

膝関節用他動運動器への筋力トレーニング機能の導入

田上 将治*1, 長谷川正哉*2

Introduction of the functional muscle training to continuous passive motion device for knee joints

Masaharu TAGAMI*1, Masaki HASEGAWA*2

The knee joint plays a key role in the execution of daily functions, such as walking. However, medical treatment of the knee joint is often required owing to injuries, aging, or other reasons. Rehabilitation is an important process following knee surgeries. During rehabilitation, a continuous passive motion (CPM) device is often used to help slowly stretch and bend the legs of patients for the prevention of contracture and recovery of the joint's range of motion. Additionally, strengthening of the weakened muscles is also important to facilitate speedy recuperation. Under this background, the authors developed a CPM device to strengthen the leg muscle by utilizing impedance control, and this paper describes to what extent the proposed CPM can activate leg muscles, as observed experimentally.

Keywords: Knee joint, Rehabilitation therapy, Continuous passive motion, Impedance 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。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他動運動器 (Continuous Passive Motion, CPM) である。本研究で試作した CPM を図 1 に示す。CPM は患部の足を機器に半固定して他動的に屈曲、伸展を行い、関節可動域の回復を図るものである。足は CPM によって他動的に動かされる状態のため、筋力の回復は望めない¹⁾。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を目的とした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

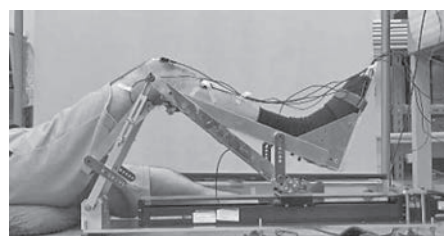


図 1 : 試作した筋力トレーニング機能付き CPM 装置
ニングの機能を追加し、従来の CPM としての機能と筋力回復のための機能を併せ持った機器の実現を目指している。本報告では筋力トレーニングのための負荷制御系の設計と、その効果を実験的に検証した結果について述べる。

2. 実験装置

本研究で試作した CPM 装置の 3 次元 CAD 図を図 2 に示す。図 1、図 2 に示す様に、本装置の機構的な構成はスライダークランク機構で、スライダをサーボモータと

原稿受付 2019 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 県立広島大学保健福祉学部 理学療法科 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)

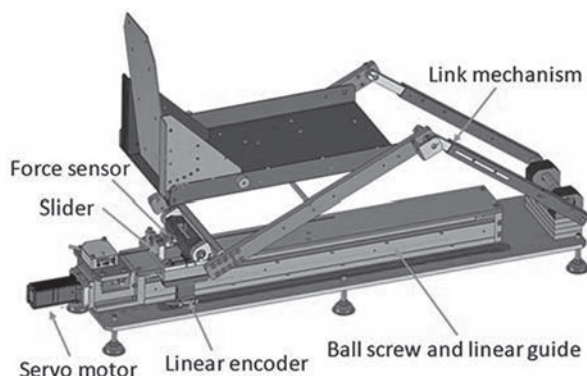


図 2：試作 CPM 装置の構造

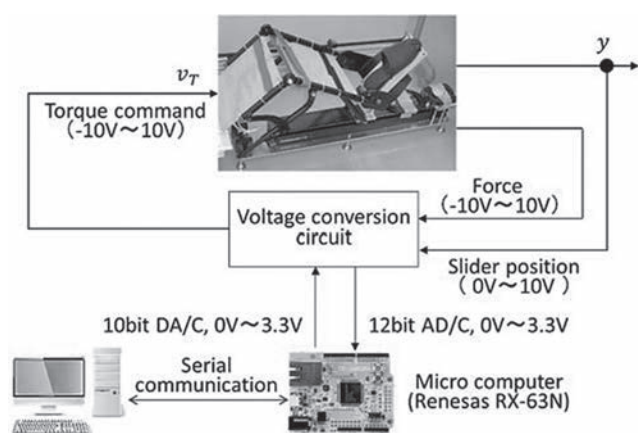


図 3：試作 CPM 装置の制御系

ボールねじで駆動することでリンク部の角度が変化する。本装置を使用する使用者の足は、このリンク部に半固定される。このため使用者の膝はリンク部の動作に従って動かされ、関節が屈曲・伸展される。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。

本装置の制御系ハードウェアの構成を図 3 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 $-10\text{V}\sim 10\text{V}$, $0\text{V}\sim 10\text{V}$ 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。本論文の 6 章までの実験はこの装置構成で行ったが、7 章で示す実験で

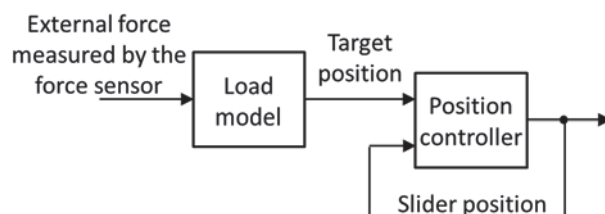


図 4：マイコン内の制御演算のブロック図

は制御演算のためのマイコンを dSPACE 社の R&D ボードである DS1104 に置き換えた。実験で用いる筋電位信号の収録とリアルタイムの可視化のための対応である。また、レーザー変位計もリニアエンコーダに置き換えた。これはスライダの位置決め範囲の拡大のためである。ただし、実装している制御ソフトウェアについてはハードウェアの変更にかかわらず後述の通りで変更はない。

マイコンで行う制御演算のブロック図を図 4 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、位置制御器はスライダをこの位置に移動させるため、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への入力として用いられる。

3. プラントのモデリング

位置制御器の設計に必要となるプラントの伝達関数を導出する。

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 5 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。

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

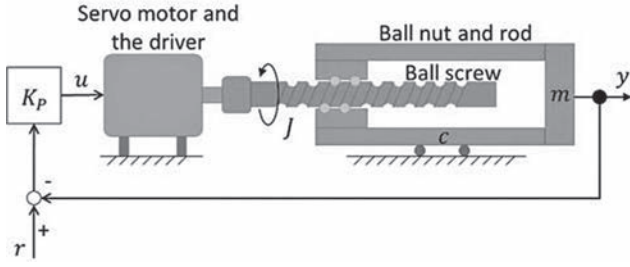


図 5：プラントモデリングのための実験系

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

プラントモデルのパラメータは，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 $j\omega$ に置き換えて次の周波数伝達関数を得る．

$$P_{uy}(j\omega) = -\frac{N_{uy}}{d_2^2\omega^4 + d_1^2\omega^2}(d_2\omega^2 + d_1j\omega) \quad (3)$$

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．

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

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．

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

これらの偏差の自乗和 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．式(8)の求解にはニュートン・ラブソン法を適用した．

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)が示す様に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．この時の比例制御動作中のサーボモータドライバへのトルク指令電圧 u とスライダ部の変位 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と対応する実験結果との比較を図 6 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．

4. 位置制御器の設計

4.1 Dual Model Matching 法

位置制御系の役割は，膝関節を狙いの角度通り屈曲，屈伸させること，負荷モデルからの位置指令を迅速に対応することである．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

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

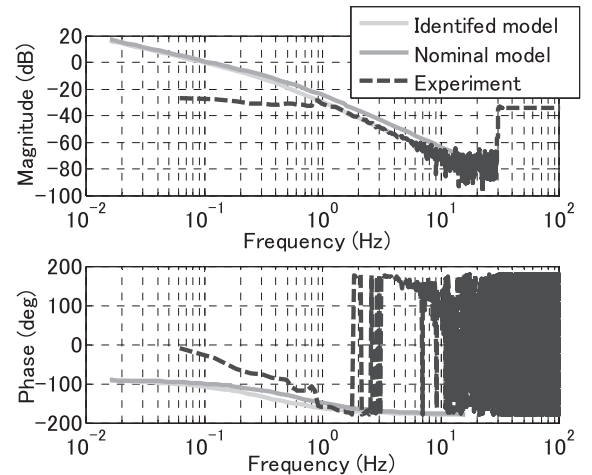


図 6：プラントモデルの周波数応答

Model Matching 法⁽²⁾ (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, アクティブ除振装置や振動台などの制御に実績がある⁽³⁾. 図 7 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.

$$W_{vy} = P_{uy} C_{yu} (1 + W_{vy}) \quad (9)$$

$$W_{ry} = P_{uy} C_{ru} (1 + W_{vy}) \quad (10)$$

この結果より制御器は次式で与えられる.

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

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

W_{vy} , W_{ry} に望みの閉ループ特性を与えれば, 式(11), 式(12)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.

$$W_{ry} = \frac{N_{uy} N_{ru}}{D_S}, \quad W_{vy} = \frac{N_{uy} N_{yu}}{D_S} \quad (13)$$

また, iii) より次の関係が成立する.

$$1 + W_{vy} = \frac{D_S + N_{uy} N_{yu}}{D_S} = \frac{D_P D_C}{D_S} \quad (14)$$

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(11), 式(12)に代入して, 制御器に関する次の結果を得る.

$$C_{yu} = P_{uy}^{-1} W_{vy} (1 + W_{vy})^{-1} = \frac{N_{yu}}{D_C} \quad (15)$$

$$C_{ru} = P_{uy}^{-1} W_{ry} (1 + W_{vy})^{-1} = \frac{N_{ru}}{D_C} \quad (16)$$

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(15), 式(16)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

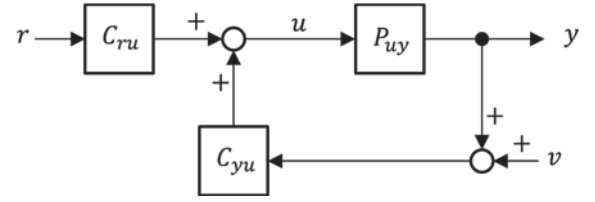


図 7 : Dual model matching 制御系

とした. このため D_S の次数は 7 次となる. よって

$$D_S = (s - P_1) \cdots (s - P_7) = s^7 + a_6 s^6 + \cdots + a_0 \quad (17)$$

$$D_C = s(c_4 s^4 + c_3 s^3 + c_2 s^2 + c_1 s + c_0) \quad (18)$$

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.

$$W_{vu} = P_{uy}^{-1} W_{vy} = \frac{D_P N_{yu}}{D_S} \quad (19)$$

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(19)より N_{yu} は 3 次の多項式となるため以下の様に定めた.

$$N_{yu} = (n_{yu2} s^2 + n_{yu1} s + n_{yu0})(s - z_{yu}) \quad (20)$$

これと式(13)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(13)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.

$$N_{ru} = K_{ry}(s - z_{ru1}) \cdots (s - z_{ru4}) \quad (21)$$

最後に閉ループの極配置を考える. 式(13)に式(18), 式(20), 式(21)を代入して次式を得る.

$$W_{ry} = \frac{N_{uy} K_{ry} (s - z_{ru1}) \cdots (s - z_{ru4})}{(s - P_1) \cdots (s - P_7)} \quad (22)$$

$$W_{vy} = \frac{N_{uy} (n_{yu2} s^2 + n_{yu1} s + n_{yu0})(s - z_{yu})}{(s - P_1) \cdots (s - P_7)} \quad (23)$$

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

表 2：閉ループ系の極と零点の配置

極		零点	
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		

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は 6 章にて示す．

5. 負荷モデル

本研究では負荷モデルとして図 8 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で解いて目標指令値を得ている．図 8(左図)のバネ・質量・ダンパモデルの運動方程式は式(24)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．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．

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_{nd}^2 & -2\zeta_d\omega_{nd} \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} f \quad (24)$$

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

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⁴⁾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はりで剛体はりと表現する．
- ・摩擦力は，はりの平均変形量 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．
- ・最大静止摩擦から動摩擦（クーロン摩擦）への変化を扱える．

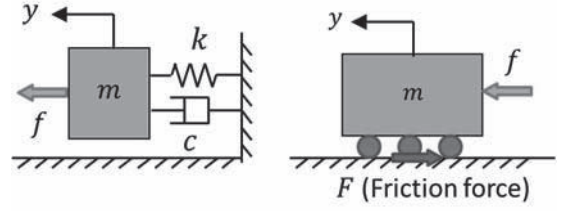


図 8：バネ・質量・ダンパ系（左），摩擦運動系（右）

この LuGre 摩擦モデルを用いて表した図 8(右図)に対応する系の運動方程式を以下に示す．

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

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

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{|v|}{g(v)} z \quad (25)$$

$$g(v) = \frac{F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2}}{\sigma_0}$$

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， σ_0 ：はりの剛性係数， σ_1 ：はりの減衰係数， 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，本実験はリンク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 9 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 8(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 10 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に与えた．図は条件 B での力と負荷モデルで決定される目標位置，および実際のスライダの位置の時刻歴を示している．図より外力に応じた目標値が

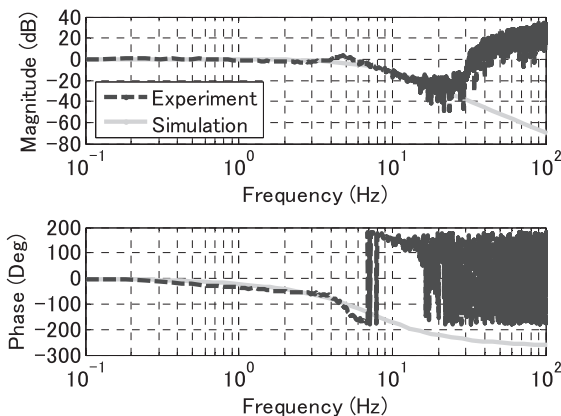


図 9 : DMM 制御器による目標位置追従性能

決定されスライダもそれに追従していることが分かる。

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 8(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 11 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。こちらの図からも外力とモデルに応じて目標値が決定され、スライダもそれに追従していることが分かる。

7. 効果検証実験

提案した筋力トレーニングの機能によって、どの程度筋肉が活性化するかを被験者実験にて評価した。実験には男性健常者 4 名が参加し、近畿大学工学部生命倫理委員会規定に則って行った。本実験では、これまで制御演算を行っていたマイコンを dSPACE 社の R&D ボード DS1104 に変更した。これは、収録すべき信号に筋電位信号が加わったこと、モニター上に信号をリアルタイムでグラフ表示したいといった要求に応じるためである。したがって、6 章までで述べた制御系設計については変更はなく、そのまま DS1104 に実装した。実験では通常の

表 3 : バネ-質量-ダンパ系負荷モデルのパラメタ

パラメタ	m_d	ω_{nd}	ζ_d
条件 A	10kg	2π rad/s	0.7
条件 B	10kg	4π rad/s	0.7

表 4 : 摩擦運動系負荷モデルのパラメタ

パラメタ	値	パラメタ	値
F_C	20N	σ_0	2000N/m
F_S	50N	σ_1	200Ns/m
v_s	0.001m/s	m_d	10kg

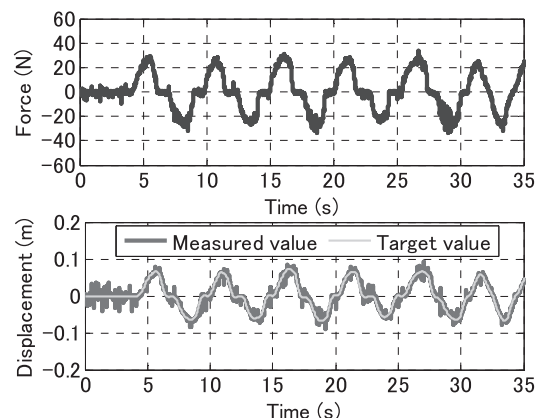


図 10 : バネ-質量-ダンパモデルでの負荷制御実験結果

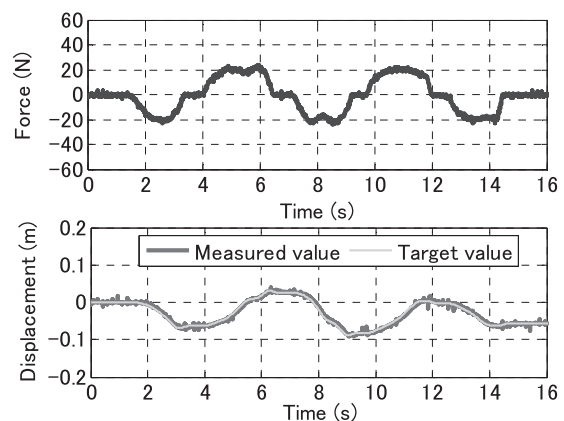


図 11 : 摩擦運動モデルでの負荷制御実験結果

CPM として使用した場合と、筋力トレーニング機能を使用した場合とで筋肉の活性度にどの程度の差が生じているかを比較した。便宜上、前者の動作を CPM モード、後者の動作をトレーニングモードと呼ぶ。CPM モードではスライダへの位置指令値を正弦波で与え、被験者の膝を他動的に屈曲、伸展させた。トレーニングモードでは、被験者にモニターに表示されるタイミングに従って段階的に足を曲げ伸ばしするように指示した。このとき、被験者の足には 6 章で示した様な負荷が作用する。負荷の条件は表 5 に示す 6 通りとした。筋肉の活性度は、大腿直筋、ハムストリング、前脛骨筋、腓腹筋の四つの筋肉を対象にして筋電位で評価した。筋電計で得られた筋電位信号は通過帯域 0.1Hz から 100Hz の 1 次アナログバンドパスフィルタを通した後に AD 変換して DS1104 に取り込んでいる。取り込んだ信号は絶対値を取り、さらにカットオフ周波数 5Hz のローパスフィルタで処理した。筋肉の活性度は、計測した筋電位を筋肉が最大収縮したときの筋電位で正規化して表現する % Maximum Voluntary Contraction (%MVC) と呼ばれる方法で表した⁽⁵⁾。このため実験前にすべての被験者から筋肉が最大収縮したとき

の筋電位を計測した。

実験結果の一例を図 12～図 14 に示す。図 12 は表 5 に示す (1) での条件での結果を、図 13 と図 14 は、それぞれ (4) と (7) での結果である。いずれの図も最上段はロードセルが検知した力の時刻歴応答で、膝が屈曲する方向の力を受けたときには正值を、膝が伸展する方向の力を受けたときに負値をとる。続く EMG1～EMG4 はそれぞれ大腿直筋、ハムストリング、前脛骨筋、腓腹筋の活性を%MVC で表している。図 12 より CPM モードでは、いずれの筋肉もほとんど活性していないことが分かる。これは残る被験者の結果においても同様だった。次に図 13 に注目すると、ロードセルが負方向(足を伸ばす方向)の力を受けると、その増大に伴って大腿直筋と前脛骨筋が活性していることが分かる(図中、矢印指示部参照)。大腿直筋の活性は他の被験者においても同様の傾向であったが、前脛骨筋の活性については差があった。前脛骨筋は足の甲を引き起こす役割を担っている。このため、前脛骨筋が活性していた被験者は負荷に打ち勝って足を伸ばすためにかかとを押し出すようにしていたと思われる。逆に前脛骨筋ではなく腓腹筋が活性していた実験結果もあった。これはかかとではなくつま先を伸ばそうとしていたためと思われる。最後に図 14 に注目すると足を伸ばす際の傾向は図 13 と同様だが、ロードセルが正方向(足を縮める方向)の力を受ける場合にはハムストリングと、

特に前脛骨筋が活性化する(図中、矢印指示部参照)。本装置では足の甲の部分のみが半固定されているため、摩擦負荷に打ち勝って足を屈曲させるには、足の甲を立てて引き上げる必要がある。このため前脛骨筋が活性したと思われる。この傾向は他の被験者でも同様であった。以上から分かる様に、トレーニングモードでは CPM モードではほとんど活性化しない筋肉を、回復に有用なレベルまで活性化させることができ、さらに負荷の種類に応じて活性化する筋肉が変化することも確認できた。

8. おわりに

本研究では、膝関節リハビリテーションで広く用いられている CPM に位置制御系と負荷モデルを活用した筋力トレーニングの機能を追加し、CPM の機能拡張を提案した。装置を試作し、筋電計を用いた評価実験を行った。その結果、筋力回復に有用なレベル、特に筋促進の面で有効なトレーニングを行えることが確認できた。一方で、負荷モデルのパラメタは使用者の使用感を基に試行錯誤的に決定しており、使用者の状態に応じた適切な負荷の設定手段が望まれる。また、人の足の構造をより考慮した機構の設計にも課題が残っている。

表 5 筋肉活性度評価の実験条件

No.	動作モード	条件
(1)	CPM モード	スライダへの振幅 0.13m, 周波数 0.02Hz の正弦波指令信号にて膝を屈曲・伸展
(2)	トレーニングモード	ばね負荷モデルを使用 $m = 10\text{kg}, \omega_n = \pi\text{rad}, \zeta = 0.7$
(3)		ばね負荷モデルを使用 $m = 10\text{kg}, \omega_n = 2\pi\text{rad}, \zeta = 0.7$
(4)		ばね負荷モデルを使用 $m = 10\text{kg}, \omega_n = 3\pi\text{rad}, \zeta = 0.7$
(5)		摩擦負荷モデルを使用 $F_C = 80\text{N}, F_S = 120\text{N}$ $\sigma_0 = 200\text{N/m}, \sigma_1 = 2000\text{Ns/m}$ $v_s = 10^{-3}\text{m/s}, m = 10\text{kg}$
(6)		摩擦負荷モデルを使用 $F_C = 120\text{N}, F_S = 150\text{N}$ $m, \sigma_0, \sigma_1, v_s$ は (4) と同じ
(7)		摩擦負荷モデルを使用 $F_C = 150\text{N}, F_S = 180\text{N}$ $m, \sigma_0, \sigma_1, v_s$ は (4) と同じ

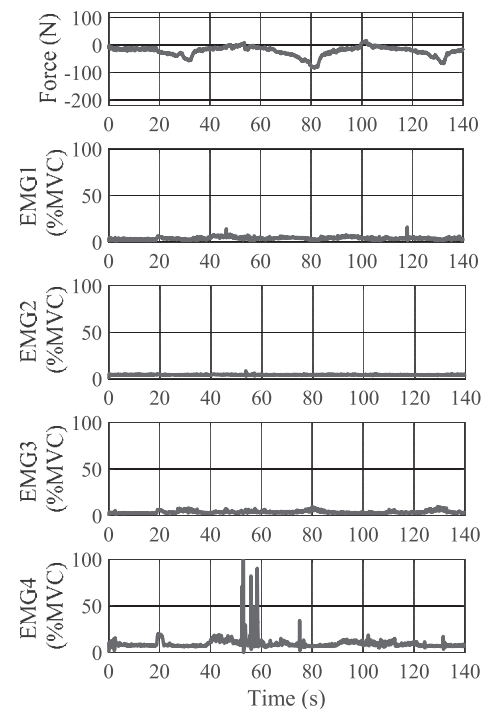


図 12：条件(1)での実験結果

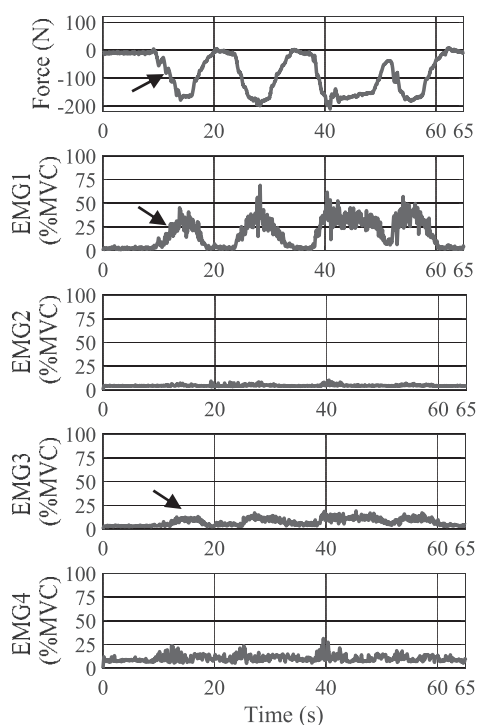


図 13：条件（4）での実験結果

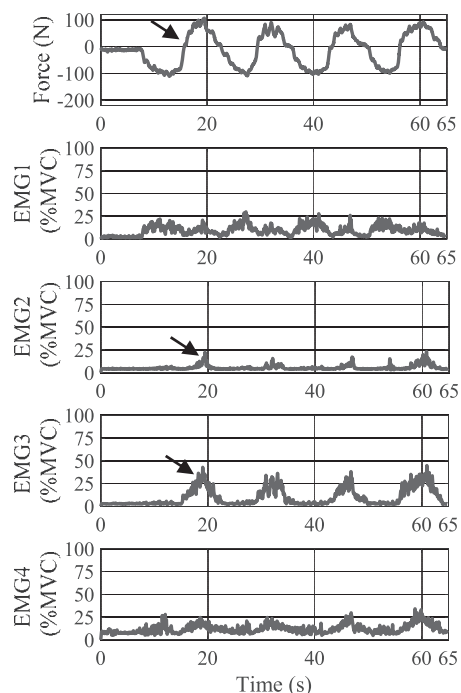


図 14：条件（7）での実験結果

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) Tagawa, Y., Tagawa, R., David, S., Characteristic transfer function matrix-based linear feedback control system analysis and synthesis, International Journal of Control, 82(4), 585-602.
- (3) 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
- (4) 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.
- (5) 小野弓絵, MATLAB で学ぶ生体信号処理, pp.83-85, コロナ社, 2018

謝辞

本研究は競輪の補助を受けて実施しました。ここに謝意を表します。また、装置製作や実験に協力いただいた本学卒業生の藤井駿君, 堀家昇馬君にも感謝します。