参照軌道による倒立振子の倒立維持制御*

舟橋 宏明^{*1}, 武田 行生^{*1}
見城 安彦^{*2}, 倉井 賢一郎^{*3}Control of an Inverted Pendulum for Maintaining the State
of Inversion Based on the Reference TrajectoryHiroaki FUNABASHI, Yukio TAKEDA^{*4},
Yasuhiko KENJO and Ken'ichiro KURAI^{*4} Tokyo Institute of Technology, Dept. of Mechanical Engineering,
2-12-1 O-okayama, Meguro-ku, Tokyo, 152-8552 Japan

The authors have been studying attitude control of biped walking machines under disturbances. In the present paper, a biped machine during the single-toe-support phase is modelled by an inverted pendulum constrained to the base by friction at a point. A new method of control of an inverted pendulum for maintaining the state of inversion is proposed, in which a control link with a mass attached to the inverted pendulum is used. A feedforward control of the control link is introduced which utilizes a database of the reference trajectory. The reference trajectory is determined by the angular velocity at a specific angle of the pendulum. A method of determining the reference trajectory is presented. The results of computer simulations and experiments show the effectiveness of the proposed method.

Key Words: Robotics, Biped Walking Machine, Control of Inverted Pendulum, Reference Trajectory, Feedforward Control

1. 緒 言

著者らはすでに、一定歩幅の定常歩行を行う2足歩行機械の脚機構を1自由度閉ループリンク機構により構成することを提案するとともに具体的な量の総合を行い、これと歩行機械の2軸まわりのモーメントの釣合いをとるためのモーメント補償機構を組み込んだ成人男子の約2分の1の大きさの2足歩行機械を試作し、歩幅約280mmで92歩/分の高速度で安定な歩行を実現した^{(1),(2)}。また、試作歩行機械の歩幅および歩行速度を歩行中に変更する非定常歩行を可能とするために、脚機構を可調整機構⁽³⁾とすることを提案し、その具体的な構成を提案するとともに脚機構を駆動するアクチュエータの目標値の決定法を論じた⁽⁴⁾。

そして著者らは、2足歩行機械に外乱が作用した時に定常歩行を維持し、あるいは転倒を回避する制御システムの研究を行ってきた。本システムでは、(a)頻発する小さな外乱に対しては歩行状態を乱さないように腰部上の姿勢制御機構を作動させ、(b)稀に作用する大きな外乱に対しては、それを歩行機械の運動量として一旦蓄え、その後に脚運動を切り替えて数歩の歩行で吸収することにより転倒を回避する。著者らはすでに、(b)のような大きな外乱について、歩行機械を足部接地状態の変化をトリガとした順序機械にモデル

化し、生物の反射運動の概念を利用した外乱補償アルゴリズムを提案した⁽⁵⁾。本報では、(a)の制御システムを開発するための基礎的研究として、2足歩行機械の腰部および脚部を一つの倒立振子にモデル化し、この上に取付けられた振子形の姿勢制御機構によりこの倒立維持を行うための制御アルゴリズムを提案する。この倒立振子に外乱が作用した場合には、これの上部に取付けられた質量を駆動することによって振子を倒立状態に復帰させるための制御を行うものとし、その質量駆動機構(外乱補償機構と呼ぶ)の設計について検討する。

倒立振子上に取付けられた質量を駆動して倒立振子の姿勢を制御する手法としては、系の平衡点まわりで線形化した状態方程式に基づくフィードバック制御法⁽⁶⁾や系の合成重心位置のフィードバック制御法⁽⁷⁾などが考えられる。しかし、実際には系の動力学的な非線形性が姿勢制御特性に及ぼす影響は大きく、これを十分に考慮して制御を行う必要がある。また、倒立振子の支点を移動させる系に対する現代制御理論に基づく制御法もある⁽⁸⁾。2足歩行機械や倒立振子の姿勢制御における応答遅れはたとえ1ms程度であっても制御特性に著しく悪影響を及ぼすため、系の状態を把握してから実時間で目標入力を複雑な式を解いて用いる手法よりは、系の状態に対する目標入力をフィードフォワード情報としてあらかじめ制御系内に保有している手法の方が制御演算時間が短く応答遅れおよびサンプリング周期を小さくし得るので、姿勢制御法として有

* 原稿受付 1999年5月20日。

^{*1} 正員, 東京工業大学工学部 (〒152-8552 東京都目黒区大岡山2-12-1)。^{*2} 元東京工業大学大学院。^{*3} ホンダエンジニアリング(株)栃木技術センター (〒321-3325 栃木県芳賀郡芳賀町芳賀台6-1)。

E-mail: takeda@mech.titech.ac.jp

Fig.1 A double inverted pendulum

効であると考えられる。

本論文では、外乱の大きさに応じた外乱補償機構の応答軌道を系の動力学的特性を考慮してあらかじめ求めておいてこれをデータベースとする倒立振子の倒立維持制御法（参照軌道制御法）を提案し、この制御系設計法を示すとともに、具体的にシミュレーションおよび実験により検討を加える。

2. 対象とする系

本論文で対象とする2重倒立振子を図1に示す。これはZ軸を鉛直上向きとする鉛直面内で運動するものとし、 J_1, H, A および J_2 で示される一つのリンクが制御対象の振子（以下、倒立振子と呼ぶ）であり、 J_1, H および A はそれぞれ2足歩行機械のつま先、土踏まずおよびくるぶしに対応しており、 $\angle J_1 H A = 90^\circ$ とする。 $J_2 G_2$ は外乱補償機構の振子（補償振子と呼ぶ）であり、 M がその駆動用のモータである。本論文では、2足歩行機械が外乱に対して最も不安定な、同図に示すつま先支持状態に対応する倒立振子の制御について論じる。この状態をモデル化するために、つま先 J_1 は地面をモデル化した $Z=0$ の平面と点接触し、この点における摩擦によって J_1 の位置が拘束されるものとする。二つの振子の角変位を図のように θ, ϕ とすると、目標とする状態は、 $\theta = \theta_0, \phi = 0, \dot{\theta} = \dot{\phi} = 0$ であり、 θ_0 は $\phi = 0$ において系全体の重心がZ軸上にあるときの角 θ の値である。図1において、 G, m および I は、各振子の重心、質量および重心まわりの慣性モーメントを表し、また $J_1 H = l_f, \overline{AH} = l_a, \overline{AJ_2} = l_1, \overline{AG_1} = l_{G1}, \overline{J_2 G_2} = l_2$ と表す。なお、実際の2足歩行機械では、歩行運動に従って β_1, I_1 などの倒立振子のパラメータは時々刻々変化するが、外乱に対する補償制御が短時間に行われると考えて、これらの変化は小さいと見なして一定値として取扱うこととし、くるぶし A は固定されているとする。これ

らのパラメータの時間変化については、別報にて報告する。また、2重倒立振子に作用する外乱力を直接扱うことはせず、倒立状態にある倒立振子に外乱力が作用して生じた倒れの状態から倒立状態へ復帰させるための制御を考え、この復帰動作中には外乱が作用しないものとする。

図1の系の運動方程式は次のように表される。

$$I_{11}\ddot{\theta} + I_{12}\ddot{\phi} + F_1 + G_1 = 0 \quad (1)$$

$$I_{21}\ddot{\theta} + I_{22}\ddot{\phi} + F_2 + G_2 = \tau \quad (2)$$

ここに、

$$\begin{aligned} I_{11} = & I_1 + I_2 + m_1 \{ l_f^2 + l_a^2 + l_{G1}^2 \\ & - 2l_f l_{G1} \sin(\beta_1 + \beta_2) + 2l_a l_{G1} \cos(\beta_1 + \beta_2) \} \\ & + m_2 \{ l_f^2 + l_a^2 + l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_f \sin \beta_1 \\ & + 2l_1 l_a \cos \beta_1 - 2l_2 l_f \sin(\phi + \beta_1) \\ & + 2l_2 l_a \cos(\phi + \beta_1) + 2l_1 l_2 \cos \phi \} \end{aligned} \quad (3)$$

$$I_{12} = I_2 + m_2 l_2 \{ l_2 - l_f \sin(\phi + \beta_1) + l_a \cos(\phi + \beta_1) + l_1 \cos \phi \} + I_M / R_G \quad (4)$$

$$I_{21} = I_2 + m_2 l_2 \{ l_2 - l_f \sin(\phi + \beta_1) + l_a \cos(\phi + \beta_1) + l_1 \cos \phi \} \quad (5)$$

$$I_{22} = I_2 + m_2 l_2^2 + I_M / R_G^2 \quad (6)$$

$$\begin{aligned} F_1 = & -2m_2 l_2 \{ l_f \cos(\phi + \beta_1) + l_a \sin(\phi + \beta_1) \\ & + l_1 \sin \phi \} \ddot{\phi} - m_2 l_2 \{ l_f \cos(\phi + \beta_1) \\ & + l_a \sin(\phi + \beta_1) + l_1 \sin \phi \} \dot{\phi}^2 \end{aligned} \quad (7)$$

$$F_2 = m_2 l_2 \{ l_f \cos(\phi + \beta_1) + l_a \sin(\phi + \beta_1) + l_1 \sin \phi \} \ddot{\theta} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} G_1 = & m_1 g \{ l_a \sin(\theta - \beta_1) + l_{G1} \sin(\theta + \beta_2) \\ & - l_f \cos(\theta - \beta_1) \} + m_2 g \{ l_a \sin(\theta - \beta_1) \\ & + l_1 \sin \theta + l_2 \sin(\theta + \phi) - l_f \cos(\theta - \beta_1) \} \end{aligned} \quad (9)$$

$$G_2 = m_2 g l_2 \sin(\theta + \phi) \quad (10)$$

である。式(1)~(10)において、 τ は補償振子の駆動トルクであり、 I_M と R_G は補償振子駆動用モータのロータの慣性モーメントと減速機の減速比、 g は重力加速度である。さらに、つま先 J_1 は摩擦による拘束であるから、 J_1 において歩行面から作用する力 $\mathbf{F}_R$ を $\mathbf{F}_R = [F_{R,x}, F_{R,z}]^T$ と表せば、これは

$$\left. \begin{aligned} |F_{R,x}| / F_{R,z} &\leq \mu_s \\ F_{R,z} &> 0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

を満たさなければならない。ここに、 μ_s は静止摩擦係数である。

3. 参照軌道制御法

倒立振子の倒れの程度を評価し、それをもとにして倒立状態へ復帰させるために補償振子を参照軌道に

Fig.2 Block diagram of the feedback controller of ϕ

従って駆動する．この参照軌道を求めるために，振子の倒れの程度の表現法と倒立条件および参照軌道の設計法を提案する．

3・1 振子の倒れの程度の表現と倒立条件 図1の系の状態は， $\theta, \dot{\theta}, \phi, \dot{\phi}$ の四つの変数により表すことができるが，倒立振子が倒立状態を保っているときは $\phi=0, \dot{\phi}=0$ となるようにフィードバック制御を行うことにして，系の状態を θ と $\dot{\theta}$ によって表すことを考える．さらに状態空間の低次元化を図るために， θ があらかじめ定められた値をとるときのみ系の状態を評価することにし，その特定の θ の値における角速度 $\dot{\theta}$ により倒立振子の倒れの程度を評価する．このような状態を評価する角度 θ を $\theta_0 \pm \theta_{ev} (\theta_{ev} \geq 0)$ ，そのときの角速度 $\dot{\theta}$ を $\dot{\theta}_{ev}$ と表す．ただし， $(\theta - \theta_0)$ と $\dot{\theta}_{ev}$ の符号が同一である場合にのみ評価を行う．なお， ϕ および $\dot{\phi}$ が $|\phi| \leq \epsilon_\phi$ および $|\dot{\phi}| \leq \epsilon_{\dot{\phi}}$ を満たすとき， $\phi=0, \dot{\phi}=0$ であるとみなすことにする．ここに， ϵ_ϕ および $\epsilon_{\dot{\phi}}$ は補償振子の制御系の特性を考慮して設計者が適宜定める許容値である．

以上により，目標状態を表す次の倒立条件を定める．

$$\left. \begin{array}{l} (a) : |\theta - \theta_0| \leq \theta_{ev} \\ (b) : -\dot{\theta}_{\max, N} \leq \dot{\theta}_{ev} \leq \dot{\theta}_{\max, P} \\ (c) : |\phi| \leq \epsilon_\phi \\ (d) : |\dot{\phi}| \leq \epsilon_{\dot{\phi}} \end{array} \right\} \quad (12)$$

ここで，条件(b)における $\dot{\theta}_{\max, P}$ および $\dot{\theta}_{\max, N}$ は，いずれも正の数値をとり，それぞれ $\dot{\theta}_{ev} > 0$ および $\dot{\theta}_{ev} < 0$ の場合に倒立維持可能な角速度 $\dot{\theta}_{ev}$ の絶対値の最大値である．これらは，設計者が与えるのではなく，倒立振子と補償振子の幾何学的小および力学的諸元，補償振子駆動用モータの許容最大トルク，最大角速度，つま先と歩行面の間の静止摩擦係数等により決定される．なお，以後の議論においては，特に明記しない限り， $\theta - \theta_0 > 0, \dot{\theta}_{ev} > 0$ の場合を中心に取上げる．

3・2 参照軌道の設計 $\theta - \theta_0 = \theta_{ev}$ における角速度 $\dot{\theta}_{ev}$ に対して式(12)で定義される目標状態に復帰するための補償振子の参照軌道，すなわち ϕ の時間変化を本研究では直接求めることはせずに，少数のパラメータによって表すことを考える．

補償振子の角変位 ϕ のフィードバック制御系を図2のように定め， ϕ の目標値 ϕ_D を図3(a)の破線のように矩形波状($t_R, \phi_{D,R}$)に与えることにする． $\theta - \theta_0 = \theta_{ev}$ となつ

(a) ϕ_D and ϕ (b) $\theta - \theta_0$ Fig.3 Change of ϕ_D, ϕ and $\theta - \theta_0$

て外乱が検出された瞬間を時刻 $t=0$ として， t_R および $\phi_{D,R}$ が $\dot{\theta}_{ev}$ に対して適切に与えられると， ϕ および θ は図3(a)および(b)における実線のように変化する．まず， $\theta - \theta_0 = \theta_{ev}$ の状態においては系全体の重心のX座標は正であり，この状態で補償振子を θ と同方向に振ることにより θ が減少してやがてその符号が反転し，系全体の重心のX座標が負となって重力のモーメントにより全体の角運動量が減少する．そして， ϕ を $\phi=0, \dot{\phi}=0$ に制御するように補償振子を運動させることにより，式(12)の倒立条件に収束するようにもって行くことができる．このような外乱補償運動を1回行っても厳密な倒立状態とはならないので，やがては $\theta - \theta_0 = \theta_{ev}$ の状態となるが，上記の外乱補償運動を繰返し行うことで式(12)の状態を維持するための制御，すなわち倒立維持制御が実現できる．

このような外乱補償運動を可能にするための適切なパラメータ $\phi_{D,R}$ および t_R はあらかじめシミュレーションを行うことによって $\dot{\theta}_{ev}$ の関数として求めておき，データベースとしておく．これにより，きわめて少ない情報量で補償振子の参照軌道を作ることができる．

3・3 数値例 補償振子が図1に示すように倒立振子に対して上向きであり，具体的な2足歩行機械⁽²⁾を参考にした表1の諸元をもつ系に対して， θ_{ev} と $\dot{\theta}_{\max, P}$ の関係を $\phi_{D,R} = 0.8, 1.0, 1.2, 1.4 \text{ rad}$ に対して求めれば図4のようになる．なお，表1中の $\tau_{\max}$ および $\omega_{\max}$ は補償振子の最大駆動トルク τ および最大角速度 ω を表す．同図より， $\phi_{D,R}$ が大きいほどまた θ_{ev} が小さいほど $\dot{\theta}_{\max, P}$ が大きくなることがわかる． $\phi_{D,R}$ が大きいほど $\dot{\theta}_{\max, P}$ が大

Table 1 Parameters used in the simulation and experiment

l_1	0.4m	m_1	28.4kg
l_2	0.265m	m_2	4.43kg
l_{G1}	0.219m	I_1	0.621 kg · m ²
l_a	0	I_2	0.093 kg · m ²
l_f	0.1	I_M	2.11×10^{-4} kg · m ²
β_1	0 rad	R_G	1/50
β_2	0.011 rad	μ_S	0.4
$\phi_{D,R}$	1 rad	$\tau_{\max}$	50 N · m
θ_{ev}	0.02rad	$\omega_{\max}$	6.28 rad/s
ϵ_ϕ	5.0×10^{-3} rad	K_P	3000 N · m/rad
$\epsilon_{\dot{\phi}}$	8.0×10^{-3} rad/s	K_D	180 N · m · s/rad
Sampling time	2ms

Fig.4 Relationships between θ_{ev} and $\dot{\theta}_{\max,P}$ of a system of Table 1

きくなるのは、補償振子の駆動による重心位置の最大移動量が大きくなるためである。また、 θ_{ev} が小さいほど $\dot{\theta}_{\max,P}$ が大きくなるのは、 θ_{ev} が小さいほど同じ大きさの $\dot{\theta}_{ev}$ に対して倒立振子の位置エネルギーの変化が小さいことによる。

次に、 $\phi_{D,R} = 1\text{rad}$ とし、 $\theta_{ev} = 0.01, 0.02, 0.04\text{rad}$ として $\dot{\theta}_{ev}$ に対する t_R を求めれば図5が得られる。同図より、一つの $\dot{\theta}_{ev}$ の値に対する t_R の値には幅があることがわかる。これは、式(12)のような不等式条件下で t_R を求めているためである。また、 $\theta_{ev} = 0.02\text{rad}$ の場合について図中にA,BおよびCと示したように、 $\dot{\theta}_{ev}$ と t_R の関係は三つの領域から構成されていることがわかる。各領域の特徴と一つの $\dot{\theta}_{ev}$ に対する t_R の幅がきわめて大きい領域Bが存在する理由について、領域C中の t_R に対する駆動トルク τ の時間変化をもとに考察する。 $\phi_{D,R} = 1\text{rad}$ 、 $\theta_{ev} = 0.02\text{rad}$ に対して、 $t_R = 0.35\text{s}$ の場合の τ の時間変化を図6に示す。同図において、 $0 \leq t \leq t_{R1}$ なる t は領域Aの t_R の範囲であり、領域Aでは t_R が小さいため ϕ が目標値 $\phi_{D,R}$ に収束する前に $\phi = 0$ となるように制御される。 $t_{R2} \leq t$ なる t は領域Cの t_R の範囲であり、この領域では

Fig.5 Relationships between $\dot{\theta}_{ev}$ and t_R ($\phi_{D,R} = 1\text{rad}$, $\Delta : \theta_{ev} = 0.01\text{rad}$, $\circ : 0.02\text{rad}$, $\square : 0.04\text{rad}$) Fig.6 Change of τ ($\phi_{D,R} = 1\text{rad}$, $\theta_{ev} = 0.02\text{rad}$, $t_R = 0.35\text{s}$)

ϕ が目標値 $\phi_{D,R}$ に一旦収束した後 $\phi = 0$ となるように制御される。 $t_{R1} \leq t \leq t_{R2}$ なる t は領域Bの t_R の範囲である。ここで図6における τ の時間変化に着目すれば、 $t_{R1} \leq t \leq t_{R2}$ において $\tau = -\tau_{\max}$ となっていることがわかる。これは $\phi = \phi_{D,R}$ への位置決めのためである。したがって、領域Bにおいて t_R を $t_{R1} \leq t_R \leq t_{R2}$ の範囲で変化させても τ の時間変化に違いが生じない。このことにより、 t_R の幅がきわめて大きな領域Bが存在する。

なお、 t_R を求めるとき、 $\dot{\theta}_{ev}$ の数値は図5に示すように離散的にとっているが、制御時には任意の $\dot{\theta}_{ev}$ に対する t_R の数値が必要であるから、 t_R は離散的なデータより最小二乗法により曲線近似し、これを参照軌道とする。図5には、各 θ_{ev} に対する近似曲線も合わせて示してあるが、 $\phi_{D,R} = 1\text{rad}$ 、 $\theta_{ev} = 0.02\text{rad}$ に対する近似曲線を示せば次式のとおりである。

Fig. 7 Relationships between $\dot{\theta}_{ev}$ and t_R for various m_2
 $\left(\begin{array}{l} \phi_{D,R} = 1\text{rad}, \theta_{ev} = 0.02\text{rad}, \\ \triangle : m_2 = 2\text{kg}, \circ : 4.43\text{kg}, \square : 6\text{kg} \end{array} \right)$

$$\left. \begin{array}{l} \text{領域AおよびB: } \dot{\theta}_{ev} \leq 0.128\text{rad/s} \\ t_R = 8.414 \times 10^{-2} + 8.381 \times 10^{-1} \dot{\theta}_{ev} - 2.537 \times 10^1 \dot{\theta}_{ev}^2 \\ \quad + 5.136 \times 10^2 \dot{\theta}_{ev}^3 - 4.109 \times 10^3 \dot{\theta}_{ev}^4 + 1.179 \times 10^4 \dot{\theta}_{ev}^5 \\ \text{領域C: } 0.128\text{rad/s} < \dot{\theta}_{ev} \leq 0.193\text{rad/s} \\ t_R = -1.922 \times 10^2 + 6.366 \times 10^3 \dot{\theta}_{ev} - 8.407 \times 10^4 \dot{\theta}_{ev}^2 \\ \quad + 5.540 \times 10^5 \dot{\theta}_{ev}^3 - 1.822 \times 10^6 \dot{\theta}_{ev}^4 + 2.394 \times 10^6 \dot{\theta}_{ev}^5 \end{array} \right\} \quad (13)$$

なお、領域BはAおよびCいずれに含めてもよいが、 t_R の小さな領域Aに含めた。

補償振子の質量 m_2 が表1の数値と異なる場合について、 $\dot{\theta}_{ev}$ と t_R の関係を求めれば図7のようになる。同図より、 m_2 が異なっても外乱補償制御が可能な最大角速度には大きな差は見られないが、 m_2 の大きさによって図5における領域Aの $\dot{\theta}_{ev}$ の範囲、すなわち小さな t_R で外乱補償制御が可能な角速度の大きさの上限が異なることがわかる。

以上の議論においては、静止摩擦係数と最大駆動トルクを表1に示すように $\mu_S = 0.4$ 、 $\tau_{\max} = 50\text{N}\cdot\text{m}$ に固定しており、いずれの場合においても式(11)は満たされていた。そこで、 $\tau_{\max}$ を変化させ、その $\tau_{\max}$ に対して式(11)を満足するために必要な静止摩擦係数 $\mu_{S,N}$ と式(11)を考慮せず外乱補償制御が可能な角速度 $\dot{\theta}_{ev}$ の最大値 $\dot{\theta}'_{\max,P}$ を求めてみた。 $\phi_{D,R} = 0.8 \sim 1.4\text{rad}$ 、 $\theta_{ev} = 0.02\text{rad}$ に対する結果を図8に示す。同図より、いずれの $\phi_{D,R}$ に対しても最大駆動トルク $\tau_{\max}$ が大きくなると、必要な摩擦係数 $\mu_{S,N}$ がほぼ比例的に大きくなり、一方 $\dot{\theta}'_{\max,P}$ は一旦急激に増大した後緩やかに大きくなることわかる。また、 $\phi_{D,R}$ を変えても $\mu_{S,N}$ には大きな変化はないが、 $\dot{\theta}'_{\max,P}$ は $\phi_{D,R}$ によって大きく変化することわかる。同図より、静止摩擦係数によって最大駆動トルクが決定でき、外乱補償制御が可能な角速度の最大値を

Fig. 8 Relationships between $\tau_{\max}$ and $\mu_{S,N}$, and $\tau_{\max}$ and $\dot{\theta}'_{\max,P}$ (thick lines : $\mu_{S,N}$, thin lines : $\dot{\theta}'_{\max,P}$)

Fig. 9 A simulation result

($\phi_{D,R} = 1\text{rad}$, $\theta_{ev} = 0.02\text{rad}$, initial state: $\theta - \theta_0 = 0.02\text{rad}$, $\dot{\theta} = 0.164\text{rad/s}$, $\phi = 0\text{rad}$, $\dot{\phi} = 0\text{rad/s}$)

大きくするためには $\phi_{D,R}$ を大きくすればよいことがわかる。

以上の結果をもとにして、表1の諸元をもつ系に対して $\phi_{D,R} = 1\text{rad}$ 、 $\theta_{ev} = 0.02\text{rad}$ とし、式(13)とともに $\theta - \theta_0 = -\theta_{ev}$ 、 $\dot{\theta}_{ev} < 0$ に対する参照軌道を求め、外乱が作用した場合の倒立振子の制御シミュレーションを行った。結果の一例として、初期状態が $\theta - \theta_0 = \theta_{ev} = 0.02\text{rad}$ 、 $\dot{\theta}_{ev} = 0.164\text{rad/s}$ 、 $\phi = 0$ 、 $\dot{\phi} = 0$ の場合について、 θ および ϕ の時間変化を図9に示す。同図より、倒立維持制御が確実に実行されており、参照軌道制御法が倒立振子の制御に有効であることがわかる。

3.4 実験 表1の諸元をもつ実験装置を製作した。図10にその概観を示す。本装置において、補償振子の駆動は、360パルス/回転のロータリエンコーダ付の定格出力200WのDCサーボモータと減速比1/50の減速機により行われ、そのフィードバック制御系は図2のとおりである。倒立振子の姿勢角 θ は、その先端が地面と接触している振子上の測定用アームに取り付けたポテンシオメータの出力電圧をもとに計算により求め、角速度 $\dot{\theta}$ の検出には角速度の大きさに比例した電圧を

Fig.10 Experimental apparatus

Fig.11 An experimental result

出力するレートジャイロ（ガスレートセンサ，多摩川精機（株）製）を用いた．これらの計測・制御は1台のパーソナルコンピュータ（CPU:i486DX2, 66MHz）により行った．

倒立実験を行った結果の一例を図11に示す．同図において，○印は外乱を検出した時刻（ $t=t_1$ および t_3 ）あるいは式(12)が満足された時刻（ $t=t_2$ および t_4 ）を表す．同図より，参照軌道制御法により振子が倒立状態に復帰可能であることが確認できる．なお，図11の結果より1回の補償運動に要する時間を0.5sとし，またつま先支持期間を歩行周期の20%とすれば，本制御法が適用可能な最大歩行速度は48歩／分となる．第1章緒言で述べた92歩／分という高速歩行における外乱補償

に本手法を適用するための応答の高速化は今後の課題である．

4. 結 論

本論文では，2足歩行機械に外乱が作用した場合の姿勢制御の基礎研究として，振子上に取付けられた補償振子の運動によって倒立振子の倒立維持制御を行うために，参照軌道に基づく手法を提案し，シミュレーションおよび実験による検討を加えた．得られた結果を要約すれば次のとおりである．

(1) 倒立振子の倒れの程度を，直立近傍の予め定められた姿勢角における角速度の大きさで表現することを提案した．

(2) 補償振子の運動パターンを定め，目標値の切替え時刻を倒立振子の倒れの程度に応じて変化させることで，任意の倒れ具合に応じた補償振子の参照軌道を決定する手法を示した．

(3) (1)および(2)項に基づく倒立振子の倒立維持制御法（参照軌道制御法）を具体的に適用してシミュレーションおよび実験を行ったところ，参照軌道制御法が有効であることが確認された．

なお，本研究の一部は文部省科学研究費補助金によって行われたことを付記する．

文 献

- (1) 舟橋宏明・小川潔・後藤康夫・小島史夫，"2足歩行機械の脚機構の総合（第1報，足関節軌跡創成機構の総合）"，機論，50-455, C(1984), pp.1285-1291.
- (2) 舟橋宏明・小川潔・本田巖・岩附信行，"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）"，機論，50-455, C(1984), pp.1292-1297.
- (3) 舟橋宏明・岩附信行・横山良明，"原動節長調整機構の総合"，機論，51-470, C(1985), pp.2737-2743.
- (4) 岩附信行・舟橋宏明，"2足歩行機械の非定常歩行（第1報，脚機構の運動）"，機論，52-484, C(1986), pp.3339-3345.
- (5) 舟橋宏明・武田行生・伊藤茂成・樋口勝，"反射運動による2足歩行機械の外乱補償"，機論，65-638, C(1999).
- (6) 林節八・嘉納秀明・増淵正美，"倒立振子の姿勢制御（質量の横方向移動による安定化）"，計測自動制御学会論文集，13-5(1977), pp.425-432.
- (7) 平林友一・山藤和男，"可変構造型移動ロボットの制御に関する研究（第1報，制御アーム-車輪型モデルの姿勢安定化および走行制御）"，機論，56-523, C(1990), pp.721-728.
- (8) Mori, S., NISHIHARA, H. and FURUTA, K., "Control of Unstable Mechanical System, Control of Pendulum", Int. J. of Control, 23-5(1976), pp.673-692.