

- 修士論文 -

新しい安定指標を用いた  
パワーアシスト車椅子の後方転倒防止制御

平成18年2月10日提出

指導教員：堀 洋一 教授

東京大学大学院工学系研究科電気工学専攻

46377 李 微

## 内容梗概

現在、パワーアシスト車椅子は手動車椅子や電動車椅子の長所を持ち、ますます注目されて来た。しかしながら、モータの出力トルクが大きく、また車体の重量が小さいため、上り坂などで、前輪が浮上してしまい、車椅子ごと後方へ倒れる恐れがある。

この問題を解決するにはいくつかの手法があるが、簡単という特徴を強調したいため、三つの安定指標を提案した。具体的には、システムモーメント分析によるモーメント安定指標、二足歩行ロボット安定解析法 ZMP (ゼロモーメントポイント) による ZMP 安定指標、またはラグランジュ方程式による新しい安定指標である。車輪の回転速度や坂道の角度などの状態に基づき、安定指標を満たせる最大のモータ出力が求められ、その出力制限をモータに課すことにより、車椅子の前輪浮上を抑制できる。

最後に、平坦地や坂道で実験を行い、安定指標の有効性と実用性を確認する。

# 目次

第1章	序論	3
1.1	研究の背景	3
1.2	本論文の目的	5
1.3	本論文の構成	5
第2章	パワーアシスト車椅子システム	6
2.1	パワーアシスト車椅子	6
2.1.1	車椅子の種類	6
2.1.2	パワーアシスト車椅子の特徴	7
2.2	パワーアシスト車椅子の数学的運動状態分析	7
2.2.1	車椅子の前輪と後輪の重量比	9
2.2.2	後輪の力学	9
2.2.3	段差を登る条件	10
2.3	パワーアシスト手法	10
2.4	パワーアシスト車椅子における後方転倒の危険性	12
2.5	転倒防止制御法の分類と検討	13
2.5.1	転倒防止バーの装着	13
2.5.2	モータ出力の制御	13
2.6	本研究で使われる車椅子モデル	14
2.6.1	通常走行時の車椅子	14
2.6.2	前輪浮上時の車椅子	15
2.6.3	車椅子のモデル	15
第3章	車椅子のモーメント分析による安定指標	17
3.1	車椅子のモーメント分析	17
3.2	モーメント安定指標	17
3.3	変数の説明	18
3.3.1	重心の加速度 $a_x$ 、 $a_y$	18
3.3.2	各センサーの出力	18
3.3.3	重心の角度 $\varphi$	19
第4章	車椅子の ZMP 分析による安定指標	23
4.1	ZMP (Zero Moment Point)	23
4.2	車椅子システムの ZMP の計算	24
4.3	車椅子システムの ZMP 安定指標	24

## 目次

---

第5章	ラグランジュ方程式による新しい安定指標	28
5.1	平坦地での安定指標	28
5.1.1	システムのラグランジュ運動方程式	28
5.1.2	ラグランジュ方程式による安定指標	31
5.2	坂道で直進する時の安定指標	31
5.2.1	路面傾斜角度の計測	32
5.2.2	坂道でのラグランジュ運動方程式	34
5.2.3	坂道での安定指標	36
5.3	坂道で斜めに進む時の状態把握	37
5.3.1	車椅子の偏移角度 $\alpha$ の推定	37
5.3.2	車椅子と水平面の角 $\beta$ の推定	38
5.3.3	坂道で斜めに進む時の安定指標	39
第6章	実験的検証	42
6.1	実験機の構成	42
6.2	三つの安定指標の比較	44
6.2.1	実験データ	44
6.2.2	比較の結果	46
6.3	平坦地での実験概要と結果	47
6.3.1	概要	47
6.3.2	結果と分析	47
6.4	上り坂で直進の時の実験概要と結果	49
6.4.1	概要	49
6.4.2	結果と分析	49
第7章	まとめと今後の計画	51
7.1	まとめ	51
7.2	今後の計画	51
7.2.1	ロバストな安定指標	51
7.2.2	円滑な出力制限	51
7.2.3	他の実験	52
参考文献		54

# 第1章 序論

## 1.1 研究の背景

20世紀50年代のベビーブーマー世代が高齢者になっていく21世紀には、まったく新しい次元の高齢社会が始まり、社会に与えるインパクトが巨大なものであることは、以前から指摘され、多くの研究が行われてきた。1982年の国連高齢者問題会議(ウィーン)で、21世紀には、先進国のみならず、全世界的な高齢化が社会構造の大転換をもたらすことが指摘されていた。[1]

国名	高齢者の割合
イタリア	17.7%
スウェーデン	17.3%
ドイツ	16.2%
フランス	15.8%
英国	15.6%
ウクライナ	14.0%
米国	12.7%
ロシア	12.5%
中国	7.6%

表 1.1: 世界各国の高齢者割合 (2001年09月15日報道)

2040年に世界各国の高齢者の割合は、日本が33%、ドイツが30%を少し上回るほかは、欧米諸国の水準は20%台である。アメリカは21.0%と予測されている。

まず、日本では2001年敬老の日時点で、65歳以上の高齢者は2272万人(対前年比82万人増)17.9%(対前年比0.6%増)と過去最高、国民の5.6人に1人が高齢者になる計算。内訳は、女性1321万人、男性951万人。年齢別では、70歳以上1549万人、75歳以上945万人、80歳以上が507万人、85歳以上が238万人。さらに、2010年に22.5%、2020年27.8%、2030年29.6%、2040年33.2%、2050年35.7%と上昇してゆくと予測される。21世紀の中ごろにおいては、日本で実に3人に1人以上が65歳以上ということになる。

一方、アメリカは高齢化社会先進国であり、1970年に9.8%だった高齢化率は、2000年には、3427万人、13%まで上昇している。2005年には、45歳から64歳までのアメリカ人の人口は7,000万人になると推計される。国勢調査局は、この年代のアメリカ人を現在5,700万人としているので、大幅な増加になる。アメリカでは、文化的背景として、老いた親の面倒を見るため、子が同居するという習慣はない。したがって、日本以上に一人暮らしの老人人口が高く、高齢化社会問題は深刻であるといえる。このような文化的背景から、アメリカでは老化対策、老人対策、高齢化社会対策が次々と打ち出され、老人が子の世話に

## 1.1 研究の背景

時期	高齢者の割合	時期	高齢者の割合 (予測)
1960	5.7%	2010	22.5%
1970	7.1%	2020	27.8%
1980	9.1%	2030	29.6%
1990	12.0%	2030	29.6%
2000	17.3%	2040	33.2%
		2050	35.7%

表 1.2: 日本の高齢者割合 (既存データと予測データ)

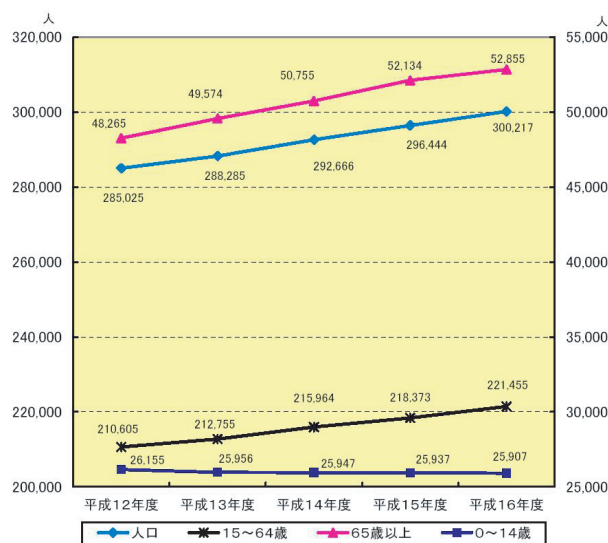


図 1.1: 新宿区年齢区分別人口推移 (各年度4月1日現在 外国人登録者数を含む。)

ならなくともよりよく生きられるための方策が、社会の仕組みとして普及している。

また、中国では、一人っ子政策の影響もあって想像以上に高齢化が進んでおり、すでに日本の全人口を越える高齢者がいること、6000万人を越える障害者(中国全人口の5%)がいる。1999年の人口は12億7千万人、高齢者は10人に1人。さらに、中国の経済日報によると、中国社会科学院老年科学研究会の分析で、2050年には中国の総人口は16億人となり、うち4人に1人が高齢者(60歳以上)となるという。したがって、中国の福祉分野では、本格的な福祉施策が着手されはじめている。

これらの状況を背景に、2003年日本、中国及び韓国の3か国は、高齢化老人・障害者標準共同制定委員会を設置し、共同でユニバーサルデザインの商品・サービスの規格を作成することとした。日本の事務局は日本規格協会に担当する。そして2004年に第3回目の国際福祉機器展 CHINA AID 2004 が上海で開かれた。前回の CHINA AID 2002 では、中国とアメリカ、ドイツ、デンマーク、韓国、香港、台湾そして日本からの100以上の企業出展により、最新の障害者用品と高齢者用品が展示され、入場者が一万人を越える国際的な貿易展示会になっている。

## 1.2 本論文の目的

現在、パワーアシスト車椅子は手動車椅子や電動車椅子の長所を持ち、ますます注目されるようになった。しかしながら、モータの出力が大きく、また重量が小さいため、上り坂などで、強引に前進しようとする、前輪が浮上してしまい、車椅子ごと後方へ倒れる恐れがある。この問題を解決するにはいくつかの手法があるが、簡単という特徴を強調したいため、ラグランジュ方程式による安定指標を提案した。車輪の回転速度や坂道の角度などの状態に基づき、安定指標を満たせる最大のモータ出力が求められ、そこでモータの出力に計算した制限かけると、車椅子の前輪浮上を抑制できる。

## 1.3 本論文の構成

本論文の構成は以下の通りである。

まず第一章で福祉機械である車椅子の各種類と手動式や電動式の長所短所を概説し、パワーアシスト車椅子の必要性を紹介する。そしてパワーアシスト車椅子の数学的モデルおよびアシスト手法を説明し、異常に危険な後方転倒現象と様々な転倒防止方法について述べる。

次に、本研究で使われていた車椅子システムを倒立振り子モデルで表し、平坦地での総モーメントを分析した上、後方転倒防止のモーメント安定指標を提案した。また、歩行ロボットで広く使われている ZMP (Zero Moment Point) 概念を利用し、後方転倒防止の ZMP 安定指標を提案した。

そして、システムモデルのラグランジュ方程式を用い、それに基づいて平坦地での新しい安定指標を導いた。さらに、上り坂で車椅子がもっとも転倒しやすいことを配慮し、平坦地と坂道とも適用する安定指標を提案した。そして、坂道で斜めに進んでる時の状態把握について述べる。

最後に、本研究で使われている YAMAHA 社の JWII を改造した実験機について説明する。以上の理論を実験的に検証するため、平坦地と坂道での実験を行い、提案した三つの安定指標の実験データを比べ、有効性を確認する。

## 第2章 パワーアシスト車椅子システム

### 2.1 パワーアシスト車椅子

#### 2.1.1 車椅子の種類

用途により車椅子には

- 競技用車椅子 (駆動制御車椅子)
- 電動車椅子
- パワーアシスト車椅子
- 介助用パワーアシスト車椅子
- 自走者式車椅子

などの種類がある。



図 2.1: 自走者式車椅子



図 2.2: パワーアシスト車椅子 (Yamaha 社 JWII)



図 2.3: 電動車椅子 (INDEPENDENCE 社 ibot)

そのうち自走者式車椅子は軽量で折り畳みができ、持ち運びやすいという利点が挙げられ、普及対数の7割近くを占めている。しかし、多数の利用者が上肢の力が小さいため、自走者式車椅子では坂道を登れないなどの欠点が存在している。例えば、図 2.4 に 50Kg のユーザが、25Kg の車椅子を利用し、 $10^\circ$  上り坂を登ろうとすると、人間の漕ぐ力は少なくとも 130N が必要である。これは普通の人にとっても楽ではないので、自走式車椅子の行動範囲が限定されていた。

また、車椅子の前輪キャストは旋回方向に回転自由であるので、慣性走行時、傾斜面を横断走行する場合や動揺面を走行する場合、谷側方向に旋回しやすい欠点がある。



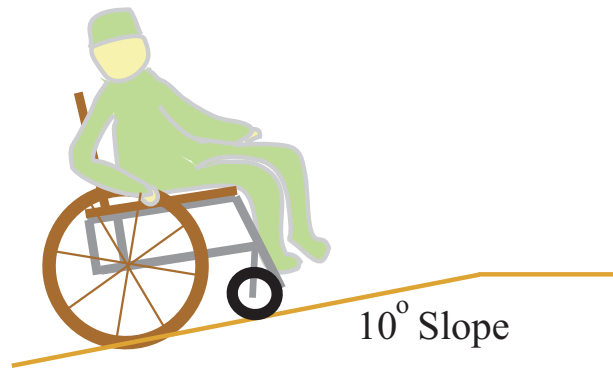


図 2.4: 自走者式車椅子の例

一方、通常の電動車椅子は、ジョイスティックにより速度及び進行方向を調節し、使用者にかかる負担を少なくする。自走者式車椅子が断続的なトルク入力に対し、電動車椅子は電気モータにより連続的なトルクを与える。電動車椅子の欠点としては、かなり重いため持ち運ぶことや自動車で移動する際車に乗せることが非常に難しいことが挙げられる。重量が80Kg前後であることと、構造上分解が容易でないことが起因している。そして、使用者のリハビリ性に役立たないだけでなく、筋力の低下も発生してしまう可能性がある。

そこで、自走式車椅子の軽便性と電動車椅子の簡易な操作性を両方持つてゐる車椅子が生まれ、パワーアシスト車椅子が登場した。今一番使われてゐるのはヤマハ社のJWIIで、車輪に定評のパワーアシストシステム(PAS)が組み込まれ、操作者の漕ぐ力をセンサーで感知し、マイコンにより制御処理し、指令値をモータに伝え、漕ぐ力の大きさに応じたアシストパワーが働く。坂道はもちろん砂利道や傾斜面でも、操作者の体力的負担を大幅に軽減し、生活行動圏を広げる。

### 2.1.2 パワーアシスト車椅子の特徴

本節では、パワーアシスト車椅子としてもっとも良く知られている、YAMAHA社のJWII型(図2.2)を例とし、定評のパワーアシストシステム(PAS)でのアシスト手法を紹介する。

図2.5で示しているように、パワーアシスト車椅子では、操作者がハンドリムを握り車輪を動かす時に、センサーが人間のトルク入力を検知し、マイクロコントローラーがその何倍かのトルク指令を後輪に内蔵した直流モータに出し、モータの出力で操作者を補助する。

## 2.2 パワーアシスト車椅子の数学的運動状態分析

ここでは、簡単化のため、左右輪の動きの差別を無視し、それらを合わせて一对の前後輪をベースとしてモデル化する。

## 2.2 パワーアシスト車椅子の数学的運動状態分析

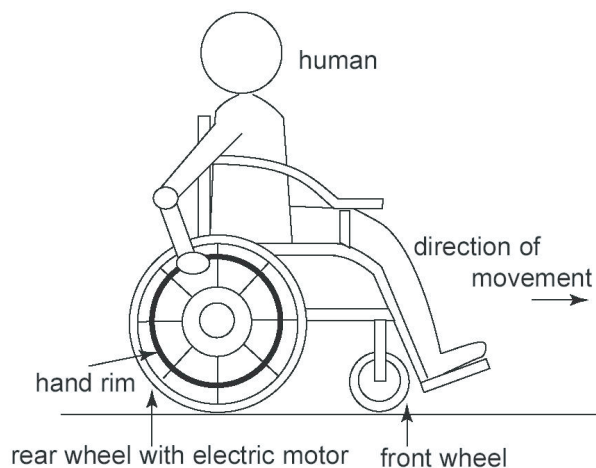


図 2.5: パワーアシスト車椅子の構成図

変数は次のようにして表わす。

- $M_F$  : 前輪にかかる質量
- $M_B$  : 後輪にかかる質量
- $N_F$  : 地面が前輪に加える力 ( $=M_F g$ )
- $N_B$  : 地面が後輪に加える力 ( $=M_B g$ )
- $g$  : 重力加速度
- $F_{human}$  : 手すりに加える力
- $r_1$  : 後輪手すりの半径
- $r_2$  : 後輪の半径
- $r_F$  : 前輪の半径

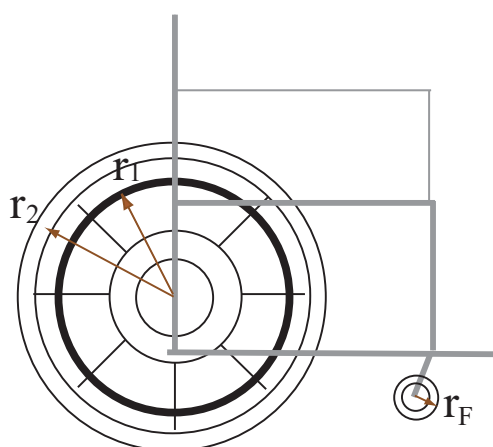


図 2.6: 前後輪の半径  $r_1, r_2, r_f$

### 2.2.1 車椅子の前輪と後輪の重量比

重心から後輪の輪軸までの水平距離 :  $a$

重心から前輪の輪軸までの水平距離 :  $b$

とすれば力学的モーメントから重心を中心として回転しないためには  $b \cdot N_F = a \cdot N_B$  となる。よって

$$N_F = M_F \cdot g$$

$$N_B = M_B \cdot g$$

となるので

$$a \cdot M_B \cdot g = b \cdot M_F \cdot g \quad (2.1)$$

という等式が成り立つ。

### 2.2.2 後輪の力学

図 2.7 で示すように、水平方向への運動方程式は

$$M \frac{dv}{dt} = \frac{r_1}{r_2} F_{human} \quad (2.2)$$

となる。これによりタイヤが地面水平方向に加える力が最大静止摩擦力よりも大きくなるとスリップするので、

$$f \leq \frac{r_1}{r_2} \mu M_F g \quad (2.3)$$

という条件が加えられる。

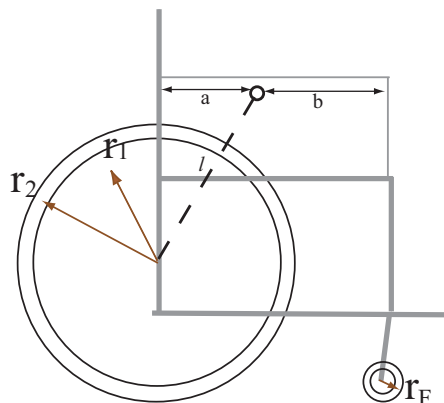


図 2.7: 重心と両輪の距離  $a, b$

## 2.3 パワーアシスト手法

### 2.2.3 段差を登る条件

段差を登る条件は、登る前の運動エネルギー  $T_1$  は登った後のポテンシャルエネルギー  $U_2$  より大きいということであり、運動エネルギー  $T_1$  は次式で表している。

$$T_1 = \frac{1}{2}(M_B + M_F)v^2 \quad (2.4)$$

ここで  $h$  を非常に小さいと仮定し、車体の傾きを省略すると、重心高さの変位は

$$\Delta h = \frac{a}{a+b}h \quad (2.5)$$

で、前輪車軸を通す水平面を参考にしたとポテンシャルエネルギー  $U_2$  は

$$U_2 = (M_B + M_F)g\Delta h = (M_B + M_F)g\frac{a}{a+b}h \quad (2.6)$$

となる。したがって、段差を登る条件は

$$v > \sqrt{\frac{2ag}{a+b}h} \quad (2.7)$$

である。

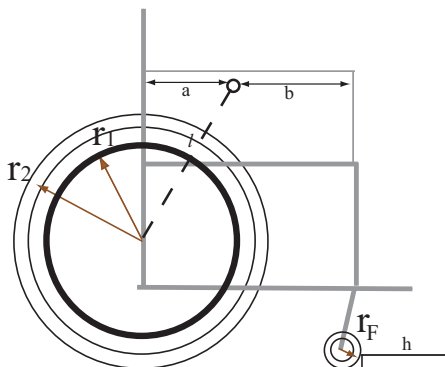


図 2.8: 段差を登る前

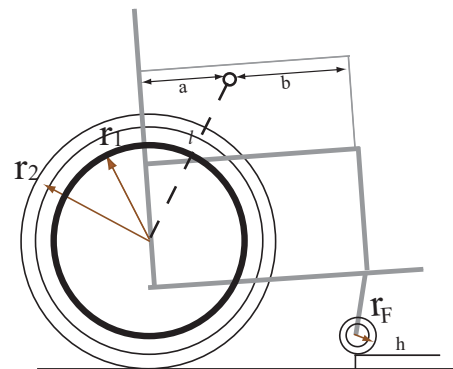


図 2.9: パワーアシスト車椅子 (Yamaha 社 JWII)

## 2.3 パワーアシスト手法

パワーアシスト車椅子は、操作者がハンドリムを握り、車輪を動かしている時に、内蔵したモータが入力の数倍のトルクを出し、操作者を補助（アシスト）する。しかし、実際には数倍のトルクを出力するだけではハンドリムから手を離れた直後車椅子が止まってしまい、操作者がアシストされた感じが無い。YAMAHA の JWII では、人間が手をハンドリムから離れた後でもある程度の出力を出し、惰性走行を行う。

本研究で使っている実験機では同じように、人間のトルク入力に対して、アシストトルクがやや長い時定数で減衰するような設計になり、惰性機能をリアライズした。

具体的には、図 2.10 のように、トルクセンサーから得た人間のトルク入力  $T_{human}$  に対して、ローパスフィルタを通すことにより実現する。  $T_{assist}$  はアシストトルク出力、  $T_{human}$  は人間のトルク入力、  $\tau$  はローパスフィルタの時定数、  $\alpha$  はアシスト比である。

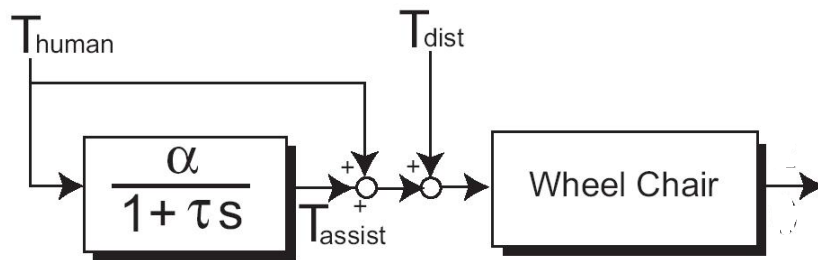


図 2.10: 入力トルクとアシスト

$$T_{assist} = \alpha \frac{1}{1 + \tau s} T_{human} \quad (2.8)$$

ここで、ローパスフィルタの時定数が問題になる。 $\tau$  が大きい場合はトルク入力に対してのアシストの反応が遅くなり、トルク入力からアシストが十分大きくなるまでタイムラグが生じることになる。また、小さい場合はアシストの反応が早くなり、慣性が働かないということになる。より良いアシストを実現するためには、アシスト出力の最大値までの立ち上がりは早く、最大値からの立下りはゆっくりという機能が必要である。

$$\tau = \begin{cases} \tau_{fast} = 0.08[s], & \frac{d}{dt}T_{human} > 0; \\ \tau_{slow} = 1.0[s], & \frac{d}{dt}T_{human} < 0. \end{cases} \quad (2.9)$$

本研究では、式 (2.9) のように、大きさの違う時定数を設置することによりよい慣性走行を生み出す。このアシスト機能の結果は図 2.11 に示す。

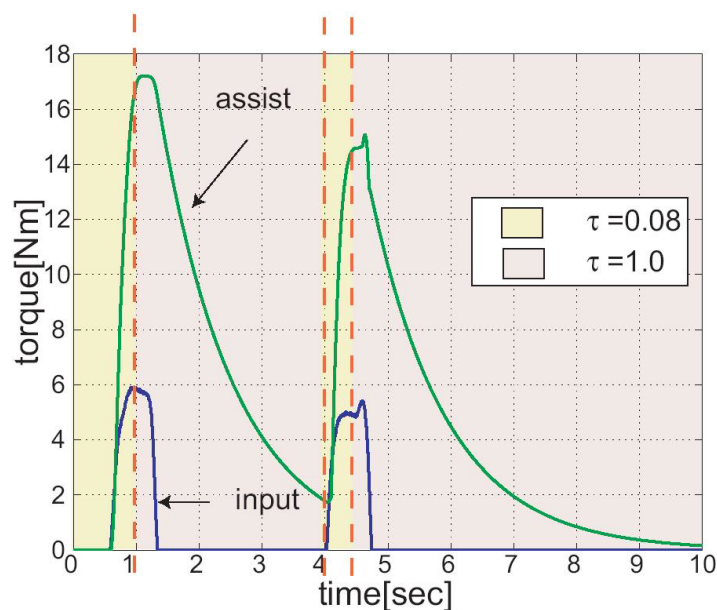


図 2.11: 入力トルクとアシスト

## 2.4 パワーアシスト車椅子における後方転倒の危険性

国民生活センターのテストでは、後退しているときに実験者がハンドリムを握って急停止するとすべての銘柄の車椅子で前輪キャストが浮き、後ろに傾いた [2]。

また、高齢者や下肢の障害者など、多数の車椅子利用者は上肢のパワーが小さいため、腕だけでは力が足らず、車椅子を駆動する時に背もたれに突っ張ることで力を入れているケースが多い。登りの場合、より力が必要なので、よりバックレストに力を借りざるを得ず、後傾度が上がって転倒しやすくなる。

国民生活センターの危害情報システムに寄せられた車椅子でけがをしたという情報は、平成3年4月から平成14年3月末までで81件(電動車椅子の情報11件を含む)であった。全体としては、転倒転落事故が多く、中には骨折などの大きなけがになるケースも見られた [2]。

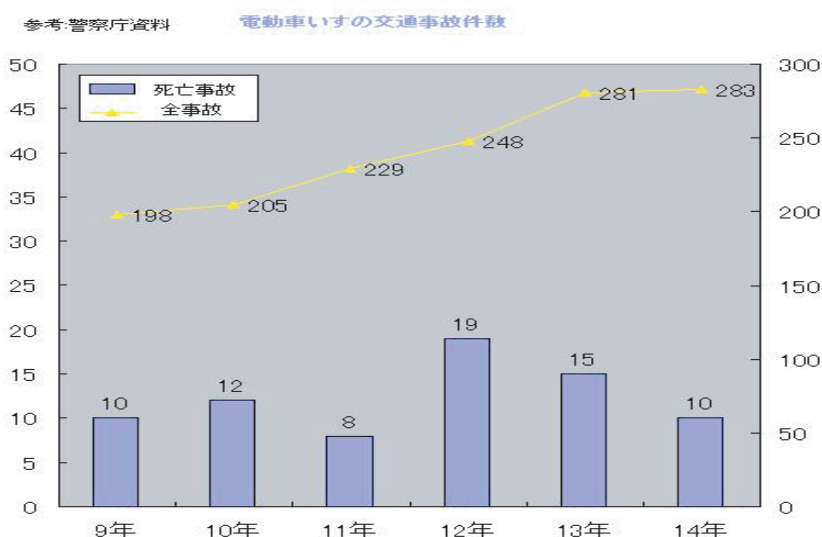


図 2.12: 電動車椅子の事故

また、アメリカ (American Journal of Public Health Online) の調査によると、1年間ぐらいいで車椅子の使用者の4割近くは転倒したことがある。その中、15%近くの使用者が転倒したことで負傷してしまう。

現実問題としては、パワーアシスト車椅子では搭載したモータの駆動力は人間と比べると大きいため、上り坂や、路面の状態が悪い時などに、強引に前進しようとする、前輪が浮上してしまい、車椅子ごと後方へ倒れる恐れがある。しかし、周囲では坂道は多数存在している。街の道路だけではなく公共施設などでも多種多様な坂道があり、高齢者や障害者の自由移動が問題となる。よって、操作者が坂道を認識しなくても自動的に道の状態に合わせ、後方転倒を防止する制御器が求められている。

## 2.5 転倒防止制御法の分類と検討

### 2.5.1 転倒防止バーの装着

現在では、転倒防止金具や後輪キャスト(図 2.13)などの後方への転倒防止装置は有効であるが、段差の乗り越え時に前輪キャストが上る高さが制限されるため、乗り越え可能な段差が小さくなる。



図 2.13: 転倒防止バー

### 2.5.2 モータ出力の制御

また、モータの出力トルクの大きさを抑えることや、出力トルクの立ち上がりを遅くすることなどがパワーアシスト車椅子の後方転倒防止の有効的な手法である。(図 2.14, 2.15)

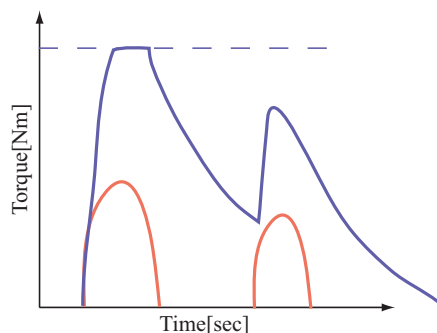


図 2.14: 大きさを制限するアルゴリズム

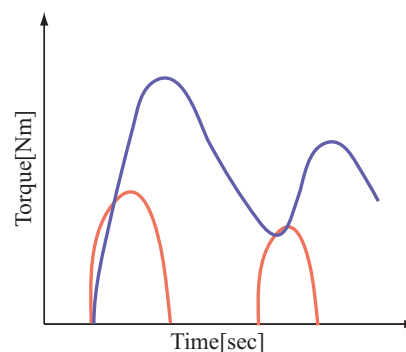


図 2.15: 立ち上がりを遅くするアルゴリズム

その中、立ち上がりを遅くする方法として、可変アシスト比による転倒防止制御法 [3] がある。この転倒防止制御法では、重心位置情報を位相平面で表示し、危険領域との最短距離を計算し、小さいほど転倒の危険性が高いと判断する。 $\frac{\dot{\phi}}{\phi}$  を位相平面での点と原点を結んだ直線の傾き、 $\beta$  を危険領域に近づく際のアシス比の減衰速度を決める係数とする。前輪

## 2.6 本研究で使われる車椅子モデル

が浮上していない時でのアシスト比を  $\alpha_{max}$  とし、可変アシスト比  $\alpha$  は次のように表せる。

$$\alpha = \alpha_{max} \exp\left(\beta \frac{\dot{\phi}}{\phi}\right) \quad (2.10)$$

$\beta$  を減衰定数と呼ぶこととし、この値を調整して実験を行った。

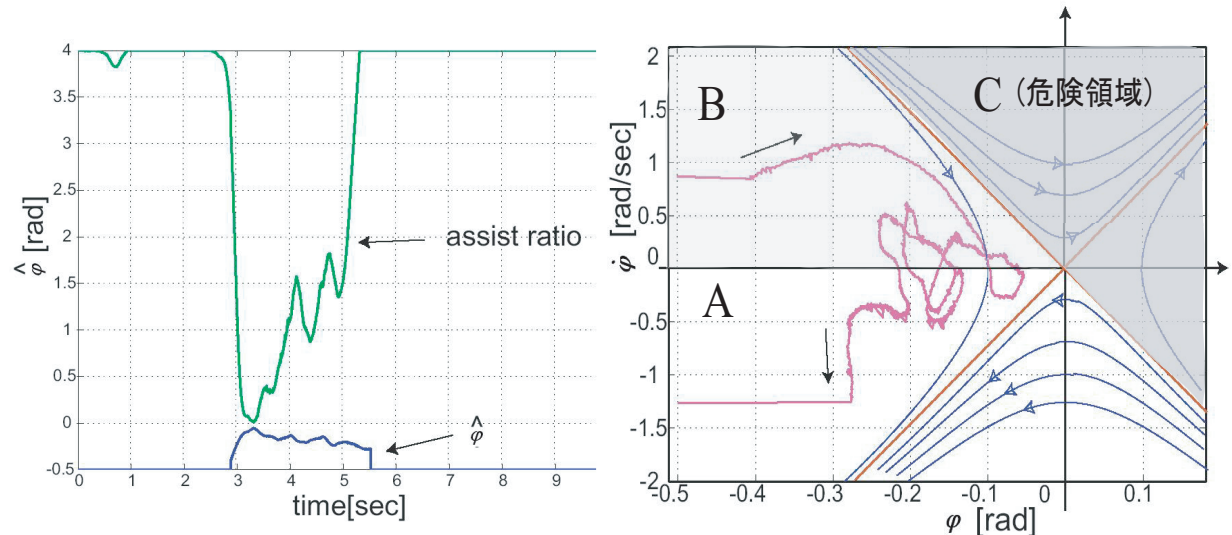


図 2.16: 減衰定数  $\beta = 3$  の時のアシスト比

図 2.17: 減衰定数  $\beta = 3$  の時の位相平面にの状態変動

通常の場合では、アシスト比  $\alpha$  を 4 としているので、後方へ転倒しやすいことが非常に危険である。減衰定数  $\beta = 3$  の時、アシスト比の減衰が十分に速く（図 2.16）、危険領域 C に進入することなく前輪が無事着地していることがわかる。この手法で  $\beta$  を適切に設定することにより、後方へ転倒する危険性を抑え、安全な走行を実現することが可能である。

以上紹介したのはアシスト比を変えることによって、モータ出力の立ち上がりを抑えて後方転倒防止法であるが、今回本研究で提案したのは、モータ出力の大きさを制限するアルゴリズムで、有効性が平坦地と坂道での実験で検証された。

## 2.6 本研究で使われる車椅子モデル

### 2.6.1 通常走行時の車椅子

平地で通常安全に走行している場合の、車椅子と人間が構成する系を図 2.18 に示す。縦方向は体の向きで、横方向は足の延長線方向である。さらに重心位置は図 2.19 で示しているように、空中に浮いている点 G にあると考えられる。

本研究では、人間が走行時に自分の意志で姿勢を変えることによりバランスをとる必要をなくし、乗っている人の姿勢は常に一定とする。つまり、常に重心は一定の位置にあるということを仮定する。以後、平地で安定走行の時この重心位置は鉛直方向から  $\varphi_0$  の角度があるとする。



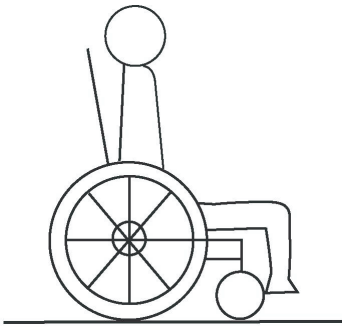


図 2.18: 平地での車椅子.

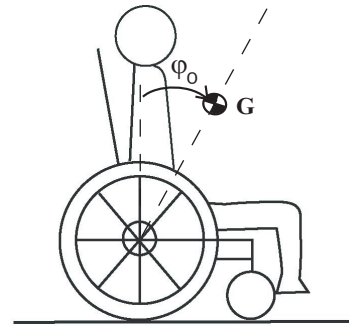


図 2.19: 重心位置

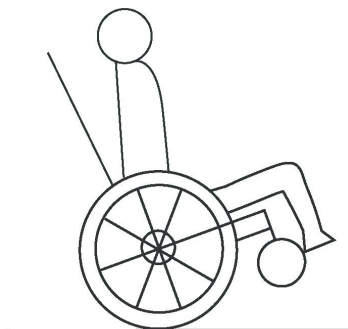


図 2.20: 前輪浮上の車椅子.

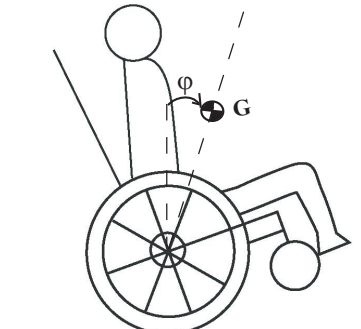


図 2.21: 重心位置

### 2.6.2 前輪浮上時の車椅子

前輪が浮上した場合、後輪のみが接地し、車椅子が不安定な状態となる（図 2.20）。その時重心位置が後へ移動し、重心位置の鉛直方向からの傾き角度は  $\varphi$  である。図で示すように、前輪浮上すると  $\varphi < \varphi_0$ 。

### 2.6.3 車椅子のモデル

図 2.22 にシステムのモデルを示している。分析しやすくするために、以後の章節の中前輪が省略されている。そして実際に車椅子が前へ倒れる可能性は後方転倒と比べると非常に小さいため、本研究の視野においては議論しない。したがって、車椅子が後方へしか倒れないと仮定し、不等式  $\varphi \leq \varphi_0$  が常に成り立つ。

運動を記述する変数（一般化座標）として、鉛直軸から時計回りに測った車輪の回転角度  $\theta$  と同じく鉛直軸から時計回りに測ったボディの傾斜角度  $\varphi$  をとり、補足的な座標として移動距離  $x$  を導入する。そして、このシステムの物理的なパラメータは以下のようなものであるとする。

## 2.6 本研究で使われる車椅子モデル

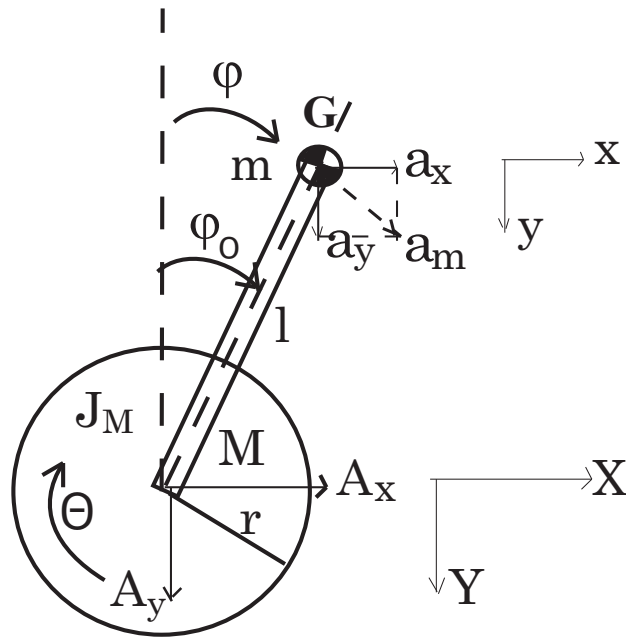


図 2.22: システムのモデル.

- $M$  : 後輪の質量
- $m$  : ユーザとフレームの質量
- $l$  : 重心から車軸までの距離
- $r$  : 後輪の半径
- $\psi$  : フレームに矢状面の回転角速度
- $J_M$  : 両後輪の慣性モーメント
- $J_m$  : ユーザとフレームの慣性モーメント
- $\theta_l, \theta_r$  : 両後輪（左、右）の回転角度
- $\varphi$  : 重心の角度  $\varphi$
- $\varphi_0$  : 重心角度の初期値
- $a_x, a_y$  : 水平、鉛直方向の重心加速度
- $A_x, A_y$  : 水平、鉛直方向の後輪加速度

# 第3章 車椅子のモーメント分析による安定指標

## 3.1 車椅子のモーメント分析

時計回りの方向を正とすると、システムの総モーメントは以下の式で表せる。

$$\text{総モーメント} = m(a_y + g)l \sin \varphi - m(A_x - a_x)l \cos \varphi \quad (3.1)$$

重心のモーメントを分析するには、車体の加速を考えないとならない。この場合後輪の加速度が  $A_x$  であり、これを重心に作用する反力  $mA_x$  と見なし (図 3.1 には灰色の矢印で示している)、総モーメントを計算する時負方向のモーメントとして  $-mA_x l \cos \varphi$  を入れる。

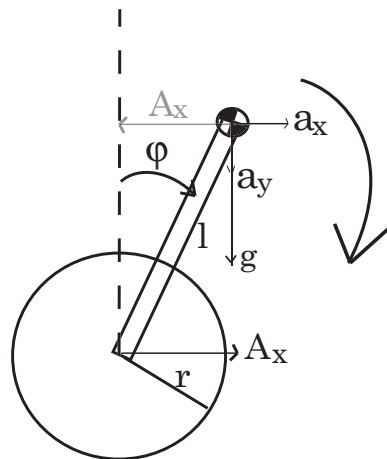


図 3.1: システムのモーメント.

## 3.2 モーメント安定指標

通常では総モーメントが 0 となる時システムが安定するが、実際に車椅子に二つの前輪があるため、総モーメントが 0 より大きい時にもシステムが安定している。したがって、平地でのモーメント安定指標は

$$m(a_y + g)l \sin \varphi - m(A_x - a_x)l \cos \varphi > 0 \quad (3.2)$$

### 3.3 変数の説明

となる。式に四つのパラメータ重心の角度  $\varphi$ 、重心の水平加速度  $a_x$ 、重心の鉛直加速度  $a_y$ 、後輪の水平加速度  $A_x$  を含み、これらのパラメータがモーメント安定指標を満たすと、システムが安定していると判断できる。逆に安定指標を満たさないと前輪浮上しているか急な上り坂にあるか、ユーザが後方へ転倒してしまう危険性は異常に高いことを指す。

## 3.3 変数の説明

### 3.3.1 重心の加速度 $a_x$ 、 $a_y$

また、式 3.2 に後輪の水平加速度  $A_x$ 、鉛直加速度  $A_y$  が車椅子加速度センサーから測定したものであり、この情報に基づいてボディ重心の変位  $x$ 、 $y$  を下の式で表せる。

$$\begin{cases} x = X + l \sin \varphi \\ y = l \cos \varphi + r \end{cases} \quad (3.3)$$

ただし、 $X$  は車椅子後輪の水平変位である。この式によって、ボディ重心の速度  $v_x, v_y$  と加速度  $a_x, a_y$  を下記の方程式で表記することができる。

$$\begin{cases} v_x = v_X + l \cos \varphi \dot{\varphi} \\ v_y = l(-\sin \varphi) \dot{\varphi} \end{cases} \quad (3.4)$$

$$\begin{cases} a_x = A_X + l(-\sin \varphi \dot{\varphi}^2 + \cos \varphi \ddot{\varphi}) \\ a_y = -l(\cos \varphi \dot{\varphi}^2 + \sin \varphi \ddot{\varphi}) \end{cases} \quad (3.5)$$

### 3.3.2 各センサーの出力

状態推定のためにエンコーダ、ジャイロスコープ、加速度センサーの三つのセンサーを利用する。もちろんそれぞれのセンサーを個別に利用して必要な状態を観測することができる。三つのセンサーから得られる出力は下表のような出力方程式で現される。

表 3.1: 各センサーの出力

センサー	出力
エンコーダー	$y_{enc} = \theta$
ジャイロスコープ	$y_{gyro} = \dot{\varphi} = -\dot{\varphi}_d$
水平加速度計	$y_{acc_x}(a_x) = r\ddot{\theta}\cos\varphi_d + g\sin\varphi_d$
鉛直加速度計	$y_{acc_y}(a_y) = g\cos\varphi_d - r\ddot{\theta}\sin\varphi_d$

ここで計算の簡単化のため、図 (3.2) で表示される変数を使うことにした。ただし  $\varphi_d = \varphi_0 - \varphi$  の等式がある。

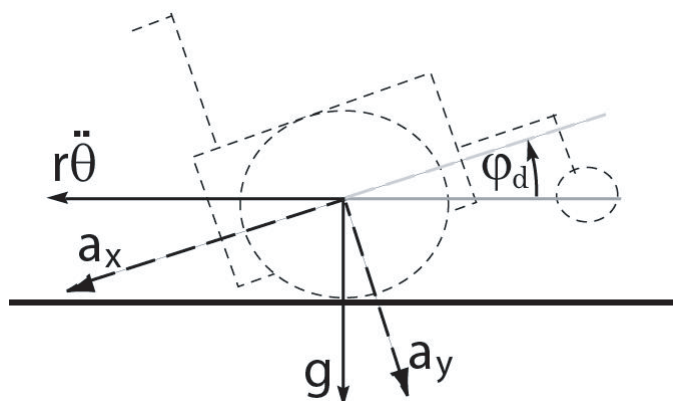


図 3.2: 車椅子傾斜角度  $\varphi_d$  と角速度  $\dot{\theta}$ .

### 3.3.3 重心の角度 $\varphi$

重心の角度  $\varphi$  が車椅子のジャイロセンサーから測定した  $\dot{\varphi}$  の積分かオブザーバかで求められる。前者の手法が簡易的だが、実行する時間が長くなると、誤差が蓄積され、誤った結果を出してしまう可能性が高い。

外乱オブザーバを設計する時、外乱項を利用することやオブザーバゲインを適切に選定することにより  $\varphi$  を正しく推定できる。本研究で、車椅子傾斜角度  $\varphi_d$  と角速度  $\dot{\theta}$  を利用した。

ラグランジュ方程式からシステム状態方程式を求められるが、オブザーバを設計するには、外乱項を導入することでシステムの物理方程式をより簡単化することができる。

$$J_\theta \ddot{\theta} = -B_\theta \dot{\theta} + \tau + d_\theta, J_{\varphi_d} \ddot{\varphi}_d = -B_{\varphi_d} \dot{\varphi}_d + d_{\varphi_d} \quad (3.6)$$

$\theta$  は車輪の回転角、 $\varphi_d$  はボディの傾斜角であり、 $d_\theta, d_{\varphi_d}$  はそれぞれへの外乱状態である。上式に両状態量  $\theta$  や  $\varphi_d$  の間の干渉項を外乱  $d_\theta, d_{\varphi_d}$  に含むことにした。

#### システム方程式

まずシステムの状態量は式 (3.7) のように定義し、その状態方程式を式 (3.8) のように記述する。

$$\mathbf{x} = \left( \dot{\theta} \quad \dot{\varphi}_d \quad \theta \quad \varphi_d \quad d_\theta \quad d_{\varphi_d} \right)' \quad (3.7)$$

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{pmatrix} -\frac{B_\theta}{J_\theta} & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{J_\theta} & 0 \\ 0 & -\frac{B_\varphi}{J_\varphi} & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{J_\varphi} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \mathbf{x} + \begin{pmatrix} \frac{1}{J_\theta} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} u \quad (3.8)$$

### 3.3 変数の説明

図(3.2)の加速度  $a_x = r\ddot{\theta}\cos\varphi_d + g\sin\varphi_d$  であり、 $\varphi_d$  がそれほど大きくない時に(車椅子が安定している状態)、 $\cos\varphi_d \approx 1$ 、 $\sin\varphi_d \approx \varphi$  という近似方程式が成り立ち、 $a_x$  を下式のように線形化できる。

$$\begin{aligned} a_x &= r\ddot{\theta} + g\varphi_d \\ &= rx_1 + gx_4 \\ &= r\left(-\frac{B_\theta}{J_\theta}\dot{\theta} + \frac{1}{J_\theta}d\theta + \frac{1}{J_\theta}\tau\right) + g\varphi_d \end{aligned} \quad (3.9)$$

したがってシステムの線形出力方程式が得られる。

$$\mathbf{y} = \begin{pmatrix} \dot{\varphi}_d \\ \theta \\ a_x \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{rB_\theta}{J_\theta} & 0 & 0 & g & \frac{r}{J_\theta} & 0 \end{pmatrix} \mathbf{x} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{r}{J_\theta} \end{pmatrix} u \quad (3.10)$$

### オブザーバゲインの設定 [5]

オブザーバゲインの設計はカルマンフィルタ理論 [4] を使う。カルマンフィルタはよく知られている通りに次式の白色雑音  $\omega, v$  が入っているシステムに対し、式(3.11)で表されるような状態推定を行うオブザーバである。

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u + \boldsymbol{\omega} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}u + v \\ \boldsymbol{\omega} &= \left( \omega_{\dot{\theta}} \quad \omega_{\dot{\varphi}_d} \quad \omega_{\theta} \quad \omega_{\varphi_d} \quad w_{d\theta} \quad w_{d\varphi_d} \right)^T \\ v &= \left( v_{gyro} \quad v_{encoder} \quad v_{acc} \right)^T \end{aligned}$$

ここではシステムノイズ  $\omega$  やセンサー  $v$  の共分散値を適切に選ぶことでよい状態推定ができる。外乱状態のシステムノイズ  $w_{d\theta}, w_{d\varphi_d}$  には大きい共分散を設定する必要があるが、その他の共分散値はセンサーのノイズなどを見ながら試行錯誤的に決めることができる。 $\hat{\theta}$  など滑らかな推定結果が欲しい場合に対してはシステムノイズ  $\omega$  のを小さく設定し、センサーの特徴からノイズを多く含んでいる加速度計に対するセンサーノイズ  $v_{acc}$  の共分散は大きく設定する必要がある。

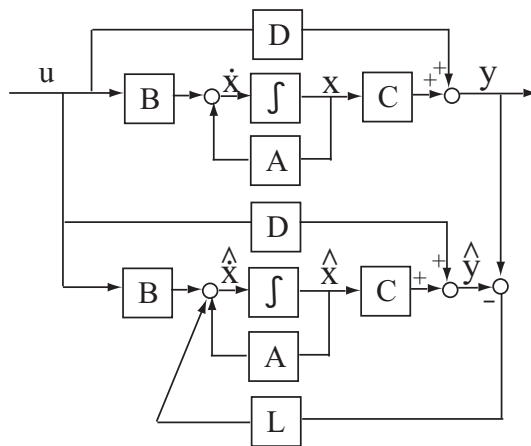


図 3.3: カルマンフィルタ.

### 3.3 変数の説明

式 3.11 中のゲイン  $L$  を適切に設定することによって、安定したカルマンフィルタを設計できる。

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - C\hat{x} - Du) \quad (3.11)$$

ここで使われているゲインの計算法は、MATLAB の既存コマンド LQR(連続時間システムに対する線形二次レギュレータ設計) で、 $Q, R, N$  を決めると、評価関数  $J = \int \{x'Qx + u'Ru + 2x'Nu\}dt$  を最小にするフィードバックゲインを計算する。

$Q$  の分量  $Q_{\dot{\theta}}, Q_{\theta}$  を小さくすると  $\dot{\theta}$  の推定にノイズが減ってくる。同じように  $Q_{\dot{\varphi}}, Q_{\varphi}$  を小さくして  $\varphi$  を滑らかにすることができるが、 $\dot{\theta}$  を小さくするのが重要である。また、 $R_{acc}$  を大きくして全体から雑音を減らした。

設計したオブザーバゲインの実用性を検証するために、実験を行った。図 (3.4) に車輪角速度  $\hat{\theta}$  の推定結果を示した。

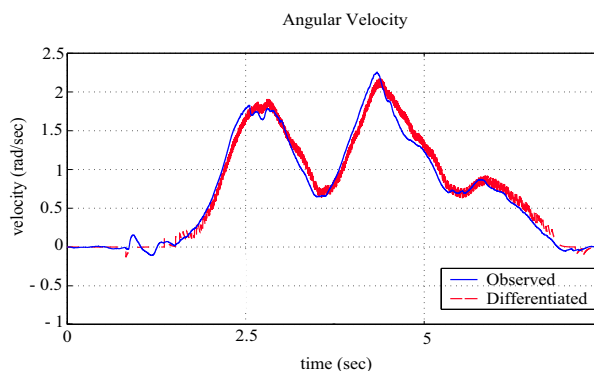


図 3.4: 車輪角速度 ( $\hat{\theta}$ ) の推定結果 (実線: 推定結果, 破線: エンコーダ出力微分値)

エンコーダの情報を微分し車輪角速度  $\dot{\theta}$  を計算することには、ノイズが多く、ローパスフィルタを入れなくちゃいけない。しかし、それにもかかわらず、図に破線の推定結果がエンコーダの疑似微分値より滑らかでかつ速い特性を見せている。

図 (3.5) に重心の角度推定値  $\hat{\varphi}_d$  を示している。比較のためにジャイロスコープから得られたボディの回転速度を積分した値も一緒に示した。そして 10 秒の時に意図的にジャイロスコープにインパルス的な雑音を入れた。同じく実線が提案オブザーバの推定結果、破線がジャイロスコープの積分である。

図の上段は平地での実験、中段はウィリー時の実験、下段は坂での実験結果である。10 秒以降の推定結果をみると、ジャイロスコープの積分には入った雑音の影響がずっと残っており不正確な推定結果を見せているが、提案オブザーバは雑音による推定誤差の影響を 1 秒ほどで除去できている。

### 3.3 変数の説明

---

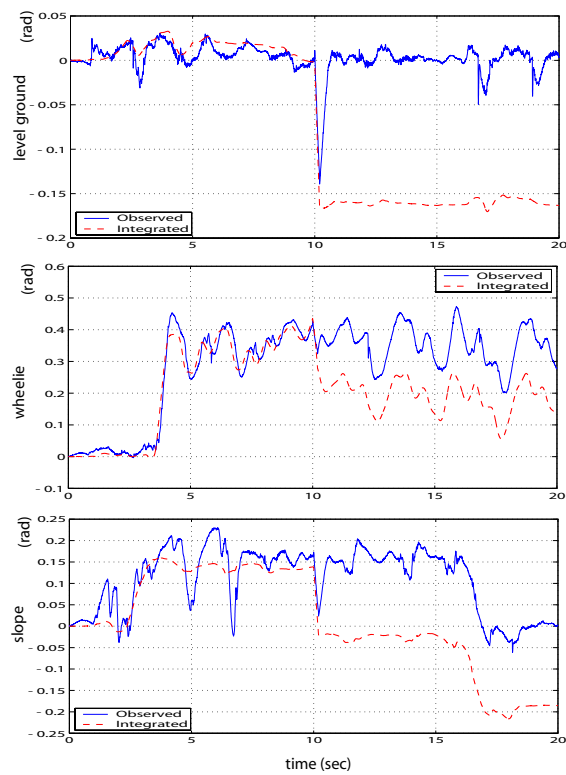


図 3.5: ボディの傾斜角 ( $\hat{\varphi}_d$ ) の推定結果 (実線: 推定結果, 破線: ジャイロスコープの積分値)



# 第4章 車椅子のZMP分析による安定指標

本節では、歩行ロボットの安定性研究で広く使われている ZMP 概念を用いたパワーアシスト車椅子システムの後方転倒防止の指標を提案する。

まず ZMP を紹介する。そのつぎにパワーアシスト車椅子の ZMP ポイントを計算し、システムが安全に走れる条件を提案する。

## 4.1 ZMP(Zero Moment Point)

現在さまざまな手法で、歩行ロボットの安定性研究が数多く行われている。そのなかで ZMP (Zero Moment Point) の概念が重要であり、広く使われている。ZMP 手法はユーゴスラビアベオグラード大学のブコブラトビッチ (M.Vokobratovic) さん [6] により 1969 年と 1972 年に最初に発表された。日本では 2000 年 11 月に本田技研工業は ZMP 手法を用いたヒューマノイドロボット「ASIMO」を公開した。

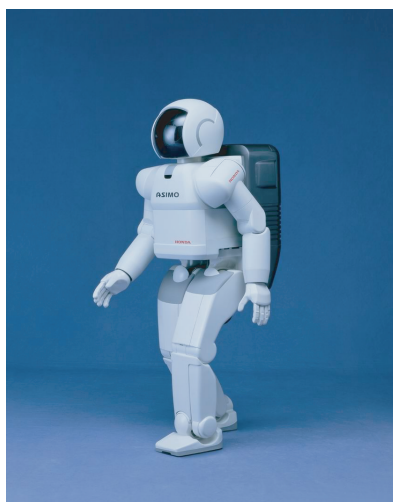


図 4.1: 本田のアシモ

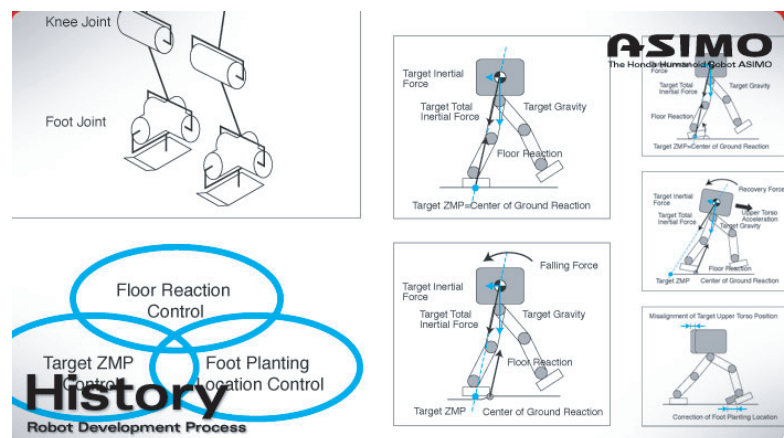


図 4.2: アシモの概念図

ZMP の説明を簡単するために倒立振り子またはほうきを例として考える。手のひらの上にほうきを立てている場合、立てたまま前に進む場合は少しほうきを前に倒さなければならない。これはロボットも同じことで、前に進む時は体を前に倒さなければ後ろに転んでしまう。これには ZMP という量が大きく関係している。

図 4.4[7] のように、ほうきには地球からの「重力」と歩行の加減速によって生じる「慣性力」が働いている。これらの合力を「総慣性力」と呼ぶ。一方、着地している所には地面からの反作用として「床反力」が働いている。「総慣性力」の軸と地面との交点は、「総慣

## 4.2 車椅子システムの ZMP の計算

性力」のモーメントが「0」となるので、ZMP (Zero Moment Point) と呼ばれている。また、「床反力」が作用する点を「床反力作用点」という。

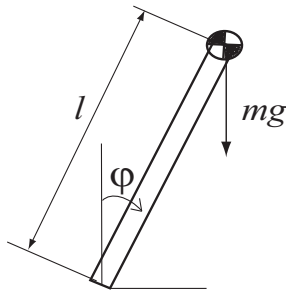


図 4.3: 倒立振子の運動

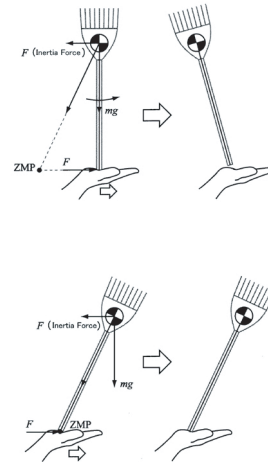


図 4.4: ほうきの運動

ほうきが理想的なバランスを保っているときには、慣性力・重力の合力と床反力がお互いに同じ大きさで向き合って一直線上に並んでいると、合力と反力が打ち消し合ってほうきを倒す力を発生しない。この状態を力学的バランスが取れていると言う。ちなみにこの状態では、ZMP と床反力作用点は一致している。

支点すなわち床反力作用点がずれてしまうのは動力学的にアンバランスという(図 4.6)。

実際に歩いていると床にはデコボコがあるから、爪先で何かものを踏んでしまったという状態になったとき、床反力が本来は目標 ZMP に働かなければいけないのが、前にずれてしまい、爪先に荷重がかかってしまう。そうすると、こういう荷重は慣性力・重力の合力に対して横にずれてしまうため、横にずれた所で力を押すと、偶力と言い、ロボットを回転させる力になる。そこで、爪先でものを踏んでしまうとロボットは後ろに倒れてしまうという現象を起こしてしまう。このズレ、より詳しくは、ZMP と床反力作用点の間のズレに比例して転倒力が発生するというのが特徴的な部分である。

## 4.2 車椅子システムの ZMP の計算

図 4.7 で示しているのは、システムの簡易モデルである。このシステムの ZMP は式 4.1 で表れる。

$$X_{ZMP} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i [x_i (\ddot{z}_i + g) - z_i \ddot{x}_i]}{\sum_{i=1}^n m_i (\ddot{z}_i + g)} \quad (4.1)$$

ここで  $\ddot{x}$  は横方向の加速度で、 $\ddot{z}$  は重力加速度を除いた縦方向の加速度である。

## 4.3 車椅子システムの ZMP 安定指標

車椅子とボディの前質量  $M + m$  は全部重心に集まっているとし、パワーアシスト車椅子の各パラメータを式 4.1 に代入すると、システムのゼロモーメントポイント ZMP を計算す

### 4.3 車椅子システムの ZMP 安定指標

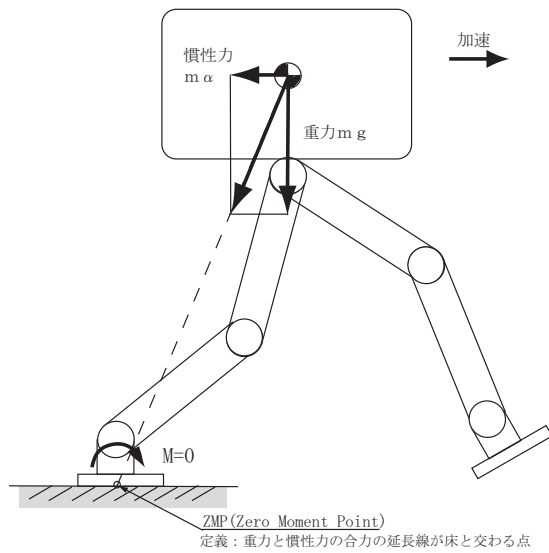


図 4.5: バランスを保ってる場合 [8]

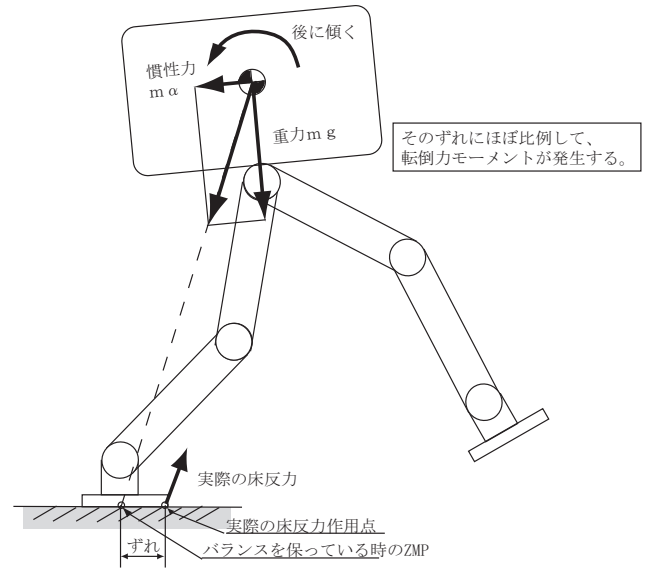


図 4.6: バランスを保ってない場合 [8]

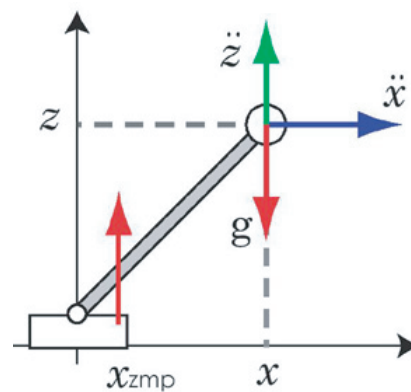


図 4.7: システムの簡易モデル.

### 4.3 車椅子システムの ZMP 安定指標

ることができる。

$$\begin{aligned}
 X_{ZMP} &= \frac{\sum_{i=1}^n m_i [x_i (\ddot{z}_i + g) - z_i \ddot{x}_i]}{\sum_{i=1}^n m_i (\ddot{z}_i + g)} \\
 &= \frac{m [l \sin \varphi (a_y + g) - l \cos \varphi a_x]}{m (a_y + g)} \\
 &= l \sin \varphi - \frac{l \cos \varphi}{a_y + g} (A_x - a_x)
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

実際のパワーアシスト車椅子を考えると、走行中システムの各状態量が変わっていくが、ゼロモーメントポイントが前後輪の間の領域に入れば、システムが安定していると言える。なので、後輪の接地点の座標を  $(0, 0)$ 、前輪接地点を  $(X_0, 0)$  とすると、システムの ZMP 安定指標は

$$(X_0, 0) > X_{ZMP} > (0, 0) \tag{4.3}$$

となる (図 4.8)。

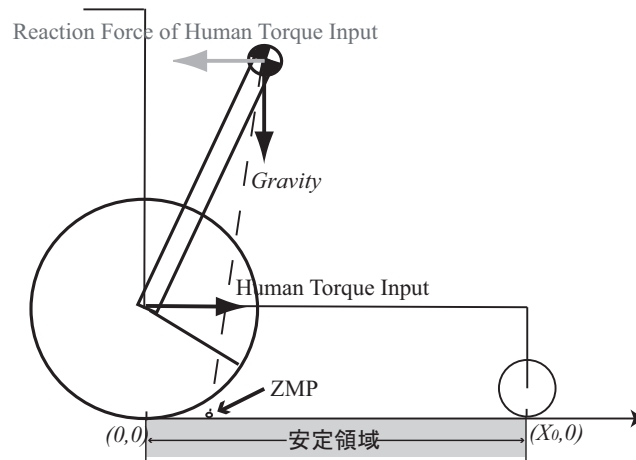


図 4.8: システムの ZMP 安定領域.

そして、本研究では、車椅子が前へ転倒しないと仮定したため、式 4.3 はつぎのような簡易形に書かれる。

$$X_{ZMP} = l \sin \varphi - \frac{l \cos \varphi}{a_y + g} (A_x - a_x) > 0 \tag{4.4}$$

ここで、パワーアシスト車椅子システムの ZMP 安定指標を紹介した。しかし、式 4.4 の両辺に  $m(a_y + g)$  をかけると

$$m(a_y + g)l \sin \varphi - m(A_x - a_x)l \cos \varphi > 0 \tag{4.5}$$

#### 4.3 車椅子システムの ZMP 安定指標

---

となるので、上節で説明したモーメント安定指標(式 3.2)と完全に同じであることがわかった。これは ZMP 安定指標もモーメント安定指標もシステムの力の分析から導かれたためと考えられる。

# 第5章 ラグランジュ方程式による新しい安定指標

## 5.1 平坦地での安定指標

### 5.1.1 システムのラグランジュ運動方程式

ラグランジュ運動方程式

自由度  $p$  のメカニカルシステムは一般化座標

$$q_1, q_2, \dots, q_p$$

とそれらの一階時間微分

$$\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_p$$

の関数として与えられるラグランジュアン (Lagrangian)  $L$  は次の式によって定義する。

$$L(\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_p, q_1, q_2, \dots, q_p) = T - U \quad (5.1)$$

このラグランジュアン  $L$  を用いて、ラグランジュ運動方程式は次のように書かれる。

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + D_i \dot{q}_i = u_i \quad (i = 1, \dots, p) \quad (5.2)$$

ただし、

- $T$  : システムの全運動エネルギー
- $U$  : システムの全ポテンシャルエネルギー (位置エネルギー)
- $D_i \dot{q}_i$  : 変位  $q_i$  に関する減速力
- $u_i$  : 変位  $q_i$  を生じさせる一般化力

車椅子システムの運動エネルギー  $T$

システムの運動エネルギー  $T$  は以下の量をそれぞれ計算することによって求められる。

- $T =$  車輪及び車軸の並進運動エネルギー
- + 車輪及び車軸の回転運動エネルギー
- + フレーム及びボディの並進運動エネルギー
- + フレーム及びボディの回転運動エネルギー

車輪及び車軸の並進運動エネルギーは  $\frac{1}{2} M \dot{x}^2$  で、車輪及び車軸の回転運動エネルギーは  $\frac{1}{2} J_M \dot{\theta}^2$  である。

## 5.1 平坦地での安定指標

重心位置にフレーム及びボディの全質量  $m$  が集まっていると仮定する。重心の速さ  $v_G$ 、重心の水平方向、鉛直方向の速さをそれぞれ  $v_{mx}, v_{my}$  で表すと、ボディの並進運動エネルギーは

$$\text{ボディの並進運動エネルギー} = \frac{1}{2}mv_G^2 \quad (5.3)$$

で、三平方の定理より

$$v_G^2 = v_{mx}^2 + v_{my}^2$$

また  $v_{mx}, v_{my}$  はそれぞれ以下の式で与えられる (図 5.1)。

$$\begin{cases} v_{mx} = \frac{d}{dt}(X + l\sin\varphi) \\ v_{my} = \frac{d}{dt}l\cos\varphi \end{cases} \quad (5.4)$$

ここで  $X$  は車体の移動した距離である。

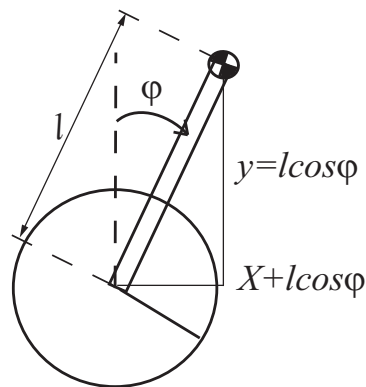


図 5.1: 重心の位置座標

次にボディの重心廻りの回転速さはボディが車軸廻りに回転する速さとまったく同じである。したがって、ボディの回転運動エネルギーは

$$\text{ボディの回転運動エネルギー} = \frac{1}{2}J_m\dot{\varphi}^2 \quad (5.5)$$

ポテンシャルエネルギー  $U$  は車軸を通した水平面を参考にする以下の式になる。

$$U = mgl\cos\varphi \quad (5.6)$$

ここで車輪が滑らずに進むという条件は

$$r\theta = X \quad (5.7)$$

## 車椅子のラグランジュ運動方程式

5.7 式の拘束を考慮に入れて運動エネルギーから  $x$  を消去し、ラグランジュアン  $L$  を構成すると

$$\begin{aligned} L &= T - U \\ &= \frac{1}{2}Mx^2 + \frac{1}{2}mv_G^2 + \frac{1}{2}J_M\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}J_m\dot{\varphi}^2 - mgl \cos \varphi \\ &= \frac{1}{2}(M+m)r^2\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}ml^2\dot{\varphi}^2 + mlr\dot{\theta}\dot{\varphi} \cos \varphi + \frac{1}{2}J_M\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}J_m\dot{\varphi}^2 - mgl \cos \varphi \\ &= \frac{1}{2}[(M+m)r^2 + J_M]\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}(J_m + ml^2)\dot{\varphi}^2 + mlr\dot{\theta}\dot{\varphi} \cos \varphi - mgl \cos \varphi \end{aligned} \quad (5.8)$$

ラグランジュ運動方程式のよい点は、運動を記述する変数をどのようなものを選んででもかまわない点である。ここで記述する変数を位置  $X$  に選ぶと、ラグランジュの運動方程式はつぎのような形に書かれる。

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}}\right) - \frac{\partial L}{\partial X} + D\dot{X} = u + dX \quad (5.9)$$

ここで問題になるのは等式右辺の一般化力  $u$  である。トルク  $\tau$  は後輪を駆動し、位置  $X$  ではなくて、車輪の回転角度  $\theta$  に直接駆動するため、本研究では、重心の角度  $\varphi$  と車輪の回転角度  $\theta$  を一般化座標にした。

式 5.8 を  $\varphi, \theta$  に関するラグランジュの方程式 5.11 式、5.11 式にそれぞれ代入すると、運動方程式を導くことができる。

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} + B_M\dot{\varphi} = \tau + d\varphi \quad (5.10)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} + B_m\dot{\theta} = -\tau + d\theta \quad (5.11)$$

$B_M\dot{\varphi}, B_m\dot{\theta}$  は車体の回転抵抗と車輪の走行抵抗を表してる。ここで、5.11 式に  $-\tau$  はモータが車輪を駆動する時に受ける反作用力を表す。 $\varphi$  を正に駆動する時にはボディの角度  $\theta$  が減少する方向に力を受けるので、トルクには負の符号がつくことになる。

ここで、5.14 式の一般化力が  $-\tau$  になっているのは、モータが車輪を駆動する時に受ける反作用力を表しているからである。 $\varphi$  を正に駆動する時には、ボディの角度  $\theta$  が減少する方向（負の方向）に力を受けるので、トルクには負の符号がつくことになる。

ボディから時計方向に測った車輪の回転角度を  $q$  とすると、モータの発生トルクが系になる仮想仕事は  $\tau\delta q$  となる。

図 5.2 に示すように運動を記述するためにとつた変数同士の間はつぎの関係が成り立つ。

$$q = \varphi - \theta \quad (5.12)$$

それゆえ

$$\tau\delta q = \tau\delta\varphi - \tau\delta\theta \quad (5.13)$$

なる関係が得られ、 $\varphi$  の変位を引き起こす一般化力は  $\tau$ 、 $\theta$  の変位を引き起こす一般化力は  $-\tau$  ととればよいと考えられる。

平坦地の車椅子システムラグランジュ方程式は次の式ようになる。

$$\begin{aligned} \tau + d\theta &= [(M+m)r^2 + J_M]\ddot{\theta} + mlr\ddot{\varphi} \cos \varphi - mlr\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + B_M\dot{\theta} \\ -\tau + d\varphi &= (J_m + ml^2)\ddot{\varphi} + mlr\ddot{\theta} \cos \varphi - mgl \sin \varphi + B_m\dot{\varphi} \end{aligned} \quad (5.14)$$

ここで、安定しているシステムを対象とし、 $\dot{\varphi}, \dot{\theta}$  と外乱  $d\varphi$  を全て 0 と仮定すると、式 5.14 からシステムのラグランジュ方程式による安定指標を導くことができる。



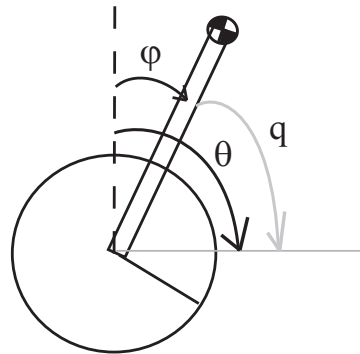


図 5.2: 変数の関係

### 5.1.2 ラグランジュ方程式による安定指標

式 5.14 の  $\dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$  と外乱  $d\varphi$  を全部 0 とし、システムのラグランジュ方程式は式 5.15 になる。

$$\tau = mgl \sin \varphi_0 - mlr\ddot{\theta} \cos \varphi_0 \quad (5.15)$$

以上の式はシステムの安定状態で許容できる最大の  $\tau$  を表している。 $\tau$  が式の右辺を超えると、車椅子が後方へ転倒してしまうので、車椅子システムの安定指標は

$$\tau < mgl \sin \varphi_0 - mlr\ddot{\theta} \cos \varphi_0 \quad (5.16)$$

となる。

この安定指標は、変数  $\tau, \theta$  が式 5.16 を満たすと、システムが安定することを示している。この指標の有効性と実用性については、前述したモーメント安定指標と ZMP 安定指標と共に、5.2 節で実際のパワーアシスト車椅子と制御装置を利用して実験的な検証を行う。

## 5.2 坂道で直進する時の安定指標

上節では平坦地での車椅子の三つの安定指標を紹介した。しかし、パワーアシスト車椅子では、特に上り坂で加速の際、ユーザが後方へ転倒しまう可能性は平坦地より大きい。転倒に至らなくても、ユーザに対して恐怖感などの精神的な影響を与えるため、できるだけ前輪が浮かないように制御する必要がある。したがって、本節では、上り坂での安定指標を提案する。まずは重力ベクトルに基づく上り坂の傾斜角度を計測する処理過程を紹介する。その後は上り坂でのシステムラグランジュ運動方程式を導き、坂道でも平坦地でも適用する安定指標を分析する。

### 5.2.1 路面傾斜角度の計測

上り坂の傾斜角が大きいほど、車椅子が後へ倒れやすい。よって、安定指標を導くためには、車椅子の走行状態を詳しく把握し、特に路面傾斜角を推測しないとならない。

理論的な計測方法

理論的に、傾斜角度 ( $\zeta$ ) が次式として求まる。

$$A_{ny} = g \sin \zeta \simeq g\zeta, \quad g = \sqrt{A_{nx}^2 + A_{ny}^2} \quad (5.17)$$

$$\zeta = \frac{g\zeta}{g} = \frac{A_{ny}}{\sqrt{A_{nx}^2 + A_{ny}^2}} \quad (5.18)$$

実験では加速度センサー座標系と地球空間座標系の間にはオフセット角がある。このオフセットにより生じる誤差を除いた後の重心加速度は  $A_{ny}, A_{nx}$  で表記する。

基本的には上式より重力ベクトル・傾斜角を求めるが、車椅子が移動体であるため重力の作用以外に、外乱が加わる。

外乱として扱う要素

外乱として扱う要素は以下の3点である。

- 直進に伴う加速度 ( $A_{ny}$  に作用)
- 方向転換に伴う遠心力 ( $A_{ny}$  に作用)
- ピッチ方向の回転角速度・加速度 ( $A_{nx}, A_{ny}$  に作用)

直進に伴う加速度 ( $A_{ny}$  に作用) 車椅子を前進・後退する際に発生する加速度は、直接  $A_{ny}$  に作用する。この加速度は、車輪の回転加速度すなわち回転角度の2次微分 ( $\ddot{\theta}_r$ ) と同等である。

$$A_{ny} = \ddot{\theta}_r r + g\zeta \quad (5.19)$$

方向転換に伴う遠心力 ( $A_{ny}$  に作用) 車椅子の方向転換は自動車などに比べ、はるかに回転半径が小さく、定置旋回など回転中心が車体範囲内に存在することもある。このため後輪接地位置と加速度センサーの設置位置の違いを考慮する必要がある。左右輪の回転角速度を ( $\dot{\theta}_r, \dot{\theta}_l$ ) とし、この場合の加速度センサーを設置している右車輪の回転半径  $R$  を次式で定義する。

$$R = \frac{\dot{\theta}_r L}{\dot{\theta}_r - \dot{\theta}_l} \quad (5.20)$$

回転角速度  $w$  は次式となる。

$$w = \frac{\dot{\theta}_r - \dot{\theta}_l}{L} r \quad (5.21)$$

なので、 $A_{ny}$  方向に作用する遠心成分は  $r_1 w^2$  となる。さらに、右車輪に発生する加速度と加速度センサーに発生する加速度の差は  $r_2 \dot{w}$  となる。

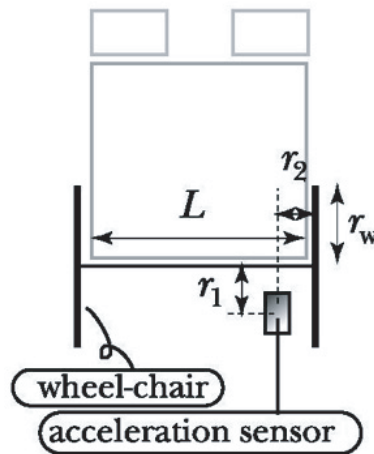


図 5.3: 車椅子の設置図.

ピッチ方向の回転角速度・加速度 ( $A_{nx}, A_{ny}$  に作用) ここでは、ピッチ方向すなわちウィリーなどの運動方向の外乱を考察する。車椅子の直進速度などの検出にエンコーダーを用いているが、エンコーダーの情報そのままでは、ウィリーなどの直進でない運動も同時に検出してしまう。具体的には、静止した状態で、前輪を持ち上げるなどをすると、進んでいない状態であるにもかかわらず、エンコーダーが回転を検出してしまう。ウィリー動作などを外乱とみなし、除去する必要がある。

ウィリー動作の除去には、ジャイロセンサーからの回転角速度 ( $\psi$ ) がそのまま利用可能である。したがって、車輪回転角速度 ( $\dot{\theta}_r, \dot{\theta}_l$ ) から差し引くことでエンコーダー情報を補償する。そして、このピッチ方向の回転は  $A_{ny}$  に  $r_1\dot{\psi}^2$ 、 $A_{nx}$  に  $r_1\dot{\psi}$  の影響がある。

まとめる 以上より、まとめると、センサー系の構成から重力ベクトル・路面傾斜角を検出するために除去する外乱を含めて表記すると、

$$\begin{aligned} A_{nx} &= g + r_1\dot{\psi} + D_x \\ A_{ny} &= g\zeta + \ddot{\theta}_r r + r_1\dot{\psi}^2 + r_1\dot{w}^2 - r_2\dot{w}^2 + D_y \end{aligned} \quad (5.22)$$

となる。 $(D_x, D_y)$  は依然として残っている外乱成分をまとめるものとする。

ジャイロの回転角速度の積分による姿勢角 これまで、車椅子の姿勢角の検出には簡易的に、ジャイロセンサーの情報を積分しただけの角度情報を利用していった。しかし、実行する時間が長くなると、蓄積する誤差は問題になる。したがって、加速度センサーの情報を用いて、積分の誤差を除去することを目指した。上述したように、いくつかの処理を加えることでほとんどの外乱を除去し、車椅子の姿勢角を検出できるようになった。一方、ジャイロセンサーでは、路面から受ける衝撃の影響は加速度センサーに比べて小さい。したがって、ジャイロセンサーと加速度センサーを組み合わせることによって、よりノイズの影響を受けにくい手法となることが期待される。

今では、単純にジャイロセンサーの情報の積分に、加速度センサーからの情報の誤差を含めるフィードバックを採用し、次式となる。

$$\dot{x}_g = \psi - k(x_g - \zeta) \quad (5.23)$$

## 5.2 坂道で直進する時の安定指標

### 処理過程

システムの各センサーの情報から重力ベクトルと坂道の傾斜角度 $\zeta$ を推測するブロックダイアグラムは図 5.4 のように示している。

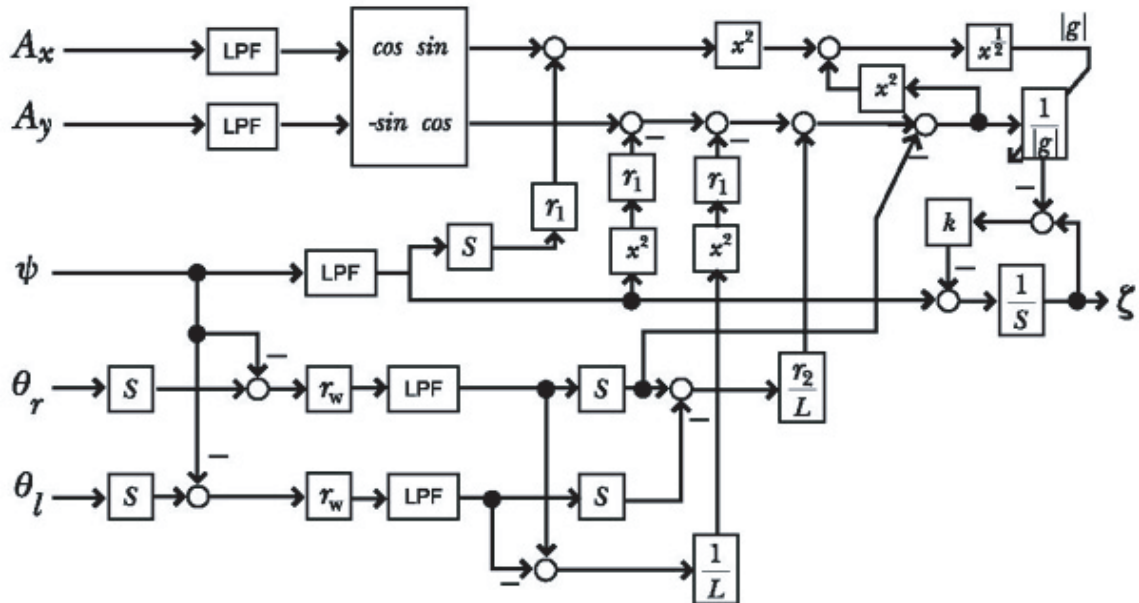


図 5.4: データの処理過程.

### 5.2.2 坂道でのラグランジュ運動方程式

平坦地と同じように、坂道でのラグランジュ方程式を導くため、まずシステムの運動エネルギー  $T$  とポテンシャルエネルギー  $U$  を求める。

$$T = \frac{1}{2}M\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m\dot{v}_G^2 + \frac{1}{2}J_M\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}J_m\dot{\varphi}^2. \quad (5.24)$$

ポテンシャルエネルギー  $U$  は車軸を通した水平面を参考にするると以下の式になる。

$$U = mgl \cos(\varphi - \zeta) + Mgx \sin \zeta \quad (5.25)$$

しかし、重心の速度  $v_{mx}, v_{my}$  を計算するために適切な計算手法を選ばないと計算が難しくなる。よって、地球と一致する座標系と極座標系の場合を下節で分析する。

### 座標系の選択

$XY$  座標系 (図 5.5) を選ぶ場合、重心速度  $v_{mx}, v_{my}$  は次式

$$\begin{cases} v_{mx} = \frac{d}{dt}(x \cos \zeta + l \sin(\varphi - \zeta)) \\ v_{my} = \frac{d}{dt}(x \sin \zeta + l \cos(\varphi - \zeta)) \end{cases} \quad (5.26)$$

または

$$\begin{cases} v_{mx} = \dot{x} \cos \zeta + l \cos(\varphi - \zeta)\dot{\varphi} \\ v_{my} = \dot{x} \sin \zeta - l \sin(\varphi - \zeta)\dot{\varphi} \end{cases} \quad (5.27)$$

となる。

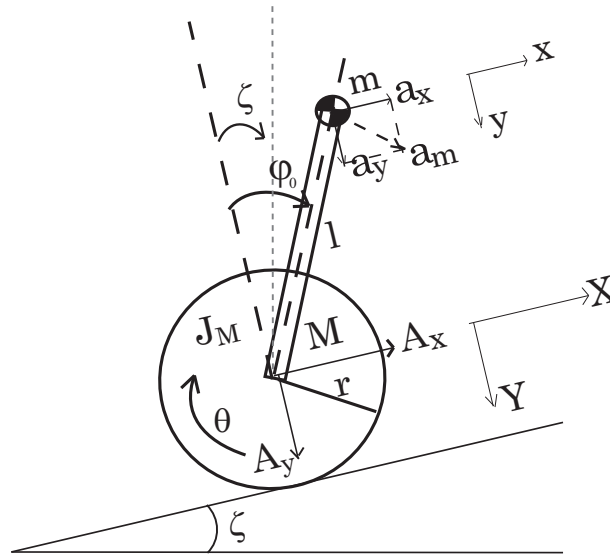


図 5.5: XY 座標系

したがって、重心の速度  $v_G$  は

$$\begin{aligned} v_G^2 &= v_{mx}^2 + v_{my}^2 \\ &= \dot{x}^2 + l^2 \dot{\varphi}^2 + 2xl\dot{\varphi}(\cos \zeta \cos(\varphi_0 - \zeta) - \sin \zeta \sin(\varphi_0 - \zeta)) \\ &= \dot{x}^2 + l^2 \dot{\varphi}^2 + 2xl\dot{\varphi} \cos \varphi_0 \end{aligned} \quad (5.28)$$

そして、極座標系の場合 (図 5.5) 重心の速度成分は  $\vec{v}_1, \vec{v}_2$  (図 5.6) で、

$$\begin{cases} \vec{v}_1 = l\dot{\varphi} \\ \vec{v}_2 = \dot{x} \end{cases} \quad (5.29)$$

$\vec{v}_1$  と  $\vec{v}_2$  の間は  $\varphi_0$  の角度がある。したがって、重心の速度  $v_G$  または  $\vec{v}_1, \vec{v}_2$  のベクトル和は

$$v_G^2 = \dot{x}^2 + l^2 \dot{\varphi}^2 + 2xl\dot{\varphi} \cos \varphi_0 \quad (5.30)$$

ここで、座標系の選択はシステム方程式と関係ないことがわかった。本研究では、計算を簡単化するため、XY 座標系 (図 5.5) を選んだ。

### システムのラグランジュ方程式

式(5.28)の重心速度  $v_G$  を運動エネルギー  $T$ (式5.24) とポテンシャルエネルギー  $U$ (式5.25) にそれぞれ代入すると、システムのラグランジュアン  $L$  を導くことができる。

$$\begin{aligned} L &= T - U \\ &= \frac{1}{2}M(r\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}m(v_{mx} + v_{my})^2 + \frac{1}{2}J_M\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}J_m\dot{\varphi}^2 - mgl \cos(\varphi - \zeta) - Mgx \sin \zeta \\ &= \frac{1}{2}(M + m)r^2\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}ml^2\dot{\varphi}^2 + mr\dot{\theta}l\cos\varphi\dot{\varphi} + \frac{1}{2}J_M\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}J_m\dot{\varphi}^2 - mgl \cos(\varphi - \zeta) - Mgx \sin \zeta \\ &= \frac{1}{2}[(M + m)r^2 + J_M]\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}(J_m + ml^2)\dot{\varphi}^2 + mlr\dot{\theta}\dot{\varphi}\cos\varphi - mgl \cos(\varphi - \zeta) - Mgr\theta \sin \zeta \end{aligned}$$

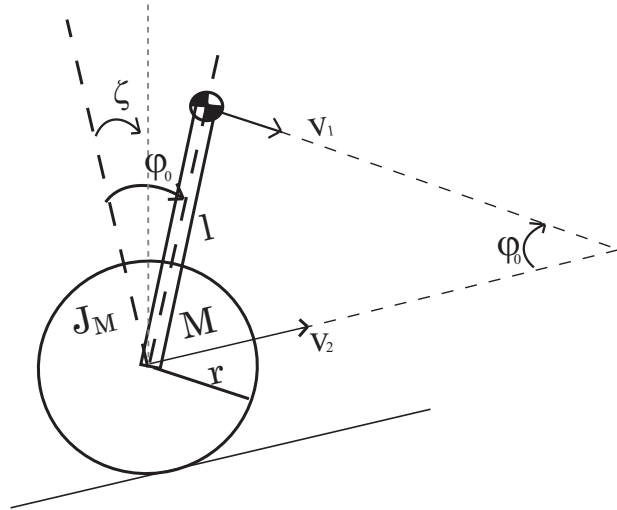


図 5.6: 極座標系の場合

よって、以下の式を得られる。

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) &= [(M+m)r^2 + J_M] \ddot{\theta} + mlr \ddot{\varphi} \cos \varphi - mlr \sin \varphi \dot{\varphi}^2 \\ \frac{\partial L}{\partial \theta} &= -Mgr \sin \zeta \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) &= (J_m + ml^2) \ddot{\varphi} + mlr \ddot{\theta} \cos \varphi - mlr \dot{\theta} \dot{\varphi} \sin \varphi \\ \frac{\partial L}{\partial \varphi} &= -mlr \dot{\theta} \dot{\varphi} \sin \varphi + mgl \sin(\varphi - \zeta) \end{aligned}$$

これらにより坂道でのラグランジュ方程式は次式となる。

$$\begin{aligned} \tau + d\theta &= [(M+m)r^2 + J_M] \ddot{\theta} + mlr \ddot{\varphi} \cos \varphi - mlr \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + Mgr \sin \zeta + B_M \dot{\theta} \\ -\tau + d\varphi &= (J_m + ml^2) \ddot{\varphi} + mlr \ddot{\theta} \cos \varphi - mgl \sin(\varphi - \zeta) + B_m \dot{\varphi} \end{aligned}$$

ここで、平坦地の場合と同じく、 $\varphi$  を  $\varphi_0$ 、 $\dot{\varphi}$ 、 $\ddot{\varphi}$  と外乱  $d\varphi$  を全部 0 とし、パワーアシスト車椅子の坂道での安定指標を導くことができる。

### 5.2.3 坂道での安定指標

式 5.14 の  $\dot{\varphi}$ 、 $\ddot{\varphi}$  と外乱  $d\varphi$  を全部 0 とし、システムのラグランジュ方程式は式 5.31 になる。

$$\tau = mgl \sin(\varphi_0 - \zeta) - mlr \ddot{\theta} \cos \varphi_0 \quad (5.31)$$

以上の式はシステムの安定状態で許容できる最大の  $\tau$  を表している。 $\tau$  が式の右辺を超えると、車椅子が後方へ転倒してしまうので、車椅子システムの安定指標は

$$\tau < mgl \sin(\varphi_0 - \zeta) - mlr \ddot{\theta} \cos \varphi_0 \quad (5.32)$$

となる。

平坦地での安定指標 (式 (5.15)) と比べると、坂道の場合、もう一つのパラメータ (斜面の傾斜角度  $\zeta$ ) があるので、安定指標を計算する前に 5.2.1 節で説明した坂道角度の推定を行う必要がある。

この安定指標は、変数  $\tau$ 、 $\theta$  が式 5.32 を満たすと、システムが安定することを示している。この指標の有効性と実用性については、上述したモーメント安定指標と ZMP 安定指標と共に、次の章で実際のパワーアシスト車椅子と制御装置を利用して実験的な検証を行う。

### 5.3 坂道で斜めに進む時の状態把握

これまで考えていたのは車椅子が道に沿って直進する時（図 5.7）である。しかし、車椅子が斜めに進んでる場合（図 5.8）には、システムの状態を正しく把握するために、安定指標を修正しなければならない。

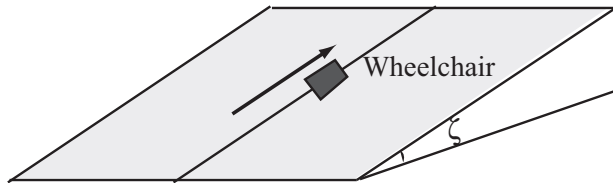


図 5.7: 直進する場合

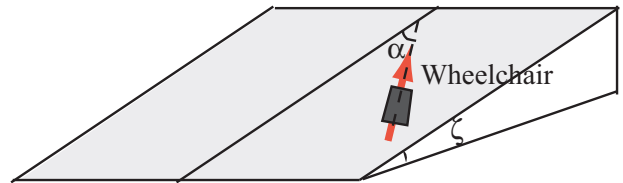


図 5.8: 斜めに進む場合

図 5.9 に三つの座標系システムがある。xyz は地球の鉛直方向と z 軸が同じになる座標系で、 $x', y', z'$  は斜面にしたがう座標系である。x と  $x'$  の間は坂道の傾斜角度  $\zeta$  がある。そして、 $x'', y'', z''$  は車椅子の走行方向にしたがう座標系であり、 $x'$  と  $x''$  の間は車椅子偏移の角度  $\alpha$  がある。

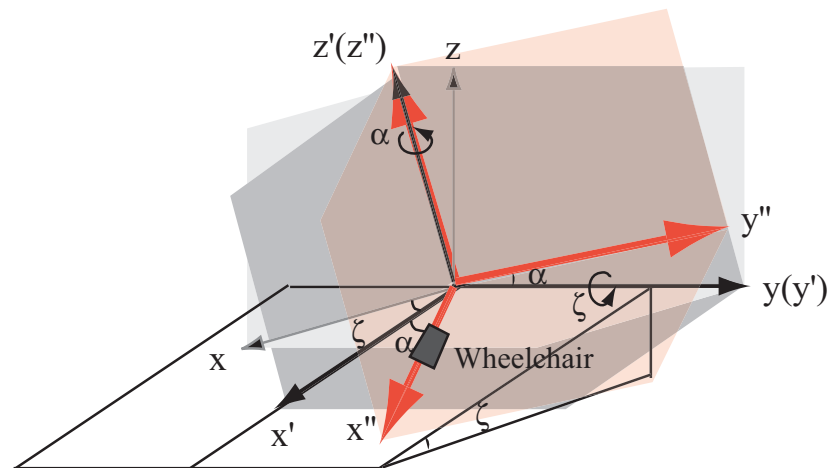
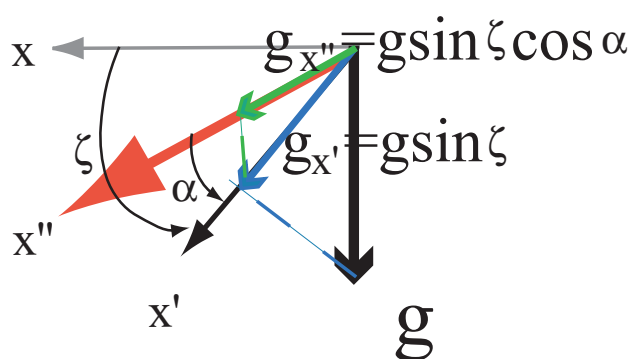


図 5.9: 座標系システム

#### 5.3.1 車椅子の偏移角度 $\alpha$ の推定

これまで説明しているのは、2次元の加速度センサーを用いた後方転倒防止制御法である。さらに、現在新しい3次元の加速度センサーを加えることによって、空間的な車椅子の状態把握が可能となった。本節で説明するのは、加速度センサー  $A_x, A_y, A_z$  の情報を用いて、車椅子の角度  $\alpha$  を推定することである。

理論的には、もし重力の三つの分量  $g_{x''}, g_{y''}, g_{z''}$  が計測できるとすれば、坂道の傾斜角度  $\zeta$ 、車椅子の偏移角度  $\alpha$  が計算できる。図 5.10 に重力の分量の計算手法を示している。

図 5.10: 重力の  $x'$  及び  $x''$  分量

$$\begin{cases} g_{x'} = g \sin \zeta \\ g_{x''} = g \sin \zeta \cos \alpha \\ g_{z''} = -g \cos \zeta \end{cases} \quad (5.33)$$

また、

$$g^2 = g_{x''}^2 + g_{y''}^2 + g_{z''}^2 \quad (5.34)$$

の式が成り立つ。図 5.9 で示す座標系と基準方向を基づいて、 $g_{y''}$  が下式で表せる。

$$g_{y''} = -g \sin \zeta \sin \alpha \quad (5.35)$$

なので、車椅子の偏移角度  $\alpha$  を求めるには以下の式

$$\alpha = -\tan^{-1}\left(\frac{g_{y''}}{g_{x''}}\right) \quad (5.36)$$

が用いられる。

そして、重力の成分を正確に推定するために、車椅子の直進にしたがう加速度、方向転換に伴う遠心力、ピッチ方向の回転角速度・加速度などの要素を正確に推定し除去しなければならない。前節で紹介した坂道傾斜角度の推定（図 5.4）の処理過程と同じように計算すれば正しく推定できるものとする。

### 5.3.2 車椅子と水平面の角 $\beta$ の推定

上節で説明したように車椅子の偏移角度  $\alpha$  を推定した後、車椅子と水平面の間の角  $\beta$  を求められる（図 5.11）。

図 5.12 に示すように三つの直角三角形が存在する、これらの三角形を利用し、 $\beta$  を計算する。

参考水平面までの高さを  $h$  とすると、 $\zeta$ 、 $\beta$  所在の直角三角形のそれぞれの斜辺は  $h/\sin \zeta$ 、 $h/\sin \beta$  となり、 $\alpha$  所在の直角三角形においては

$$\cos \alpha = \frac{h/\sin \zeta}{h/\beta} \quad (5.37)$$

方程式が成立つ。よって、 $\beta$  は次式で計算できる。

$$\beta = \arcsin(\cos \alpha \sin \zeta) \quad (5.38)$$



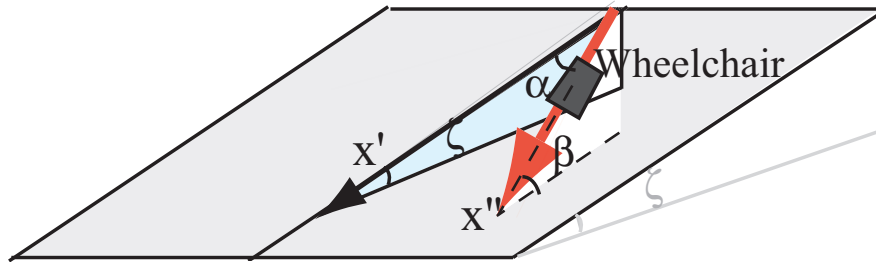


図 5.11: 傾斜面を横断するような状況での路面傾斜角  $\beta$

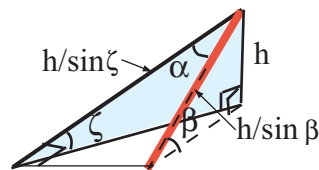


図 5.12:  $\beta$  の幾何学的導出

### 5.3.3 坂道で斜めに進む時の安定指標

坂道で斜めに進む時の安定条件は理論的に次の手法で求められる。

- モーメント分析
- ZMP (ゼロモーメントポイント) 分析
- ラグランジュ方程式に基づいた分析

しかし、今までのラグランジュ方程式は 2 次元の平面分析で用いられ、3 次元の空間分析にまだ適用されていない。よって、安定指標を求めるためにこれから採用できる手法としては坂道でのモーメント分析である。

坂道での重心加速度  $a_x, a_y (\beta = 0)$

節 3.3 の紹介と同じく、坂道での重心の位置  $x, y$  は

$$\begin{cases} x = X \cos \zeta + l \sin \varphi \\ y = X \sin \zeta + l \cos \varphi + r \end{cases} \quad (5.39)$$

この式によって、重心の水平鉛直速度  $v_x, v_y$  と加速度  $a_x, a_y$  を下記の方程式で表記することができる。

$$\begin{cases} v_x = \dot{X} \cos \zeta + l \cos \varphi \dot{\varphi} \\ v_y = \dot{X} \sin \zeta - l \sin \varphi \dot{\varphi} \end{cases} \quad (5.40)$$

### 5.3 坂道で斜めに進む時の状態把握

$$\begin{cases} a_x = \ddot{X}\cos\zeta - l\sin\varphi\dot{\varphi}^2 + l\cos\varphi\ddot{\varphi} \\ a_y = \ddot{X}\sin\zeta - l\cos\varphi\dot{\varphi}^2 - l\sin\varphi\ddot{\varphi} \end{cases} \quad (5.41)$$

ここで、 $X$  は車椅子後輪の坂道方向の変位である。

平坦地の場合では  $\zeta = 0$  ので、上式の  $\zeta$  を 0 とすれば、式 (5.41) と平坦地での等式 (式 (3.5)) と完全に一致する。また、車椅子に装着している 2 軸加速度センサーで計測した水平加速度  $A_x$  は式の中の  $\ddot{X}$  である。

坂道でのモーメント安定指標 ( $\beta = 0$ )

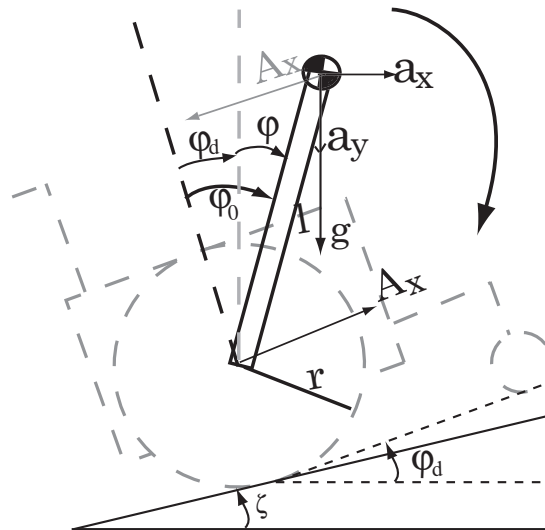


図 5.13: 坂道でのシステムモーメント。

図 5.13 には、 $\varphi_0$  が初期の重心角度、 $\varphi_d$  が測定した車椅子傾きの角度である。また  $\varphi = \varphi_0 - \varphi_d$ 。本研究では、人間が走行時に自分の意志で姿勢を変えることによりバランスをとる必要をなくし、乗っている人の姿勢は常に一定とするので、 $\varphi_0$  は定数である。

平坦地でのモーメント分析と同じように、右回りを正とすると、坂道でのモーメント安定条件は

$$m a_x l \cos\varphi + m(a_y + g)l \sin\varphi - m A_x l \cos\varphi_0 > 0 \quad (5.42)$$

または

$$m a_x l \cos(\varphi_0 - \varphi_d) + m(a_y + g)l \sin(\varphi_0 - \varphi_d) - m A_x l \cos\varphi_0 > 0 \quad (5.43)$$

となる。

### 5.3 坂道で斜めに進む時の状態把握

---

坂道で斜めに進む時の安定指標  $a_x, a_y (\beta \neq 0)$

本文で横方向に転倒しないと仮定したので、車椅子の横変位  $z$  の計算を省略し、横方向の作用力も無視している。また、単純的な考え方としては、車椅子が傾斜角度  $\zeta$  の斜面にあるのではなく、 $\beta$  の斜面にあると見なし、前輪浮上のない場合では計算上  $\zeta$  を  $\beta$  に切り替える。

## 第6章 実験的検証

### 6.1 実験機の構成

本研究で使われている実験機は、ヤマハ社の JWII パワーアシストユニット（図 6.1）を市販の手動車椅子に加えることで作られたパワーアシスト車椅子である。実験機の構成は図 6.4 で示している。

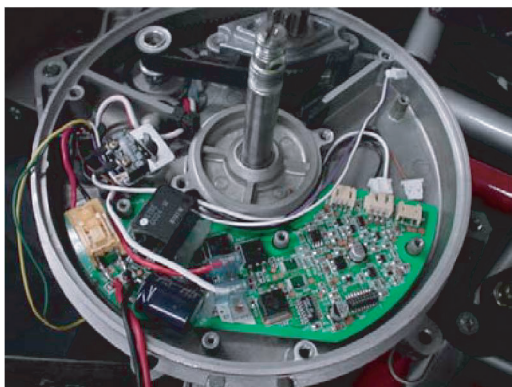


図 6.1: JWII パワーアシストユニット



図 6.2: 実験機概観



図 6.3: 坂道での実験の様子

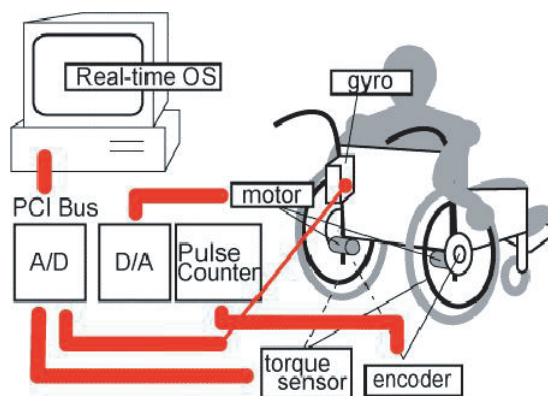


図 6.4: 実験の模式図

実験では、無線 LAN を使用して遠隔操作により車椅子に搭載したパソコンを操作する。搭載のパソコンがシステムの状態をセンサー系から読み取り、それに基づいてリアルタイムにモータの出力トルク指令値とトルク制限を計算し、トルク指令をモータに出す。

CPU、バッテリー、DCDC 変換器（12~5V）、DC 変換器（5~5V）、LAN またはスイッチとヒューズは製作した制御箱（図 6.5）にある。その他の ACC 変換器、エンコーダ処理器、マイコンなどは箱の外に付けられている。

## 6.1 実験機の構成

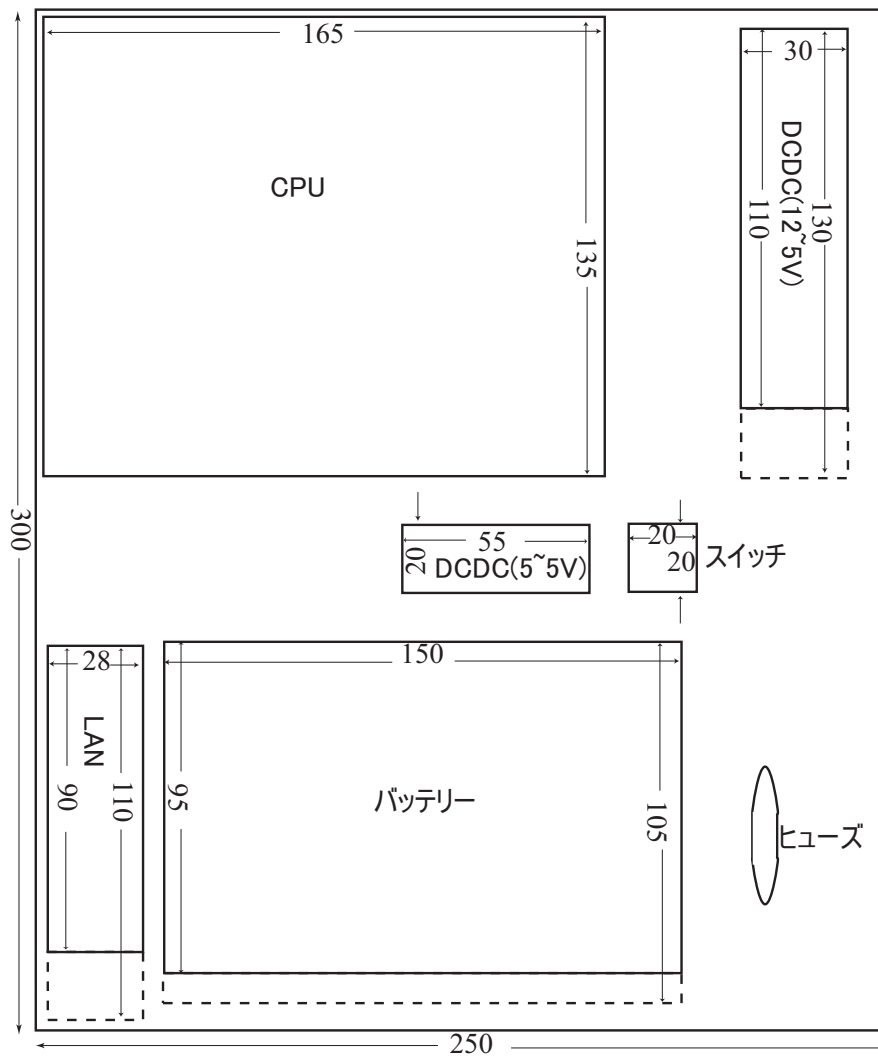


図 6.5: 制御箱構成の略図

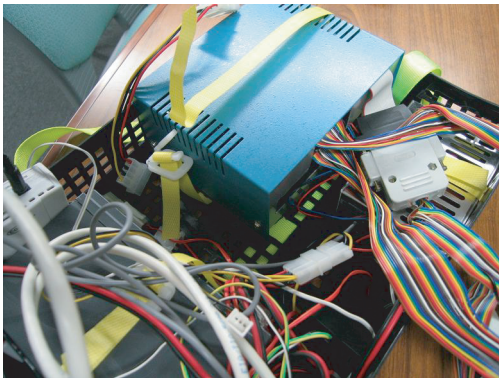


図 6.6: 制御箱の内部構造

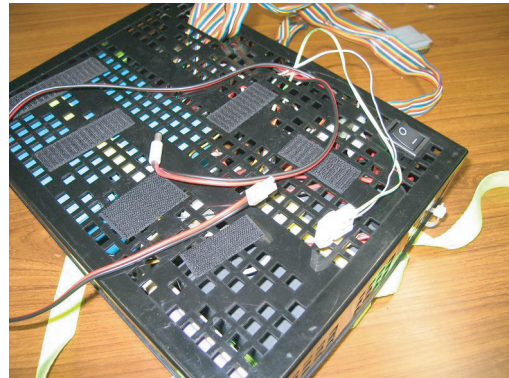


図 6.7: 制御箱の概観

## 6.2 三つの安定指標の比較

システムのセンサー系は図 6.8 のように構成されている。

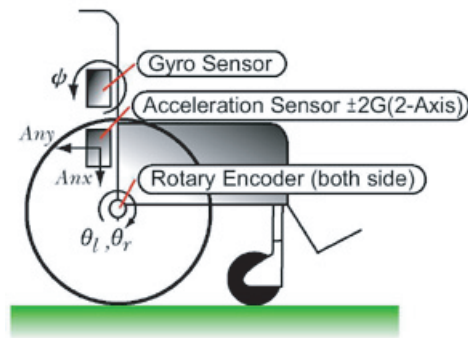


図 6.8: センサー系の構成

- $\psi$ : 車椅子のフレームに矢状面の回転速度 (ジャイロ스코ープ)
- $A_x, A_y$ : 鉛直方向と水平方向の加速度 (加速度計)
- $\theta_l, \theta_r$ : それぞれ左、右車輪の回転角 (エンコーダ)

車椅子のフレームに矢状面の回転速度を計測する 1 軸ジャイロセンサーや、鉛直方向と水平方向の加速度  $A_x, A_y$  を計測する 2 軸加速度センサー、または両後輪の回転角度を計測するロータリエンコーダが設置されている。 $\psi$  と  $A_x, A_y$  を用いて、車椅子の挙動をフレームの動きからとらえる。さらに、ロータリエンコーダにより水平面内での運動をとらえる。

## 6.2 三つの安定指標の比較

本節で実験を行い、提案した三つの安定指標の有効性を検証する。特に三つ目の安定指標では、安定しているシステムだけを対象とし、ラグランジュ方程式 (式 5.14) 中の  $\dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$  と外乱  $d\varphi$  を全部 0 になっていると仮定したので、この仮定の妥当性と有効性を検証しなければならない。また、モーメント安定指標 (式 3.2) と ZMP 安定指標は本質的に一致し、一つだけ計算すればよいので、実験では後者だけを算出する。

比較するために走行実験で取ったデータを利用し、ZMP 安定指標とラグランジュによる安定指標を計算した。データは図 6.9, 6.10, 6.11 に示している。緑線 (1 番線) は ZMP 不等式 (4.5) の左辺の値で、安定指標では線が 0 を下回る時にシステムが不安定だという判定を行う。パープルの線 (2 番線) はラグランジュ方程式による安定指標 (式 5.16) の左辺の値で、青い実線 (3 番線) はローパスフィルターをかけて計算された値である。モーメントや ZMP の分析により、この安定指標が 0 を上回る時にシステムが不安定だと判断できる。その他、赤い実線 (5 番線) はオブザーバーを使い、推定された重心角度  $\varphi$  である。

### 6.2.1 実験データ

2 回ウィリーした実験 (図 6.9) では、3 秒から 4 秒ぐらいまで、或いは 7 秒前後の時、重心角度の赤い線が下げ、前輪浮上を示す。また、ZMP と安定指標の線を見ると、その時間帯に同時に 0 を超え、システムが不安定になっているを示す。

## 6.2 三つの安定指標の比較

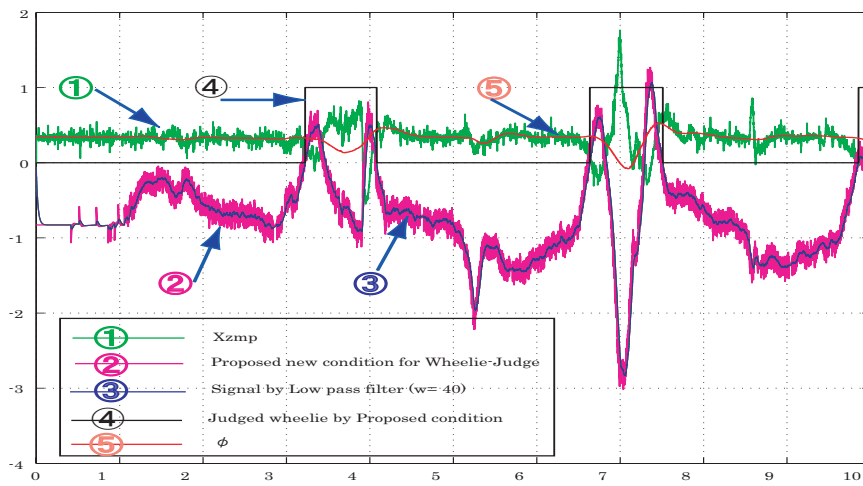


図 6.9: 2回ウィリーした実験のデータ.

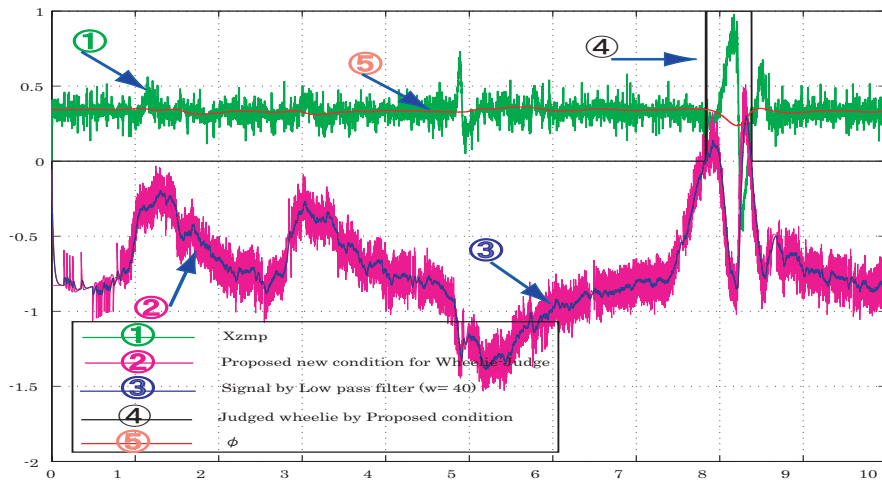


図 6.10: 1回ウィリーした実験のデータ.

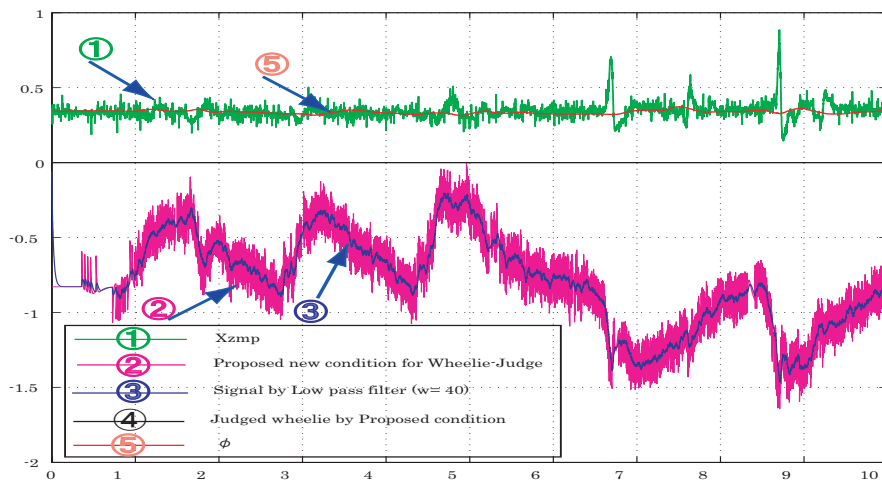


図 6.11: ウィリーなしの実験データ.

## 6.2 三つの安定指標の比較

1回ウィリーした実験（図 6.10）では、8 秒前後の時、重心の角度が小さくなり、前輪浮上を示している。明らかに、重心の角度が減ると同時に安定指標が 0 を超え、システムが不安定だと意味する。

ウィリーなしの実験（図 6.10）では、重心の角度が若干変動したが、明確な減少がない。ZMP ずっと初期値を維持し、安定指標も大幅に変動したが 0 を超えることがない。

### 6.2.2 比較の結果

三つの安定指標とも車椅子の前輪浮上の判別に有効だが、三つ目のラグランジュに基づいた安定指標が一番よいと考えられる。以下の二つの理由が挙げられる。

- 高感度：変動が早く、敏感度が高い
- 少変数：パラメーターが少ない

特に図 6.10 で示しているように、実験の 20 秒間で、ZMP は目立つ変動がないことにに対し、安定指標の値は大幅に変じている。実際、安定指標の変化は人間が与える前後方向のトルクとマッチし、前に力を加える時安定指標が上凸状となり、後の場合は下凹状となる。この特徴を利用すると、車椅子の正確な状態を把握することができ、もっと早い段階でのトルク制限が可能となる。

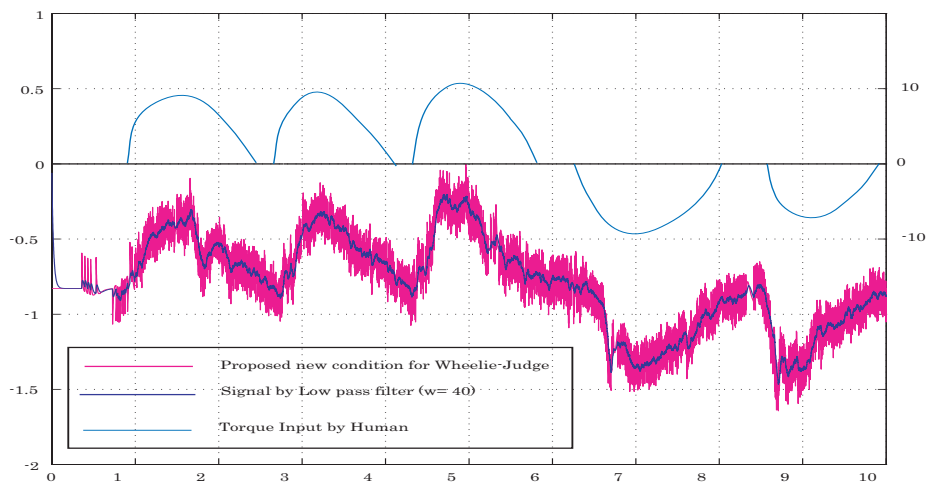


図 6.12: トルクとの関係のイラスト

また、式 3.2 に三つの変数  $a_y, \varphi, a_x$  があることに対し、式 5.16 に二つのパラメーター  $\tau, \theta$  しかない。そのなかの重心角度  $\varphi$  がオブザーバーで推定しなければならないため、計算結果にオブザーバーの誤差も含まれている。一方、 $\tau$  と  $\theta$  とともに直接に検知できる。さらに、加速度  $a_y, a_x$  がトルク  $\tau$  によって生じると考えられるので、 $\tau$  が比較的早い変動をすと言える。

従って、三つ目のラグランジュによる新しい安定指標が一番良いと判断することができ、様々な路面状態での実験を行い、有効性を示す。



## 6.3 平坦地での実験概要と結果

### 6.3.1 概要

まず、本章の第一節で紹介した実験機を使い、平坦地での実験を行う。

実験の流れは図 6.13 で表す。具体的にいうと、センサー系の情報を利用し、提案したラグランジュによる安定指標に基づき、車椅子に加えるトルクの最大値  $t_{mp}$  を計算する。人間やモータのトルクの和が  $t_{mp}$  より小さい場合にトルク指令通り動作するが、大きい場合にモータのトルク出力に制限をかける。現階段の実験では制限値を最大値  $t_{mp}$  と人間トルクの差にしている。

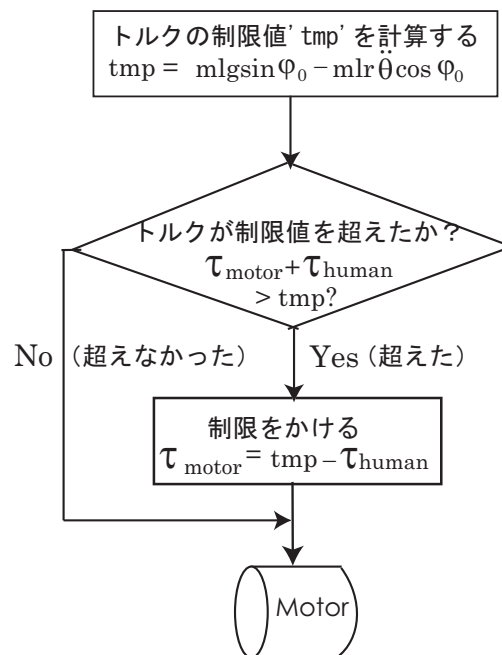


図 6.13: 実験の流れ図

### 6.3.2 結果と分析

図 6.14 には平坦地での実験データを示している。一番上の点線（1番線）がトルクの制限値、実線（2番線）がモータのトルク出力、一番下の点線（3番線）を人間のトルク入力をそれぞれ表している。3番線に注目し、3秒と8秒前後人間が前方に、6秒ぐらい後に力を加えていることがわかる。制限がない場合、アシストトルクが円滑な曲線になるはずだが、実験では制限がかけられているため、トルクが制限値を超えそうになると、カットされるようになっている。

重心角度  $\varphi$  は、前節の前輪浮上実験（図 6.9、6.10）では0.2または0以下になることがあったが、今回の実験（図 6.15）の場合では0.3から0.4までの区間ですごし振動し、目立つ変化がない。また、ZMP（図 6.16）が0を下回ることがない。よって、システムが安定していると言える。

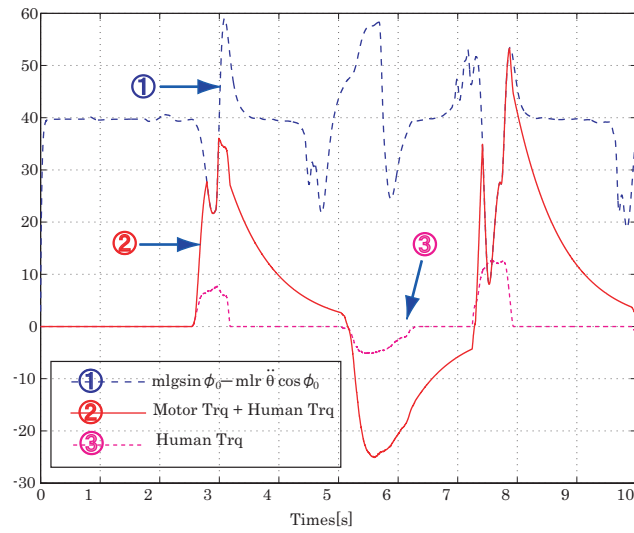


図 6.14: 平坦地での実験データ

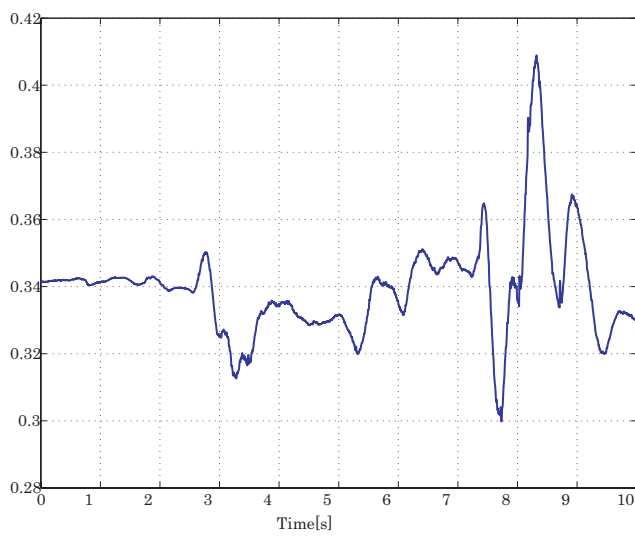


図 6.15:  $\varphi$

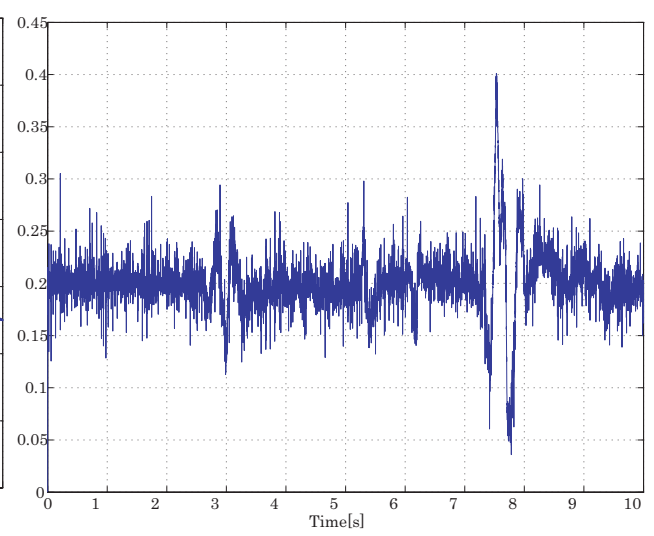


図 6.16: ZMP

## 6.4 上り坂で直進の時の実験概要と結果

### 6.4.1 概要

最初は車椅子が平坦地で止め、実験が始まった直後に操作者がハンドリムを握り前へトルクを出し、車椅子が斜面に入り、坂道を登る。本実験で使われているのは傾斜角度  $10^\circ$ 、長さ 4M ぐらいの平らな斜面である（図 6.3）。実験の時間は 10 秒で、最終に車椅子が坂道を登り終わり、高台に入る。従って、推定される坂道の角度  $\zeta$  が 0 から  $0.17\text{rad}$  に変わり、最後は 0 に戻るはずである。

### 6.4.2 結果と分析

推定の傾斜角度  $\zeta$  は図 6.17 に示している。 $\zeta = 0 \rightarrow 0.17 \rightarrow 0$  という流れが見られたので、実際の状況と一致し、紹介した傾斜角度推測法（式 5.23）で正確に推定できると考えられる。

また、ジャイロセンサー  $\psi$  の積分による傾斜角度の推定と比較するため、図 6.17 には短点線で  $\psi$  の積分、長点線で外乱を除いた後の  $\psi$  の積分を表している。 $\psi$  の積分が実験の前半では正しく推定できたが、時間が経てば経つほど誤差が蓄積され、問題になる。一方、長点線がより正確な結果を出せるが、振動が強く、実際の状況と一致しないため、この推定された角度を以後の計算に使用しない。

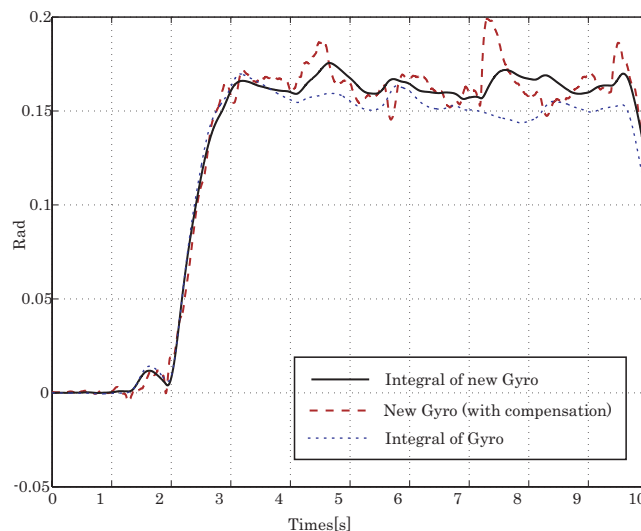


図 6.17: 推定した坂道の角度.

そして、トルク制限値は図 6.18 の点線であり、実際の車椅子に作用するトルク ( $\tau_{human} + \tau_{motor}$ ) が実線である。トルク制限値と傾斜角の推定値の曲線を比べると、二つともほぼ同じ形をし、ただ向き方向が違う。これは実際の状態と符合する。実際では、傾斜角が大きくなればなるほど車椅子が後方転倒してしまう可能性が高くなるので、より小さいトルクで走らなければならない。

従来のアシスト手法の実験では、車椅子の前輪が何回か浮上した。前輪浮上のまま、些少の操作の間違えでも車椅子が後方へ転倒するので、非常に危険である。一方、提案した

## 6.4 上り坂で直進の時の実験概要と結果

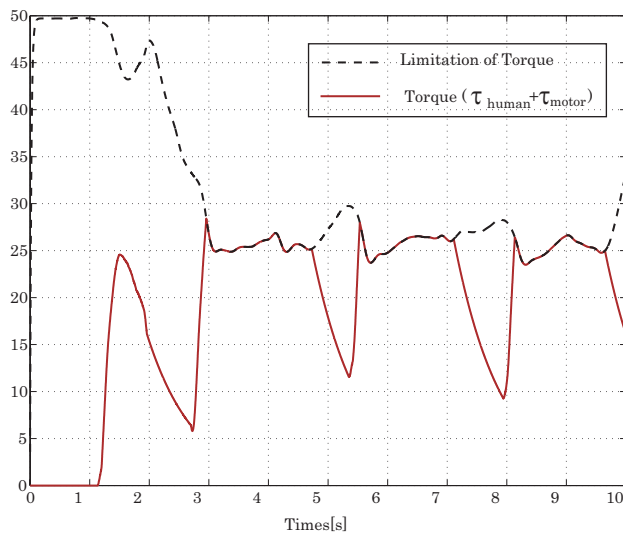


図 6.18: 実験データ.

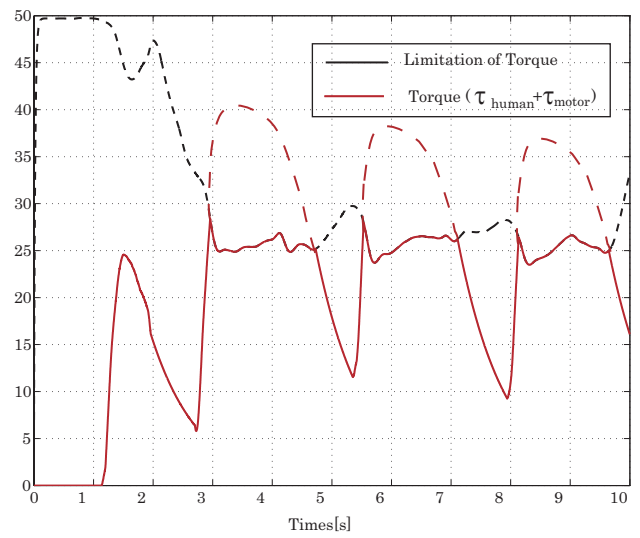


図 6.19: 実験データ ( 2 ).

安定指標に基づいた実験では、モータトルクをシステム状態に合わせ自動的に減らし、前輪浮上を防ぎ、操作者が恐怖感を感じなかった。

# 第7章 まとめと今後の計画

## 7.1 まとめ

本論文では、パワーアシスト車椅子の安全走行を実現するために重要な役割を果たす後方転倒防止の三つの安定指標を提案した。

具体的には、ユーザと車椅子を倒立振子と見なし、システムの総モーメント、ZMP（ゼロモーメントポイント）及びラグランジュ方程式を分析することによって、それぞれの安定指標を提案し、モータトルク出力  $\tau_{motor}$  を変え、総トルク  $\tau$  が任意の一つ安定指標を満たせ、システムを安定させる。

次に、実験で提案した指標の有効性を検証した上、それぞれの敏感度や使われるパラメータなどを比べ、三つ目の指標が一番良いという結論を出した。そして、平坦地はもちろん坂道でも適用する安定指標を提案し、最終に JWII から改造された車椅子システムで実験を行い、有効性を検証した。

## 7.2 今後の計画

### 7.2.1 ロバストな安定指標

平坦地での安定指標

$$\tau < mgl \sin \varphi_0 - mlr\ddot{\theta} \cos \varphi_0 \quad (7.1)$$

と坂道での安定指標

$$\tau < mgl \sin(\varphi_0 - \zeta) - mlr\ddot{\theta} \cos \varphi_0 \quad (7.2)$$

を考査すると、システム状態量  $\ddot{\theta}, \tau$  以外にいくつかのパラメータが存在することがわかる。実験では、これらのパラメータを定数として扱い、ユーザと車椅子フレームの質量  $m = 55\text{kg}$ , 重心の角度  $\varphi_0 = 20^\circ$  に設定している。

しかし、質量と重心の角度は人によって違うということが事実である。そして、本研究では人がハンドリムを握って車椅子を走らせる時、肩に加えた反力を考えていない。したがって、体重と重心の角度のもっと広い範囲でも、人の肩の強い振動があっても使えるローバスと安定条件を今後検討していく。

### 7.2.2 円滑な出力制限

平坦地での実験では、人間が急に車椅子を漕ぐと、モータトルク出力プラス人間トルクが制限値を越えたため、モータトルク出力が抑えられ、後方転倒を防止する。しかし、一

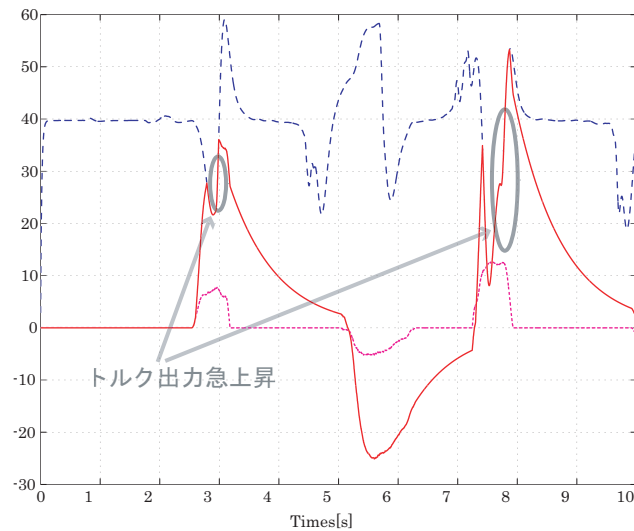


図 7.1: 平坦地での実験データの問題点

一旦モータトルクが下げると、車輪加速度  $\ddot{\theta}$  が落ち、トルク制限値が再び増加する。そのため、図 7.1 の丸印で示されたように、モータトルクが制限値に伴い急上昇する。実験では、車椅子の速度が減らしてから加速する現象が現す。操作者は車椅子が勝手に走ってる感じが多少する。従って、次の課題としては、もっと円滑なトルク出力を実現し、もっとよい乗り心地を目指すことである。

### 7.2.3 他の実験

前章に提案した坂道でのモーメント安定指標 (式 5.42) と斜めに進む時の安定指標 (式 5.43) の有効性を検証すべきである。

# 謝 辞

本研究を遂げるにあたり、多くの方々特に指導教員である堀洋一教授にさまざまな御指導を賜っており、研究に関する専門的な教導はもとより、人生観・価値観など、普段の生活の面でもご親切に細かく気遣って下さいました。時に厳しく、時に優しいお言葉は私にとって非常に貴重であり、今後も深く心に留めて置きたいと思えます。ここに深く感謝いたします。

内田利之技官には実験装置への経験を惜しみなく教えていただいたり、時には気晴らしの日常雑談にもして下さり心から感謝いたします。

先輩の呉世訓さんと畠直輝さんには、研究内容が同じく福祉工学ということもあり、車椅子の基礎知識を始めとする研究題目の選択、数学的な細かい計算や、制御プログラミング、データ処理・分析などの言い尽くせないほど研究室生活全般の面において多大な助言や協力を頂きました。さらに実験を手伝って下さったり、被験者として協力して下さったり、そして雑談でも付き合っ下さり心から感謝しております。呉さん畠さんの研究に対する情熱や執着を私が深く感じると共に、強く憧れる存在として、今後人生の模範を示して下さいました。誠にありがとうございました。

卒業された坂東信尚さんとチューターの青木健一郎さんは日本語の勉強を始めとするTEXの書き方やソフトの使い方など細かい質問に親切に答えて下さいました。また日常生活における研究室生活の過ごし方や電車定期の買い方などいろいろ教えていただいたり、とても親切な先輩でした。ここに深く感謝いたします。

張炳勲さん、古川公久さん、福井龍さん、小玉晋也さんには、楽しく研究するためのアドバイスや、就職活動に関する様々な悩みと問題点など、貴重な意見を頂くことができました。そして時々一緒に卓球をすることができ、研究で疲れた気分を癒してくれたことをここに深く感謝いたします。

賀鵬さん、河島清貴さん、青木良文さん、劉小星さん、呉魯さん、吉田君、中村君、趙莉君は雑談から研究に至るまで様々な話をしてくださり、さらに私が悩んでいるときに相談に乗ってくださり、励ましてくださり、おかげで中身の濃い充実した研究生活を送ることができました。本当にありがとうございました。

秘書崎山秀子さん、越智由里子さんには留学ビサの申請や奨学金・助成金の申請などの煩雑な手続きをしてくださり、私に話しかけに来て頂いたり、ここに深く感謝いたします。

## 参考文献

- [1] 安立清史, ” 「ニューエイジング」 とは何か”, 2001 年 6 月
- [2] 国民生活センター, ” 自走用手動車椅子の安全性を考える”, 2002 年 10 月 7 日
- [3] Naoki Hata, ” Backward Tumbling Control for Power- Assisted Wheelchair based on Phase Plane Analysis”, Proceedings of the 25' Annual Intenational Conference of IEEE, pp.1594-1597, Sep.2003
- [4] R.E.Kalman, ” A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems”, Journal of Basic Engineering, pp.35-45, 82-D, 1990
- [5] 呉 世訓, 堀 洋一, ” 環境適用を目指した車椅子の運転状況オブザーバの設計と応用”, 平成 17 年電気学会産業応用部門大会, 福井, 2005 年 8 月
- [6] 加藤他訳, Vukobratovic. ” 歩行ロボットと人の足”. 日刊工業新聞社, 1975
- [7] 神永拓, ” 0 からはじめるヒューマノイドロボット- (第 8 回) ロボットの走行”, ロボコンマガジン, pp.54-59, no.34, 2004
- [8] 竹中透, ” 人間型ロボット 『アシモ』 開発の裏話”, 本田財団レポート No.99