

膝関節リハビリ機器の制御系設計

田上 将治*1, 佐藤 普三*2, 長谷川 正哉*3

A Control System Design of Knee Joint Rehabilitation Device

Masaharu TAGAMI*1, Shinzo Sato*2, Masaki Hasegawa*3

In the rehabilitation of knee joints, the knee joint is required to bend with medical devices or the patient's muscle for recovery of the joint range of motion and the muscle. Continuous passive motion device (CPM) has been widely used for the recovery of the range of motion. However, this doesn't help muscles recover. Because the patients do not need to bend their knees by themselves. Adding the active training mode that trains a muscle of the patients would improve this point. This training mode was realized by applying compliance control. The control system consist of the position controller and the load model which govern the load characteristics. The load model determines the target position for the position controller. This paper shows that the detail of the control design and the effectiveness of the proposed CPM device having the muscle training mode.

Keywords: Knee joint, Rehabilitation therapy, Continuous passive motion, Compliance control

1. はじめに

怪我や膝痛などで膝関節を人工関節に置き換える膝関節置換手術を行った場合、その術後には様々なリハビリが必要となる⁽¹⁾。特に術後しばらくは自力での運動が困難となるため、筋肉の硬化や血栓の危険が生じる。このため術後のリハビリの第1段階では、膝を外部から他動的に動かし、徐々に膝の関節可動域を回復させる治療が行われる。このとき用いられる機器が図1⁽²⁾に示す Continuous Passive Motion 装置(以降、CPM 装置)で、患部の膝を機器に半固定して他動的に屈曲を行い、関節可動域の回復を図るものである。膝関節の固定により足を動かさない状態が続くため、筋力も低下する⁽³⁾。そこで、関節の可動域が回復した後の第2段階のリハビリとして筋力の回復のトレーニングが行われる。以上の各過程では個別に異なる機器が用いられるが、治療現場の効率化を狙い、一台の機器での達成が望まれる。以上の背景の下、本研究では既存の CPM にコンプライアンス制御を基にした筋力トレーニングの機能を追加し、従来の CPM

としての機能を保ちながら筋力回復の機能も併せ持った機器の実現を目指している。本報告では筋力トレーニングのための負荷制御系の設計と、それを CPM 装置に適用した場合の効果について述べる。

2. 実験装置

本研究で試作した CPM 装置の外観写真と 3 次元 CAD 図を図2と図3に、制御系を含めたシステム全体の構成を図4にそれぞれ示す。図1、図2に示す様に、本装置



図1. CPM 装置の例

原稿受付 2017年5月10日

*1 近畿大学工学部 ロボティクス学科 講師, 次世代基盤技術研究所 講師 (〒739-2116 東広島市高屋うめの辺1番)

E-mail tagami@hiro.kindai.ac.jp

*2 株式会社御幸鉄工所 (〒720-0003 福山市御幸町森脇224-1) E-mail shinzo1@minos.ocn.ne.jp

*3 県立広島大学保健福祉学部 理学療法科 准教授 (〒723-0053 三原市学園町1-1) E-mail m-hasegawa@pu-hiroshima.ac.jp
連絡先: 田上将治 (研究代表者)



図 2. 試作した筋力トレーニング機能付き CPM 装置

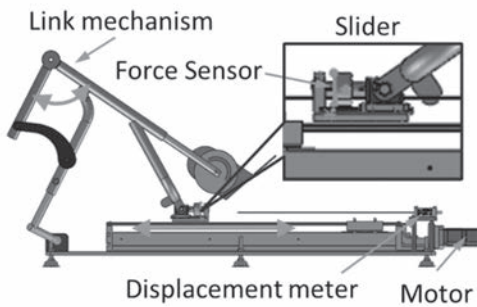


図 3. 試作 CPM 装置の構造

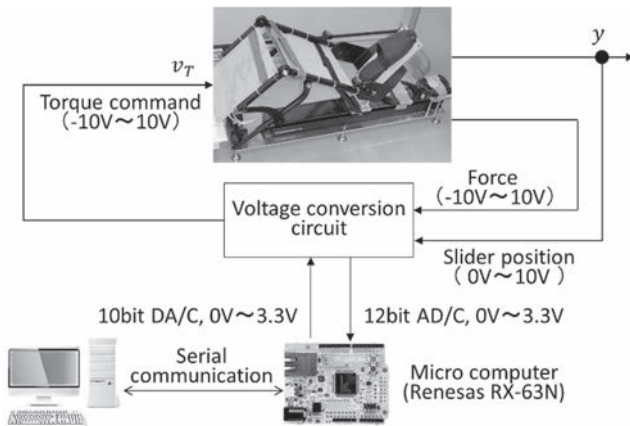


図 4. 試作 CPM 装置の制御系

を使用する使用者の足は、装置のリンク機構に半固定される。このため使用者の足はリンク機構の動作に従って動かされることになり膝関節が屈曲・伸展される。本装置の機構的な構成は、図 3 に示す様にスライダークランク機構で、スライダをサーボモータとボールねじで駆動することで目的の屈曲・伸展角度を作り出している。スライダとリンクの接続部には力センサが介在しており、リンク部がスライダ部に加える力を計測することができる。また、スライダ部の位置はレーザー変位計で計測することができる。これらの計測信号はシステムの制御のために用いられる。

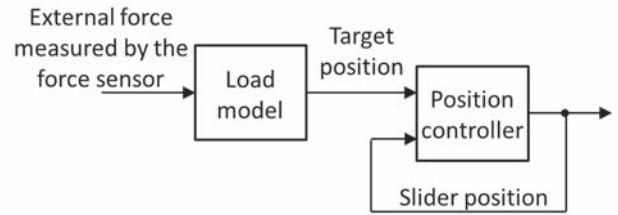


図 5. マイコン内の制御演算のブロック図

本装置の制御系ハードウェアの構成を図 4 に示す。制御演算はルネサス社のマイコン RX-63N を搭載したマイコンボードで行っている。このマイコンへの入力信号は、上述の力センサとレーザー変位計からの信号でそれぞれ $-10V \sim 10V$, $0V \sim 10V$ のアナログ信号である。これらは、マイコンの AD/C を介して取り込まれるが、AD/C のレンジに適合させるためオペアンプを利用した電圧変換回路が介在する。制御演算の結果は DA/C を介してトルク指令信号としてサーボモータドライバへ出力されるが、こちらでも DA/C とサーボモータドライバの入力レンジを適合させるため電圧変換回路が介在する。マイコン内で行う制御演算のブロック図を図 5 に示す。図に示すように制御演算に関わるソフトウェアは、位置制御器と負荷モデルと呼ばれる二つの要素で構成されている。負荷モデルは力センサから受け取った力信号を基にスライダの目標位置を決定し、位置制御器はこの目標位置へスライダを迅速に位置決めする役割を果たす。負荷モデルは例えばバネ-質量-ダンパ系の運動方程式などで構成する。計測された力を入力にして、運動方程式を解いて得られる質量の変位を出力とすれば、位置制御器がこの位置を目標にスライダを移動させるため、力を加えている側からするとあたかもバネ-質量-ダンパ系に力を加えているような感触を受ける。位置制御器は目標位置に迅速かつ正確に位置決めするため積分補償付き 2 自由度制御系で構成した。レーザー変位計からの信号もこの制御器の入力の一つとして用いられる。

3. プラントのモデリング

位置制御器の設計に用いる制御対象の伝達関数の導出とパラメタの同定について以下に示す。

3.1 伝達関数の導出

モデル化する制御対象の模式図を図 6 に示す。このモデル化ではリンク部の影響、機械系摺動部の摩擦、サーボモータドライバの応答遅れの影響は無視している。制御対象の入力はサーボモータドライバへのトルク指令電圧 u 、出力はスライダの変位 y である。図より u から y までの伝達関数 P_{uy} は次式の様になる。

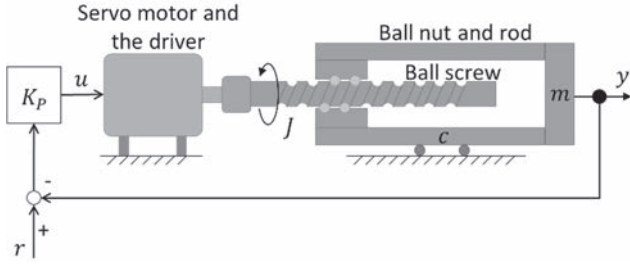


図 6. プラントモデリングのための実験系

$$P_{uy}(s) = \frac{y}{u} = \frac{N_{uy}}{d_2 s^2 + d_1 s} \quad (1)$$

式中の記号は以下の通りである。

$$N_{uy} = \frac{K_T}{K_{BS}}, d_2 = m + \frac{J}{K_{BS}^2}, d_1 = c \quad (2)$$

ここで、 s はラプラス演算子、 m 、 c はそれぞれ直線運動部の質量と粘性抵抗、 J はボールねじなどの回転部の慣性モーメント、 K_T は指令電圧からトルクへの変換係数、 K_{BS} はモータ回転角度を直線変位へ換算する係数である。

これらのパラメータは概ねの値は分かるが、正確な値は不明であったため次に示す同定実験にてその値を求めた。

3.2 パラメータ同定実験

パラメータ同定実験では周波数応答を利用し、モデルから得られる計算上の周波数応答と実験で得られる周波数応答の二乗誤差が最小になるように未知パラメータを決定した。以下に具体的な手順を示す。

式(1)の s を $j\omega$ に置き換えて周波数伝達関数を得る。

$$P_{uy}(j\omega) = -\frac{N_{uy}}{d_2^2 \omega^4 + d_1^2 \omega^2} \quad (3)$$

上式において、角周波数 ω_i ($i = 1 \sim m$)における周波数応答の実部を G_i^R 、虚部を G_i^I とし、これらを要素とする以下のベクトルを定義する。

$$\mathbf{G} = [G_1^R \ \dots \ G_m^R \ G_1^I \ \dots \ G_m^I]^T \quad (4)$$

実験データから得られる周波数応答についても同様に扱い、以下のベクトルを定義する。

$$\mathbf{E} = [E_1^R \ \dots \ E_m^R \ E_1^I \ \dots \ E_m^I]^T \quad (5)$$

これらの偏差の自乗 Λ を求めると

$$\Lambda = (\mathbf{G} - \mathbf{E})^T (\mathbf{G} - \mathbf{E}) \quad (6)$$

となる。次に同定すべき未知パラメータを d_2 、 d_1 と N_{uy} とし、これらを要素とするベクトル \mathbf{q} を定義する。

$$\mathbf{q} = [d_2 \ d_1 \ N_{uy}]^T \quad (7)$$

Λ を \mathbf{q} で微分して極値を求める。

$$\frac{\partial \Lambda}{\partial \mathbf{q}} = 2\mathbf{J}^T (\mathbf{G} - \mathbf{E}) = \mathbf{0} \quad (8)$$

ここで \mathbf{J} は \mathbf{G} を \mathbf{q} で微分して得られるヤコビ行列である。上式で与えられる非線形連立代数方程式を解けば二乗誤差を最小にするパラメータが得られる。求解のためニュートン・ラプソン法を適用する。適当な初期値 \mathbf{q}_0 の下で \mathbf{G} を以下の様に線形近似する。

$$\mathbf{G}(\mathbf{q}) \approx \mathbf{G}(\mathbf{q}_0) + \left. \frac{\partial \mathbf{G}}{\partial \mathbf{q}} \right|_{\mathbf{q}=\mathbf{q}_0} (\mathbf{q} - \mathbf{q}_0) \quad (9)$$

これを式(8)に代入して以下を得る。

$$\mathbf{q} = \{\mathbf{J}(\mathbf{q}_0)^T \mathbf{J}(\mathbf{q}_0)\}^{-1} \mathbf{J}(\mathbf{q}_0)^T \{\mathbf{E} - \mathbf{G}(\mathbf{q}_0)\} + \mathbf{q}_0 \quad (10)$$

上式より \mathbf{q} を求め、これを新たな \mathbf{q}_0 として両者の差のノルムが十分小さくなるまで上記計算を繰り返して \mathbf{q} を決定した。

以上の手順を行うためには周波数応答の計測が必要となるが、式(1)が示す制御対象は不安定系であるためそのままでは計測が行えない。そこで比例制御によって系を安定化した上で実験を行った。比例制御系への位置指令値として 0.03Hz～30Hz まで 120 秒で掃引する振幅 20mm の正弦波をマイコン内で生成して与えた。この時の比例制動作中のサーボモータドライバのトルク指令電圧 u とスライダ一部変位の y を 1 ミリ秒のサンプリング周期で記録し、周波数応答を求めた。この結果と上述の手順にて求めたモデルのパラメータは表 1 となった。これらのパラメータと式(1)を用いた周波数応答シミュレーションおよび対応する実験結果の比較を図 7 に示す。図より低周波ではモデルと実験結果に乖離があるが、1Hz 以上の帯域では実験結果とよく一致する結果が得られた。

表 1. 同定したプラントのパラメータ

d_2	93.314kg
d_1	187.522Ns/m
N_{uy}	119.792N/V

4. 位置制御器の設計

位置制御系の役割は、膝関節を狙いの角度通り屈伸させることと、負荷モデルからの位置指令を迅速に達成することである。前者は目標値との偏差が、後者は追従帯域が重要になる。そこで積分補償器を含んだ 2 自由度制御系で構成することにし、Tagawa らが提案する Dual Model Matching 法⁽⁴⁾ (以降 DMM 法と称する) で設計した。DMM 法は 2 自由度制御系の設計方法の一つで、

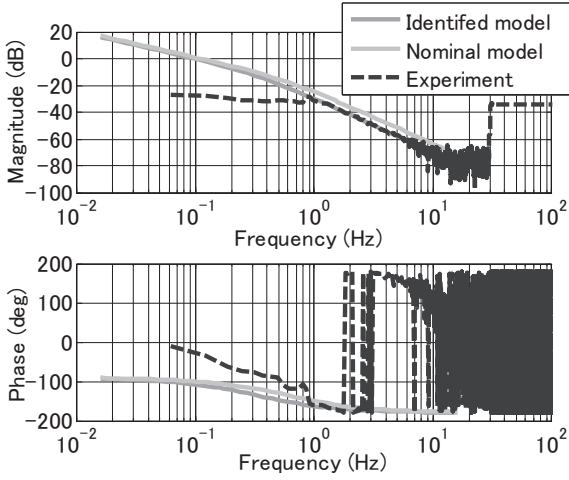


図7. プラントモデルの周波数応答

アクティブ除振装置や振動台などの制御に実績がある⁶⁾。図8にDMM制御系の一般的な構成を示す。図中の C_{yu} , C_{ru} はそれぞれフィードバック制御器とフィードフォワード制御器の伝達関数, r は位置指令, v はセンサノイズである。図より v から y への閉ループ伝達関数 W_{vy} と r から y への閉ループ伝達関数 W_{ry} は次式の様に導かれる。

$$W_{vy} = P_{uy}C_{yu}(1 + W_{vy}) \quad (11)$$

$$W_{ry} = P_{uy}C_{ru}(1 + W_{vy}) \quad (12)$$

この結果より制御器は次式で与えられる。

$$C_{yu} = P_{uy}^{-1}W_{vy}(1 + W_{vy})^{-1} \quad (13)$$

$$C_{ru} = P_{uy}^{-1}W_{ry}(1 + W_{vy})^{-1} \quad (14)$$

望みの閉ループ特性を W_{vy} , W_{ry} に与えれば, 式(13), 式(14)より制御器が求まるが, 導出された制御器がプロパであることを保証する以下の3条件を満たす必要がある。

- i) W_{ry} , W_{vy} の相対次数は P_{uy} の相対次数以上であること。
 - ii) W_{ry} , W_{vy} のゼロ点は P_{uy} のゼロ点を全て含むこと。
 - iii) $1 + W_{vy}$ のゼロ点は P_{uy} の極を全て含むこと。
- ii)より次式が成立する。ただし, D_S は閉ループ伝達関数の分母多項式, N_{uy} はプラントの伝達関数の分子多項式, N_{ru} と N_{yu} は s に関する多項式である。

$$W_{ry} = \frac{N_{uy}N_{ru}}{D_S}, \quad W_{vy} = \frac{N_{uy}N_{yu}}{D_S} \quad (15)$$

また, iii)より次の関係が成立する。

$$1 + W_{vy} = \frac{D_S + N_{uy}N_{yu}}{D_S} = \frac{D_P D_C}{D_S} \quad (16)$$

ここで, D_P はプラントの伝達関数の分母多項式, D_C は s に関する多項式である。これらの結果を式(13), 式(14)に代

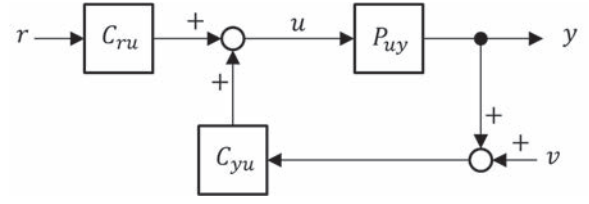


図8. Dual model matching 制御系

$$C_{yu} = P_{uy}^{-1}W_{vy}(1 + W_{vy})^{-1} = \frac{N_{yu}}{D_C} \quad (17)$$

$$C_{ru} = P_{uy}^{-1}W_{ry}(1 + W_{vy})^{-1} = \frac{N_{ru}}{D_C} \quad (18)$$

入して, 制御器に関する上の結果を得る。以上の議論に現れた多項式 D_S , D_C , N_{ru} , N_{yu} の次数を考える。式(17), 式(18)より D_C は制御器の共通分母多項式であることが分かる。プラントの次数は2次で観測量は一つであるので, 任意の極配置が可能な制御器の次数は1次である。加えて, 制御器の高周波ゲインを抑制し, ロバスト安定性を確保するための2次高域遮断特性, 1次積分器と特性調整の窓口のためにもう1次追加して合計5次とした。このため D_S の次数は7次となる。よって

$$D_S = (s - P_1) \cdots (s - P_7) = s^7 + a_6 s^6 + \cdots + a_0 \quad (19)$$

$$D_C = s(c_4 s^4 + c_3 s^3 + c_2 s^2 + c_1 s + c_0) \quad (20)$$

となる。 N_{yu} はノイズ v からプラントへの入力である u までの閉ループ特性 W_{vu} から考えた。 W_{vy} と W_{vu} の関係は次式で与えられる。

$$W_{vu} = P_{uy}^{-1}W_{vy} = \frac{D_P N_{yu}}{D_S} \quad (21)$$

ノイズ低減のため W_{vu} の高周波でのゲインは抑制したい。そこで W_{vu} の相対次数が2次となるようにすると, 式(21)より N_{yu} は3次の多項式となるため以下の様に定めた。

$$N_{yu} = (n_{yu2}s^2 + n_{yu1}s + n_{yu0})(s - z_{yu}) \quad (22)$$

これと式(15)より W_{vy} が条件i)を満たしていることが分かる。 N_{ru} も式(15)と条件i)から5次多項式まで許される。今回は高周波ゲインの抑制のため次の様な4次式とした。

$$N_{ru} = K_{ry}(s - z_{ru1}) \cdots (s - z_{ru4}) \quad (23)$$

最後に閉ループの極配置を考える。式(15)に式(19), 式(20), 式(22), 式(23)を代入して次式を得る。

$$W_{ry} = \frac{N_{uy}K_{ry}(s - z_{ru1}) \cdots (s - z_{ru4})}{(s - P_1) \cdots (s - P_7)} \quad (24)$$

$$W_{vy} = \frac{N_{uy}(n_{yu2}s^2 + n_{yu1}s + n_{yu0})(s - z_{yu})}{(s - P_1) \cdots (s - P_7)} \quad (25)$$

W_{ry} は目標値追従特性を支配する. 本装置の実際の使用を考えた場合, 多くは 1Hz 程度以下の帯域で使用されると考えられるが, この帯域での位相遅れをなるべく少なくするためできる限り広い帯域でゲイン, 位相とも平坦な特性となるようにしたい. 一方で, サーボアンプドライバが飽和するような過大な制御器出力も避ける必要がある. これらを考慮して, P_2, P_3, P_7 にカットオフ周波数 5Hz の 1 次低域通過特性とカットオフ周波数 8Hz の 2 次低域通過特性の極を与え, $z_{ru1} \sim z_{ru4}$ には $P_1, P_4 \sim P_6$ を与えた. さらに通過帯域のゲインが 0dB となるように K_{ry} で調整した. W_{vy} はノイズから出力 y までの特性を支配するため, 低域通過特性が望ましく, $P_4 \sim P_6$ にはカットオフ周波数 5Hz の極と零点を与えた. また P_1 にはオブザーバの極としてプラントの極と同じものを与えた. 以上の極と零点の配置を表 2 に示す. 導出した制御器は 2 入力 1 出力の状態方程式で表し, 双 1 次変換にて離散化してマイコンに実装した. 実装した制御器の目標値追従性能については, 6. 制御実験にて示す.

表 2. 閉ループ系の極と零点の配置

Pole	Value	Zero	Value
P_1	-2.0096	z_{ru1}	-2.0096= P_1
P_2	-35.1858 +35.8967i	z_{ru2}	-21.9911 +22.4355i= P_4
P_3	-35.1858 -35.8967i	z_{ru3}	-21.9911 -22.4355i= P_5
P_4	-21.9911 +22.4355i	z_{ru4}	-31.4159= P_6
P_5	-21.9911 -22.4355i	z_{yu}	-31.4159= P_7
P_6	-31.4159		
P_7	-31.4159		

5. 負荷モデル

本研究では負荷モデルとして図 9 に示すバネ-質量-ダンパモデルと摩擦運動モデルを用いた. いずれも力センサで計測された力 f を入力とし変位を出力とするもので, 対応する運動方程式を数値計算にて解いて出力を得ている. 図 9(左図)のバネ-質量-ダンパモデルの運動方程式は次式の通りで, これを双 1 次変換で離散化してマイコンに実装している.

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_{nd}^2 & -2\zeta_d\omega_{nd} \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} f \quad (26)$$

$$y_r = [1 \quad 0] \mathbf{x}$$

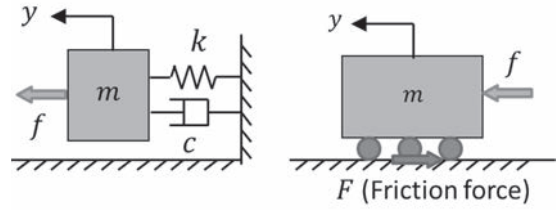


図 9. バネ-質量-ダンパ系 (左), 摩擦運動系 (右)

式中の ω_{nd} と ζ_d はそれぞれ質量 m_d での狙いの固有角振動数と減衰比である. 上式の出力 y_r がそのまま前節の位置制御器の目標値となる. 摩擦負荷モデルは摩擦力を表すモデルが重要となるが, 本研究では LuGre 摩擦モデル⁶⁾を用いた. このモデルは次の様な特徴を有する.

- 接触部を無数の弾性梁と剛体梁で表現している.
- 摩擦力は梁の平均変形量 z とその時間微分で決まる.
- z は摩擦力の変化を支配する関数 g を含む非線形微分方程式で表される.
- 最大静止摩擦力から動摩擦 (クーロン摩擦) への変化を扱える.

図 9(右図)に対応する運動方程式は以下の通りである.

$$m_d \dot{v} = f - F$$

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt}$$

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{|v|}{g(v)} z \quad (27)$$

$$g(v) = \frac{F_C + (F_S - F_C) e^{-\left(\frac{v}{v_S}\right)^2}}{\sigma_0}$$

上式の内, 第 2 式以降が LuGre 摩擦モデルである. 式中の記号の定義は次の通りである. F_C : クーロン摩擦, F_S : 最大静止摩擦力, σ_0 : 梁の剛性係数, σ_1 : 梁の減衰係数, v_S : ストライベック速度, v : 質量の速度.

この運動方程式をルンゲクッタ法で解いて変位を求め, 位置制御器への目標値を得ている.

6. 制御実験

4. で示した位置制御器の目標値追従性能と, 5. で示した 2 種類の負荷モデルを用いた負荷制御実験の結果を示す. なお, 本実験ではリンク部を取り外して行った.

6.1 位置制御実験

位置制御器の目標値追従性能を周波数応答にて評価した. 0.05Hz~30Hz まで 120 秒で掃引する振幅 5mm の正弦波を位置指令値として与え, この目標値とレーザー変位計からの変位信号を 1 ミリ秒の周期で収録, matlab の tfestimate 関数で処理して周波数応答を得た. この計

測結果と W_{ry} のシミュレーション結果を図10に示す。この図より設計した位置制御器は狙いどおりの追従特性を実現できていることが分かる。

6.2 バネ-質量-ダンパモデルによる負荷制御実験

負荷モデルとして図9(左図)に示すバネ-質量-ダンパ系のモデルを適用した場合の実験結果を図11に示す。負荷モデルのパラメタは表3の二つを定め、力は徒手により直接スライダーに与えた。図はそのときの力と負荷モデルで決定される目標位置と、実際のスライダーの位置の時刻歴を示している。図より力に応じた目標値が決定されスライダーもそれに追従していることが分かる。

表3. バネ-質量-ダンパ系負荷モデルのパラメタ

Parameter	m_d	ω_{nd}	ζ_d
Value (Case of A)	10kg	2π rad/s	0.7
Value (Case of B)	10kg	4π rad/s	0.7

6.3 摩擦モデルによる負荷制御実験

負荷モデルとして図9(右図)に示す摩擦運動系のモデルを適用した場合の実験結果を図12に示す。負荷モデルのパラメタは表4の通りである。実験方法や結果の図の表記方法は6.2の場合と同様である。こちらの図からも力とモデルに応じて目標値が決定され、スライダーもそれに追従していることが分かる。

表4. 摩擦運動系負荷モデルのパラメタ

Parameter	Value	Parameter	Value
F_c	20N	σ_0	2000N/m
F_s	50N	σ_1	200Ns/m
v_s	0.001m/s	m_d	10kg

7. 効果検証実験

試作した装置の有効性を検証するため6.で示した負荷制御の機能を用い、リンク部も取り付けられて被験者実験を行った。被験者は20歳代の健全な男性で、膝の屈曲伸張運動に関連の強いと考えられる大腿四頭筋、ハムストリング、前脛骨筋、腓腹筋の四つの筋肉の活性度を筋電位計で計測して評価した。実験時の試作器の動作条件は次のとおりである。

(a) 他動訓練器として使用。

(b-A) 筋力トレーニング装置(低負荷)として使用。

(b-B) 筋力トレーニング装置(高負荷)として使用。

条件(a)は通常のCPMとして利用した場合で、負荷制御は行わず位置制御のみを用いて屈伸角度の制御のみを行っている。被験者の膝は装置により10秒を1周期として他動的に屈曲と伸張が繰り返される。被験者にとっては機械任せの状態であり筋肉の活性はほとんどないこと

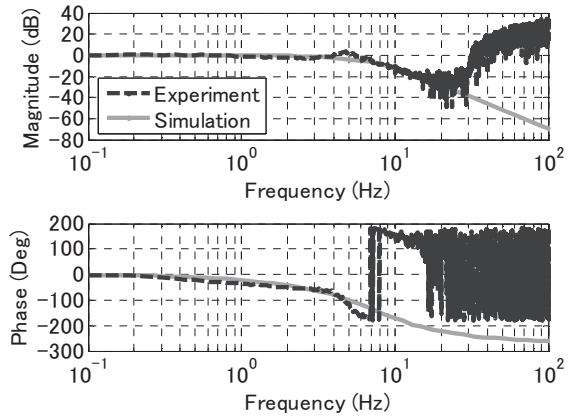


図10. DMM 制御器による目標位置追従性能

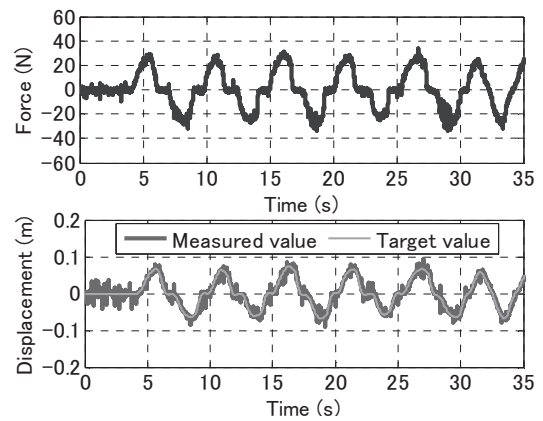


図11. バネ-質量-ダンパモデル (Case of A) での負荷制御実験結果

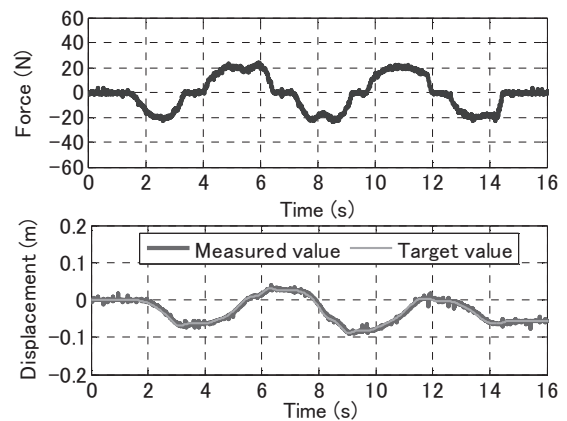


図12. 摩擦運動モデルでの負荷制御実験結果

が予想される。条件(b-A), 条件(b-B)は筋力トレーニングのために負荷制御を行った場合で、表3に示すCase A, Case Bに対応する負荷モデルとパラメタを用いた。被験者には5秒かけてスライダーを押し、5秒かけて戻し、3秒の間隔を空けて同じ動作を繰り返すように指示した。

このように被験者にとっては能動的なもので、かつ条件(b-A)と条件(b-B)を比べると後者の方が硬いばねを指定しているため負荷の程度に応じた筋肉の活性が予想される。計測時間は全ての条件で 65 秒とした。また計測した筋電位はそのままの電圧信号ではなく、本実験前に計測した最大筋力発揮時の筋電位が 100%となるよう正規化した。以上の実験の結果を図 13(a)~図 13(d)に示す。これらの図は筋肉ごとの活性度を示したものである。図より他動訓練器としての動作時にはほとんど筋力の活性は認められないが、筋力トレーニングのモードでは負荷モデルの設定値に応じた筋力の活性が確認された。筋肉によって違いはあるが、最大値で最大筋力の 30%以上を発揮している場合もある。これは筋力トレーニングの負荷としては有用な実用レベルと考えられる。

8. おわりに

本研究では膝関節のリハビリで多用されている他動訓練器に筋力トレーニングの機能を組み入れて多機能化することを試みた。位置制御器を基本に、その目標位置を力センサ信号と負荷モデルから決定する制御系を構築し、バネや摩擦による負荷を模擬できるようにした。さらにこの負荷によって筋肉に有意な活性が生じることも確認した。今後は適切な負荷パラメタの決定について検討を進めたい。

謝辞

本研究は、ちゅうごく産業創造センター主催の新産業創出研究会の助成により実施いたしました。ここに謝意を表します。また、実験や装置製作に協力いただいた本学卒業生の中島陽二君、木村成穂君にも感謝します。

参考文献

- (1) 辻下守弘, 鶴見隆正, 川村博文, “Continuous Passive Motion (CPM)の原理と治療効果”, 理学療法ジャーナル, Vol. 23, No.4 (1989), pp.243-249
- (2) 酒井医療株式会社, 膝関節用 CPM 製品カタログ, http://www.sakaimed.info/catalog_separate/cpm/#page=2
- (3) 八木知徳, 他 6 名, 人工膝関節置換術後療法における持続的他動運動 (CPM) の効果, 臨床整形外科, Vol. 23, No. 9 (1989), pp.1042-1047
- (4) Y. Tagawa, et al., “Characteristic transfer function matrix-based linear feedback control system analysis and synthesis”, International Journal of Control, Vol. 82, No. 4 (2009), pp. 585-602

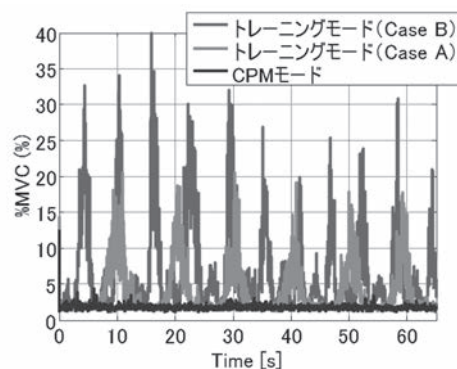


図 13(a). 大腿四頭筋の活性度

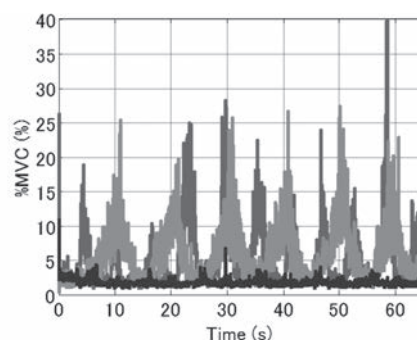


図 13(b). ハムストリングの活性度

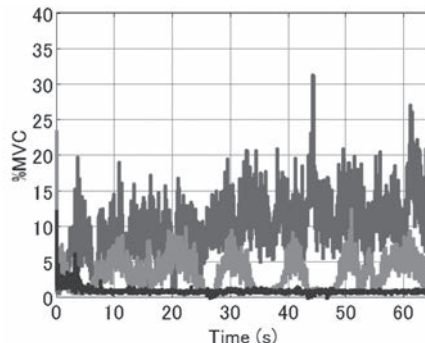


図 13(c). 前脛骨筋の活性度

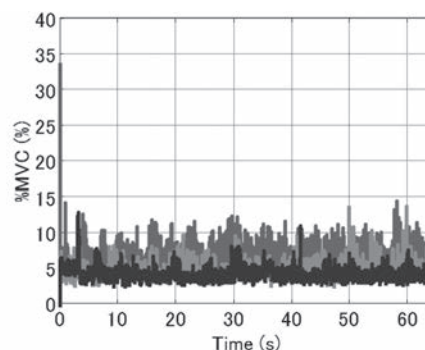


図 13(d). 腓腹筋の活性度

- (5) 岡本峰基, 田川泰敬, 神田瞬, “試験体反力の抑制を考慮した多自由度振動試験装置の加速度制御”, 第 54 回自動制御連合講演会講演論文集, (2011), pp.171-176
- (6) C. Canudas de Wit, et al, “A New Model for Control of Systems with Friction”, IEEE Trans. On Automatic Control, Vol. 40, No. 3, (1995)