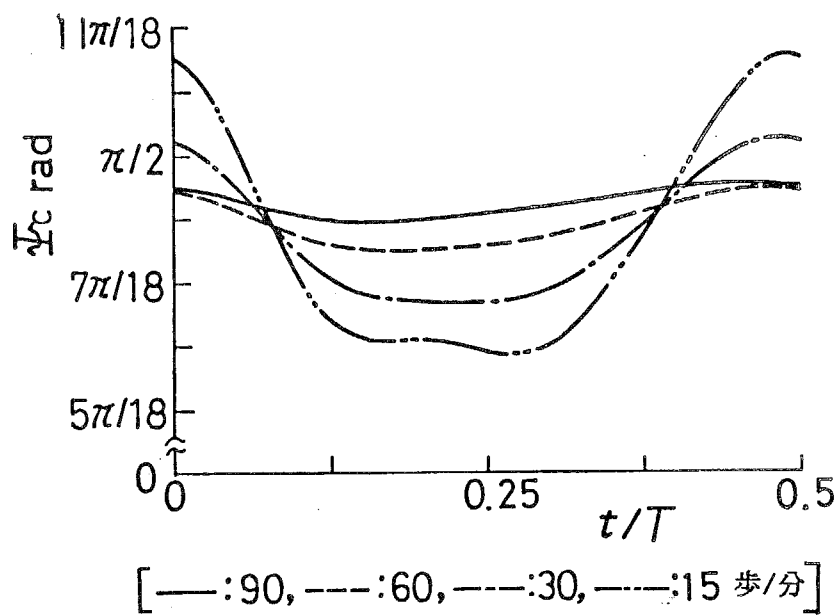


図4.15 倒立振子の揺動角（定常歩行時）

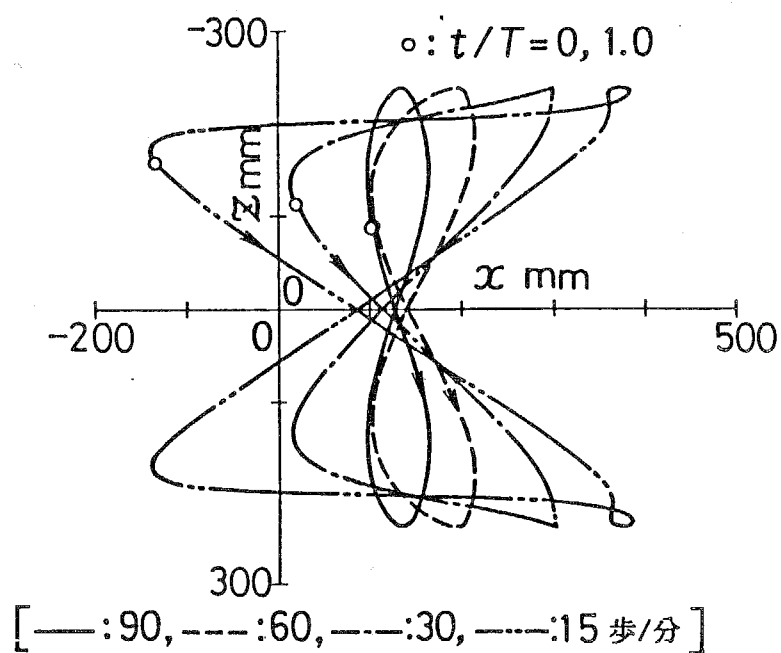


図4.16 つりあいおもりの重心の軌跡（定常歩行時）

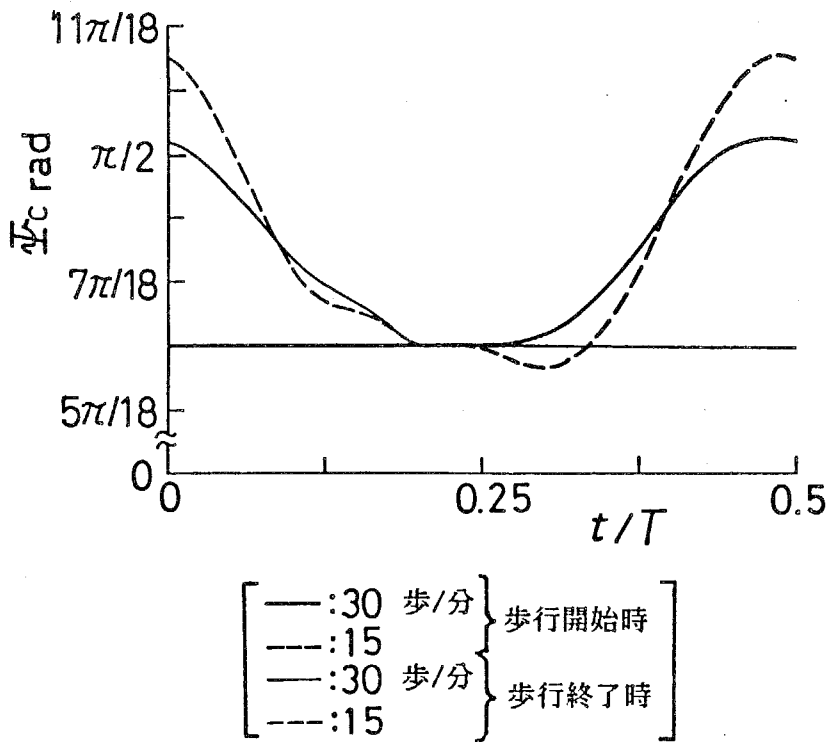


図4.17 倒立振子の揺動角（歩行開始・終了時）

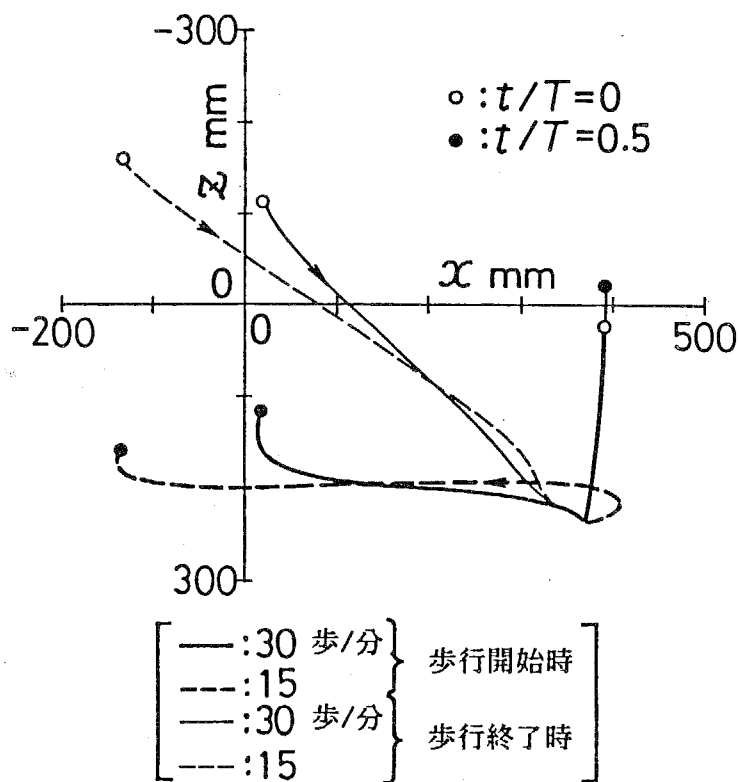


図4.18 つりあいおもりの重心の軌跡（歩行開始・終了時）

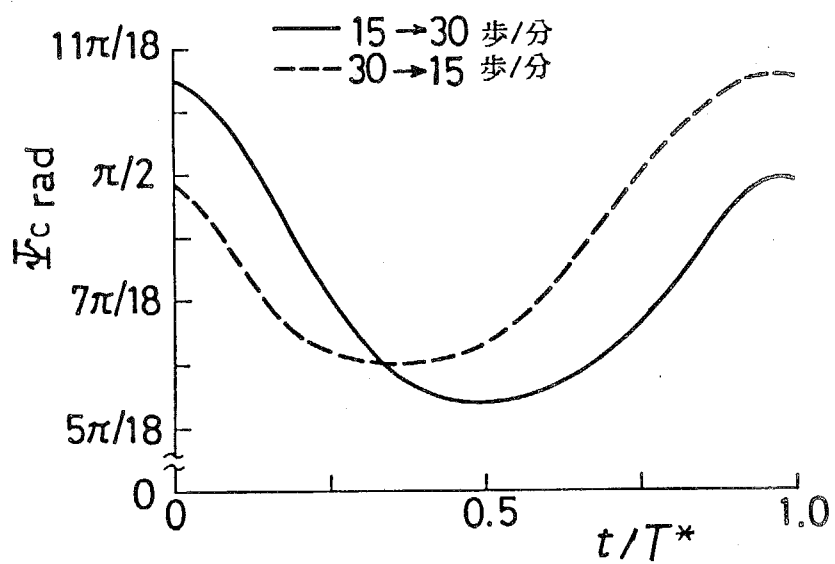


図4.19 倒立振子の揺動角（歩行速度変更時）

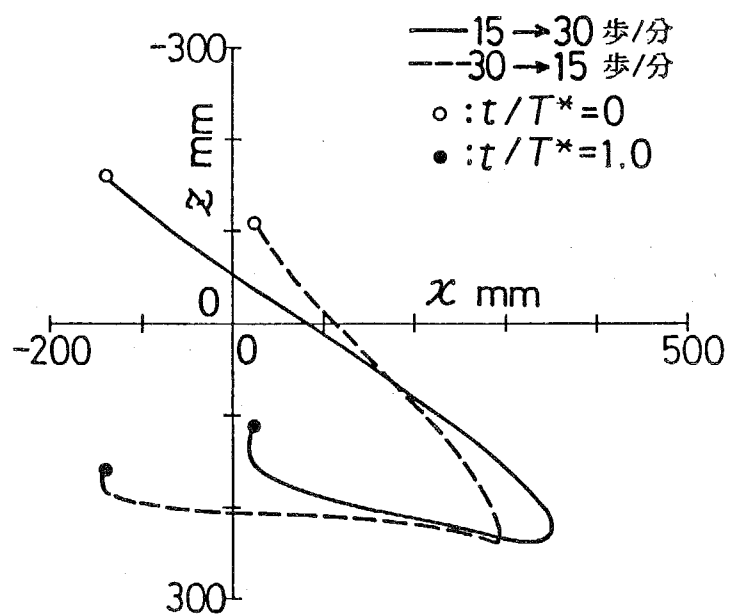


図4.20 つりあいおもりの重心の軌跡（歩行速度変更時）

4・4 姿勢制御機構搭載時の安定性

姿勢制御機構を腰部に搭載して、4・3・2項で提案した最適化手法によって得られた運動を行わせた場合の2足歩行機械の動的安定性を調べる。例として、最大歩幅、歩行速度15歩/分での定常歩行時、ならびにこれに接続する歩行開始時および終了時、さらに歩行速度変更時におけるZMPの変位を求めればそれぞれ図4.21、4.22、4.23、4.24となる。歩行面反力については、いずれも4・2・2項で示した動力学的条件[1]および[3]を満足していたので省略する。

図4.21と図4.6、図4.22と図4.7および図4.23と図4.8をそれぞれ比較すれば、ZMPが接触面外に位置する期間が著しく短くなっていることがわかる。とくにZMPのX方向変位 X_R^* をみると、ほぼ図4.14の直線をたどって変化しており、4・3・2項で提案した ψ_c の決定手法が妥当であることがわかる。

ZMPが接触面外に位置するのは定常歩行時、歩行開始時および歩行速度変更時における片脚つま先支持期間であり、これらの期間では機構学的に定めた理想歩容を実現できない。しかし、これらの期間中、ZMPは接触面すなわちつま先の線分の前後でごくわずかに変動しているだけであり、しかも期間の終了時には接触面内に復帰しているので、歩行機械は転倒することなく、理想歩容に近い安

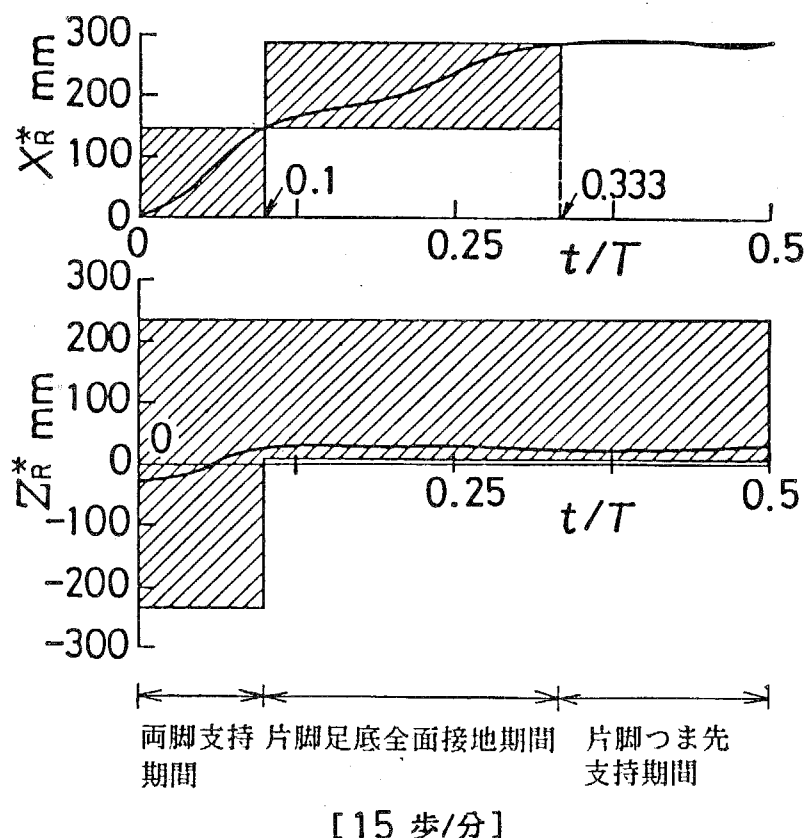


図4.21 姿勢制御機構搭載時のZMPの変位（定常歩行時）

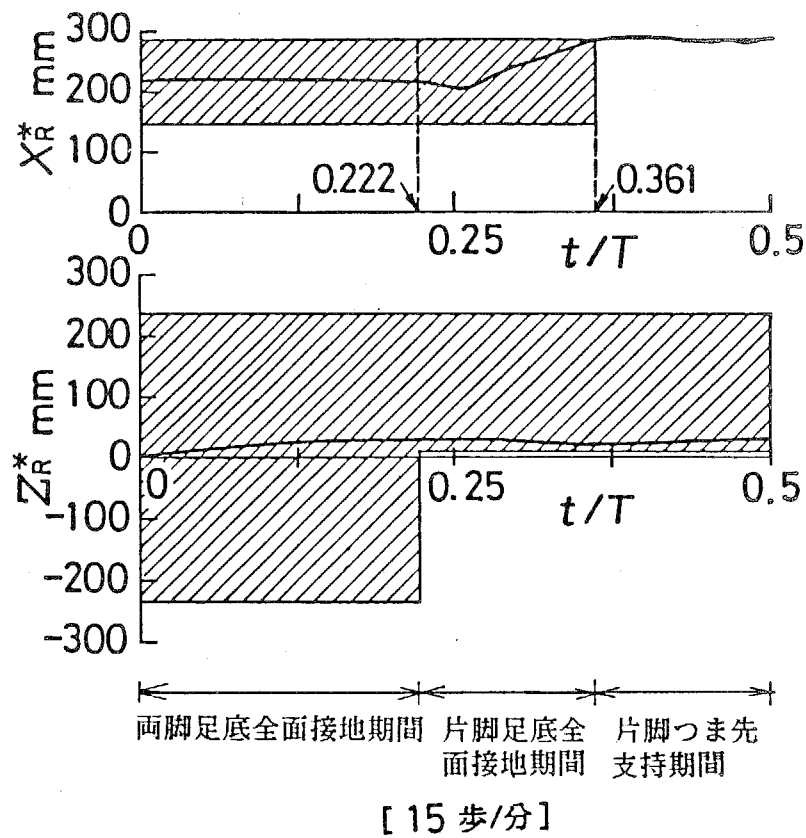


図4.22 姿勢制御機構搭載時のZMPの変位（歩行開始時）

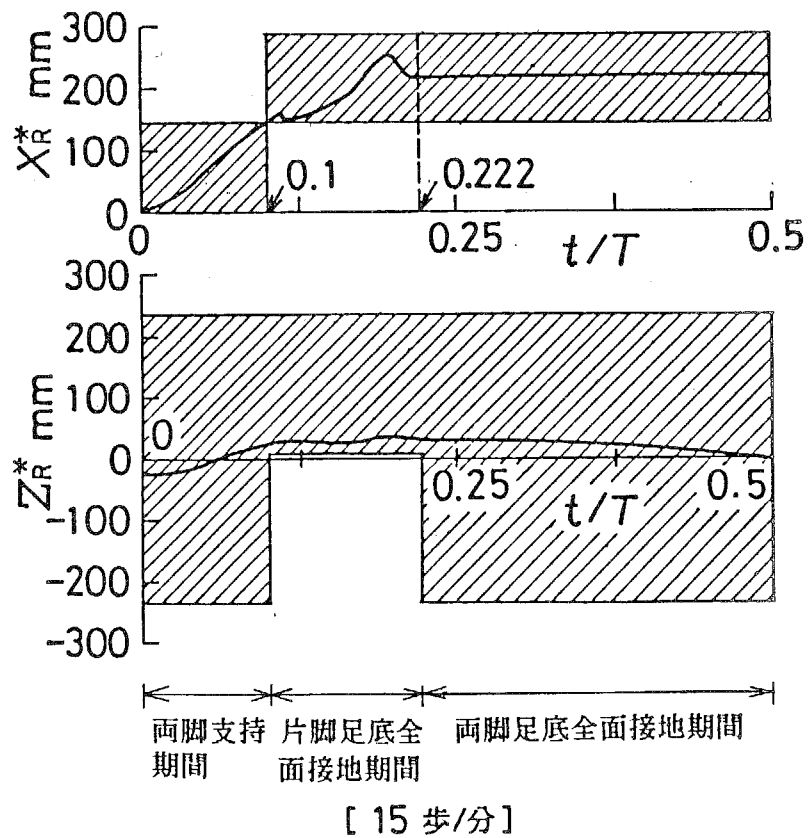
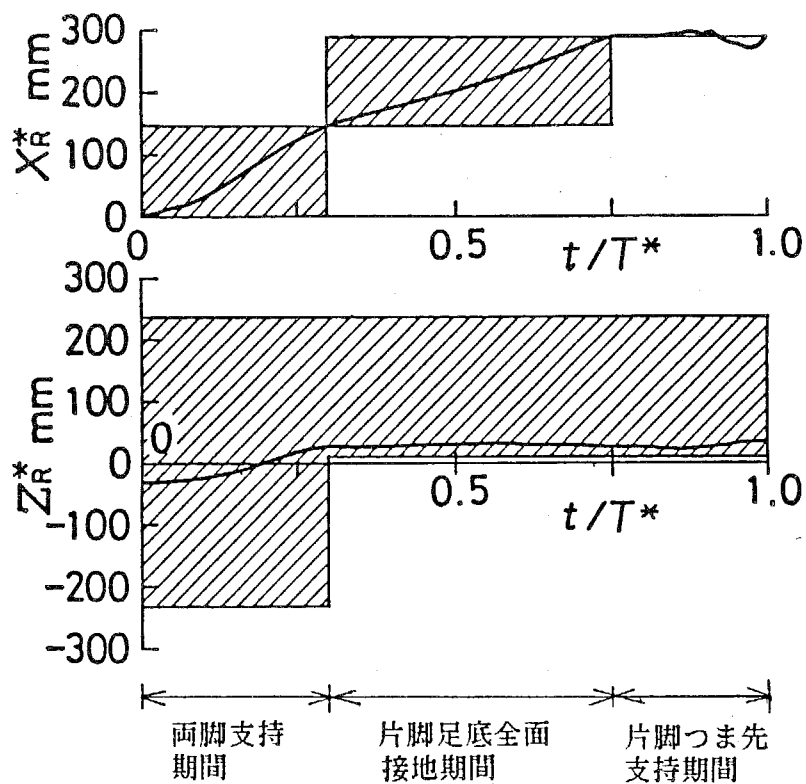
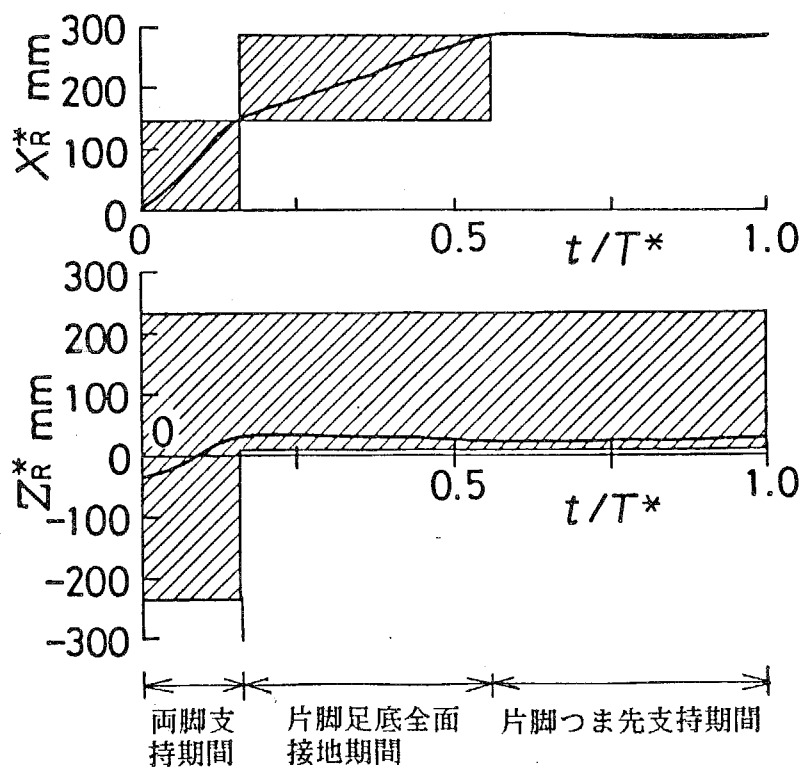


図4.23 姿勢制御機構搭載時のZMPの変位（歩行終了時）



(a) 15→30 歩/分



(b) 30→15 歩/分

図4.24 姿勢制御機構搭載時のZMPの変位（歩行速度変更時）

定な歩行を実現すると思われる。さらに、ZMPのZ方向変位 Z_M はすべての期間において接触面の範囲内にあり、歩行機械の左右方向の安定性は著しく向上しており、歩行機械のX軸まわりの角運動は生じないと予想される。

そこで、これらを確認するために、運動方程式(4.31)および(4.32)を歩行機械腰部の運動について解いて歩行シミュレーションを行った。そのシミュレーション手法の詳細については付録5に示す。

図4.25は、静止状態から歩行を開始し、最大歩幅、歩行速度15歩/分で2歩の定常歩行を行い、さらに歩行を終了して再び静止状態に至る一連の歩行のシミュレーション結果である。歩行機械はX軸およびY軸まわりの角運動は行っていないので、Z軸まわりの角変位、すなわち腰部に固定した動座標系 $J_H-x'y'z'$ のx軸の静止座標系 $O-XYZ$ のX軸に対する角変位 β のみを示した。また、図中の X_H および Y_H は股関節 J_H の静止座標系における進行方向および鉛直方向変位である。

理想歩容においては $\beta = 0 = \text{一定}$ と定めたが、図4.21、4.22においてZMPが接触面外に位置する歩行開始期間および定常歩行期間の後半において、 $\beta < 0$ となり歩行機械は片脚のつま先を接地点として前方に傾くことがわかる。しかし、転倒には至らず、傾きを回復して逆に後方に傾いていき、理想歩容における両脚支持の開始時刻 $t = 4.0, 8.0, 1.2(s)$ を過ぎてから再び前方に傾き、遊脚のかかとが着地して両脚支持となり、連続な歩行を実現する。この腰部の傾斜角 β は最大でも $0.0032\pi \text{ rad } (0.58^\circ)$ と極めて微小であり、腰部の進行方向および鉛直方向変位にほとんど影響しない。このことは、この図と2章の図2.45および3章の図3.22とを比較すれば明らかである。

さらに、図4.26は最大歩幅、歩行速度15歩/分での定常歩行から、2歩目で30歩/分に加速し、その速度で1歩の定常歩行を行ったのちに減速して再び15歩/分の定常歩行に至る一連の歩行のシミュレーション結果である。この場合も各歩行期間の片脚つま先支持期間において微小な腰部の揺動が存在するものの、歩行の連続には支障がなく、歩行機械は所望の歩行速度変更を実現する。

以上の2例より、姿勢制御機構を搭載した2足歩行機械は、機構学的に定められた理想歩容の特性を保ちつつ、動的に安定な歩行を行うことがわかる。また、このほかの種々の歩幅での定常歩行ならびに歩行中に歩幅および歩行速度を種々に変更する非定常歩行についても歩行シミュレーションを行い、歩幅および歩行速度に関する安定限界は存在するものの、いずれの場合も動的に安定な歩行が可能であることを確認しており、本章で提案した図4.13の倒立振子形姿勢制御機構の構造およびその運動の決定手法の妥当性を検証している。

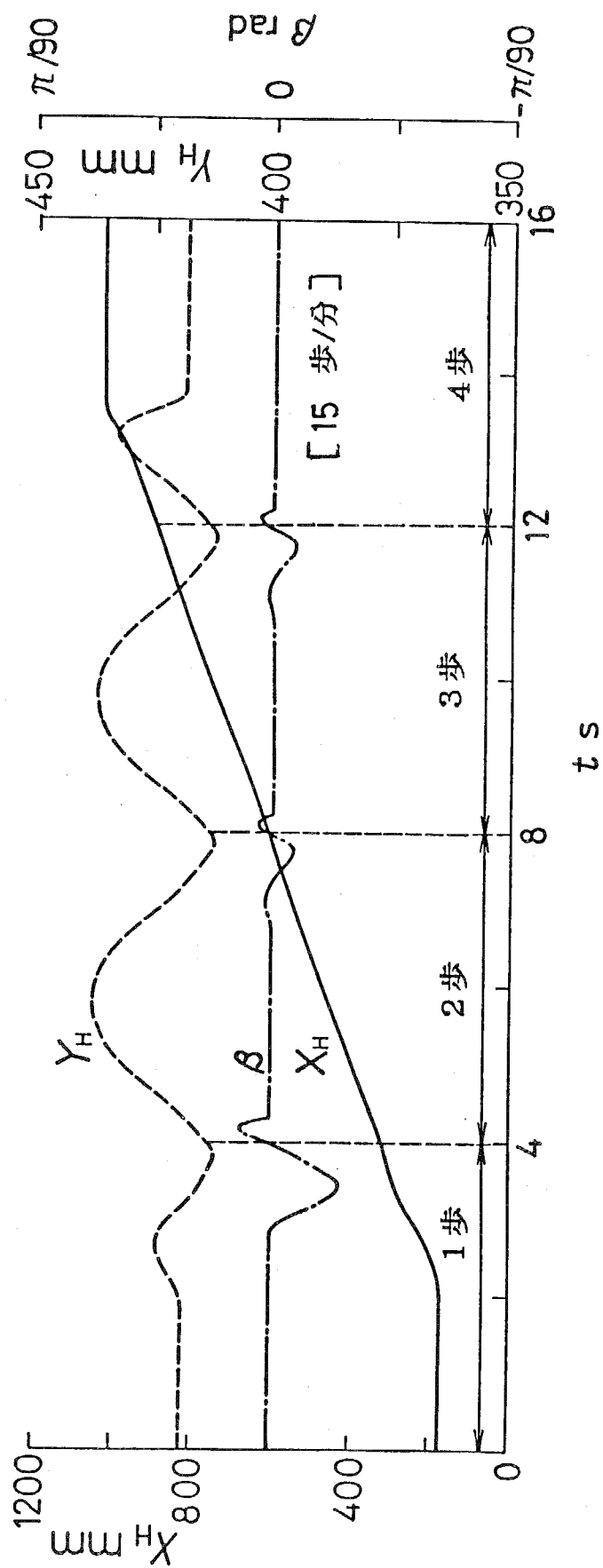


図4.25 歩行開始, 定常歩行, 歩行終了のシミュレーション結果

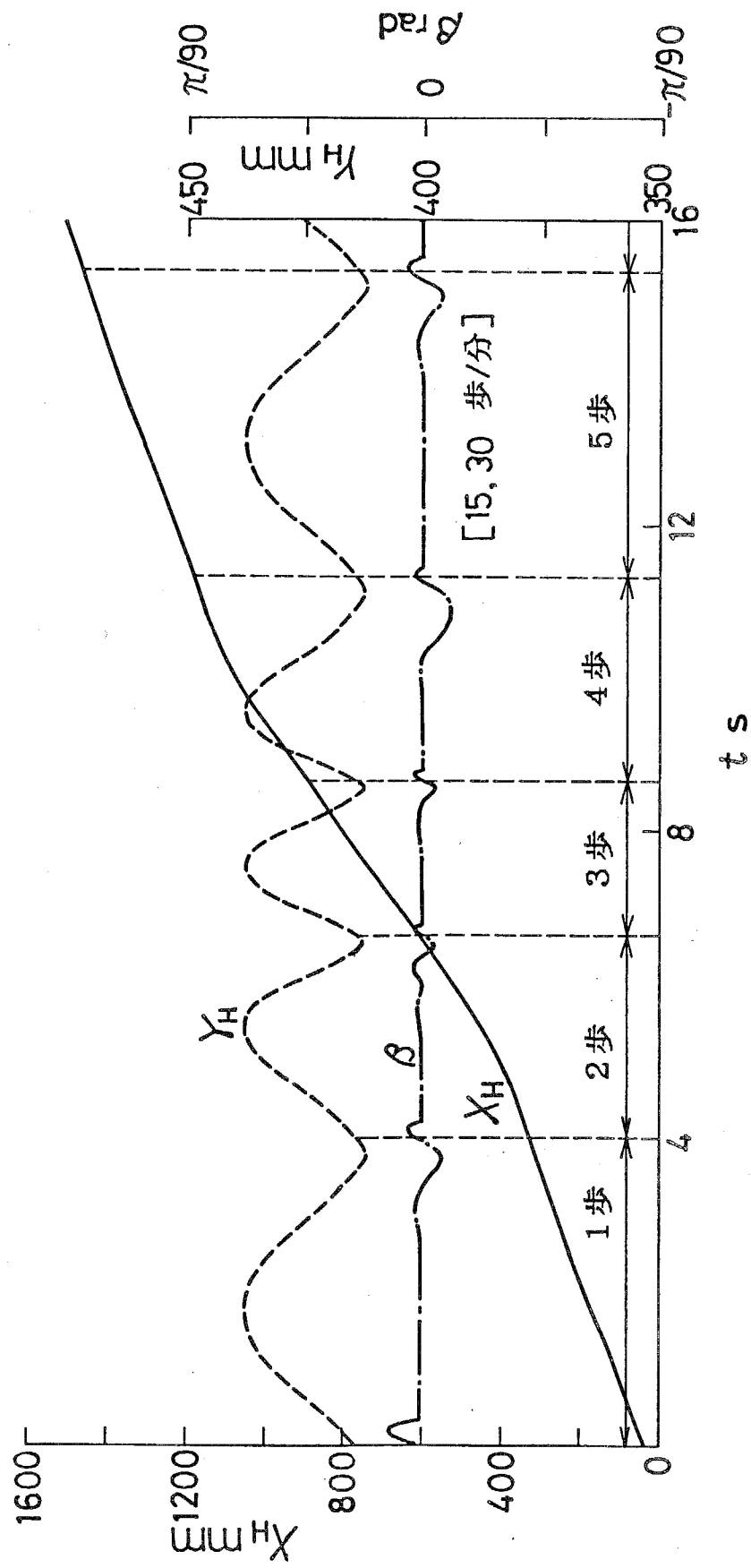


図4.26 歩行速度変更時のシミュレーション結果

4・5 結 言

2足歩行機械が水平面上を種々の歩幅および歩行速度で動力学的に安定に直進歩行するために、歩行機械腰部の角運動を制御する姿勢制御機構を提案し、その運動の決定手法を求めた。得られた結果を要約すれば次のとおりである。

(1) 2足歩行機械が機構学的に定められた歩行を実現するための動力学的条件を、歩行面反力および歩行機械の歩行面との接触面とゼロモーメントポイントの相対位置関係に関する条件により表した。歩行機械の設計段階でこの条件を調べれば、複雑な運動方程式を解くことなく容易に所要の歩行が実現できるか否かを判定することができ、さらに歩行機械本体の角運動や足部と歩行面とのすべりなどの基本的な特性を把握することができる。

(2) 前章において得られた歩幅可変脚機構のみからなる歩行機械について解析したところ、歩行機械は機構学的に定めた歩行運動とは異なる前後および左右方向の角運動を行うこと、ならびに歩容および歩行速度により足部のすべりを生じることがわかった。そこで、歩容毎に歩行速度を制限するものとし、さらにその角運動を防止するために姿勢制御機構が発生すべき補償モーメントを求めた。

(3) (2) 項の補償モーメントを発生する具体的な機構として、先端につりあいおもりを取り付けた倒立振子を腰部上で前後および左右方向に揺動させる姿勢制御機構を提案した。この機構は二自由度空間リンク機構であるが、その一つの原因軸を脚機構の原動軸と連動させることが可能であり、全体でわずかに5自由度の2足歩行機械を構成することができる。

(4) 動力学的条件を満足するゼロモーメントポイントの理想変位を指定して、これを実現するように倒立振子の角運動を最適化法により決定する手法を提案した。この手法では倒立振子の運動方程式を解く必要はなく容易かつ確実に姿勢制御機構の運動を決定することができる。

(5) 姿勢制御機構を搭載した2足歩行機械について、定常歩行ならびに歩行開始・終了および歩行速度の変更を行う非定常歩行を組み合わせた一連の歩行のシミュレーションを行った。その結果、一部の期間において腰部の微小な揺動が存在するものの、歩行機械は動的安定性を保ちつつ、機構学的に定められた歩容に極めて近い歩行を行うことが確認され、本章で提案した姿勢制御機構の形式およびその歩行時の運動の決定手法が妥当であることがわかった。

第 5 章 歩行機械の試作および実験

5・1 緒 言

前章までに、2足歩行機械の基本構成要素である脚機構および姿勢制御機構の総合手法を明らかにし、具体的に機構を提示した。本章では、それらを実際に試作して2足歩行機械を構成し、歩行実験を行って検討を加える。

既に述べてきたように、2足歩行機械の種々の歩行機能は、水平面直進定常歩行を行うための脚機構を可調整機構とすることによって得ている。したがって、種々の歩容における脚機構の運動特性および歩行機械の歩行特性は、調整機能を付与する前の脚機構の運動特性に依存することになる。そこでまず、水平面直進定常歩行を行う歩行機械を試作し、歩行実験を行って、その基本的な歩行特性を明らかにする。

つぎに、第3章において提案した歩幅可変脚機構を有する歩行機械を試作して、脚機構の調整機能に関する実験および歩幅の変更を伴う非定常歩行に関する実験を行う。

5・2 定常歩行に関する歩行実験

5・2・1 試作機

まず、脚機構について説明する。2足歩行機械の歩行を外乱の作用しない水平面上の直進定常歩行に限定すれば、足部の歩行面に対する姿勢角を調整する機能は必要なく、足部駆動機構を足関節軌跡創成機構と連動させて、脚機構を一自由度機構で構成することができる。

そこで、足関節軌跡創成機構と足部駆動機構の原動節に一定の位相差を与えて、両者を同一の一定角速度で駆動するものとして脚機構の総合を行った⁽⁵⁴⁾。得られた脚機構を図5.1、表5.1に示す。表中の θ_{A0} および θ_{F0} はそれぞれ両脚支持期の開始時刻 $t=0$ における足関節軌跡創成機構および足部駆動機構の原動節角変位で、腰部に固定した動座標系 $J_H-x'y'$ の x 軸から反時計回りに測った値を正としており、これらの値により両機構の原動節の位相差を表す。また、足部足底は長さ164mm、幅174mmの長方形板で、両足底の x 方向の間隔は10mm、歩幅は $S=260.00$ mmである。ところで、脚機構を一自由度機構で構成した場合、両脚支持期間において前脚のかかとと後脚のつま先の間の距離 δ の変動を皆無とすることができない。図5.1の脚機構においてはこの変動量は歩幅260.00mmに対して約10mmである。そこで両足部のかかとにローラを取り付け、両脚支持期間においては後脚のつま先を不動として、前脚のかかとのすべりを許容することにした。また、それ以外の接地期間では歩行面から十分な摩擦を得るために、足底にゴムを張り付けた。

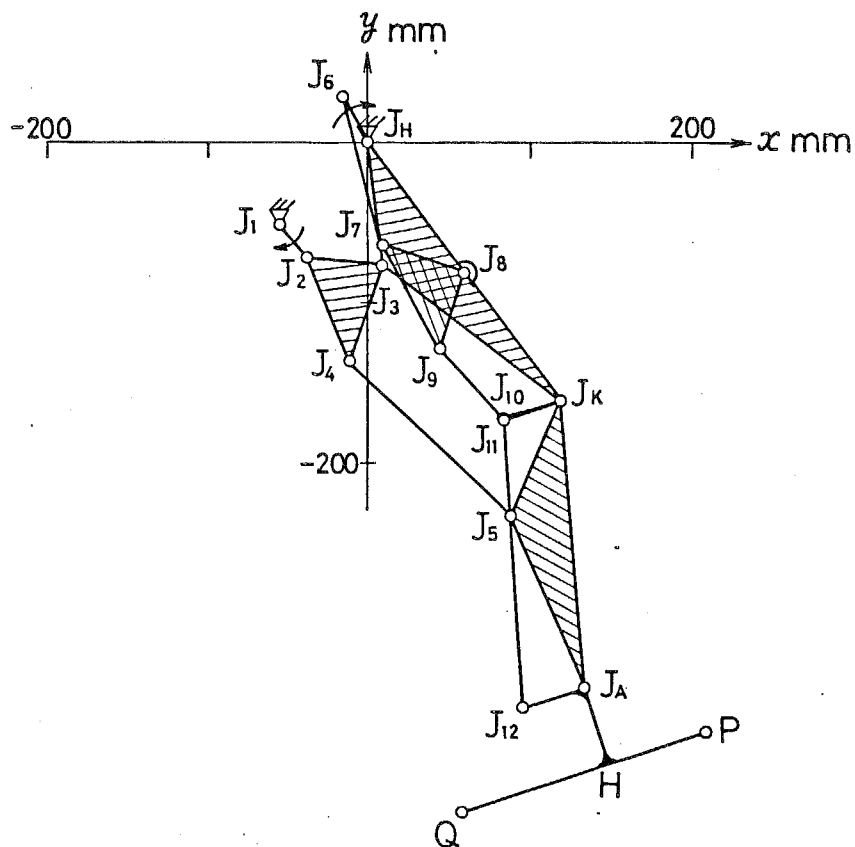


図5.1 脚機構

表5.1 脚機構の諸元

a_1	$\overline{J_H J_1}$	74.44 mm	a_{16}	$\overline{J_K J_{11}}$	37.70 mm
a_2	$\overline{J_1 J_2}$	26.87	a_{17}	$\overline{J_{11} J_{12}}$	180.00
a_3	$\overline{J_2 J_3}$	47.07	a_{18}	$\overline{J_A J_{12}}$	40.00
a_4	$\overline{J_H J_3}$	75.00	b_1	$\angle \infty J_H J_1$	1.2333π rad
a_5	$\overline{J_3 J_4}$	64.25	b_2	$\angle J_2 J_3 J_4$	0.4267π
a_6	$\overline{J_H J_K}$	200.00	b_3	$\angle J_3 J_H J_K$	0.1667π
a_7	$\overline{J_4 J_5}$	139.67	b_4	$\angle J_5 J_K J_A$	0.1551π
a_8	$\overline{J_K J_5}$	78.28	b_5	$\angle J_7 J_8 J_9$	0.5056π
a_9	$\overline{J_K J_A}$	180.00	b_6	$\angle J_{10} J_K J_{11}$	0.0
a_{10}	$\overline{J_H J_6}$	33.13	l_1	$\overline{P H}$	69.00 mm
a_{11}	$\overline{J_6 J_7}$	95.06	l_2	$\overline{Q H}$	95.00
a_{12}	$\overline{J_7 J_8}$	53.77	l_3	$\overline{J_A H}$	48.40
a_{13}	$\overline{J_8 J_9}$	50.00	θ_{A0}	$\theta_A(t=0)$	0.2167π rad
a_{14}	$\overline{J_9 J_{10}}$	59.90	θ_{F0}	$\theta_F(t=0)$	1.2889π rad
a_{15}	$\overline{J_K J_{10}}$	37.70			

腰部の外枠および脚機構の各節にはジュラルミン材を用い、各対偶軸および動力伝達軸には構造用炭素鋼を用いた。なお、脚機構の各節は剛性を高めるためにすべて複列構造とした。製作された腰部および脚機構の各節の諸元を示せば表5.2となる。表の記述については第4章の表4.1と同じである。なお腰部にあたる表中の節1の諸量は、後述するアクチュエータおよび減速歯車列を含んだものである。表5.2より、一つの脚機構の質量（節2～節13の総質量）は3.58kgであり、各関節にアクチュエータが配置されないために腰部（質量8.71kg）に対して軽量に構成できることがわかる。

つぎに、姿勢制御機構には第4章の図4.13に示す倒立振子形姿勢制御機構を採用する。この機構の一つの入力節である斜めクランク軸は、脚機構の足関節軌跡創成機構の原動軸と連動できることは既に述べたとおりである、もう一つの入力節である節 L_6 の揺動角変位 ψ_c に関しては4・3・2項において述べたように、本来その時間変化は歩容ならびに歩行速度によって変更する必要がある。しかし、本実験で扱う定常歩行のみに限定すれば、図4.15からわかるように ψ_c は歩行半周期に一回揺動する単純な周期関数であり、しかも歩行速度による変化はほぼその揺動幅および揺動中心の変化にとどまる。そこで、節 L_6 についても、その揺動幅および揺動中心が可変である回転揺動機構を介して足関節軌跡創成機構の原動軸によって駆動することにする。このようにすれば、脚機構および姿勢制御機構の駆動はすべて一つのアクチュエータにより行われることになり、両機構の同期が確実にとれ、しかも制御が飛躍的に容易になる。

足関節軌跡創成機構の原動節角変位から節 L_6 の揺動角変位 ψ_c を得るための回転揺動機構には、図5.2に示す8節機構を採用する。この機構は小島⁽⁵⁷⁾によって提案されたもので、原動節 J_1J_2 が1回転すると、従動節 L_6 が1回揺動する。足関節軌跡創成機構の原動軸は歩行1周期に1回転するので、その2倍の角速度で原動節を回転させることになる。さらに可変静止対偶 J_7 の位置 (x_7, y_7) を調整することにより、その出力角変位 ψ_c の揺動幅と揺動中心を変更することができる。

この機構の寸法諸元は表5.3のとおりである。表中の θ_{00} は両脚支持期の開始時刻 $t=0$ における原動節角変位である。表中の (x_7, y_7) のときの出力角変位 ψ_c の時間変化を示せば図5.3となる。これは歩行速度90歩/分に対応するもので、所望の角変位が得られることがわかる。また、各節の諸元を表5.4に示す。

さらに、歩行機械の安定余裕を拡大するために、前述の姿勢制御機構の他に図5.4に示す機構を搭載した。この機構は後藤⁽⁵⁸⁾が2足歩行機械の外乱補償機構として提案したもので、倒立振子軸に固定した太陽歯車およびアクチュエータに直結した遊星歯車よりなる遊星歯車機構である。アクチュエータを駆動することにより、アクチュエータ自身をつりあいおもりとして倒立振子軸まわりに回転させ

表5.2 脚機構の各節の諸元

i	J _o	J _x	G _i mm			m _i g	[j]: ×10 ⁻⁵ kgm ²					
			x _{G,i,i}	y _{G,i,i}	ΣG _{i,i}		J _{45,i}	J _{77,i}	J _{55,i}	J _{47,i}	J _{75,i}	J _{54,i}
1	J ₁	J _H	86.16	6.41	0.00	8705.00	6681.00	10819.00	8038.00	-821.00	0.00	0.00
2	J ₁	J ₂	4.57	0.00	79.70	217.50	14.43	16.42	7.26	0.00	0.00	0.88
3	J ₃	J ₂	19.41	20.50	90.00	153.90	37.49	33.69	13.04	-0.13	0.00	0.00
4	J _H	J _K	74.82	-3.83	90.00	333.40	43.40	173.90	144.30	5.06	0.00	0.00
5	J ₄	J ₅	55.85	-0.23	90.00	145.70	39.37	82.96	44.25	-0.04	0.00	0.00
6	J _K	J ₅	74.26	28.29	90.00	222.10	64.21	89.92	66.29	25.71	0.00	0.00
7	J _H	J ₆	3.25	0.00	54.30	367.50	57.13	60.38	11.62	0.00	0.00	4.27
8	J ₇	J ₈	67.41	0.20	90.00	95.20	0.49	25.08	25.15	0.01	0.00	0.00
9	J ₈	J ₇	9.97	15.94	90.00	152.50	12.92	8.23	15.49	-2.61	0.00	0.00
10	J ₉	J ₁₀	31.28	-0.17	90.00	55.18	0.29	4.28	2.30	0.00	0.00	0.10
11	J _K	J ₁₀	35.00	7.00	90.00	349.70	22.00	39.83	36.47	1.98	0.00	0.00
12	J ₁₁	J ₁₂	89.99	0.00	90.00	144.20	16.49	69.56	54.45	0.75	0.00	0.00
13	J ₁₂	J _A	19.22	-42.62	91.80	1346.80	355.90	668.30	380.20	-30.60	-2.89	1.08

$$\left[\begin{array}{l}
 x_{G,i+12,i} = x_{G,i,i}, \quad y_{G,i+12,i+12} = y_{G,i,i}, \quad \Sigma G_{i,i+12} = -\Sigma G_{i,i}, \quad m_{i+12} = m_i, \quad J_{54,i+12} = J_{54,i}, \\
 J_{77,i+12} = J_{77,i}, \quad J_{55,i+12} = J_{55,i}, \quad J_{47,i+12} = J_{47,i}, \quad J_{75,i+12} = -J_{75,i}, \quad J_{54,i+12} = -J_{54,i} \\
 (i=2\sim 13)
 \end{array} \right]$$

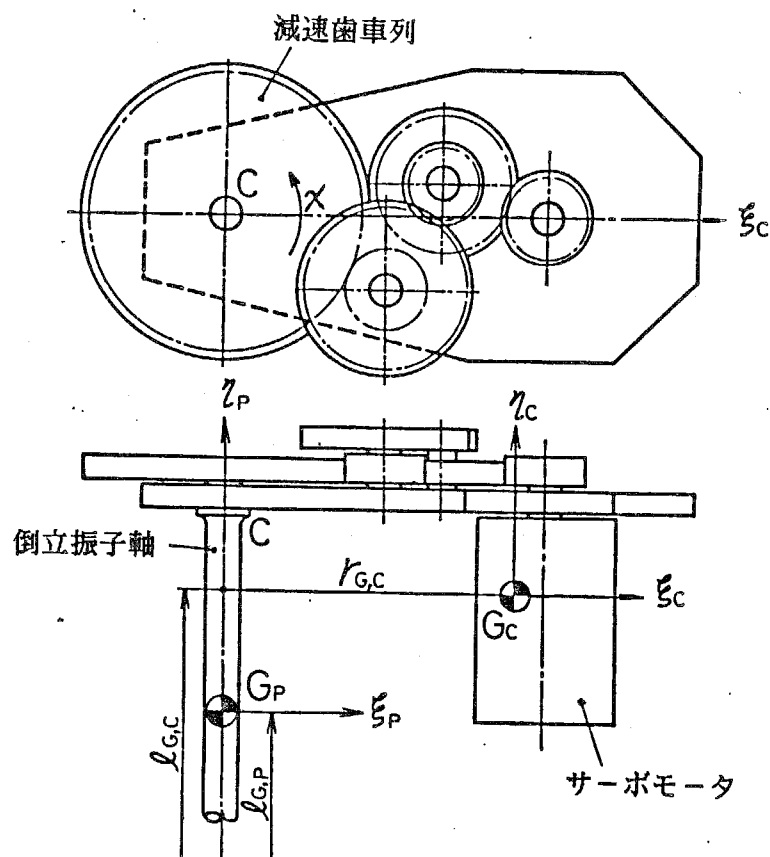


図5.4 副姿勢制御機構

ることができ、この回転運動によって生じる慣性力および重力のモーメントが新たな補償モーメントとして追加される。このようにすれば歩行機械の重量を増すことなく、容易に歩行機械の安定余裕を増すことができる。また、アクチュエータを停止させておけば、この姿勢制御機構は図4.13の機構と等価に扱うことができる。本論文ではこの機構を副姿勢制御機構と呼ぶことにし、これと区別するために図4.13の機構を主姿勢制御機構と呼ぶことにする。しかし、とくにことわらない限り、単に姿勢制御機構と呼んだ場合は後者の機構を指すものとする。

実際に試作機に搭載した主姿勢制御機構および副姿勢制御機構の諸元を表5.5に示す。表の第1列は斜めクランク軸の諸元であり、第2列は倒立振り子軸まわりに旋回する副姿勢制御機構の諸元、第3列は倒立振り子軸の諸元である。

表5.3～5.5の諸元を有する主姿勢制御機構および副姿勢制御機構の運動により、つりあいおもり（副姿勢制御機構のアクチュエータ）の重心は腰部に固定した動

表5.3 8節機構の諸元

x_1	-128.31 mm	α_1	34.70 mm	b_1	0.234 π rad
y_1	20.00	α_2	70.58	b_2	0.083 π
x_4	-32.71	α_3	73.28	θ_{GB}	0.244 π
y_4	24.75	α_4	73.28		
x_7	-26.30	α_5	75.00		
y_7	88.70	α_6	75.00		
x_c	-10.00	α_7	75.00		
y_c	55.00	α_8	50.00		

表5.5 姿勢制御機構の諸元

x_c	-10.00 mm	$\rho_{g,c}$	375.40 mm	$\rho_{o,p}$	300.70 mm
y_c	55.00 mm	$r_{g,c}$	107.60 mm	m_p	0.7910 kg
z_c	0.0 mm	m_c	2.7930 kg	$J_{\xi\xi,p}$	0.2237 kgm ²
φ_c	0.1111 π rad	$J_{\xi\xi,c}$	0.1495 kgm ²	$J_{\eta\eta,p}$	0.0037 kgm ²
θ_{cb}	0.8277 π rad	$J_{\eta\eta,c}$	0.0575 kgm ²	$J_{\xi\xi,p}$	0.2237 kgm ²
		$J_{\xi\xi,c}$	0.1820 kgm ²	$J_{\xi\eta,p}$	0.0 kgm ²
		$J_{\xi\eta,c}$	0.0067 kgm ²	$J_{\eta\xi,p}$	0.0 kgm ²
		$J_{\eta\xi,c}$	0.0 kgm ²	$J_{\xi\xi,p}$	0.0 kgm ²
		$J_{\xi\xi,c}$	0.0 kgm ²		

表5.4 8節機構の各節の諸元

i	J_o	J_x	G_i mm			m_i g	$[j]_i \times 10^{-5} \text{kgm}^2$			
			$x_{G,i,i}$	$y_{G,i,i}$	$z_{G,i,i}$		$J_{\xi\xi,i}$	$J_{\eta\eta,i}$	$J_{\xi\eta,i}$	$J_{\xi\xi,i}$
26	J_1	J_2	1.98	0.00	0.00	273.50	160.70	162.10	93.18	0.00
27	J_2	J_3	35.18	0.00	0.00	83.94	0.79	8.15	7.96	0.00
28	J_4	J_3	33.91	5.06	0.00	222.90	10.28	28.70	203.20	0.06
29	J_5	J_6	30.39	0.35	0.00	128.30	3.02	12.67	10.37	-0.08
30	J_7	J_8	37.79	-1.17	0.00	74.93	0.36	6.73	6.98	0.00
31	J_8	J_6	36.34	0.58	0.00	78.49	0.40	7.24	7.51	0.00
32	O_c	J_8	51.24	-7.56	0.00	346.30	128.90	57.89	6.93	16.26

座標系 $J_H - xz$ 上で図5.5に示す軌跡を描いて運動する。またこのときに股関節 J_H に発生するモーメントを算出し、それぞれの軸まわりの成分について示せば図5.6となる。なお、これらの図において、破線は副姿勢制御機構を駆動しない場合であり、実線は、旋回角 α が次式を満足するように副姿勢制御機構を駆動した場合である。

$$\alpha = -\frac{\pi}{2} \sin\left(\frac{2\pi t}{T} + \frac{7\pi}{18}\right) \quad (5.1)$$

図5.5および5.6から、副姿勢制御機構を駆動することにより、つりあいおもりの重心の運動軌跡を拡大することができ、歩行機械の左右方向および前後方向のいずれにも新たな補償モーメントを発生できることがわかる。しかもこのとき、歩行機械の鉛直軸まわりの回転を誘発する y 軸まわりの発生モーメントは小さい。したがって図5.4の副姿勢制御機構は歩行機械の安定余裕を増すのに有効であると考えられる。脚機構の足関節軌跡創成機構および足部駆動機構の原動軸ならびに主姿勢制御機構の8節機構の原動軸および斜めクランク軸は、腰部の前面に取り付けた一つのプリントモータによりウォームとウォームホイールならびに平歯車列より成る減速機を介して駆動される。プリントモータの諸元を表5.6に、また副姿勢制御機構に組み込んだD.C.サーボモータの諸元を表5.7に示す。さらに各機構の原動軸に至る減速比を表5.8にまとめて示す。

以上の各機構を組み込んだ試作機の全体諸元を表5.9に示す。また試作機の正面および側面写真をそれぞれ図5.7(a), (b)に示す。

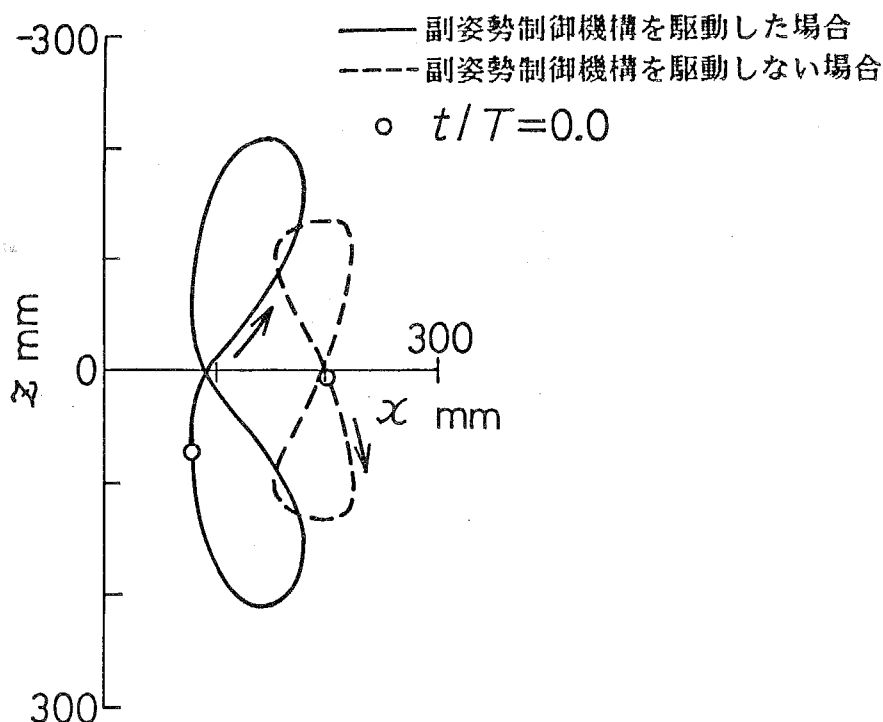
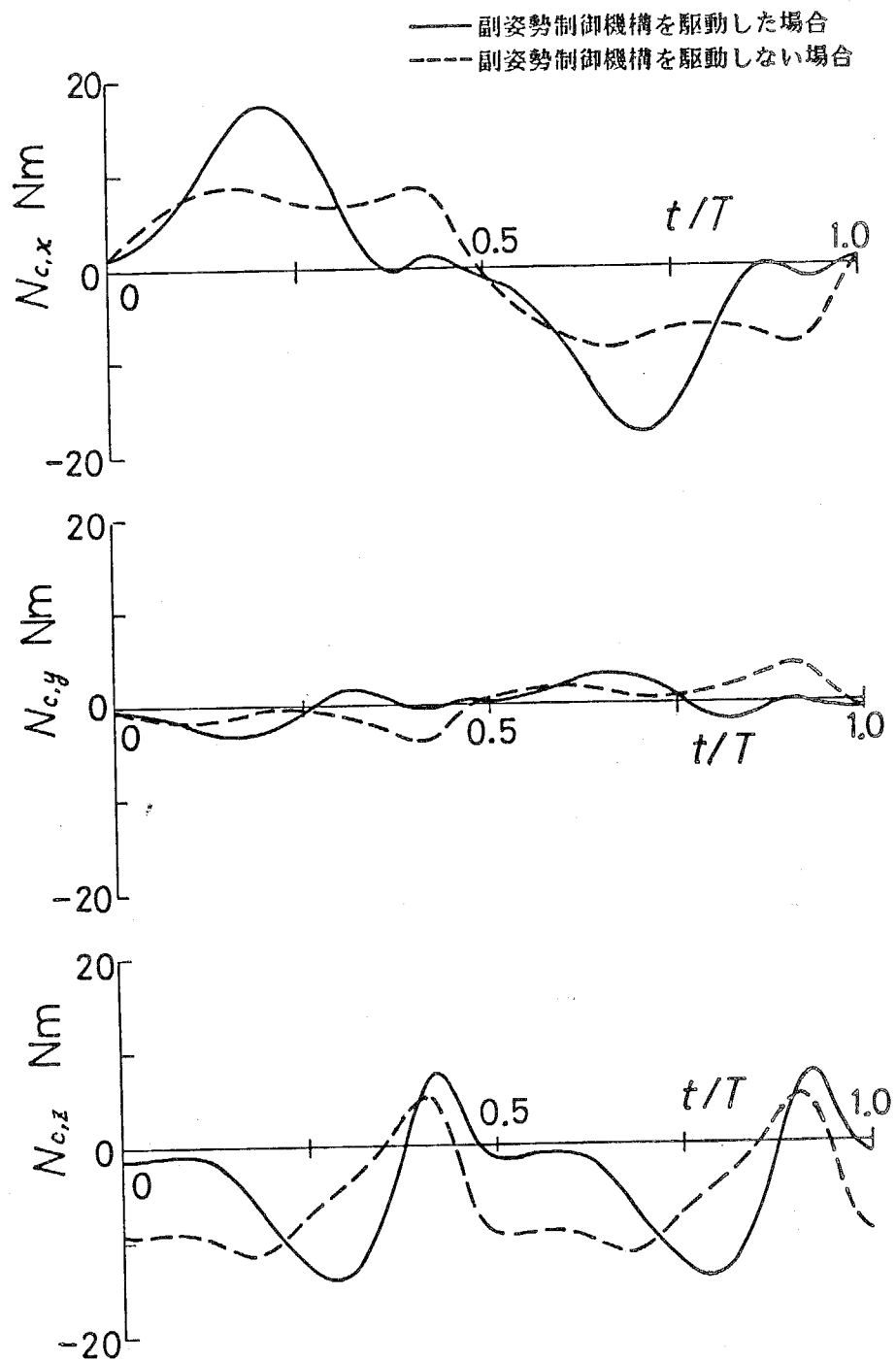


図5.5 つりあいおもりの重心の運動軌跡



[90 歩/分]

図5.6 姿勢制御機構の発生モーメント

表5.6 プリントモータの諸元

定格出力 P_R	125 W	誘起電圧定数 K_E	0.0051 V·s/rad
定格トルク T_R	0.333 Nm	摩擦トルク T_F	0.020 Nm
定格回転数 N_R	3600 rpm	粘性制動定数 D_M	7.2×10^{-7} Nm·rad/s
定格電圧 E_R	26 V	機械的時定数 τ_M	38 ms
定格電流 I_R	8 A	電氣的時定数 τ_E	0.09 ms

表5.7 D.C.サーボモータの諸元

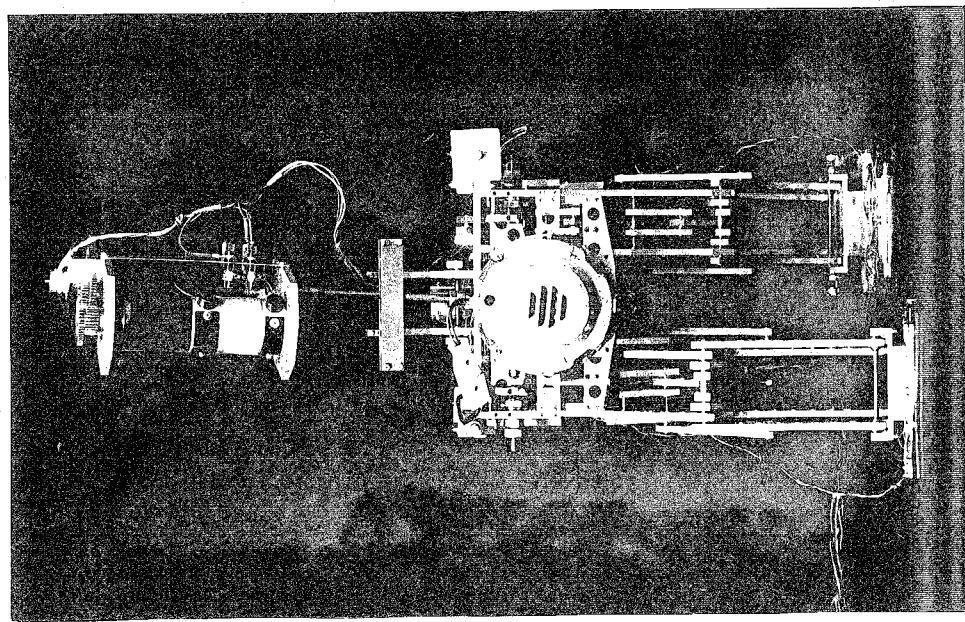
定格出力 P_R	50 W	誘起電圧定数 K_E	0.0609 V·s/rad
定格トルク T_R	0.157 Nm	摩擦トルク T_F	0.0157 Nm
定格回転数 N_R	3000 rpm	粘性制動定数 D_M	5.6×10^{-6} Nm·rad/s
定格電圧 E_R	24 V	機械的時定数 τ_M	12 ms
定格電流 I_R	3.4 A	電氣的時定数 τ_E	1.5 ms

表5.8 減速比

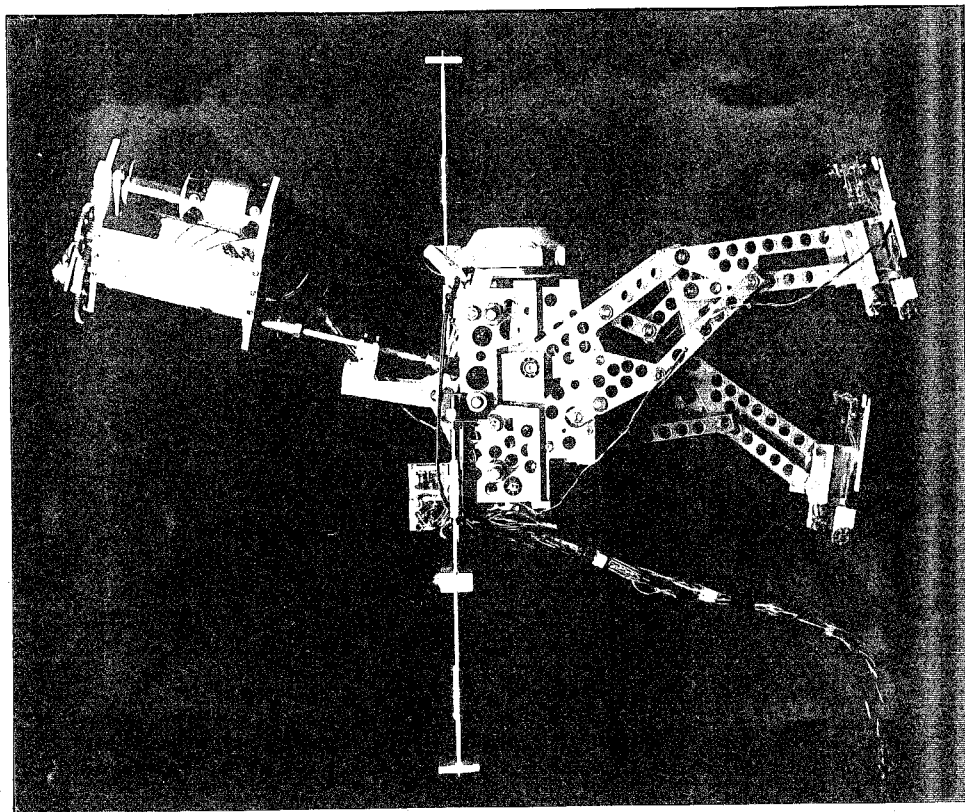
足関節軌跡創成機構原動軸	1/48
足部駆動機構原動軸	1/48
8節機構原動軸	1/24
斜めクランク軸	1/48
副姿勢制御機構原動軸	1/14.7

表5.9 試作機の全体諸元

総質量	20.6 kg
全 高	950 mm
全 幅	350 mm



(a) 正面



(b) 側面

图5.7 試作機

5・2・2 制御系および検出系

まず制御系について説明する。脚機構および主姿勢制御機構の原動軸を等速回転させるために、図5.8に示すサーボ機構を構成して、プリントモータの速度フィードバック制御を行った。タコメータジェネレータにより脚機構の原動軸角速度を検出し、設定した速度指令電圧との偏差をサーボアンプにより増幅してプリントモータにフィードバックする。演算部はオペアンプ回路により構成しており、極めて簡素な制御系である。なお、サーボ機構の諸元は表5.10の通りである。

副姿勢制御機構については、その旋回角 α を脚機構の原動節角変位の関数で与えることにし、図5.9に示すサーボ機構を構成した。脚機構の原動軸にシャフトエンコーダを装着して方形パルス発生させ、それを8ビットマイクロコンピュータ（日立製作所製H68/TR）内でカウントして原動節角変位を検出し、対応する旋回角 α の目標値をあらかじめメモリ上に設定されたテーブルから読み取ってさらにD/A変換器を介して電圧出力する。さらにその目標電圧に対して、副姿勢制御機構に装着されたポテンショメータおよびタコメータジェネレータを検出器として位置および速度フィードバック制御を行う。マイクロコンピュータの機械語プログラムは目標値テーブルと合わせてもわずかに約820バイトのプログラムである。また演算部はオペアンプ回路で構成しており、これも極めて簡素な制御系である。なおサーボ機構の諸元は表5.11のとおりである。

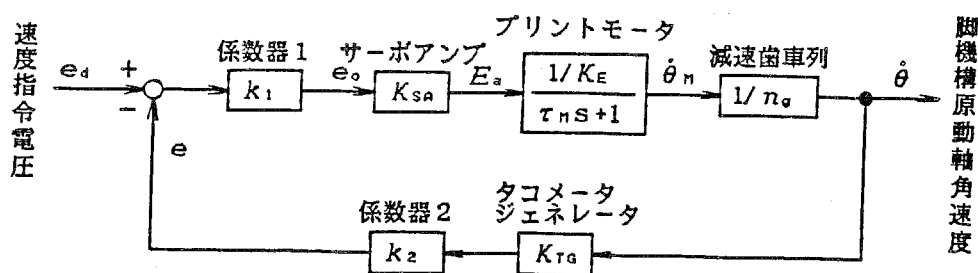


図5.8 脚機構および主姿勢制御機構を駆動するサーボ機構

表5.10 サーボ機構の諸元

k_1	0.032
k_2	5.333
K_{SA}	56.4
K_{TG}	0.059 Vs/rad
n_g	48

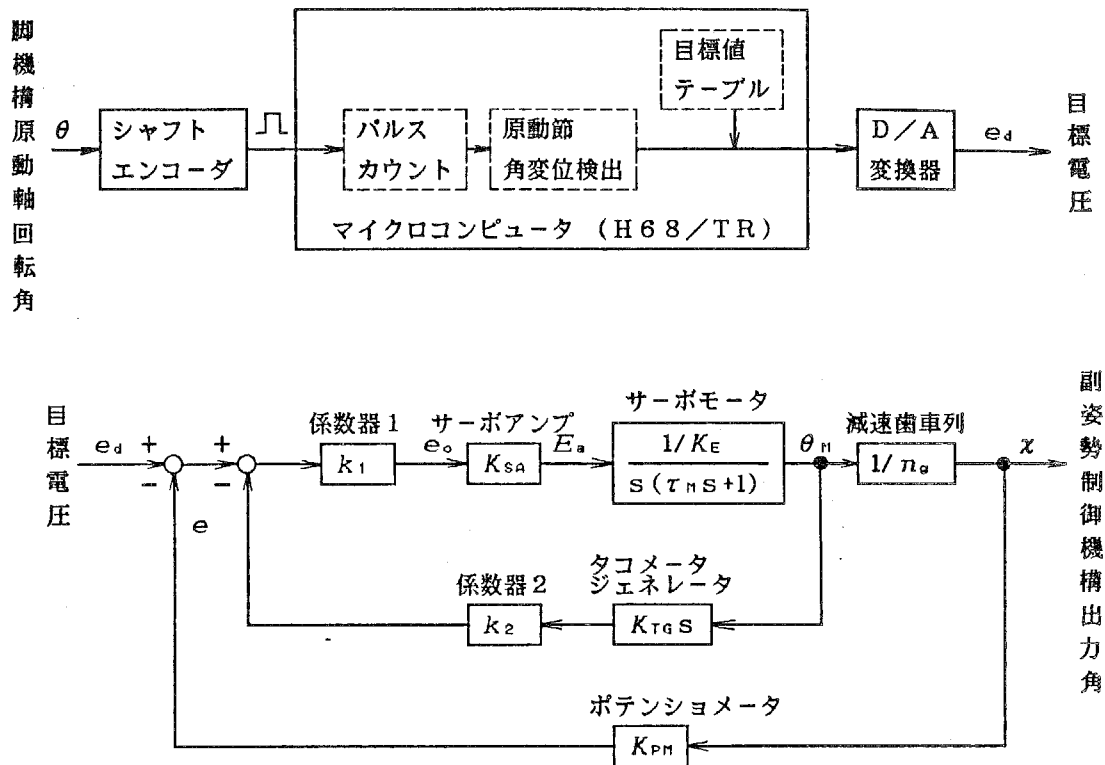


図5.9 副姿勢制御機構を駆動するサーボ機構

表5.11 サーボ機構の諸元

k_1	0.6
k_2	0.035
K_{SA}	56.4
K_{PM}	1.911 V/rad
K_{TG}	0.067 Vs/rad
n_g	14.7

つぎに、試作機の歩行状態を検出するための検出系について説明する。本試作機の脚機構および主姿勢制御機構は一自由度機構であるから、プリントモータの回転角を検出すればそれらの腰部に対する相対運動はすべて把握できる。さらに歩行機械の静止系に対する運動は、腰部の角運動および足部の接地情報を得れば知ることができる。本実験では、腰部の z 軸まわりの揺動角 β を検出することにし、レートジャイロを用いてその角速度を検出しさらに積分器で積分して求めている。採用したレートジャイロの諸元を表5.12に示す。また、足部の接地状態は足底に取り付けたマイクロスイッチのON/OFF信号により検出する。マイクロスイッチはつま先およびかかとのそれぞれ内側および外側に4個、両足部で8個取り付けた。

以上の検出信号、すなわち脚機構の原動節角変位、副姿勢制御機構の旋回角、腰部の揺動角および接地情報はそれぞれ直記式電磁オシログラフにより記録する。

表5.12 レートジャイロの諸元

質 量	85.0 g	スケールファクタ	0.152 V・s/rad
入力電圧	6.0 V	零電圧	41.5 mV
入力電流	120 mA	ノイズ	32.5 mV _{RMS}
ロータ回転数	3900 rpm	直線性	3.0 %
レートレンジ	±6.593 rad/s		

5・2・3 実験結果および検討

前項までに示した試作機ならびに制御系および検出系により歩行実験を行った。本試作機は定常歩行のみを行うため、歩行開始期では実験者が腰部を支持しており、脚機構の原動軸の回転が定常に達した時点で支持を解除して歩行を行わせ、実験データをとる。

図5.10に試作機が歩行速度92歩/分で歩行した場合の、歩行3周期（6歩）にわたる腰部揺動角 β の測定結果を示す。なお、6歩という歩数は歩行台の長さの制限によるものである。図において、歩行を開始して2歩目の、右脚のかかとが着地して両脚支持が開始した時刻を $t=0$ としている。また、図5.10の $0 \leq t/T \leq 1.0$ における足部の接地状態を図5.11に示す。図の縦軸の記号LT, LH, RH, RTはそれぞれ左脚のつま先, かかとおよび右脚のかかと, つま先の接地情報であることを示し、太線はそれぞれの内側および外側のいずれかのマイクロスイッチがONになったことを示す。また細線は設計時に想定した接地パターンの場合である。なお、この例では副姿勢制御機構を駆動しており、その旋回角の目標値は式(5.1)のように与えている。

図5.10より、試作機は2脚それぞれの支持期間で異なる角運動を行っていることがわかる。とくに、左脚の片脚支持期間に腰部が前方に傾く傾向がある。さらに図5.11をみると、図5.10の β の変動に対応して、右脚の支持期間では足底全面接地からかかとが離地するのがやや遅れ、左脚の支持期間では早めにかかとが離地するのがわかる。この原因は試作機を製作する際に左脚と右脚のガタおよび剛性に差異が生じ、歩行中に受ける動的な力により脚の関節角に誤差を生じたためと思われる。

以上のことから試作機は設計時の歩行パターンを厳密には満足して歩行していないことがわかる。しかしながら、歩行の1周期では、試作機はほぼ周期的な運動を行っており、この間の腰部の揺動角も最大でも 0.294π rad (5.3°)であり実用上問題ない値である。したがって、本論文で提案した脚機構および姿勢制御機構の設計手法の妥当性が検証されたと考えられる。

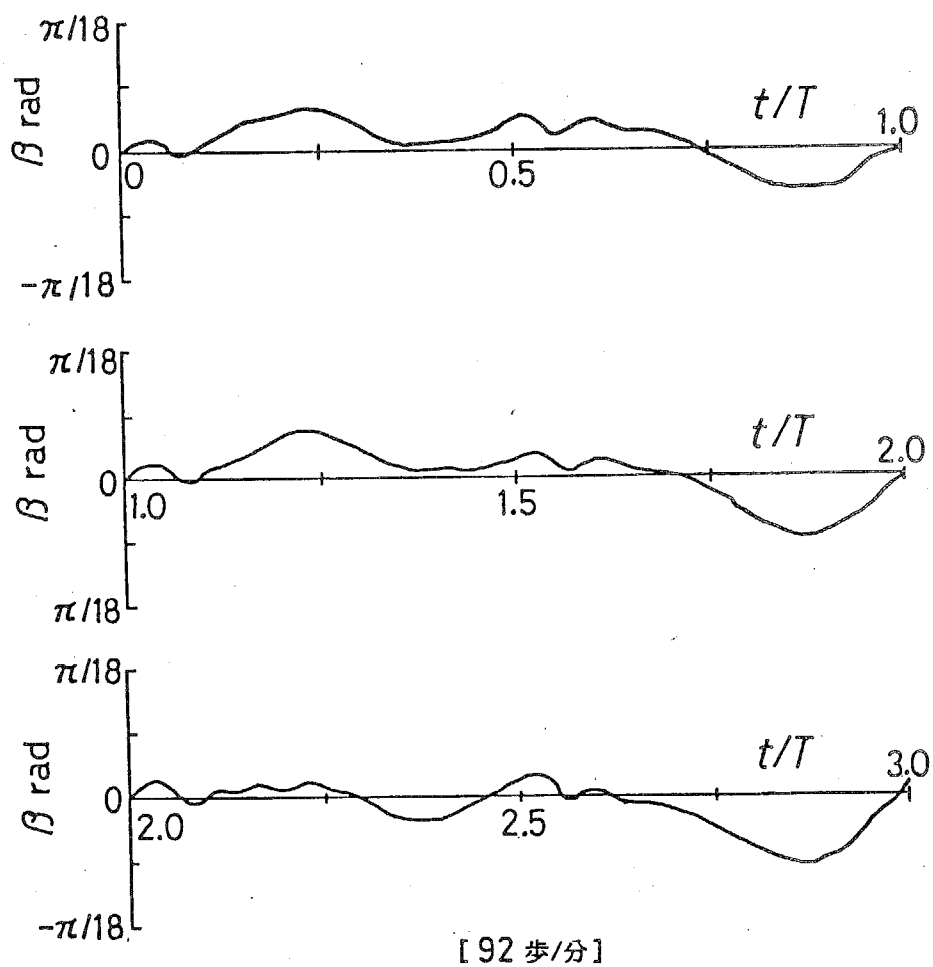


図5.10 定常歩行時の腰部の揺動角

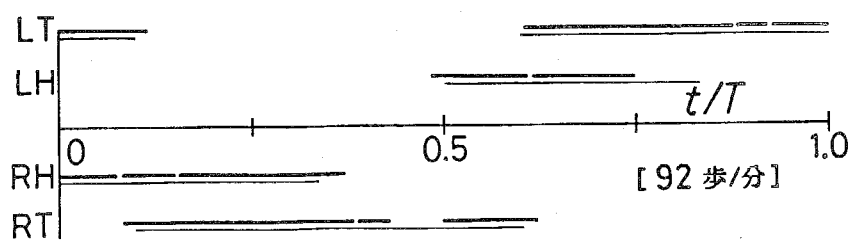


図5.11 足部接地状態

さらに、試作機の安定余裕を調べるために、姿勢制御機構の揺動角を調整することなく種々の歩行速度の歩行実験を行った。その結果、試作機は歩行速度75歩/分から120歩/分の範囲で転倒することなく安定な歩行を行うことが確認された。図5.12に、その低速側の限界速度75歩/分および高速側の限界速度120歩/分で歩行した場合の腰部の揺動角を示す。歩行速度75歩/分では、片脚支持期の後半（ $t/T=0.4, 0.9$ 付近）で腰部が後方に傾く傾向がある。このため、試作機は足底全面接地から一旦かかとのみの接地へ移行し、再び足底全面接地を経てつま先のみの接地へ至っていた。さらにこの歩行速度より低い歩行速度では、試作機は足底全面接地からかかとのみの接地からへ至った後、そのままかかとまわりに回転し後方へ転倒する。また歩行速度120歩/分では、 $t/T=0.9$ 付近のように片脚支持期の後半で腰部が前方に傾くのがみとめられる。さらに歩行速度を高くすれば、試作機はこの期間からつま先まわりに回転して前方に転倒する。

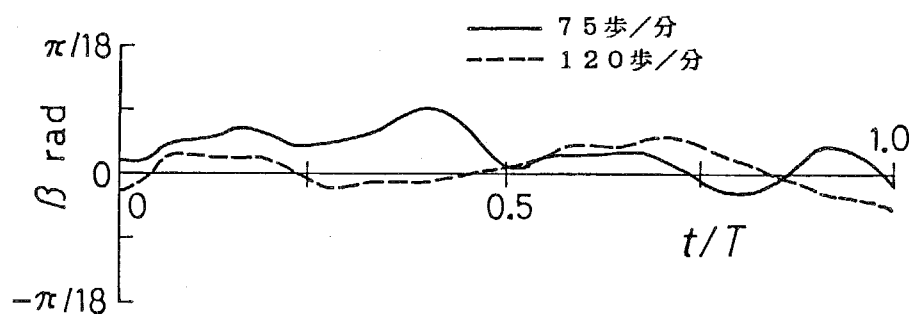


図5.12 安定限界速度における腰部揺動角

5・3 非定常歩行に関する歩行実験

5・3・1 試作機

非定常歩行に関する歩行実験を行うために、図4.5に示した歩幅可変脚機構を有する2足歩行機械を試作した。

まず足関節軌跡創成機構に組み込んだ原動節長調整機構を図5.13(a)に示す。同図(b)は図3.9(a)に示した機構図である。図5.13(b)のように足関節軌跡創成機構の原動軸 L_{cs} と原動節長調整機構の出力節 L_{out} の回転軸との間にオフセットが存在すると、動力伝達時に調整入力節 L_{in} にモーメントを生じ、これにより節上の直進対偶およびねじ対偶に大きな摩擦を生じて運動伝達性が著しく低下するおそれがある。そこで同図(a)に示すように、原動軸 L_{cs} を中空構造にして節 L_{out} の回転軸と原動軸 L_{cs} の中心軸を同軸に配置することによりこのオフセットを零としている。ただしこの場合、点Cと点Aが一致することになり、節 L_{out} 上に原動節動対偶点Bを配置すると原動節長を変化させることができなくなる。そこで、

新たな節 L'_{out} を原動軸 L_{cs} と点 C' において回転対偶で連結し、さらにこれと節 L_{out} を平歯車列で連結することにし、節 L_{out} 上に動対偶点 B を配置した。

調整入力節 L_{in} の直進変位 a は図の①めねじ、②おねじおよびスプライン、③スラスト軸受を介して与えられる。まず節①に入力されるアクチュエータの回転運動をねじ対偶を介してスプライン②の直進運動に変換し、さらに原動軸 L_{cs} と一体になって回転している節 L_{in} にスラスト軸受③を介して伝達する。このとき、節②によって節 L_{in} を節①側へ引っ張ることはできないが、節 L_{out} が節①～③を貫通して2脚で一体となっており、他方の脚側の節 L_{in} を節②によって押すことにより節 L_{out} が回転し、それに連動して結果的に節 L_{in} が節①側へ移動することになる。このようにすれば、足関節軌跡創成機構の原動軸の回転とは独立な入力を2脚の原動節長調整機構で同時に与えることができる。足関節軌跡創成機構の原動軸は図中④の平歯車列を介して駆動される。

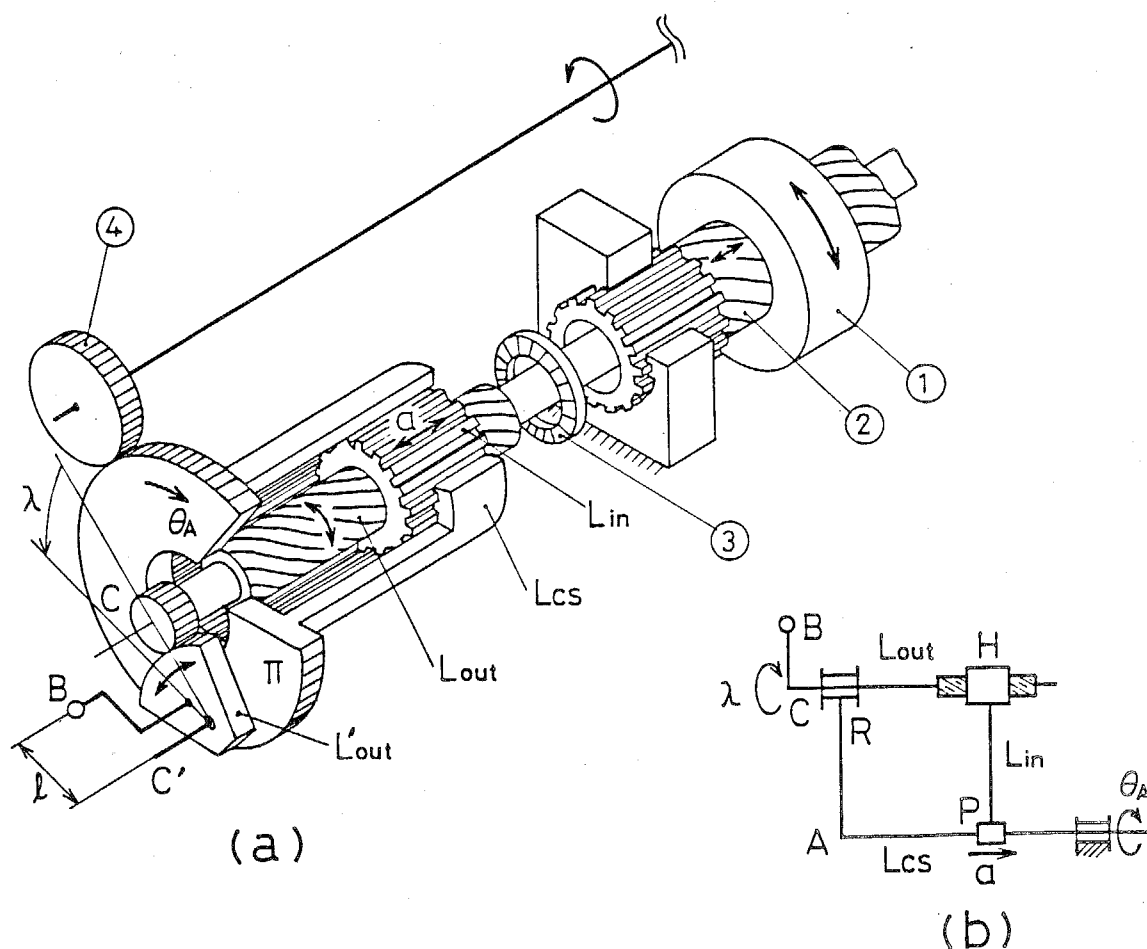


図5.13 試作機に搭載した原動節長調整機構

腰部の外枠，脚機構の各節および対偶軸，足部等の材料は5・2節の試作機と同じである．製作された各節の諸元は表4.1に示したとおりで，脚機構質量は1脚あたり4.98kgである．試作機に搭載した姿勢制御機構は，図4.13に示すもので，その諸元は表4.2のとおりである．

本試作機では，5・2節の試作機の場合と異なり，両脚の足関節軌跡創成機構およびその原動節長調整機構，2脚それぞれの足部駆動機構，および姿勢制御機構の合計五つの機構をそれぞれ独立に駆動する．各機構を駆動するアクチュエータにはD.C.サーボモータを用いることにし，5台とも同一のモータとした．その諸元を表5.13に示す．また，これらのモータ軸と各機構の原動軸の間の減速には主にウォームとウォームホイールおよび平歯車列を用いており，一部に歯付ベルトと歯付プーリを用いている．各機構の原動軸に至る減速比を表5.14に示す．

以上の各機構を組み込んだ試作機の全体諸元を表5.15に示す．また，試作機の正面および側面写真をそれぞれ図5.14(a)，(b)に示す．

表5.13 D.C.サーボモータの諸元

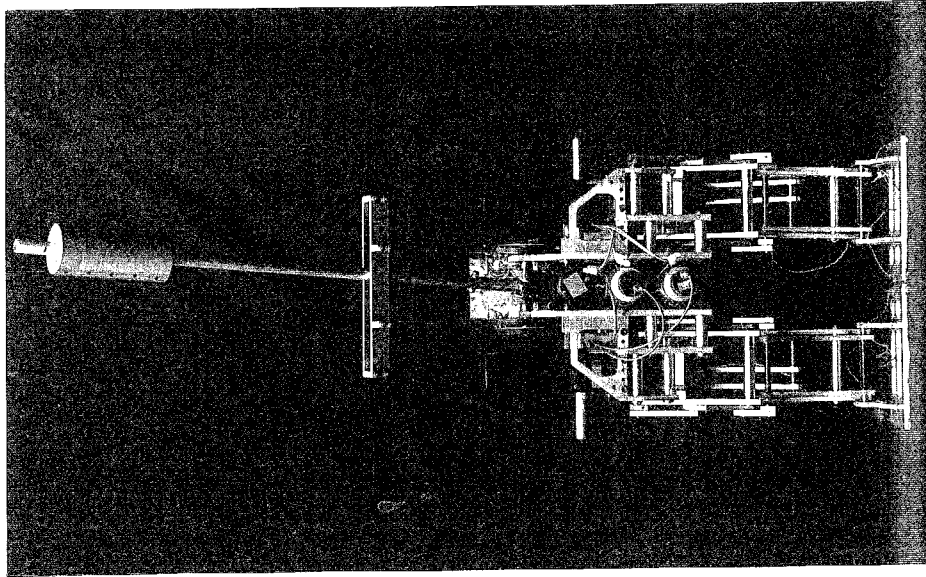
定格出力 P_R	120 W	誘起電圧定数 K_E	0.084 V·s/rad
定格トルク T_R	0.382 Nm	摩擦トルク T_F	0.0255 Nm
定格回転数 N_R	3000 rpm	粘性制動定数 D_M	1.5×10^{-4} Nm·rad/s
定格電圧 E_R	32 V	機械的時定数 τ_M	7.9 ms
定格電流 I_R	5.3 A	電氣的時定数 τ_E	1.29 ms

表5.14 減速比

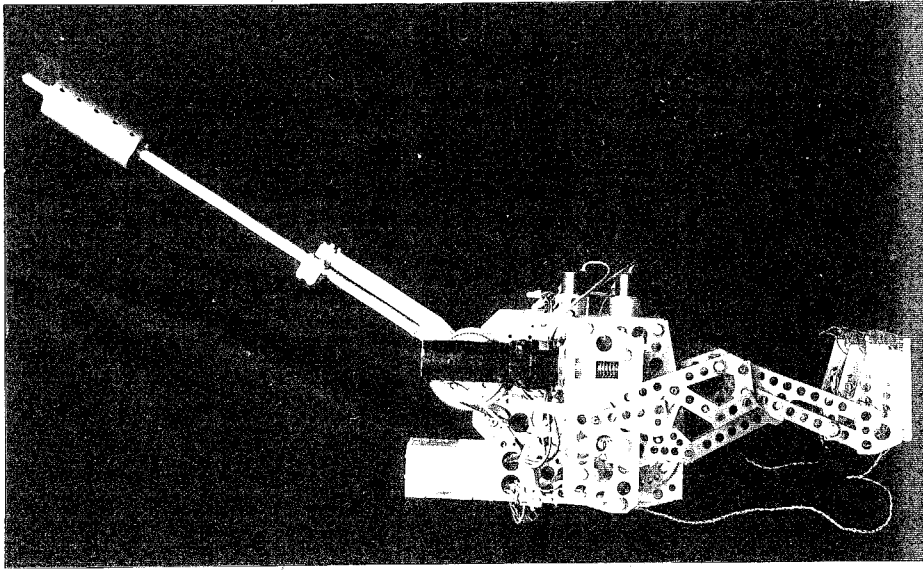
足関節軌跡創成機構原動軸	1/162.50
原動節長調整機構出力軸	1/222.41
足部駆動機構原動軸	1/60.00
姿勢制御機構原動軸	1/81.25

表5.15 試作機の全体諸元

総質量	48.8 kg
全 高	1200 mm
全 幅	470 mm



(a)正面



(b)側面

図5.14 試作機の外觀

5・3・2 制御系および検出系

まず制御系を説明する．本試作機については，すでに第2章および第3章において，機構学的条件の下に脚機構の運動を定めてその理想とする原動節角変位を求めており，さらに第4章において，動力的条件の下に姿勢制御機構の運動を定めてその理想とする原動節角変位を求めている．したがって，各機構に単純なプログラム制御を施すのみで歩行を実現することができると考えられる．そこで，各機構ごとに，すでに得られている原動節角変位を目標値とした位置フィードバック制御を行うことにし，それを行うためのサーボ機構を構成した．図5.15にその概要を示す．各アクチュエータに8ビットマイクロコンピュータZ80を配置して，ソフトウェアサーボ系を構成しており，それらをホストコンピュータ（NEC製PC-9801）により統括している．

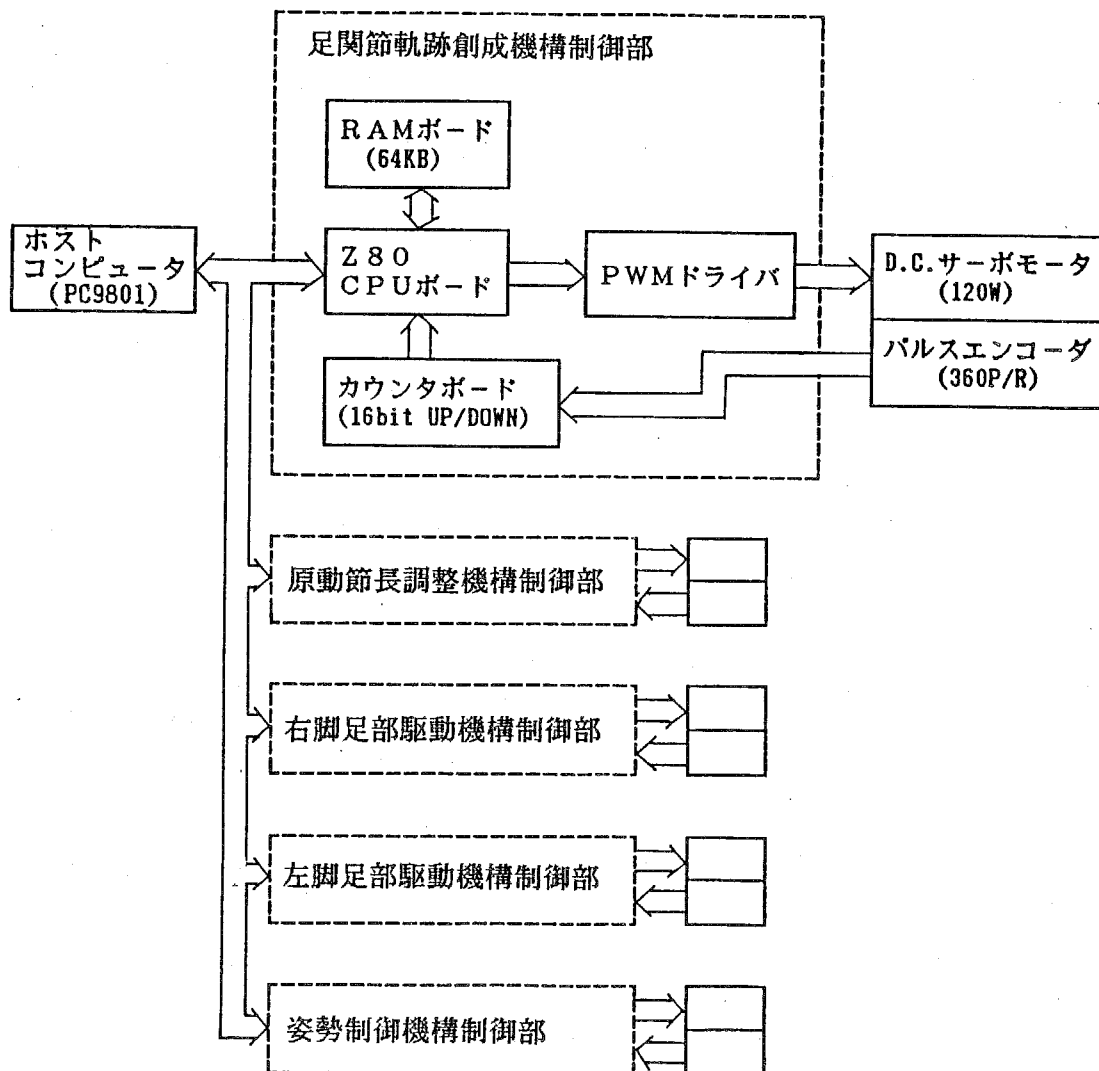


図5.15 サーボ機構

アクチュエータの回転角をパルスエンコーダおよびカウンタ回路により検出し、マイクロコンピュータ内であらかじめRAMに格納してある目標回転角との偏差をとって演算を行い、積分動作を加えてアクチュエータの操作量を決定する。さらにその操作量に基づいてアクチュエータをPWM (Pulse Width Modulation: パルス幅変調) 方式により駆動する。これらの一連の処理はホストコンピュータから送られる周期5.56msの基準クロック信号に同期して行われる。

ホストコンピュータは、各マイクロコンピュータに対して、歩行パターンの選択、歩行の開始および終了の指令を与える。また非歩行時には、目標値データを転送できるようになっており、容易に種々の歩行パターンを設定することができる。

つぎに、検出系について説明する。まず、各機構の腰部に対する相対運動を把握するために、それらの原動節角変位を図5.15におけるパルスエンコーダのカウンタボードからDIポートを介してホストコンピュータに取り込んでいる。さらに歩行機械の静止系に対する運動を把握するために、腰部の角運動と足部の接地状態を検出するが、前節の試作機のものからそれぞれ検出器を変更した。

腰部の角運動の検出にはガスレートセンサを採用することにした。ガスレートセンサには機械的な可動部がなく、耐衝撃性および耐振動性に優れており、ドリフトも小さいという利点がある。試作機には表5.16の諸元をもつガスレートセンサを3台搭載して腰部の3軸まわりの角速度を検出する。なお、センサの出力する電圧信号はA/D変換器を介してホストコンピュータに収録する。

足部接地の検出については加圧導電ゴムの薄板を導線ではさんでさらに全体をビニールコーティングしたスイッチを採用した。これにより接地を感知できる面積を大きくとることができ、しかも長寿命を期待できる。このスイッチは一つの足部のつま先およびかかとのそれぞれ内側および外側に取り付けた。なお、このスイッチのON/OFF信号もDIポートを介してホストコンピュータに収録する。

表5.16 ガスレートセンサの諸元

質 量	320.0, 62.0 g	スケールファクタ	2.919 V·s/rad
入力電圧	±15.0 V	零電圧	10.0 mV
入力電流	70 mA	ノイズ	1.5 mV _{RMS}
レートレンジ	±1.745 rad/s	直線性	0.12 %

5・3・3 実験結果および検討

まず、図5.15に示したサーボ機構の動作を確認するために、試作機の腰部を静止系に固定し、歩行面からの反力が脚機構に作用しない状態にして種々の歩行パターンを与えて脚機構および姿勢制御機構を駆動した。このときの各アクチュエータの応答線図の例を図5.16～図5.18に示す。これらの図において θ_A 、 θ_{FI} 、 θ_{FL} はそれぞれ足関節軌跡創成機構および2脚の足部駆動機構の原動節角変位であり、 λ は足関節軌跡創成機構の原動節長調整角、 ψ_c は姿勢制御機構の倒立振子の揺動角である。また、それぞれ実線が実験値、破線が目標値である。図5.16は、試作機が直立静止状態から歩行を開始し、最大歩幅 $S=286.76\text{mm}$ 、歩行速度15歩/分の定常歩行を5歩行った後、歩行を終了して再び直立静止状態に至る歩行パターンのものである。また図5.17は、図5.16の歩行パターンにおいて3歩目($1.0 \leq t/T \leq 1.5$)で歩幅を縮小し、最大歩幅の約75%の歩幅で定常歩行を1歩行い、5歩目($2.0 \leq t/T \leq 2.5$)で歩幅を拡大する歩行パターンのものである。さらに図5.18は、試作機が歩行速度15歩/分、最大歩幅の歩行開始、定常歩行を行った後、3歩目($8.0 \leq t \leq 10.67\text{ s}$)で歩行速度30歩/分に加速し、その速度で2歩の定常歩行を行い、6歩目($14.67 \leq t \leq 17.33\text{ s}$)で再び歩行速度15歩/分に減速し、さらに1歩の定常歩行、歩行終了を行う歩行パターンのものである。いずれの歩行パターンにおいても、各機構を駆動するアクチュエータの回転角に遅れや偏差を生じることなく、目標値とほぼ一致する応答が得られることがわかる。また、このときの脚機構の運動を観察することにより、所望の運動が滑らかにかつ確実に行われることが確認され、調整機能を有する脚機構によって非定常歩行機能を付与することが十分に可能であることが検証されるとともに、第3章で述べた脚機構の入力の決定手法の妥当性が検証された。

つぎに、歩行実験結果について述べる。両脚をそろえて静止している状態から左脚を振り出して歩行を開始し、最大歩幅、歩行速度15歩/分の定常歩行を行わせるために、図5.19の目標値を与えて各機構を駆動した。このとき、歩行機械の腰部の3軸まわりの揺動角および足部の接地状態を図5.20に示す。図5.19からわかるように脚機構の各原動節は目標値とほぼ一致して駆動されているが、図5.20の足部接地状態図をみると左足のかかと(LH)が離地せず、歩行機械はこのかかとを回転中心として鉛直軸まわりに旋回し、角 β_z が著しく増大している。そこで、実験においては、図中の※印の時刻において実験者が介添えし、転倒を防いだ。

このように歩行機械が所要の歩行を行わない原因は、主として足部駆動機構内の3対偶素節の三次元的な弾性変形にある。このために、図5.20の腰部揺動角 β_z からわかるように、両脚足底全面接地期間($0 \leq t/T \leq 0.222$)においてすでに腰部が前方へ約 $0.015\pi\text{ rad}$ (2.6°)傾いている。

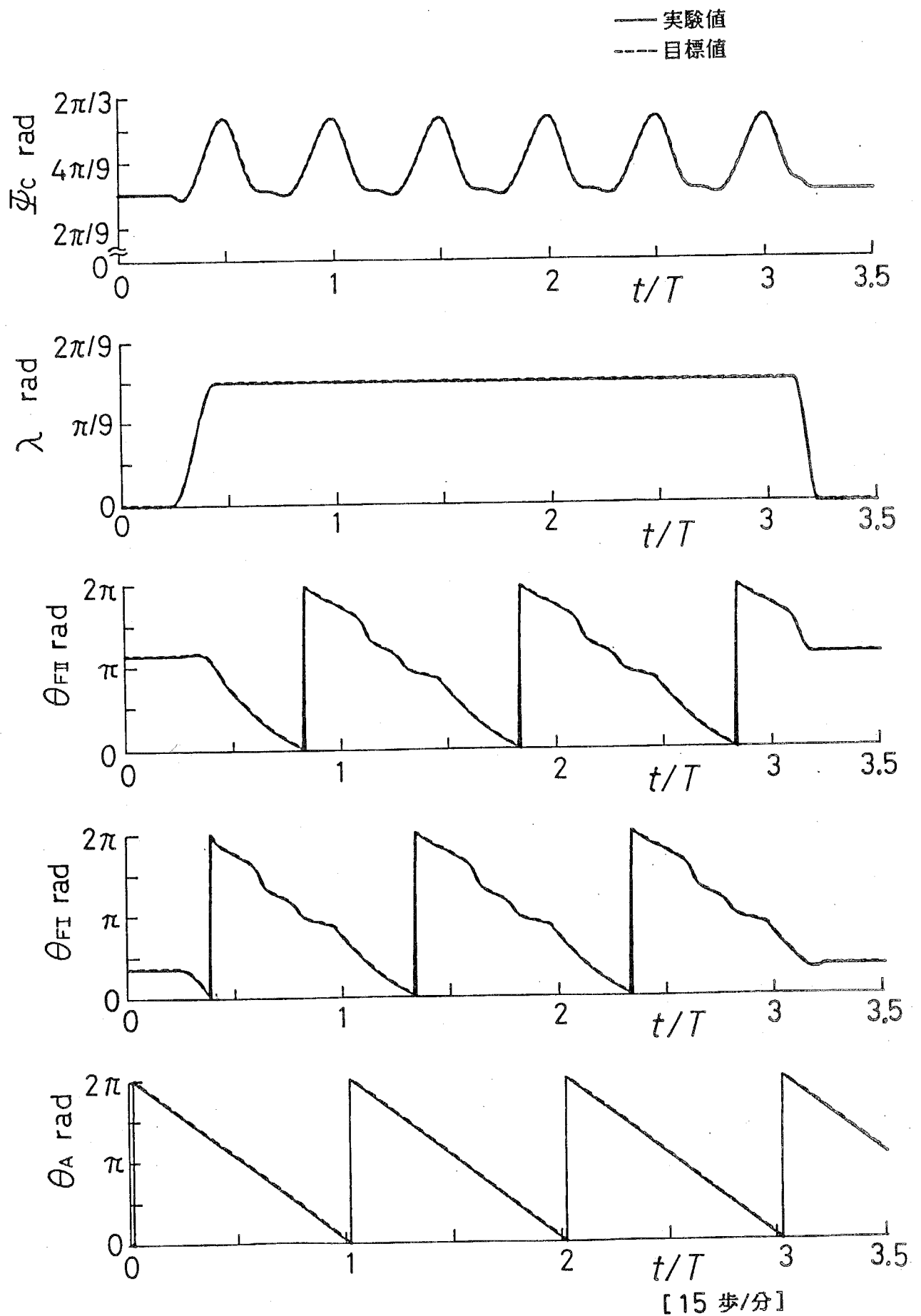


図5.16 各機構の応答（歩行開始→定常歩行→歩行終了）

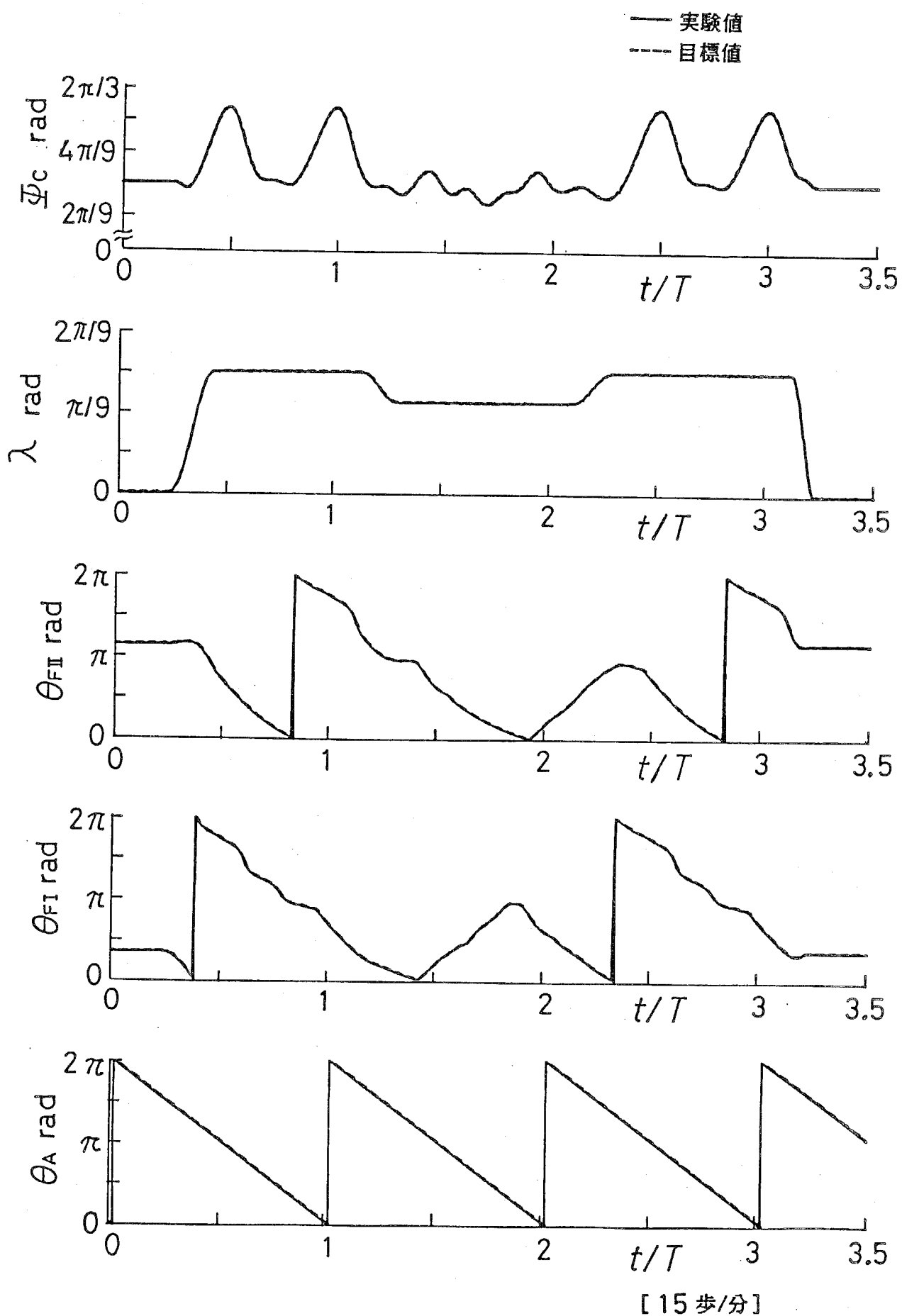


図5.17 各機構の応答（歩幅変更時）

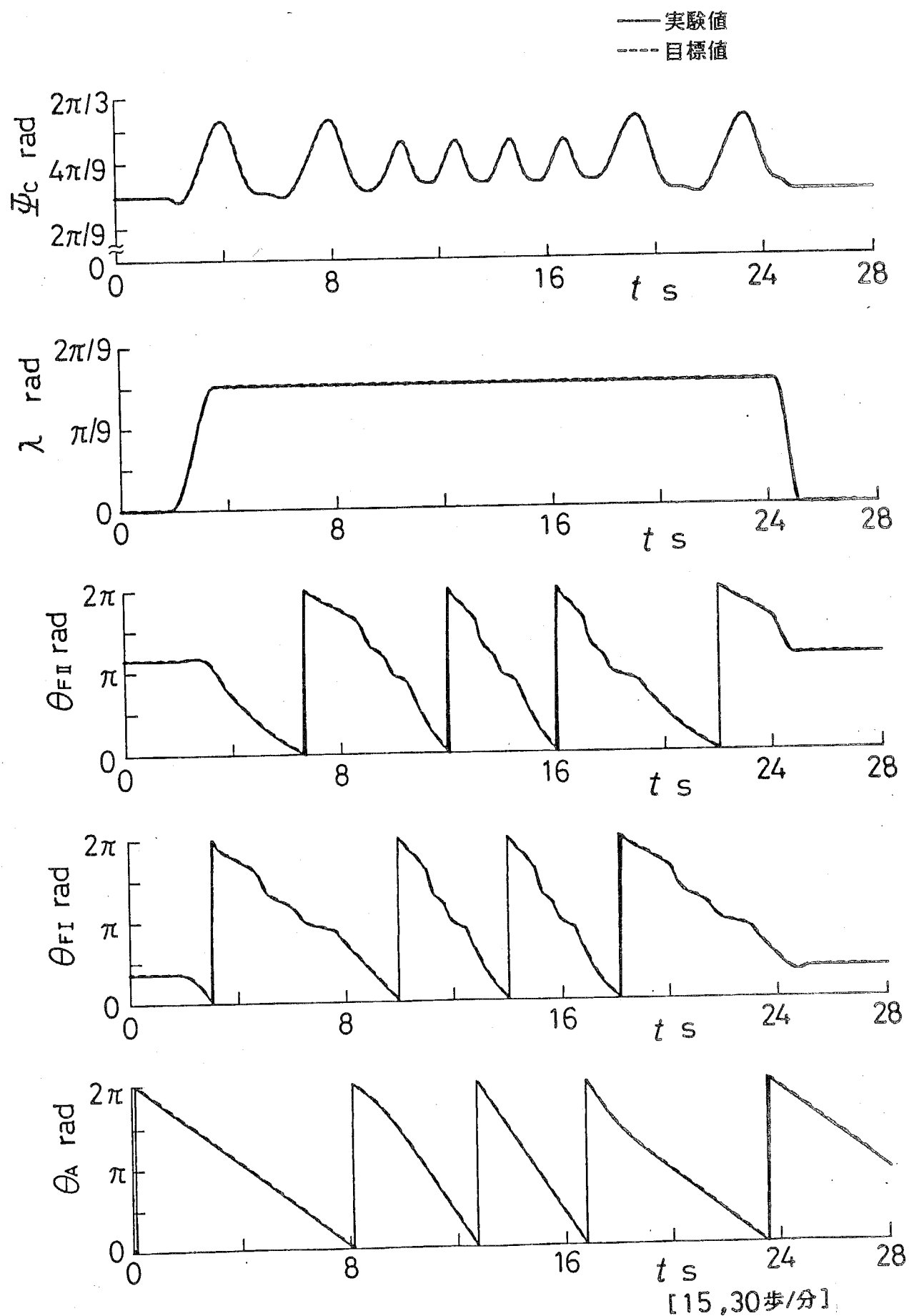


図5.18 各機構の応答（歩行速度変更時）

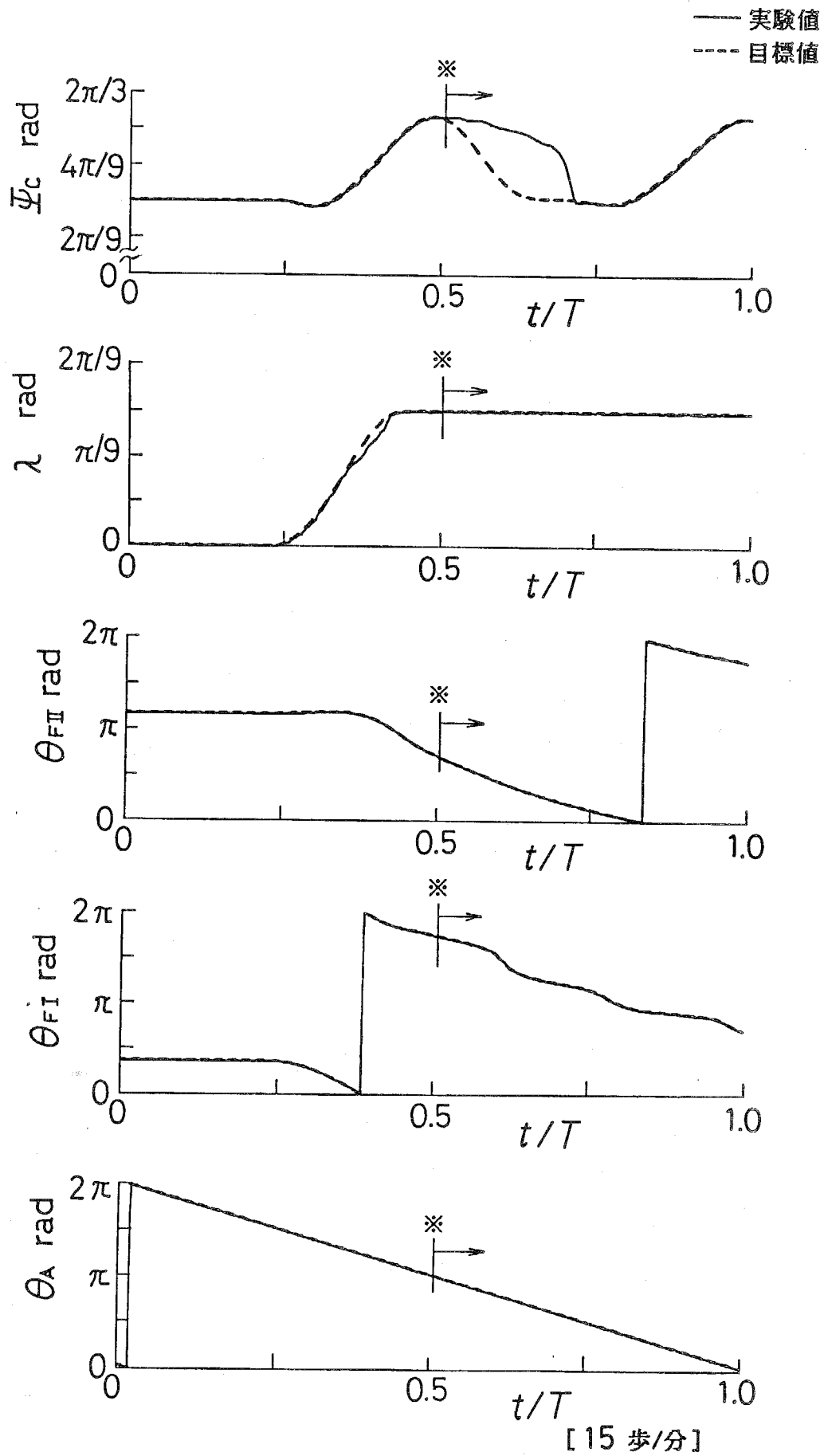
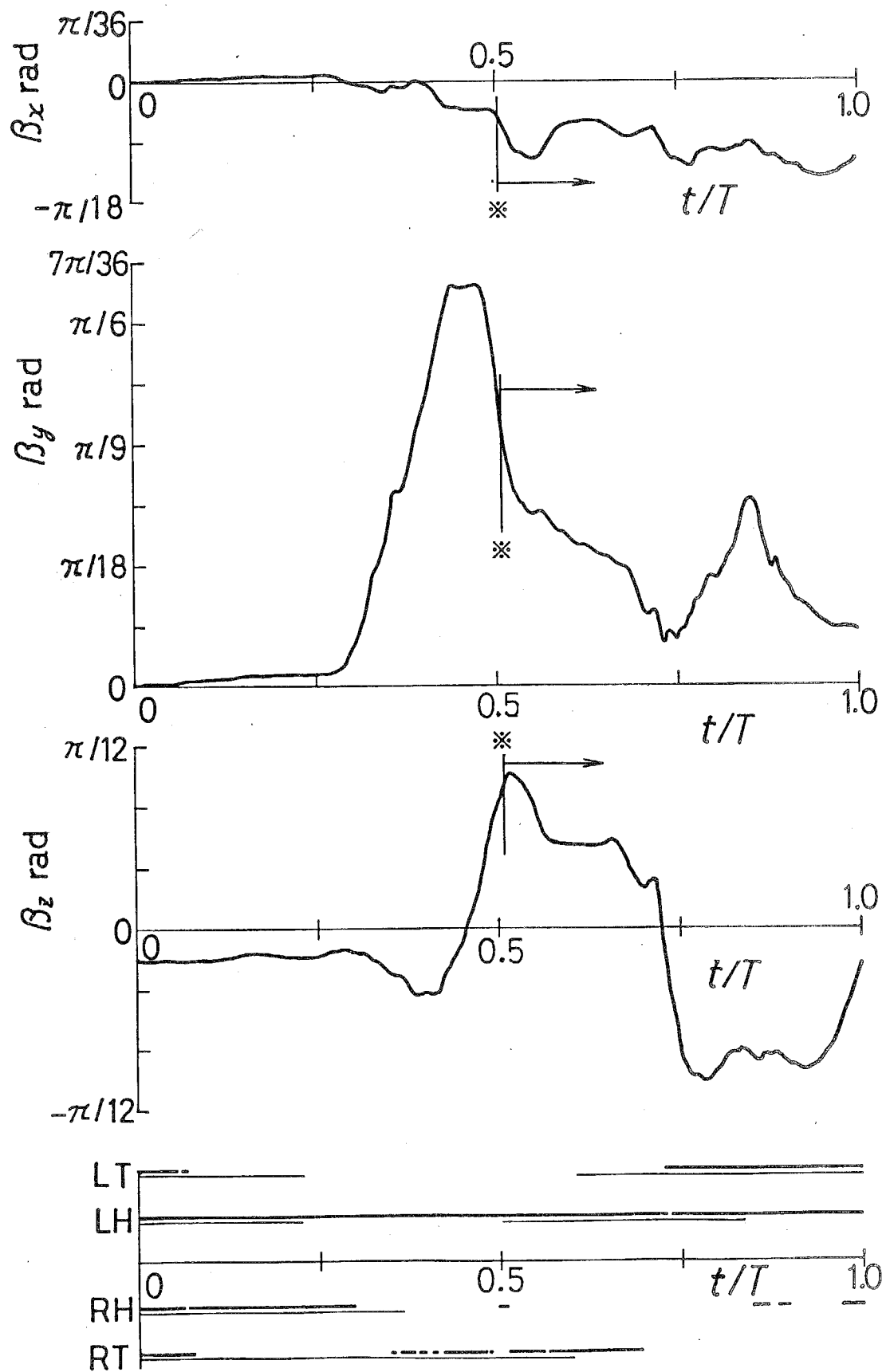


図5.19 歩行開始時の原動節角変位



[15 歩/分]

図5.20 歩行開始時の腰部揺動角および足部の接地状態

そこで、姿勢制御機構の運動を変更して、足部駆動機構に加わる負荷を調整することにし、倒立振子の揺動角変位 $\varphi_c(t)$ を実験的に求め、図5.21の破線とした。遊脚となるべき脚の足部を離地させるために、図5.19の目標値に比べて早めに倒立振子を後方へ運動させて腰部を一旦後方へ傾かせるようにしている。このときの実験結果は図5.22となり、人間の介添えなしに歩行を開始している。なお、倒立振子の揺動角の応答は図5.21の実線となり、腰部の角変位誤差が減少したため、ほぼ目標値と一致した応答が得られることがわかる。

つぎに、歩行速度15歩/分の定常歩行状態から歩行半周期内に両脚をそろえて停止する場合の実験結果を図5.23, 5.24に示す。倒立振子の揺動角は、脚機構が剛体節よりなるとして求めた理論値（図4.15の二点鎖線および図4.17の細破線）に対して、その振幅をやや小さく、揺動中心を低くし、また位相を進めた。歩行終了期間（ $0.5 \leq t/T \leq 1.0$ ）における角 β_x , β_y , β_z の変化は定常歩行期間（ $t/T < 0.5$ ）における変化と同程度であり、安定した歩行終了を行っていることがわかる。

以上のように、脚機構の弾性変形に対応すべく姿勢制御機構の運動を若干変更することにより、歩行開始および歩行終了を実現することができた。

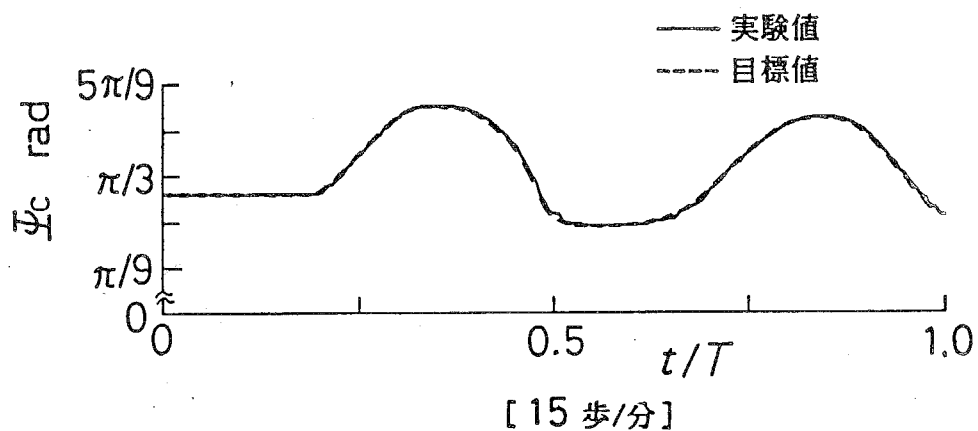


図5.21 変更した倒立振子の揺動角

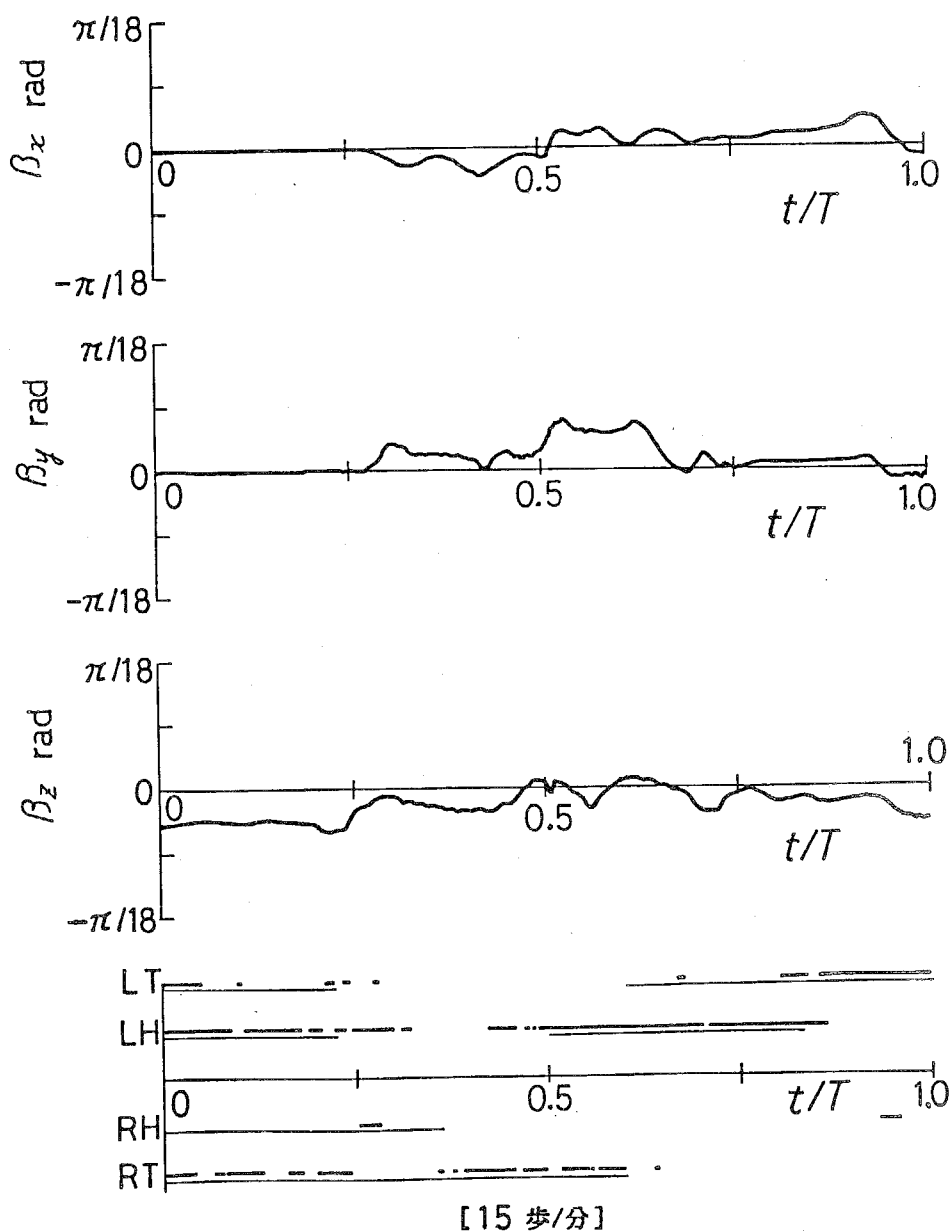


図5.22 倒立振子の揺動角を変更した後の
歩行開始時の腰部揺動角および足部の接地状態

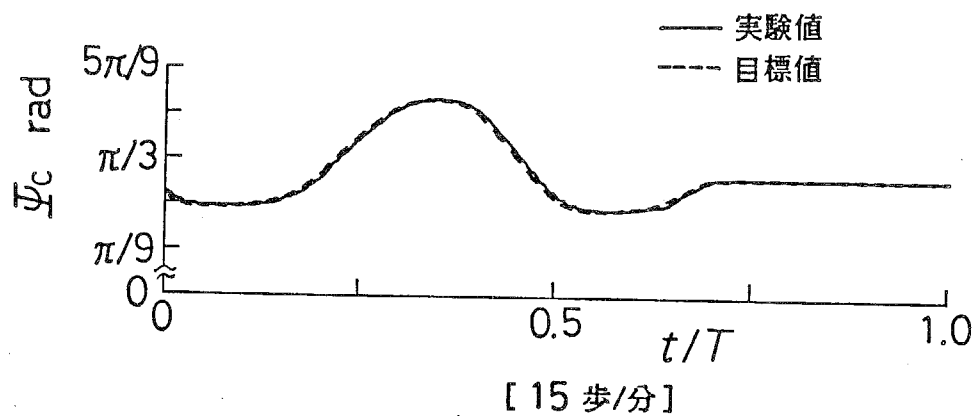


図5.23 歩行終了時の倒立振子の揺動角

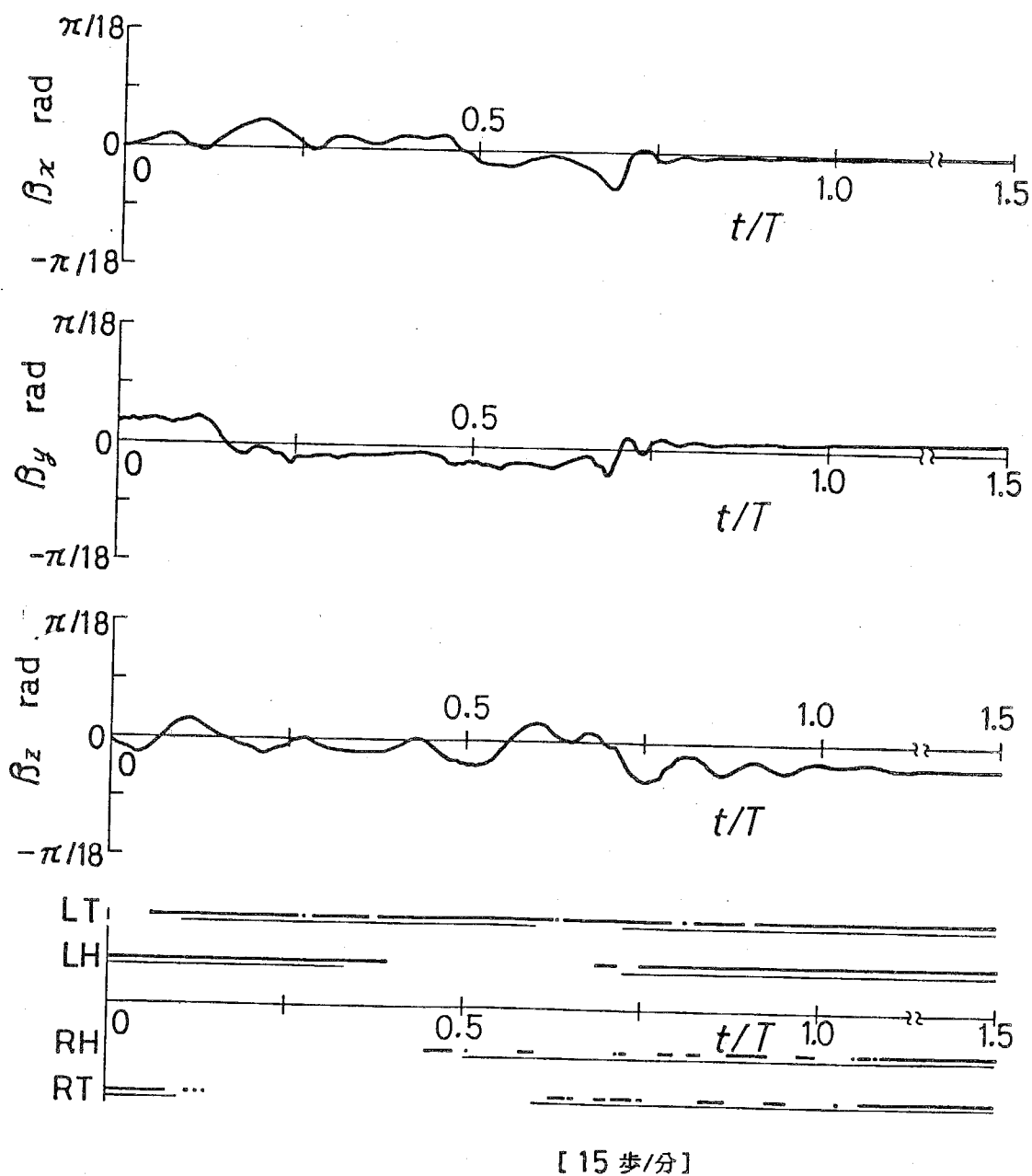


図5.24 歩行終了時の腰部揺動角および足部の接地状態

5・4 結 言

本章では、前章までに示した総合手法に基づいて得られる2足歩行機械を実際に試作し、その歩行実験を行った。得られた結果を要約すれば次のとおりである。

(1) 2足歩行機械の基本的な歩行機能である水平面上の直進定常歩行時の歩行特性を知るために、調整機能をもたない脚機構として、その足関節軌跡創成機構と足部駆動機構の原動節を同一の角速度で回転させる一自由度機構を総合した。また、第4章で提案した姿勢制御機構も脚機構の原動軸から回転揺動機構を介して駆動するものとし、一自由度の2足歩行機械を構成した。さらにこれにサーボモータおよび遊星歯車機構よりなる副姿勢制御機構を搭載した2足歩行機械を試作した。

(2) (1) 項の試作機により歩行実験を行ったところ、試作機は歩行速度75歩/分～120歩/分の範囲で、動的に安定な歩行を行うことが確認された。この高い歩行速度は、自由度の限定された閉ループ機構を採用してアクチュエータを腰部に搭載し、脚部の軽量化と制御の単純化を図ったことに起因するもので、これにより本論文で提案した2足歩行機械の設計方針の妥当性が検証された。

(3) 調整機能を付加した脚機構により種々の非定常歩行が実現できることを例証するために、第3章で得られた歩幅可変脚機構および第4章で得られた姿勢制御機構を有する2足歩行機械を試作した。その腰部を固定して脚機構の駆動試験を行ったところ、歩行開始・終了を含む歩幅変更および歩行速度の変更を伴う非定常歩行時の脚の運動が、ごく小規模の制御系により滑らかにかつ確実に得られることが確認され、脚機構の構成およびその運動の決定手法の妥当性が検証された。

(4) (3) 項の試作機により歩行実験を行ったところ、その足部駆動機構の一部の節の弾性変形により歩行中に腰部に大きな角変位誤差を生じ、剛体運動に基づく姿勢制御では安定な歩行が得られなかった。そこで、姿勢制御機構の運動を変更して足部駆動機構に加わる負荷を調整したところ、直立静止状態から定常歩行への歩行開始および定常歩行から直立静止状態への歩行終了を実現することができた。

第 6 章 結 論

本論文では，人間の日常生活空間における搬送機械としての2足歩行機械を対象に，その主たる運動系を脚機構と姿勢制御機構に分割して構成し，それぞれの機構形式として可調整閉ループリンク機構および二自由度空間リンク機構を提案し，直進定常歩行および歩幅変更を伴う直進非定常歩行に関して適切な機構総合を行うとともに，理論的ならびに実験的検討を加えて，運動特性および制御特性の優れた機構の総合を可能にした。

まず，2足歩行機械が人間の日常生活空間で自由に移動するための歩行機能を分類して，それらを実現するために脚機構に要求される機能および機構の自由度について考察し，水平面直進定常歩行機能を有する脚機構を足関節軌跡創成機構と足部駆動機構により構成することを提案して機構総合を行った。ついで，得られた足関節軌跡創成機構を，その原動節長を調整する可調整機構とし，これと足部駆動機構を連結して歩幅の変更が可能な脚機構を構成するとともに，歩行速度変更時および歩幅変更時におけるその入力運動の決定手法を求めた。さらに，歩行機械が機構学的に定められた歩行を行うために満足すべき動力学的条件を導出して，この条件を用いて歩行機械の簡便な動的解析を可能にするとともに，歩行機械にこの条件を満足させるための具体的な姿勢制御機構を提案し，その歩行時の運動の決定手法を求めた。最後に，脚機構および姿勢制御機構を合わせて一自由度機構で構成した歩行機械，ならびに歩幅変更の可能な脚機構を組み込んだ歩行機械を試作し，それぞれ定常歩行および非定常歩行に関する実験を行い検討を加えた。

本研究で得られた結論を要約すれば次のとおりである。

(1) 2足歩行機械が人間の日常生活空間で用いられる場合に必要な歩行機能は，水平面上の直進歩行機能，傾斜面歩行機能，階段歩行機能，旋回歩行機能および障害物の回避機能の五つの機能である。これらの歩行機能は，基本的な歩行機能である水平面直進定常歩行を実現する脚機構を，足関節の腰部に対する所要の軌跡を創成する足関節軌跡創成機構と足部の足関節まわりの所要の角運動を創成する足部駆動機構で構成して，さらに前者を歩幅および遊脚の高さを調整できる可調整機構とし，後者に足部と脚の間の鉛直軸まわりの相対角運動を与える機構を付加することによりすべて実現できる。

(2) 足関節に付加される足部の運動を限定することなくしかも形式の異なる機構の特性をそれぞれ活かして総合を行うために，足関節軌跡創成機構の満たすべき運動学的条件として具体的な足関節軌跡を指定することを避け，歩行1周期において股関節角と膝関節角が最大値および最小値をとる順序，両関節角の変化幅の範囲，脚の支持期間，支持期間の開始・終了時の脚長および両脚支持期間にお

ける足関節位置を指定した。ついで、回転対偶のみからなる節数6以下の平面径路創成機構の中から足関節軌跡創成機構に適用しうる機構形式を選択し、それぞれの機構形式について前記の条件に適合する総合法を明示して総合を行った。得られた機構を比較・検討したところ、歩行機械腰部の等速性および機構の運動伝達性を重視する場合は4節機構およびE形6節機構を、腰部の歩行面からの高さで機構の形状の細長さを重視する場合にはF形6節機構を足関節軌跡創成機構に採用すればよいことがわかった。

(3) 足部の運動条件として、両脚支持期間において足部と歩行面との間にすべりを生じないこと、足部が指定された接地パターンにしたがって接地すること、さらに足部の運動によって腰部が、i)揺動しない、ii)進行方向に等速度で移動する、iii)上下動しない、のいずれかであること、および遊脚が歩行面に対して高く上がることを与えれば、足関節の角変位曲線が定まる。その足関節角変位を得るために、大腿部上のB形6節機構と下腿部上の4節機構を連結した足部駆動機構を具体的に提案して、運動伝達性を考慮した総合を行った。その結果、足部の運動条件をすべて満足し、かつ腰部が揺動することなく進行方向にほぼ等速度で移動する搬送機として優れた特性を有する脚機構が得られた。

(4) 脚機構の調整機能として歩幅の変更機能を取りあげ、これを実現するために足関節軌跡創成機構の原動節長を調整してその足関節軌跡を拡大・縮小することを提案した。この調整を行うために、原動軸に直進対偶で連結された節を調整用入力節とし、さらに原動節の回転面上に直進対偶および回転対偶によって連結された節を出力節として原動節動対偶にその回転面上でそれぞれ直線運動および円運動を与えて原動節長を調整する原動節長調整機構を提案し、その総合を行った。2脚の足関節軌跡創成機構にそれぞれ原動節長調整機構を組み込み、それらの入力節を連結して一つの節として2脚の原動節長を常に等しく調整する可調整機構とし、さらにこれに足部駆動機構を連結すれば、2脚を合わせて4自由度の歩幅可変脚機構を構成することができる。しかもこれを駆動するすべてのアクチュエータは腰部上に集中して搭載することができる。

(5) 歩幅変更時における歩幅可変脚機構の腰部に対する相対運動を定めるためには、まず腰部が揺動および後退せず、遊脚の足部が後退しない条件から歩幅の変更期間を求め、この期間の足関節軌跡創成機構の原動節長調整入力を求めて足関節の運動を決定した後、さらに歩行機械が指定された接地パターンをとる条件を追加して足部駆動機構の原動節角変位を決定する。具体的に、歩行機械が歩行開始・終了を行う場合および定常歩行中に歩幅を拡大・縮小して新たな歩幅で定常歩行を行う場合における脚機構の腰部に対する相対運動を決定し、さらにこのときの腰部の歩行面に対する運動を求めた。その結果、腰部は歩幅変更期間および定常歩行期間を通して揺動および後退することなく運動し、搬送機として優れ

た特性を有する2足歩行機械が得られることがわかった。

(6) 2足歩行機械が機構学的に定められた歩行を実現するための動力学的条件を、歩行面反力および歩行機械の歩行面との接触面とゼロモーメントポイントの相対位置関係に関する条件により表した。歩行機械の設計段階でこの条件を調べれば、複雑な運動方程式を解くことなく容易に所要の歩行が実現できるか否かを判定することができ、さらに歩行機械本体の角運動や足部と歩行面とのすべりなどの基本的な特性を解析することができる。例として歩幅可変脚機構のみからなる歩行機械について解析したところ、歩行機械は機構学的に定めた歩行運動とは異なる前後および左右方向の角運動を行うこと、ならびに歩容および歩行速度により足部のすべりを生じることがわかった。そこで、歩容毎に歩行速度を制限するものとし、さらにその角運動を防止するために姿勢制御機構が発生すべき補償モーメントを求めた。

(7) 2足歩行機械が必要とする補償モーメントを発生する具体的な姿勢制御機構として、先端につりあいおもりを取り付けた倒立振子を、回転対偶により斜めクランク軸に連結し、さらに円柱-平面对偶によりもう一つの原動節に連結した二自由度空間リンク機構を提案した。この機構では、斜めクランク軸の回転およびもう一つの原動節の揺動により、倒立振子にそれぞれ左右方向および前後方向の揺動運動を与えることができ、所要の2軸まわり補償モーメントが得られる。また、斜めクランク軸を脚機構の原動軸と連動させることが可能であり、歩幅可変脚機構と組み合わせて全体でわずかに5自由度の2足歩行機械を構成することができる。

(8) (6)項の動力学的条件を満足するゼロモーメントポイントの理想変位を指定して、これを実現するように倒立振子の角運動を最適化法により決定する手法を提案した。この手法では倒立振子の運動方程式を解く必要はなく容易かつ確実に姿勢制御機構の運動を決定することができる。実際に、定常歩行時、歩幅変更時および歩行速度変更時の姿勢制御機構の運動を定めるとともに、姿勢制御機構搭載時の歩行シミュレーションを行った。その結果、片脚支持の一部の期間において腰部の微小な揺動が存在するものの、歩行機械が動的安定性を保ちつつ、機構学的に定められた歩容に極めて近い歩行を行うことを確認した。

(9) 脚機構を、その足関節軌跡創成機構と足部駆動機構の原動節を同一の角速度で回転させる一自由度機構とし、また姿勢制御機構も脚機構の原動軸から回転揺動機構を介して駆動するものとして、1自由度の2足歩行機械を構成し、さらにこれにサーボモータおよび遊星歯車機構よりなる副姿勢制御機構を搭載した2足歩行機械を試作して、水平面上の直進定常歩行実験を行った。その結果、試作機は歩行速度75歩/分～120歩/分の範囲で、動的に安定な歩行を行うことが確認された。この高い歩行速度は、歩行機械の自由度を限定してその制御を容易にし、

しかもアクチュエータを腰部に搭載して脚部を軽量にしたことに起因するものである。

(10) 歩幅可変脚機構を有する2足歩行機械を試作し、その腰部を固定して脚機構の駆動試験を行って、歩行開始・終了を含む歩幅変更および歩行速度の変更を伴う非定常歩行時の脚の運動がなめらかにかつ確実に得られることを確認した。さらに歩行実験を行ったところ、足部駆動機構の弾性変形に起因する腰部の角変位誤差が認められたが、姿勢制御機構の運動を変更して足部駆動機構に加わる負荷を調整することにより、直立静止状態から定常歩行への歩行開始動作および定常歩行から直立静止状態への歩行終了動作を実現することができた。

参 考 文 献

- (1) Gubina, F., Hemami, H. and Mcghee, B. R., "On the Dynamic Stability of Biped Locomotion", IEEE Trans. on Bio-Medical Engineering, 21-2 (1974), pp.102-108.
- (2) Golliday, Jr. C. L., and Hemami, H., "Postural Stability of the Two Degrees-of-Freedom Biped by General Linear Feedback", IEEE Trans. on Automatic Control, Feb.(1976), pp.74-79.
- (3) Hemami, H. and Farnsworth, R. L., "Postural and Gait Stability of a Planar Five Link Biped by Simulation", IEEE Trans. Jun.(1977), pp.452-458.
- (4) Hemami, H. and Camana, F. C., "Nonlinear Feedback in Simple Locomotion Systems", IEEE Trans. on Automatic Control, Dec.(1976), pp.858-860.
- (5) Golliday, Jr. C. L. and Hemami, H., "An Approach to Analyzing Biped Locomotion Dynamics and Designing Robot Locomotion Controls", IEEE Trans. on Automatic Control, 22-6(1977), pp.963-972.
- (6) Vukobratović, M. and Juričić, D., "Contribution to the Synthesis of Biped Gait", IEEE Trans. on Bio-Medical Engineering, 16-1(1969), pp.1-6.
- (7) Vukobratović, M., Frank, A. A. and Juričić, D., "On the Stability of Biped Locomotion", IEEE Trans. on Bio-Medical Engineering, 17-1 (1970), pp.25-36.
- (8) Vukobratović, M. and Stepanenko, J., "Mathematical Models General Anthropomorphic Systems", Mathematical Biosciences 17(1973), pp.191-242.
- (9) M. ヴコブラトビッチ (加藤, 山下訳), "歩行ロボットと人工の足", (1975), 日刊工業新聞社.
- (10) 伊藤(宏), 伊藤(正), 藤井, "2足歩行系のサーボ・モデルによる解析", バイオメカニズム 4, (1978), pp.263-270, 東京大学出版会.
- (11) Bletskii, V. V. and Lavrovskii, E. K., "Model Problems of Biped Locomotion", Izv. AN SSSR. Mekhanika Tverdogo Tela, 16-2(1981), pp.156-165.
- (12) 加藤, 角尾, 平林, "2足歩行ロボット (WABOT-1)の開発", バイオメカニズム 2, (1973), pp.173-184, 東京大学出版会.

- (13) 雁瀬, 加藤(高), 加藤(一), "油圧式2足歩行機械による準動歩行の研究",
バイオメカニズム5, (1980), pp.269-280, 東京大学出版会.
- (14) 加藤(高), 高西, 石川, 加藤(一), "2足歩行機械システムの研究",
バイオメカニズム6, (1982), pp.252-260, 東京大学出版会.
- (15) 高西, 石田, 山崎, 加藤, "2足歩行ロボットWL-10RDによる動歩行の実現",
日本ロボット学会誌3-4(1985), pp.325-335.
- (16) 宮崎, 有本, "特異摂動法による多自由度二足歩行系の解析",
日本計測自動制御学会論文集, 15-4(1978), pp.84-90.
- (17) 藤田, 川村, 織田, 宮崎, 有本,
"2足歩行機械による様々な歩行様式の実現",
第1回知能移動ロボットシンポジウム講演会論文集, (昭57-7), pp.89-94.
- (18) 有本, 宮崎, "二足歩行ロボットの階層制御",
日本ロボット学会誌1-3(1983) pp.167-175.
- (19) 川村(貞), 川村(竜), 藤野, 宮崎, 有本,
"運動パターン学習による二足歩行ロボットの歩行実現",
日本ロボット学会誌3-3(1985) pp.177-187.
- (20) 下山, "竹馬型2足歩行ロボットの動的歩行",
日本機械学会論文集, 48-433,C(昭57-9), pp.1445-1455.
- (21) 下山, 三浦, "竹馬型2足歩行ロボットの動歩行に関する研究",
第1回知能移動ロボットシンポジウム講演会論文集, (昭57-7), pp.77-82.
- (22) 下山, 三浦, 光石, "2足歩行ロボットBIPER-5の動歩行に関する研究",
日本機械学会論文集, 49-444,C(昭58-8), pp.1372-1381.
- (23) 柏瀬, 坂中, 川野, 宗藤, 井出, 大沢, 新郷, 美多,
"高速2足歩行ロボットの一制御方式と実現",
第1回知能移動ロボットシンポジウム講演会論文集, (昭57-7), pp.83-88.
- (24) Mita, T., Yamaguchi, T., Kashiwase, T. and Kawase, T.,
"Realization of a High Speed Biped Using Modern Control Theory",
Int. J. Control, 40-1(1984), pp.107-119.
- (25) 古荘, 森塚, 増淵,
"局所フィードバックの概念を考慮した2足歩行の低次元モデル",
日本計測自動制御学会論文集, 17-5(1981), pp.596-601.
- (26) 古荘, "動的二足歩行ロボットの制御—その低次モデルおよび階層制御策",
日本ロボット学会誌1-3(1983), pp.182-190.
- (27) Yamada, M., Furusho, J., and Sano, A.,
"Dynamic Control of Walking Robot with Kick-Action",
Proc. of ICAR(1985).

- (28) Katoh, R. and Mori, M., "Control Method of Biped Locomotion Giving Asymptotic Stability of Trajectory", Automatica 20-4(1984), pp.405-414.
- (29) 舟橋, 渡辺, 小川,
"直進つりあいおもりによる歩行機械の姿勢制御について",
日本機械学会論文集 45-390(昭54-2), pp.248-258.
- (30) 高浜, 藤田, 弓削, 西村, 安藤, 中山, "2足歩行ロボットの設計",
昭和58年度精機学会秋季大会学術講演論文集, pp.739-742.
- (31) 広瀬, 梅谷, "4足歩行機械の基本運動調整系の構成と歩行実験",
日本計測自動制御学会論文集, 16-5(1980-10), pp.133-139.
- (32) 阿部, 金子, 西沢, "擬似直線機構を用いた6足歩行機械に関する研究",
日本ロボット学会学術講演予稿集, (昭58), pp.125-128.
- (33) 阿部, 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研究",
日本計測自動制御学会論文集, 21-6(1985-6), pp.86-93.
- (34) 金子, 阿部, 館, "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.
- (35) 金子, 阿部, 谷江, 館, "協調制御を必要としない歩行機械に関する研究",
バイオメカニズム8, (1986), pp.287-296, 東京大学出版会.
- (36) 高西, "2足歩行ロボット",
日本機械学会誌, 89-808 (昭61-3), pp.262-267.
- (37) 山下, "歩行時のからだの運動特性",
日本機械学会誌, 78-676 (昭50-3), pp.222-227.
- (38) 下嶋, 小川, 山路, "中間節の姿勢を考慮した平面6節機構の総合",
日本機械学会論文集, 39-321(昭48-5), pp.1645-1654.
- (39) 舟橋, "リンク機構の特徴とその設計",
機械設計, 25-14 (昭56-11), pp.32-39.
- (40) 渡辺, 舟橋, "ステファンソン形平面6節機構の運動特性(第2報, 運動伝達性の評価)", 日本機械学会論文集, 50-452 C(昭59-4), pp.662-669.
- (41) 小川, 吉松, 若原, "6節リンク機構の解析",
日本機械学会論文集, 27-184(昭36-12), pp.1938-1946.
- (42) Beaudrot, C. B., "Synthesis of 4-Bar Linkages Adjustable for Several Approximate Staright-Line Motions of a Coupler Point", Trans. ASME, Ser.B, 91-1(1969), pp.172-178.

- (43) McGovern, J. F. and Sandor, G. N., "Kinematic Synthesis of Adjustable Mechanisms (Part 1: Function Generation)", Trans. ASME, Ser. B, 95-2(1973), pp.417-422.
- (44) McGovern, J. F. and Sandor, G. N., "Kinematic Synthesis of Adjustable Mechanisms (Part 2: Path Generation)", Trans. ASME, Ser. B, 95-2(1973), pp.423-429.
- (45) Tao, D. C. and Krishnamoorthy, S., "Linkage Mechanism Adjustable for Variable Coupler Curves with Cusps", Mech. Mach. theory, 13-6 (1978), pp.577-583.
- (46) Tao, D. C. and Krishnamoorthy, S., "Linkage Mechanism Adjustable for Variable Symmetrical Coupler Curves with a Double Point", Mech. Mach. theory, 13-6(1978), pp.585-591.
- (47) Ahmad, A. and Waldron, K. J., "Synthesis of Adjustable Planar 4-Bar Mechanisms", Mech. Mach. Theory, 14-6(1979), pp.405-411.
- (48) 下嶋, 小川, 藤原, 佐藤, "可調整機構の総合(第1報, 径路可変機構)", 日本機械学会論文集, 48-432, C(昭57-8), pp.1209-1216.
- (49) 下嶋, 小川, "可調整機構の総合(第2報, 揺動角可変機構)", 日本機械学会論文集, 49-445, C(昭58-9), pp.1571-1578.
- (50) 三井田, "平面4棒機構による振幅可変揺動装置", 日本機械学会論文集, 44-382, (昭53-6), pp.2071-2079.
- (51) 三井田, "クランクを用いた振れ角可変の揺動機構", 日本機械学会論文集, 44-384, (昭53-8), pp.2879-2887.
- (52) 小川, 舟橋, "空間4節機構の総合(第1報, 機構の分類および2回り対偶, 1球対偶よりなる機構の総合)", 日本機械学会論文集, 33-247, (昭42-3), pp.451-457.
- (53) 牧野, "自動機械機構学", 日刊工業新聞社, (昭61).
- (54) 舟橋, 小川, 本田, 岩附, "2足歩行機械の脚機構の総合(第2報, 足部駆動機構の総合)", 日本機械学会論文集, 50-455, C(昭59-7), pp.1292-1297.
- (55) 舟橋, 岩附, 横山, "原動節長調整機構の総合", 日本機械学会論文集, 51-470, C(昭60-10), pp.2737-2743.
- (56) 岩附, 舟橋, "2足歩行機械の非定常歩行(第1報, 脚機構の運動)", 日本機械学会論文集, 52-484, C(昭61-12), pp.3339-3345.
- (57) 小島, 「不等速運動機械の安定性」, 東京工業大学昭和53年度修士論文
- (58) 後藤, 「不等速運動機械の安定性」, 東京工業大学昭和52年度修士論文

謝 辞

本論文の研究は、舟橋宏明教授の御指導のもとに行いました。舟橋先生には、筆者が卒業研究に就く際に、奥深くかつやりがいのある本論文のテーマを御提示いただくとともに、以後6年間の長きにわたり、終始懇切なる御教示ならびに温かい御援助と親身の激励をいただきました。舟橋先生に深く感謝致します。

また、本学名誉教授小川潔先生には、折りにふれ適切なる御助言と温かい激励の御言葉を賜りました。ここに、謹んで感謝致します。

本研究を遂行するにあたり、機械要素実験室の横山良明助手、堀江三喜男助手、塚本美弥子技官には、素晴らしい研究環境を整えていただくとともに、多大なる御助力をいただきました。三氏に深く感謝致します。

また、機械要素実験室において、筆者以前に2足歩行機械の研究に従事されました諸先輩、すなわち後藤康夫氏（現、ミノルタカメラ(株)）、小島史夫氏（現、日本電装(株)）、本田巖氏（現、三菱重工業(株)）、谷島孝氏（現、ソニー(株)）、島田聡氏（現、大日本印刷(株)）の研究成果から多くの知見を得ることができました。とくに、後藤氏と本田氏には、その実験装置の一部を本研究の実験装置に利用させていただきました。ここに、諸先輩に深謝の意を表します。

さらに、機械要素実験室において、筆者とともに研究を行い、本研究における数値計算の一部、実験装置の試作および歩行実験を御手伝いいただきました、村木克行氏（現、ファナック(株)）、山口善郎氏（現、東京工業大学大学院）、田中章雄氏（現、東京工業大学大学院）、武田行生氏（東京工業大学4年生）の諸氏に深く感謝致します。

本論文は、上述の各氏の御指導ならびに御協力なしには完成しえませんでした。ここにあらためて、心より厚く御礼申し上げます。

付録1. アクチュエータおよび減速機の決定手法

機構の原動軸の入力トルクおよび角速度の時間関数が与えられた場合に，それらを発生する最小容量のアクチュエータおよびそれに連結する減速機を求める。

取り扱うアクチュエータを回転形のD.C.サーボモータに限定する。摩擦の影響を無視すれば，モータの角速度 ω_M (rad/s)と発生トルク T_M (N·m)の関係は次式で表される。

$$\omega_M = \frac{K_T E_a - R_a T_M}{K_T K_E} \quad (\text{付1.1})$$

ここに，

K_T : トルク定数 (N·m/A)

K_E : 誘起電圧定数 (V·s/rad)

R_a : 電機子抵抗 (Ω)

E_a : 入力電圧 (V)

である。式(付1.1)より，最大入力電圧 $E_{\max}$ のもとで，モータの発生する最大角速度 $\omega_{M,\max}$ ，最大トルク $T_{M,\max}$ および最大動力 $P_{M,\max}$ はそれぞれ次式で表される。

$$\omega_{M,\max} = E_{\max} / K_E \quad (\text{付1.2})$$

$$T_{M,\max} = K_T E_{\max} / R_a \quad (\text{付1.3})$$

$$P_{M,\max} = K_T E_{\max}^2 / (4 K_E R_a) \quad (\text{付1.4})$$

さらに，最大動力 $P_{M,\max}$ を発生するときの角速度およびトルクをそれぞれ $\omega_{M,P}$ ， $T_{M,P}$ とすれば，それぞれ次式で与えられる。

$$\omega_{M,P} = E_{\max} / (2 K_E) = \omega_{M,\max} / 2 \quad (\text{付1.5})$$

$$T_{M,P} = K_T E_{\max} / (2 R_a) = T_{M,\max} / 2 \quad (\text{付1.6})$$

また，モータの使用可能範囲は次式で表され，これを図示すれば付図1.1の斜線部となる。

$$|\omega_M| \leq \frac{\omega_{M,\max} (T_{M,\max} - T_M)}{T_{M,\max}}, \quad |T_M| \leq T_{M,\max} \quad (\text{付1.7})$$

モータの容量を表す指標として，式(付1.4)の最大動力 $P_{M,\max}$ を採用し， $\omega_{M,\max}$ ， $T_{M,\max}$ ， $\omega_{M,P}$ ， $T_{M,P}$ を $P_{M,\max}$ の関数で表すことにする。このために，D.C.サーボモータのデータベースを作成し，それらの定式化を行った。収集したデータは，前述の K_E ， K_T ， R_a ならびに定格電圧 E_R ，質量 m_M である。定格電圧を最大入力電圧とするものとし，

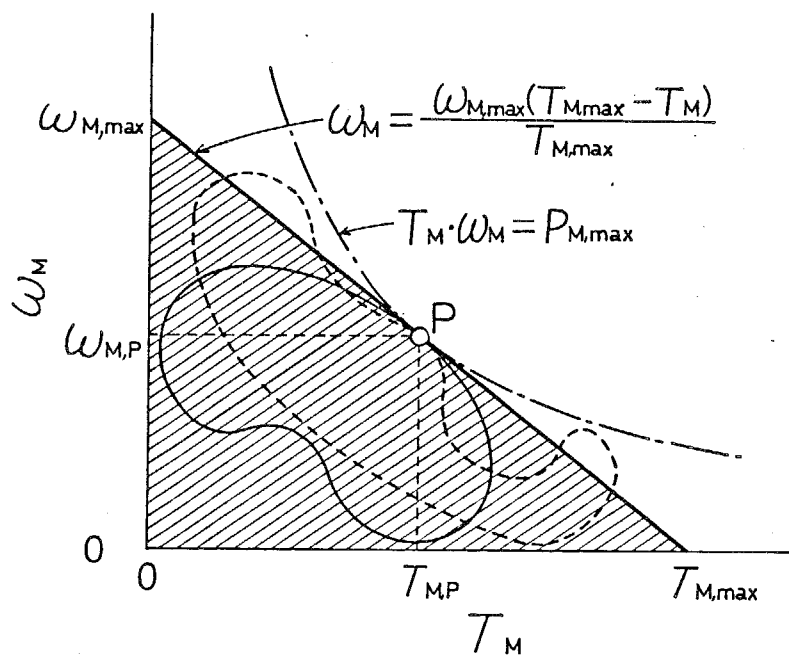
$$E_{\max} = E_R \quad (\text{付1.8})$$

とすれば，収集したデータを用いて式(付1.2)～(付1.6)の諸量はすべて求められる。

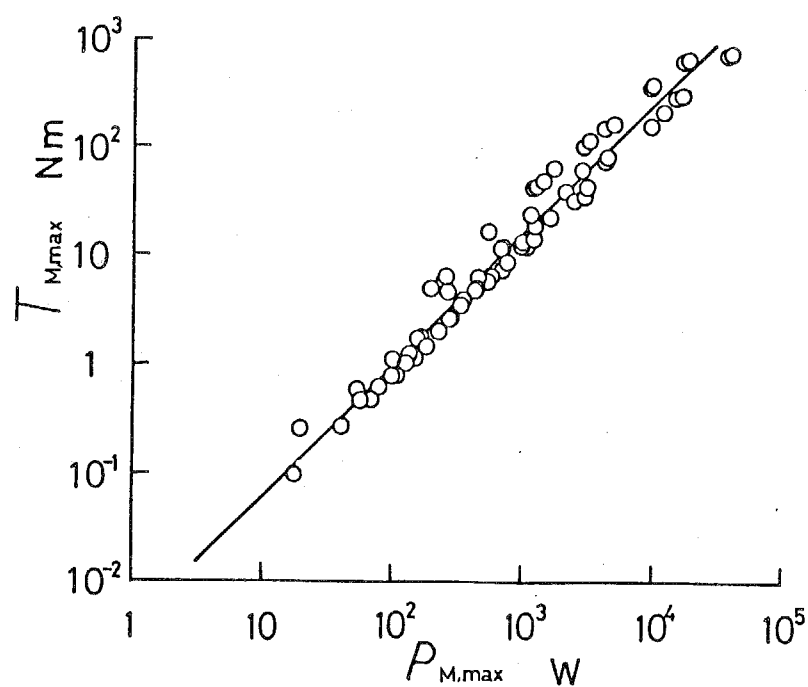
最大トルク $T_{M,max}$ (N・m) と最大動力 $P_{M,max}$ (W) の関係を示せば付図1.2となり、
最小自乗近似によりその関係式を求めれば、次式となる。

$$T_{M,max} = 0.00392 P_{M,max}^{1.207}$$

(付1.9)



付図1.1 D.C.サーボモータのトルク－角速度線図



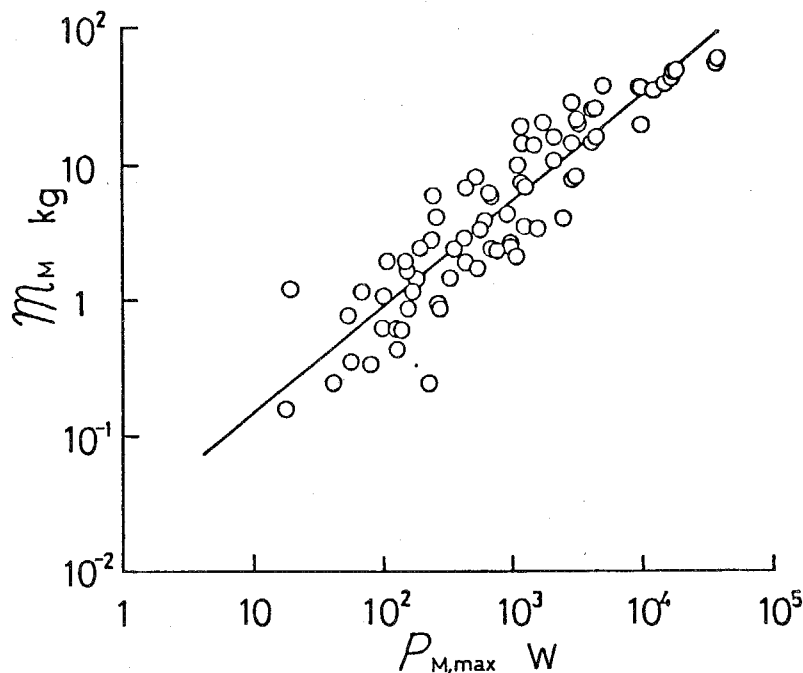
付図1.2 D.C.サーボモータの最大動力と最大トルクの関係

この式と式(付1.5), (付1.6)および $P_{M, \max} = T_{M, P} \cdot \omega_{M, P}$ の関係式から, $\omega_{M, \max}$, $\omega_{M, P}$, $T_{M, P}$ も $P_{M, \max}$ の関数で表され, それぞれ次式となる.

$$\left. \begin{aligned} \omega_{M, \max} &= 1020.4 P_{M, \max}^{-0.207} \\ \omega_{M, P} &= 510.2 P_{M, \max}^{-0.207} \\ T_{M, P} &= 0.00196 P_{M, \max}^{1.207} \end{aligned} \right\} \quad (\text{付1.10})$$

さらに, 質量 m_M と最大動力 $P_{M, \max}$ の関係を示せば付図1.3となり, 最小自乗近似によりその関係式を求めれば, 次式となる.

$$m_M = 0.0243 P_{M, \max}^{0.7821} \quad (\text{付1.11})$$



付図1.3 D.C.サーボモータの最大動力と質量の関係

式(付1.9)~(付1.11)を満足するモータが, 任意の $P_{M, \max}$ に対して存在するものとし, 機構の原動軸の入力トルクおよび回転角速度が与えられた場合に, それに必要な $P_{M, \max}$, およびモータの質量 m_M を求めることにする.

さて, 減速比 r_G , 減速効率 η_G の減速機を介して機構を駆動するものとし, 機構に供給すべき動力が最大となるときの, モータが最大動力を発生するようにする. すなわち, 機構に供給すべき最大動力 $P_{L, \max}$ およびこのときの原動軸の角速度 $\omega_{L, P}$ を求めて, さらに次式が成立するように, モータの最大動力および減速比を求める.

$$P_{L, \max} = \eta_G \cdot P_{M, \max} \quad (\text{付1.12})$$

$$\omega_{L, P} = r_G \cdot \omega_{M, P} \quad (\text{付1.13})$$

式(付1.12)において減速効率 η_g を既知とすれば、次式でモータの最大動力が求められる。

$$P_{M,max} = P_{L,max} / \eta_g \quad (\text{付1.14})$$

さらに式(付1.11)から質量 m_M が得られる。

減速比 r_g については、式(付1.13)の $\omega_{M,P}$ を式(付1.10)で与えることにより次式で求められる。

$$\begin{aligned} r_g &= \omega_{L,P} / \omega_{M,P} \\ &= \omega_{L,P} / 510.2 P_{M,max}^{-0.207} \end{aligned} \quad (\text{付1.15})$$

このように減速比 r_g を定めた後、機構の原動軸の角速度 ω_L および入力トルク T_L に対応するモータの角速度 $\omega_M = \omega_L / r_g$ および発生トルク $T_M = r_g T_L / \eta_g$ を求めれば、概ね付図1.1の実線の曲線のようになる。

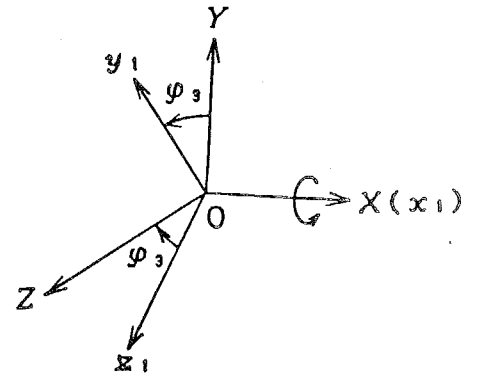
ここで、 $P_{L,max}$ は小さいが、一部に大きな角速度やトルクを必要とするような機構では、上述のように減速比を決定すると、付図1.1の破線の曲線のように、式(付1.7)を満足しない区間が生じ、機構を駆動できない場合がある。この場合は、あらかじめ $P_{L,max}$ および $\omega_{L,P}$ に実際とは異なる大きめの値を与えて上述の $P_{M,max}$ および r_g の算出を行い、すべての T_M 、 ω_M に対して式(付1.7)を満足し、かつ $P_{M,max}$ が最小となる $P_{L,max}$ および $\omega_{L,P}$ を探索する。

付録2 座標変換行列

4・2節に述べた2座標系 $O-XYZ$ と $O-x'y'z'$ 間の座標変換変換行列を導出する。 $O-x'y'z'$ は $O-XYZ$ を以下の手順で逐次回転することにより得られる。

(1)付図2.1のように $O-XYZ$ を X 軸まわりに φ_3 回転させて座標系 $O-x_1y_1z_1$ を得る。ここに、

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_3 & \sin \varphi_3 \\ 0 & -\sin \varphi_3 & \cos \varphi_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} \\ &= [\varphi_3] \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} \quad (\text{付2.1}) \end{aligned}$$

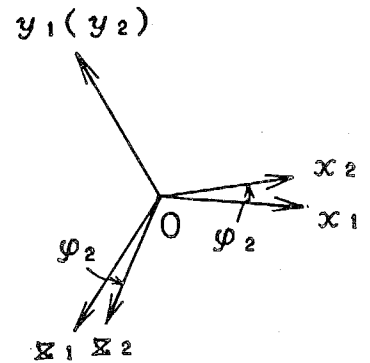


付図2.1 X 軸まわりの回転

である。

(2)付図2.2のように $O-x_1y_1z_1$ を y_1 軸まわりに φ_2 回転させて座標系 $O-x_2y_2z_2$ を得る。ここに、

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & 0 & -\sin \varphi_2 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & 0 & \cos \varphi_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} \\ &= [\varphi_2] \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} \quad (\text{付2.2}) \end{aligned}$$

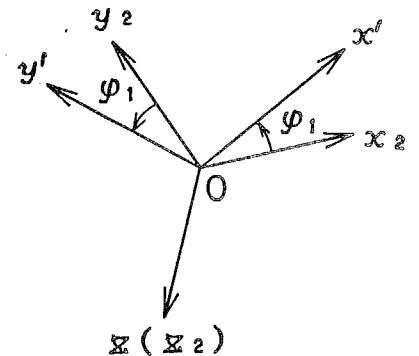


付図2.2 y_1 軸まわりの回転

である。

(2)付図2.3のように $O-x_2y_2z_2$ を z_2 軸まわりに φ_1 回転させて座標系 $O-x'y'z'$ を得る。ここに、

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} \\ &= [\varphi_1] \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} \quad (\text{付2.3}) \end{aligned}$$



付図2.3 z_2 軸まわりの回転

である。

したがって、 $O-XYZ$ と $O-x'y'z'$ との間の座標変換は

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & 0 & -\sin \varphi_2 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & 0 & \cos \varphi_2 \end{bmatrix} \\
 &\quad \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_3 & \sin \varphi_3 \\ 0 & -\sin \varphi_3 & \cos \varphi_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} \\
 &= [\varphi_1] [\varphi_2] [\varphi_3] \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} \\
 &= [T] \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} \qquad \qquad \qquad (\text{付2.4})
 \end{aligned}$$

と表される。 $[T]$ およびその時間微分行列 $[\dot{T}]$, $[\ddot{T}]$ の成分は次式となる。

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 & \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ \sin \varphi_1 & -\cos \varphi_2 \sin \varphi_3 & \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 \end{bmatrix}$$

$$[\dot{T}] = \dot{\varphi}_1 \begin{bmatrix} -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 & \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ -\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & -\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$+ \dot{\varphi}_2 \begin{bmatrix} -\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 & \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 & -\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 & \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & -\sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \end{bmatrix}$$

$$+ \dot{\varphi}_3 \begin{bmatrix} 0 & -\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 & \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 \\ 0 & -\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 \\ 0 & -\cos \varphi_2 \cos \varphi_3 & -\cos \varphi_2 \sin \varphi_3 \end{bmatrix}$$

$$= \dot{\varphi}_1 [A_1] + \dot{\varphi}_2 [A_2] + \dot{\varphi}_3 [A_3]$$

$$[\ddot{T}] = \ddot{\varphi}_1 [A_1] + \ddot{\varphi}_2 [A_2] + \ddot{\varphi}_3 [A_3]$$

$$+ \dot{\varphi}_1^2 \begin{bmatrix} -\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & -\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 & -\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & -\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$+ \dot{\varphi}_2^2 \begin{bmatrix} -\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & -\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 & \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & -\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ -\sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 & -\cos \varphi_2 \cos \varphi_3 \end{bmatrix}$$

$$+ \dot{\varphi}_3^2 \begin{bmatrix} 0 & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & -\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ 0 & -\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & -\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ 0 & \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 & -\cos \varphi_2 \cos \varphi_3 \end{bmatrix}$$

$$+ 2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \begin{bmatrix} \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 & \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 & -\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 & \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
& + 2 \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 \left[\begin{array}{ccc} 0 & \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 & \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 \\ 0 & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 \\ 0 & \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 & \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 \end{array} \right] \\
& + 2 \dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_1 \left[\begin{array}{ccc} 0 & -\cos \varphi_1 \sin \varphi_3 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 & \cos \varphi_1 \cos \varphi_3 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 \\ 0 & \sin \varphi_1 \sin \varphi_3 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_3 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 \\ 0 & 0 & 0 \end{array} \right] \\
& = \ddot{\varphi}_1 [A_1] + \ddot{\varphi}_2 [A_2] + \ddot{\varphi}_3 [A_3] + \dot{\varphi}_1^2 [B_1] + \dot{\varphi}_2^2 [B_2] + \dot{\varphi}_3^2 [B_3] \\
& + 2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 [C_1] + 2 \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 [C_2] + 2 \dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_1 [C_3]
\end{aligned}$$

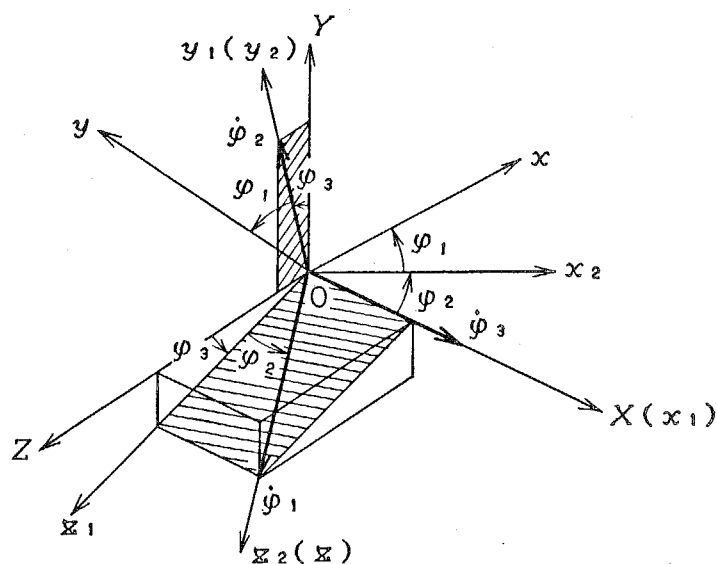
付録3 剛体の角運動の表現

剛体の角速度および角加速度を座標変換の際に用いた三つの角 φ_1 , φ_2 および φ_3 とそれらの微分値 $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$, $\dot{\varphi}_3$, $\ddot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_2$ および $\ddot{\varphi}_3$ を用いて表現することができる。まず, $O-XYZ$ 系で記述された角速度 $\dot{\Omega}$ は, 付図3.1のように, $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$, $\dot{\varphi}_3$ の X , Y , Z 軸の成分をそれぞれ加えることにより

$$\begin{aligned}\dot{\Omega} &= \begin{bmatrix} \dot{\Omega}_x \\ \dot{\Omega}_y \\ \dot{\Omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_2 \\ \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_3 - \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 \\ \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_3 + \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \sin \varphi_2 & 0 & 1 \\ -\cos \varphi_2 \sin \varphi_3 & \cos \varphi_3 & 0 \\ \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 & \sin \varphi_3 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix} \\ &= [\pi_r] \dot{\varphi} \end{aligned} \quad (\text{付3.1})$$

と表現される。角加速度 $\ddot{\Omega}$ はこれを微分して

$$\begin{aligned}\ddot{\Omega} &= \begin{bmatrix} \ddot{\Omega}_x \\ \ddot{\Omega}_y \\ \ddot{\Omega}_z \end{bmatrix} = [\pi_r] \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + [\dot{\pi}_r] \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix} \\ &= [\pi_r] \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 - \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 & -\dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 & 0 \\ -\dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 - \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 & \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix}\end{aligned}$$



付図3.1 剛体の角速度

$$\begin{aligned}
&= [\pi_r] \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \\ \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 - \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 - \dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ -\dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 + \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 - \dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 \end{bmatrix} \\
&= [\pi_r] \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & -\sin \varphi_3 & -\cos \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ -\sin \varphi_2 \cos \varphi_3 & \cos \varphi_3 & -\cos \varphi_2 \sin \varphi_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 \\ \dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_1 \end{bmatrix} \\
&= [\pi_r] \ddot{\varphi} + [\pi_{1,r}] \dot{\varphi} \quad (\text{付3.2})
\end{aligned}$$

と表現できる。○-xyzで記述された角速度 ω は、付録2で述べた座標変換行列[T]を用いて

$$\begin{aligned}
\omega &= \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} \Omega_x \\ \Omega_y \\ \Omega_z \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} 0 & \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \\ 0 & \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \\ 1 & 0 & \sin \varphi_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix} \\
&= [\pi_m] \dot{\varphi} \quad (\text{付3.3})
\end{aligned}$$

と表現される。角加速度 $\dot{\omega}$ はこれを微分して

$$\begin{aligned}
\dot{\omega} &= \begin{bmatrix} \dot{\omega}_x \\ \dot{\omega}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = [\pi_m] \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + [\dot{\pi}_m] \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix} \\
&= [\pi_m] \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 & -\dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \\ 0 & -\dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 & -\dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \\ 0 & 0 & \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix} \\
&= [\pi_m] \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 - \dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \\ -\dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - \dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \\ \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_2 \end{bmatrix} \\
&= [\pi_m] \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \\ -\sin \varphi_1 & \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 & -\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \\ 0 & \cos \varphi_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 \\ \dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_1 \end{bmatrix} \\
&= [\pi_m] \ddot{\varphi} + [\pi_{1,m}] \dot{\varphi} \quad (\text{付3.4})
\end{aligned}$$

と表現できる。

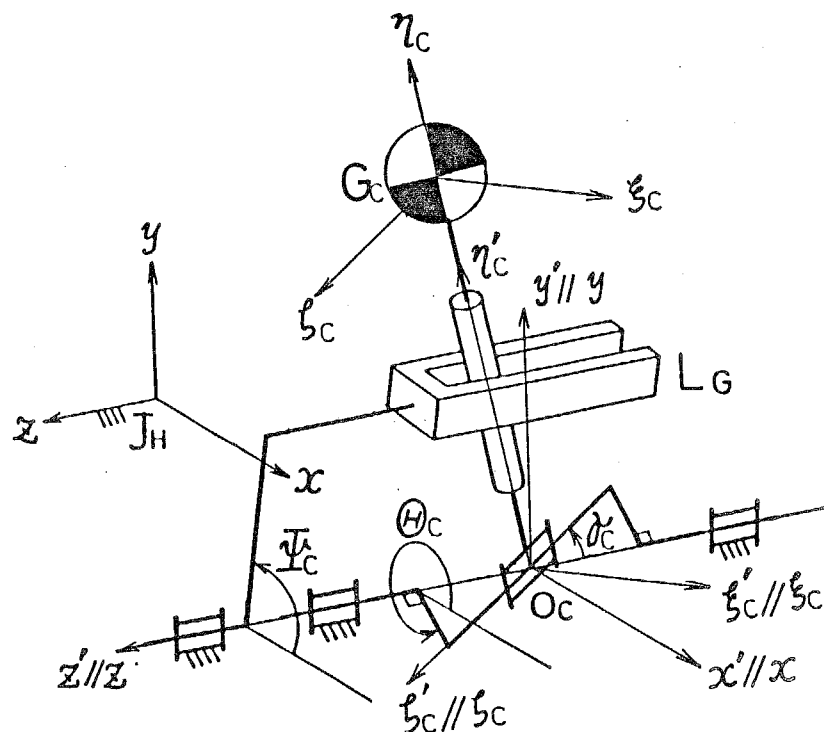
付録4 姿勢制御機構の運動解析

本研究で提案した姿勢制御機構の倒立振子は腰部に固定した動座標系 $J_H - x y z$ 上において三次元運動を行う。この運動は、つりあいおもりの重心に固定した動座標系 $G_c - \xi_c \eta_c \zeta_c$ と $J_H - x y z$ との間の座標変換行列 $[T]_c$ ，ならびにつりあいおもりの角運動を表現する行列およびベクトル $[\pi_m]_c$ ， $[\pi_{1,m}]_c$ ， $\dot{\varphi}_c$ ， $\ddot{\varphi}_c$ ， $\ddot{\varphi}_c$ を用いて記述される。そこで，これらの成分を構成する両座標系間の各軸まわりの回転角 $\varphi_{1,c}$ ， $\varphi_{2,c}$ ， $\varphi_{3,c}$ ，およびそれらの時間微分値 $\dot{\varphi}_{1,c}$ ， $\dot{\varphi}_{2,c}$ ， $\dot{\varphi}_{3,c}$ ， $\ddot{\varphi}_{1,c}$ ， $\ddot{\varphi}_{2,c}$ ， $\ddot{\varphi}_{3,c}$ を求める。

説明のために，付図4.1のように， η_c 軸を倒立振子軸に， ξ_c 軸を斜めクランク軸に一致させた動座標系 $O_c - \xi'_c \eta'_c \zeta'_c$ および $J_H - x y z$ を平行移動して原点を O_c に一致させた座標系 $O_c - x' y' z'$ を導入する。ここで，動座標系 $G_c - \xi_c \eta_c \zeta_c$ は，その各軸が $O_c - \xi'_c \eta'_c \zeta'_c$ の各軸と平行になるようにつりあいおもりに固定するものとすれば， $[T]_c$ は $O_c - \xi'_c \eta'_c \zeta'_c$ と $O_c - x' y' z'$ との間の座標変換行列に一致する。

さて， $O_c - x' y' z'$ 系における ξ_c 軸方向の単位ベクトルは座標変換行列を用いて

$$[T]_c^T \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \varphi_{2,c} \\ -\cos \varphi_{2,c} \sin \varphi_{3,c} \\ \cos \varphi_{2,c} \cos \varphi_{3,c} \end{bmatrix} \quad (\text{付4.1})$$



付図4.1 姿勢制御機構の運動を記述する座標系

と表せる。また、付図4.2を参照して、この単位ベクトルを斜めクランク軸のねじれ角 γ_c およびその回転角 θ_c を用いて表せば、

$$\begin{bmatrix} \sin \gamma_c \cos \theta_c \\ \sin \gamma_c \sin \theta_c \\ \cos \gamma_c \end{bmatrix} \quad (\text{付4.2})$$

となる。したがって、式(付4.1)、(付4.2)より $\varphi_{2,c}$ および $\varphi_{3,c}$ を求めれば、それぞれ次式となる。

$$\varphi_{2,c} = \sin^{-1}(\sin \gamma_c \cos \theta_c) \quad (\text{付4.3})$$

$$\varphi_{3,c} = -\tan^{-1}(\tan \gamma_c \sin \theta_c) \quad (\text{付4.4})$$

さらに、 η_c 軸方向の単位ベクトルは座標変換行列を用いて

$$[T]_c^T \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \varphi_{1,c} \cos \varphi_{2,c} \\ \cos \varphi_{1,c} \cos \varphi_{3,c} - \sin \varphi_{1,c} \sin \varphi_{2,c} \sin \varphi_{3,c} \\ \cos \varphi_{1,c} \sin \varphi_{3,c} + \sin \varphi_{1,c} \sin \varphi_{2,c} \cos \varphi_{3,c} \end{bmatrix} \quad (\text{付4.5})$$

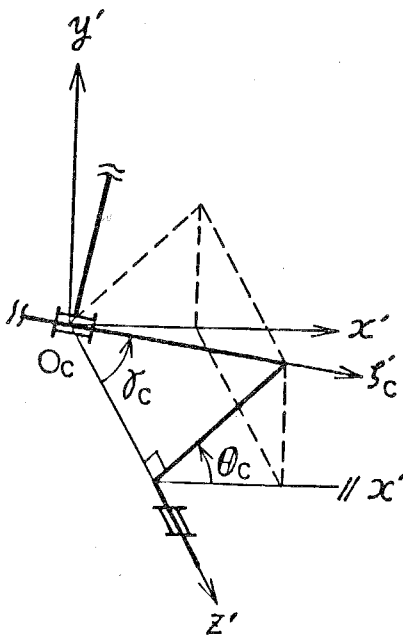
と表せる。付図4.3のように、このベクトルの $x'y'$ 平面への正射影と x' 軸のなす角は節 L_c の揺動角 ψ_c に一致するから、次式が成立する。

$$\frac{\cos \varphi_{1,c} \cos \varphi_{3,c} - \sin \varphi_{1,c} \sin \varphi_{2,c} \sin \varphi_{3,c}}{-\sin \varphi_{1,c} \cos \varphi_{2,c}} = \tan \psi_c \quad (\text{付4.6})$$

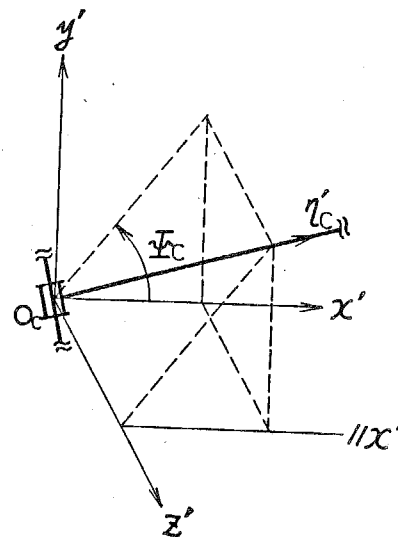
式(付4.6)を $\varphi_{1,c}$ について解けば次式となる。

$$\varphi_{1,c} = \tan^{-1} \{ \cos \varphi_{3,c} / (\sin \varphi_{2,c} \sin \varphi_{3,c} - \tan \psi_c \cos \varphi_{2,c}) \} \quad (\text{付4.7})$$

以上のようにして角 $\varphi_{1,c}$ 、 $\varphi_{2,c}$ 、 $\varphi_{3,c}$ が θ_c および ψ_c の関数として与えられ、姿勢制御機構の運動解析が可能になる。また、 $\varphi_{1,c}$ 、 $\varphi_{2,c}$ 、 $\varphi_{3,c}$ の時間微



付図4.2 ξ_c 軸の方向



付図4.3 η_c 軸の方向

分値を示せば以下のようになる。

$$\begin{aligned}
 \dot{\varphi}_{3,c} &= -\dot{\theta}_c \tan \gamma_c \cos \theta_c \cos^2 \varphi_{3,c} \\
 \ddot{\varphi}_{3,c} &= \tan \gamma_c \cos \varphi_{3,c} \\
 &\quad \times \{ 2 \dot{\theta}_c \dot{\varphi}_{3,c} \cos \theta_c \sin \varphi_{3,c} + (\dot{\theta}_c^2 \sin \theta_c - \ddot{\theta}_c \cos \theta_c) \cos \varphi_{3,c} \} \\
 \dot{\varphi}_{2,c} &= -\dot{\theta}_c \sin \gamma_c \sin \theta_c / \cos \varphi_{2,c} \\
 \ddot{\varphi}_{2,c} &= \sin \gamma_c / \cos^2 \varphi_{2,c} \\
 &\quad \times \{ (\ddot{\theta}_c \sin \theta_c + \dot{\theta}_c^2 \cos \theta_c) \cos \varphi_{2,c} + \dot{\theta}_c \dot{\varphi}_{2,c} \sin \theta_c \sin \varphi_{2,c} \} \\
 \dot{\varphi}_{1,c} &= -B \cos^2 \varphi_{1,c} / A \\
 \ddot{\varphi}_{1,c} &= \cos \varphi_{1,c} / A \\
 &\quad \times \{ 2 B (\dot{A} \cos \varphi_{1,c} + A \dot{\varphi}_{1,c} \sin \varphi_{1,c}) - A \dot{B} \cos \varphi_{1,c} \}
 \end{aligned}$$

(付4.8)

ここに

$$\begin{aligned}
 A &= \sin \varphi_{2,c} \sin \varphi_{3,c} - \tan \psi_c \cos \varphi_{2,c} \\
 \dot{A} &= \dot{\varphi}_{2,c} \cos \varphi_{2,c} \sin \varphi_{3,c} + \dot{\varphi}_{3,c} \sin \varphi_{2,c} \cos \varphi_{3,c} - \psi_c \cos \varphi_{2,c} / \cos^2 \psi_c \\
 &\quad + \dot{\varphi}_{2,c} \tan \psi_c \sin \varphi_{2,c} \\
 \ddot{A} &= \ddot{\varphi}_{2,c} \cos \varphi_{2,c} \sin \varphi_{3,c} + \ddot{\varphi}_{3,c} \sin \varphi_{2,c} \cos \varphi_{3,c} \\
 &\quad + 2 \dot{\varphi}_{2,c} \dot{\varphi}_{3,c} \cos \varphi_{2,c} \cos \varphi_{3,c} - (\dot{\varphi}_{2,c}^2 + \dot{\varphi}_{3,c}^2) \sin \varphi_{2,c} \sin \varphi_{3,c} \\
 &\quad + \tan \psi_c (\ddot{\varphi}_{2,c} \sin \varphi_{2,c} + \dot{\varphi}_{2,c} \cos \varphi_{2,c}) \\
 &\quad - \{ (\ddot{\psi}_c \cos \varphi_{2,c} - 2 \psi_c \dot{\varphi}_{2,c} \sin \varphi_{2,c}) \cos \psi_c \\
 &\quad + 2 \psi_c \cos \varphi_{2,c} \sin \psi_c \} / \cos^3 \psi_c \\
 B &= A \dot{\varphi}_{3,c} \sin \varphi_{3,c} + \dot{A} \cos \varphi_{3,c} \\
 \dot{B} &= \ddot{A} \cos \varphi_{3,c} + A (\ddot{\varphi}_{3,c} \sin \varphi_{3,c} + \dot{\varphi}_{3,c}^2 \cos \varphi_{3,c})
 \end{aligned}$$

(付4.9)

である。

付録5 シミュレーション手法

ここで説明する歩行シミュレーションは、姿勢制御機構の設計資料に供するためのもので、脚機構および姿勢制御機構が歩行機械腰部に対して設計された所要の相対運動を行った場合の歩行機械全体の静止系に対する運動を解析するものである。したがって、脚機構および姿勢制御機構の腰部に対する相対運動は、それらを駆動するサーボ機構によって完全に補償されているものと仮定し、そのサーボ機構の特性を考慮したシミュレーションは行わない。

歩行期間中において、4・2・2項で定めた動力学的条件が満足される期間では、歩行機械は機構学的に定められた理想歩容を実現する。したがって、動力学的条件が満足されない期間についてのみ、歩行機械の運動方程式を解いて歩行シミュレーションを行えばよい。ここで、動力学的条件のうちもっとも重要なものはZMPに関する条件である。この条件が満足されない場合、すなわちZMPが接触面外に位置する場合には歩行機械は理想歩容とは異なる角運動を行うので、その後歩行機械が歩行を継続するか、あるいは転倒に至るか、を確認しなければならない。そこで、ここではZMPが接触面外に位置した後における歩行機械の角運動のシミュレーション手法について述べる。また、動力学的条件のうち歩行面摩擦に関する条件が満足されず歩行機械が歩行面に対してすべりを生じる場合については、シミュレーション時につねに歩行面反力を監視して、条件が満足されないときには、歩行不能と判断することにする。

さて、ZMPと接触面の相対位置関係により、歩行機械は1点まわりまたは線分まわりの角運動を行うので、それぞれの場合について説明する。

(1) 1点まわりの角運動

図4.1を参照して、歩行機械が、一つの接地点Rまわりの角運動を行う場合を考え、このときの歩行機械腰部の角運動をシミュレートする。すなわち腰部の静止系に対する角運動を表すパラメータ $\varphi_{1,H}$ 、 $\varphi_{2,H}$ および $\varphi_{3,H}$ に関する微分方程式を導出して解く。

まず式(4.5)を式(4.6)に代入して F_R を消去すれば次式を得る。

$$R_R \times A + N_R = B \quad (\text{付5.1})$$

ここで、ベクトル A および B はそれぞれ式(4.20)、(4.23)に示すとおりで、これらを式(付5.1)に代入して整理すれば次式を得る。

$$\begin{aligned} \sum_i \{ m_i ([T]_H^T \ddot{r}_{G,i} + R_H - R_R) \\ \times ([\ddot{T}]_H^T r_{G,i} + 2 [\dot{T}]_H^T \dot{r}_{G,i} + [T]_H^T \ddot{r}_{G,i} + \ddot{R}_H - g) \\ + [T]_H^T [T]_i ([j]_i \dot{\omega}_i + \omega_i \times [j]_i \omega_i) \} - N_R = 0 \end{aligned} \quad (\text{付5.2})$$

ただし、この式では姿勢制御機構も歩行機械の節数に含まれている。点Rの J_H —

$x y z$ 系での位置ベクトルを r_R とすれば、これは既知のベクトルであり、次式が成立する。

$$R_R = [T]^T_H r_R + R_H \quad (\text{付5.3})$$

よって、動座標系の原点 J_H の位置ベクトル R_H は次式で表される。

$$R_H = R_R - [T]^T_H r_R \quad (\text{付5.4})$$

さらにこれを時間で微分すれば、点 R は歩行面上の静止点で $\dot{R}_R = \ddot{R}_R = 0$ であるから

$$\left. \begin{aligned} \dot{R}_H &= -([\dot{T}]^T_H r_R + [T]^T_H \dot{r}_R) \\ \ddot{R}_H &= -([\ddot{T}]^T_H r_R + 2 [\dot{T}]^T_H \dot{r}_R + [T]^T_H \ddot{r}_R) \end{aligned} \right\} \quad (\text{付5.5})$$

となる。式(付5.4)、(付5.5)を式(付5.2)に代入すれば R_H 、 $\ddot{R}_H$ が消去され、次式を得る。

$$\begin{aligned} \sum_i [m_i \{ [T]^T_H (r_{G,i} - r_R) \times ([\ddot{T}]^T_H (r_{G,i} - r_R) \\ + 2 [\dot{T}]^T_H (\dot{r}_{G,i} - \dot{r}_R) + [T]^T_H (\ddot{r}_{G,i} - \ddot{r}_R) - g \} \\ + [T]^T_H [T]^T_i ([j]_i \dot{\omega}_i + \omega_i \times [j]_i \omega_i)] - N_R = 0 \end{aligned} \quad (\text{付5.6})$$

付録2より

$$\begin{aligned} [\ddot{T}]^T_H &= \ddot{\varphi}_{1,H} [A_1]^T_H + \ddot{\varphi}_{2,H} [A_2]^T_H + \ddot{\varphi}_{3,H} [A_3]^T_H + \dot{\varphi}_{1,H}^2 [B_1]^T_H \\ &\quad + \dot{\varphi}_{2,H}^2 [B_2]^T_H + \dot{\varphi}_{3,H}^2 [B_3]^T_H + 2 \dot{\varphi}_{1,H} \dot{\varphi}_{2,H} [C_1]^T_H \\ &\quad + 2 \dot{\varphi}_{2,H} \dot{\varphi}_{3,H} [C_2]^T_H + 2 \dot{\varphi}_{3,H} \dot{\varphi}_{1,H} [C_3]^T_H \end{aligned} \quad (\text{付5.7})$$

であるから

$$\begin{aligned} [\ddot{T}]^T_H (r_{G,i} - r_R) + 2 [\dot{T}]^T_H (\dot{r}_{G,i} - \dot{r}_R) + [T]^T_H (\ddot{r}_{G,i} - \ddot{r}_R) \\ = [D]_i \ddot{\varphi}_H + d_i \end{aligned} \quad (\text{付5.8})$$

とおくことができる。ここに

$$\ddot{\varphi}_H = \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_{1,H} \\ \ddot{\varphi}_{2,H} \\ \ddot{\varphi}_{3,H} \end{bmatrix} \quad (\text{付5.9})$$

である。 $[D]_i$ 、 d_i は $\ddot{\varphi}_{1,H}$ 、 $\ddot{\varphi}_{2,H}$ 、 $\ddot{\varphi}_{3,H}$ を成分に含まない行列およびベクトルであり、それぞれ次式で表せる。

$$[D]_i = \begin{bmatrix} [A_1]^T_H (r_{G,i} - r_R) & [A_2]^T_H (r_{G,i} - r_R) & [A_3]^T_H (r_{G,i} - r_R) \end{bmatrix} \quad (\text{付5.10})$$

$$d_i = [P_1]_H (r_{G,i} - r_R) + [P_2]_H (\dot{r}_{G,i} - \dot{r}_R) + [P_3]_H (\ddot{r}_{G,i} - \ddot{r}_R) \quad (\text{付5.11})$$

ただし,

$$\left. \begin{aligned} [P_1]_H &= \dot{\varphi}_{1,H}^2 [B_1]_H^T + \dot{\varphi}_{2,H}^2 [B_2]_H^T + \dot{\varphi}_{3,H}^2 [B_3]_H^T \\ &\quad + 2\dot{\varphi}_{1,H}\dot{\varphi}_{2,H} [C_1]_H^T + 2\dot{\varphi}_{2,H}\dot{\varphi}_{3,H} [C_2]_H^T \\ &\quad + 2\dot{\varphi}_{3,H}\dot{\varphi}_{1,H} [C_3]_H^T \\ [P_2]_H &= 2[\dot{T}]_H^T \\ [P_3]_H &= [T]_H \end{aligned} \right\} \quad (\text{付5.12})$$

である.

式(付5.6)中の $\dot{\omega}_i$ も $\ddot{\varphi}_{1,H}$, $\ddot{\varphi}_{2,H}$, $\ddot{\varphi}_{3,H}$ を成分に含まない行列 $[E]_i$ および e_i を用いて次式で表せる.

$$\dot{\omega}_i = [E]_i \ddot{\varphi}_H + e_i \quad (\text{付5.13})$$

ここに,

$$[E]_i = [T]_i [\pi_m]_H \quad (\text{付5.14})$$

$$\begin{aligned} e_i &= [\dot{T}]_i [\pi_m]_H \dot{\varphi}_H + [T]_i [\pi_{1,m}]_H \ddot{\varphi}_H \\ &\quad + [\pi_m]_i \ddot{\varphi}_i + [\pi_{1,m}]_i \ddot{\varphi}_i \end{aligned} \quad (\text{付5.15})$$

である.

さらに,

$$[T]_H^T (r_{G,i} - r_R) = f_i = \begin{bmatrix} f_{1,i} \\ f_{2,i} \\ f_{3,i} \end{bmatrix} \quad (\text{付5.16})$$

$$[F]_i = \begin{bmatrix} 0 & -f_{3,i} & -f_{2,i} \\ f_{3,i} & 0 & f_{1,i} \\ -f_{2,i} & -f_{1,i} & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{付5.17})$$

とおく. 式(付5.8), (付5.13), (付5.16), (付5.17)を(付5.6)に代入して整理すれば次式を得る.

$$\begin{aligned} \sum_i \{ [T]_H^T [T]_i^T [j]_i [E]_i + m_i [F]_i [D]_i \} \ddot{\varphi}_H \\ = \sum_i \{ [T]_H^T [T]_i^T ([j]_i e_i + \omega_i \times [j]_i \omega_i) \\ + m_i [F]_i (d_i - g) \} + N_R \end{aligned} \quad (\text{付5.18})$$

これは $\ddot{\varphi}_{1,H}$, $\ddot{\varphi}_{2,H}$, $\ddot{\varphi}_{3,H}$ を成分に含まない行列 $[A]$ およびベクトル a を用いて

$$[A] \ddot{\varphi}_H = a \quad (\text{付5.19})$$

と表せるので, ルンゲ・クッタ・ギル法を用いて $\varphi_H = [\varphi_{1,H} \quad \varphi_{2,H} \quad \varphi_{3,H}]^T$ について解く.

なお歩行機械は1点Rのみで接しており, 歩行面からモーメントを受けられないので

$$N_R = 0 \quad (\text{付5.20})$$

が境界条件となる.

(2) 線分まわりの角運動

付図5.1のように歩行機械が線分 RR' まわりに角運動を行う場合を考える。この場合は、固定軸 RR' まわりの回転の運動方程式を解くのが簡便である。そこで、図のように静止座標系 $R-X'Y'Z'$ を Z' 軸が線分 RR' に一致するように固定し、また動座標系 $R-\alpha\beta\gamma$ をその γ 軸が線分に一致するように接地している節に固定する。さらに歩行機械の各節の相対運動を $R-\alpha\beta\gamma$ 系で記述するとともに歩行機械の運動方程式を $R-X'Y'Z'$ で記述すれば、(1)の場合と同様にして式(付5.19)に相当する $R-X'Y'Z'$ と $R-\alpha\beta\gamma$ との間の座標変換行列の要素 $\varphi_{1,R}$, $\varphi_{2,R}$, $\varphi_{3,R}$ に関する微分方程式:

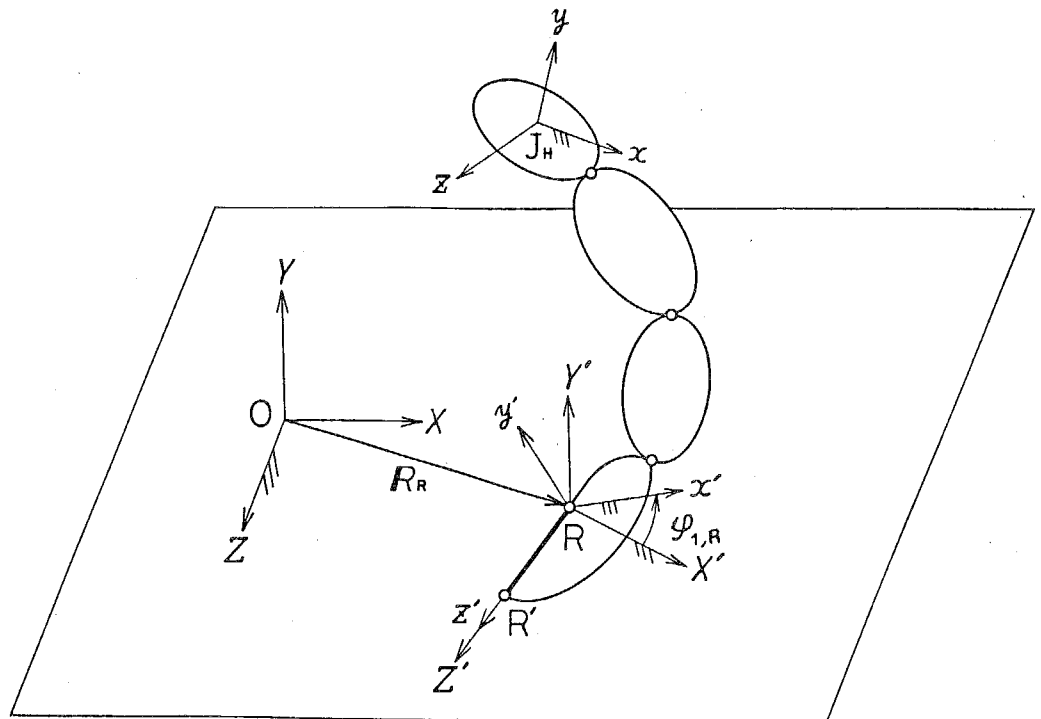
$$[A'] \ddot{\varphi}_R = a', \quad \ddot{\varphi}_R = [\ddot{\varphi}_{1,R} \quad \ddot{\varphi}_{2,R} \quad \ddot{\varphi}_{3,R}]^T \quad (\text{付5.21})$$

が得られる。この式中では $\varphi_{i,R} = \dot{\varphi}_{i,R} = \ddot{\varphi}_{i,R} = 0$ ($i=2,3$)であるから、第一行のみから $\varphi_{1,R}$ に関する2階微分方程式を得て、これをルンゲ・クッタ・ギル法により解く。この場合の境界条件は、 RR' まわりのモーメントが得られないことから

$$N_{R,Z'} = 0 \quad (\text{付5.22})$$

を与える。

さらに腰部の $O-X'Y'Z'$ 系での運動を知るには、 $O-X'Y'Z'$ と $R-X'Y'Z'$ の間の座標変換および $J_H-\alpha\beta\gamma$ と $R-\alpha\beta\gamma$ との間の座標変換を施すことになる。



付図5.1 線分まわりの角運動