

2006/9009B

別添1

厚生労働科学研究費補助金

長寿科学総合研究事業

広域歩行支援機の柔軟な操作性に関する研究

平成16年度～18年度 総合研究報告書

主任研究者 岡村 宏

平成19（2007）年 4月

I. 総合研究報告	
広域歩行支援装置の柔軟な操作性に関する研究-----	4
岡村 宏	
A. 研究目的	
1. はじめに-----	4
2. 開発の狙いとコンセプト-----	4
2. 1 開発コンセプト	
2. 2 対象ユーザ	
B. 研究方法	
3. 研究方法-----	5
3. 1 歩行環境の調査	
3. 2 基本コンセプトの設定	
3. 3 コンポーネントの開発研究	
3. 4 歩行支援機の総合機能の開発研究	
(倫理面への配慮)	
C. 研究結果	
4. 開発の基礎調査と基本計画-----	5
4. 1 バリアフリーの標準とは？	
4. 2 路面の調査	
4. 3 歩行器の現状	
4. 4 歩行分析	
4. 5 基本計画構想	
5. 基本的な機能の向上に関する研究開発-----	8
5. 1 前輪と段差乗り越え装置	
5. 2 前輪と操舵装置 (含、小廻り性)	
5. 3 後輪と駆動電動モータ	
5. 4 後輪クラッチ	
5. 5 車輪懸架サスペンション機能	
5. 6 ハンドルと荷重センサーシステム	
5. 7 本体フレームと全体レイアウト	
5. 8 動力支援の制御システム	
5. 9 その他 (センサー、バッテリー、ブレーキ等)	
D. 考察	
6. 試作機アセンブリ-----	35
6. 1 概要	
6. 2 各研究室での試作機	
E. 結論	
7. 福祉モビリティとタウンモビリティについて-----	38
7. 1 タウンモビリティ	
7. 2 福祉モビリティでの歩行機能効果の評価	
7. 3 有効な利用形態へのアプローチ	
7. 4 まとめ	
(今後の進め方)	
F. 研究発表-----	39
G. 知的所有権の出願・取得状況 (予定を含む) -----	40
1. 特許出願	
2. 実用新案登録	
3. その他	
 (資料 1) 平成 16 年度総括研究報告書	
(資料 2) 平成 17 年度総括研究報告書	
(資料 3) 平成 18 年度総括研究報告書	
II. 研究成果の刊行に関する一覧表 -----	41
III. 研究成果の刊行物・別刷 -----	41

厚生労働科学研究費補助金（長寿科学総合研究事業）
総括研究報告書

広域歩行支援装置の柔軟な操作性に関する研究

（主任）研究者 岡村 宏 芝浦工業大学教授

研究要旨

市街等の市街地を含む屋外の広域における歩行支援機は従来そのリスクの大きさから積極的な開発研究はおこなわれていない。歩行支援システムとしては、屋内の歩行支援環境の整ったエリアが対象であったが、積極的な駆動を伴う支援は少なく、暴走しないための制動機能を主としたものが多かった。この研究は、高齢者社会を想定し、生活の基盤として歩行を中心とする行動パターンを積極的に支援することが、個人生活の質の向上や福祉社会面からも好ましいとの考えに基づいている。

当初設定した開発目標は、現状の標準的な都会生活環境を想定し歩行を可能とする歩行支援機の開発であった。しかし歩行に関し、単に工学的に高機能を追いかけると足場の悪いリスクの高いエリアへ被支援者を連込む矛盾に陥ってしまう。よりアクティブな考え方によりその壁を打破する必要がある。すなわち、福祉モビリティと称する「工学面の支援機能」、「医学面の歩行能力」及び「地域・環境面のバリアレベル」とのバランスを考慮した福祉工学の新しいアプローチ法である。この研究のプロセスから提案しているものである。それを推進する有力な手法の一つとしてこのバランスを考慮した広義のユニバーサルデザイン（以下UDと称す）手法の開発と導入を行っている。

本年度の個別の実施項目は、(1)このような福祉モビリティとの相乗効果があるようなシステムの研究のため地域のタウンモビリティに注目して調査を行った。いくつかの興味ある事例を見いだすことができた。次に今年度でもっとも力を入れたのは、今まで調査研究を行ってきた各コンポーネント技術の開発研究の成果を受けて、歩行支援機を作り上げて、全体から見た支援のポテンシャルを調べる事であった。その結果、操作レバーレスや歩行速度制御システムのめどがつき、かなりスリムな形で支援システムが構成することができそうとの見通しを得た。更に独善に陥らないように、グループ内に芝浦工業大学チームと神奈川工科大学チームで全体開発設計研究を併進させた。また、3年間で実用化の目途をつけることを目標としているため、前年度に引き続き、開発研究に関する企業との連携を積極的に行った。今後は、モニターができるレベルまで歩行支援機をレベルアップするのが主たる目標となる。

分担研究者氏名	所属機関名	所属機関における職名
川上幸男	芝浦工業大学 システム工学部	教授
古川 修	芝浦工業大学 システム工学部	教授
山本紳一郎	芝浦工業大学 システム工学部	助教授
松下 潤	芝浦工業大学 システム工学部	教授
石濱 正男	神奈川工科大学 工学部	教授

A. 研究目的

1. はじめに

現在、65歳以上の高齢者の総人口に占める割合は19%を越え、2050年には35%を越えると予想されている⁽¹⁾。また高齢者のみの世帯は増加傾向にあり、自立支援を必要としている高齢者の多くが新たな歩行機能を持った機器のニーズが高まってきている。

日本の楽しく生き甲斐ある高齢化社会のために、①高齢者ご本人の行動的で自立的な生活の持続延長と②介護予防の効果による介護費用など公的負担の軽減の両立が必要である。そのため、生活移動の基盤である歩行に注目して、できる限り歩行能力の残存を支援し自らの脚部で歩く自立的な生活をできる限り長くすることをめざして、生活環境での屋外でも使用できる歩行支援機の開発研究をめざす。車いす用に歩行機に先駆けて普及し周知されているバリアフリー認定地区(段差高さ20mm

を許容)は歩行機にとっては大いなるバリアとなる。その矛盾を解消し、更に一般の標準的市街地のバリアをも解消することをねらい、かつ街中での円滑な行動を支援する小回り性を確保する柔軟な操作性を有する歩行支援機の開発研究を行うことを目的とする。

ここでは、現在普及している歩行機をベースとして市街地に存在するバリアを克服して連続的に歩行支援を途切れなく行えるように機能向上を付与した歩行支援機の研究開発を行う。対象となる被支援者としては、自ら歩くことはできるが、杖などの簡易の補助では歩行に不安を持ち、歩行機はよりしっかりした保持支援が可能であるがいくつかのバリアがあり一般市街地での歩行補助への使用に不安を感じているレベルの人が対象である。

2. 開発の狙いとコンセプト

2.1 開発コンセプト

現用の歩行補助車での段差やガタ路の進行不能状態を改善し、対象ユーザに対して屋外での積極的な移動をサポートする支援機とする。開発コンセプトは、UDの概念を前提として、そのコンセプトを以下に示す⁽²⁾。

- (1)被支援者の脚力を最大限、引き出すものとし、被支援者の意思に合わせた歩行モードを設定する
- (2)方向転換半径はほぼゼロ取り回し易さを重視する
- (3)50mmまでの段差乗り越し、登坂能力15°とする
- (4)特に、20mmまでの段差乗り越しは平坦路の歩行モードとほぼ同等なフィーリングで通過できること一歩をねらいとする。
- (5)違和感のない操作感性が得られることを優先する。
特に、駆動車輪によるパワーアシストの制御方法と

て負荷制御と速度制御を比較検討する。

(6)制御系は信頼性を重視し多重化する。開発する制御系デバイスとして、メカニカル、加速度計系、オプティカル、超音波系、ストローク系、ロードセンサー系など異なる制御媒体を開発研究し多重化への対応とする。

(7)スイッチ操作は極力さける方式とし、歩行支援機と被支援者間のマンマシンインターフェイスはハンドル部へ加わる荷重を主体的に操作方法を模索する。これは、歩行という複雑で、リスクな動作に使用者が集中でき、機具の操縦にも気をとられながら歩行することを極力排除するためである。

(6)軽量（～20kg）とする

2. 2 対象ユーザー

主たる支援対象者は、

- ・現用の歩行補助車を使用しての外出に不安を持ち
- ・介助者の支援や車椅子の使用が必要と感じており
- ・外出が億劫になり、家に閉じこもりがちな方

すなわち、次のような条件をもつ対象者である。

(a)自分の足で歩くことが可能である

(b)周囲の環境に現用の歩行器を用いても歩くには不向きな箇所が多いことから、歩く自信を失っている

(c)やや脚力に障害が出始めている

方を対象とする。

B. 研究方法

3. 研究方法

3. 1 歩行環境の調査

開発に当たって、歩行支援機を扱う人、場所、目的に適合することを考慮する必要がある。歩行動作の分析とその特徴を調査し、また歩行支援機にとってバリアーとなる段差などの障害の調査をおこなう。また、歩行支援機を活用して社会との接点を維持し、歩行機能の維持を実現するための地域やコミュニティの整備状況の調査も併せて行った。

3. 2 基本コンセプトの設定

次のフェーズとして、歩行支援機の基本コンセプトをとりまとめ、その仕様の枠組みを決定し、それに従い基本となる試作機の原型を制作し、各部位コンポーネントの機能の向上を図る。ここで歩行動作の多様性を考慮して、主、分担研究者の基でお互いに独自のコンセプトを基本コンセプトに加味し、アプローチの幅を拡大することとする。定期的な検討会でお互いの研究内容を提示し、それらを共有し、歩行機としてのバリエーションを拡大した。

3. 3 コンポーネントの開発研究

更に、歩行支援機の各部位を、前輪と段差乗り越え装置、前輪と操舵装置（含、小廻り性）、後輪と駆動電動モータ、バンドルと荷重センサーシステム、本体フレームと全体レイアウト、各種センサーと電動モータの支援制御システム、その他（バッテリー、ブレーキなど）に分けて開発研究を行った。各部位のコンポーネントは、その機能の柔軟性を確保するため、色々な機能レベルや種類を検討し、歩行支援機への取り付けに関しては、互換性を確保することを前提としている。

3. 4 歩行支援機の総合機能の開発研究

最終的には、これらのコンポーネントの組合せで、総合的に歩行を支援する総合機能をどのように満たすべきかを検討する。これらの開発研究を通じて、ユニバーサルデザインの手法とデジタルエンジニアリング手法を活用し、質の高い開発効率の良い研究を心がけた。

すなわち、研究者の思いこみやアイデアの押しつけを極力避けるためユニバーサルデザインの評価システムを随時適用した。また、試作試験の繰り返し作業を避けるため、CAD (Computer Aided Design), CAE (Computer Aided Engineering)の手法を取り入れ、まだ試作をしない段階で、三次元でのリアリティの強い計画図の作成とそのデータを用いた予測シミュレーション計算を組合せている。

その上で、市街地のバリアを意識せず歩行移動できる歩行支援機の**基本コンセプトを設定**して、基本設計を決め、各コンポーネントごとにそれらの**部位の機能向上の研究開発**とそれらのハードを使用する際の操作性をいかに構築するかというソフト面の制御系のレベルアップを図った。このように、ハードおよびソフト両面から柔軟な操縦性に関する開発研究を行った。また、その際の実験手法として、人間中心設計手法であるユニバーサルデザイン手法を導入し、高機能化よりも感性設計を優先し、被支援者が使いたくなる魅力あるデバイスが開発できることを試みた。

(倫理面への配慮)

高齢者の方々へのモニターに当たっては、協力いただける施設側とご本人との事前の詳細な打ち合わせと同意書を作成し、且つそのモニターに立ち会う研究者（学生を含む）にはホームヘルパー資格の取得を行った。福祉移動支援に関するモニター試験での被支援者には、親族などの第三者も立会い、その趣旨を説明し、プライバシー保護、試験により想定される危険性および有害事象への対処法を理解（インフォームドコンセント）いただき、参加の同意を得ている。その際必要またその際得られた個人情報とは符号化し、データは研究目的以外には使用しない。以上の研究活動は、芝浦工業大学の倫理審査委員会へ申請し承認されたものの倫理規定等を遵守した。

C. 研究結果

4. 開発の基礎調査と基本計画

4. 1 バリアフリーの標準とは？

まちづくりの面では、行政が中心となって交通バリアフリー法（2000）のもとで、駅舎とその周辺重点整備区域におけるバリアフリー基本構想の策定が行われている。現在、構想策定を終えているのは191の市町村である。ハートビル法（2003）による建築物のバリアフリー化も課題であり、公民の連携の仕組みが求められる。しかし、これらのバリアフリーは車いすが基準であり、交通バリアフリー法の指針が基準となり、その適用が高齢者の生活エリア全体に適用され始めている。大規模の都市開発から住宅の入り口や室内床に関する年金バリアフリー融資の条件として用いられている。具体的には、
（1）段差の高さは、20mm以内がバリアフリー
（2）5mm以下の段差は、段差なしと見なされている。いずれも、車いすの約500mm以上の大きな直径を持つ車輪が越えられる段差を対象にしている。一方、現在普及している簡易歩行器では、車輪の直径が50～200mm程度のもが多く、5mmの段差を乗り越えるのも困難な場合が多い。すなわち、車輪付き歩行器にとって、現在普及しているバリアフリーエリアは、ほとんどバリア未対策エリアになっている。これは、まず車いすによる移動支援から始まった経緯によるものであり、最近認知され始めた歩行支援機は、この世の中の流れを止めることなく、上記のバリアフリーとされる条件を工学的な装置を開発することで車いすと同様なバリアフリー状

態とすることが求められる。また、現在のバリアフリーの規定は、車いすが入らないまたは入れないエリアには配慮されないが、歩行支援機のみが用いられるエリアでも、同様なバリアフリー条件が適用されることを主張する必要がある。たとえば、車いすでは狭く入れない通路などである

4.2 路面の調査

上述のように、バリアフリー法の歩道の基準によると、車道と歩道の標準段差は50mmと設定されている。さらに車台歩道間を歩くための歩車道境界部の段差は20mmつけることを基準としている。また歩道の勾配は5% (MAX 8%) まで許容され、車幅は2m以上、平坦路であることとしている。しかし現状では生活空間の歩行経路を見渡すとこの基準を満たしていないところも見受けられる。

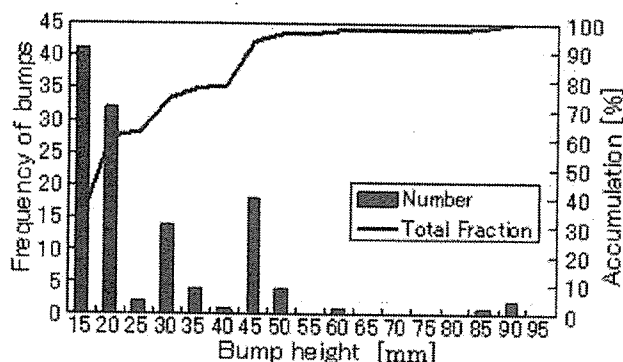


Fig.4.1 The bumps distribution investigation result

上図は神奈川県工科大学周辺の住宅と商店街約5kmを歩行車で走行し、問題となる路面・段差調査を行ったものである。ここで信頼区間95%とすると50mm段差をクリアできれば支障はなくなる。また、点字タイルやグレーチング上でフレームの弾性共振を伴う不快な振動を感じた。通路幅の狭いところも多かった。

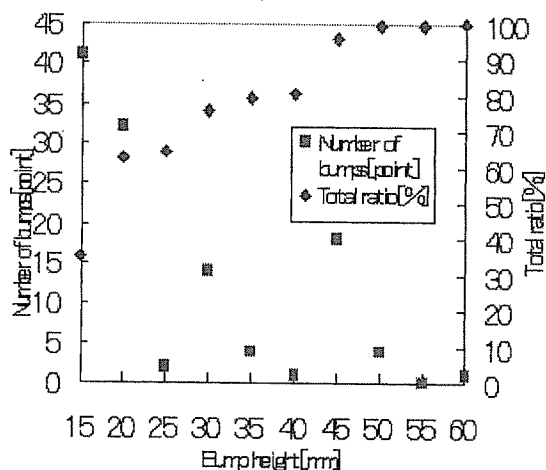


Fig.4.2 Investigation result

Fig. 4.2 は、さいたま市見沼区周辺に存在する段差の高さを調査した結果である。ここでも上記の事例と同じように、段差高さ50mmを乗り越えることができれば存在する段差のほとんどを乗り越えることができるのが分かる。よって最終的には前進速度を落としてゆっくり乗り越える段差乗り越えモードを用いて50mm段差を乗り越え克服することができる歩行支援機であれば、現在

存在するバリアフリー推奨路面でなくても、一般的な国内の市街地であれば、ほぼ問題なく歩行の支援が可能となる。

4.3 歩行器の現状

現状の歩行器類を調べると、ショッピングカー、シルバーカー、歩行器、歩行車など様々な呼び名のものが存在する。表4.1に車輪直径の実勢値の調査結果を示す。自力で動く手押し式の車いすの車輪径が500mmであるのに対して、歩行器のタイヤ径は大半が150mm前後であり、20mmの段差を乗り越えるには、前輪を浮かす方法や速度をつけて段差に入る方法のアシストが必要である。

したがって、現状の歩行器は特定の条件の良いエリアでのみ使用可能であり、障害にぶつかると歩行器を持ち上げて障害を避ける必要がある。また、現状では車輪にサスペンションは付いておらず、典型的な凹凸路での車軸振動の計測結果は約15m/s²であり、不快である。

また、日本ではこれらの歩行器は女性の使用例が多く、男性にはほとんど使用されていない。ショッピングカーとしてのイメージが強いこともその一因と考えるが、イメージを一新する意匠デザインが必要である。

表 4.1 車いす、歩行補助器などの車輪直径実勢値

	前輪直径		後輪直径	
	inch	mm	inch	mm
手押し車いす	5~7	127~178	20 ~24	508 ~610
介助用車いす	3, 4		12 ~16	305 ~406
シルバーカー		130~138	-	-
歩行補助器		200(Max)	-	-

4.4 歩行分析

(1) 歩行支援機の支援メカニズムの解明

歩行支援機と被支援者との力関係を定量的に把握するために、図4.3に示すKISTLER製3分力センサ9251とトルクセンサ9048で構成された装置を制作し、3m区間の平坦な歩行路を5回づつ歩行していただき、ハンドルに加わる力を計測する。

被験者は、学生4名(男性2名・女性2名:平均身長163.5cm, 平均体重53.0kg)と65歳から84歳までの健常高齢者10名(男性1名, 女性9名:平均身長147.9cm, 平均体重46.2kg)である。

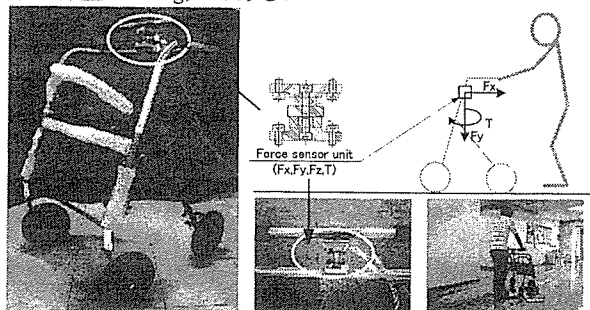


Fig.4.3 Experimental equipment

支援機を前方に押す場合、Fxは負の値を取り、下方方向に力を与える場合、Fyは正の値をとる。また、図4.4のステップ関数の上がりは踵接地、下がり爪先離地を示している。

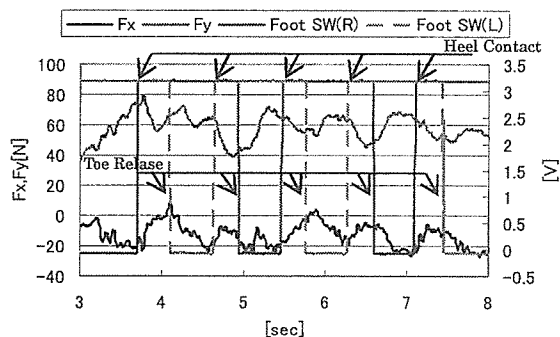


Fig.4.4 Case_Student A

本実験において、被験者の人数分のデータが出たが、ここでは主に、基本となる学生の歩行パターンについて述べることにする。

踵接地した場合に、押す力が加わり F_x , F_y は最大値をとる。これは、機器に体重の一部を預けるため、遊脚が接地する際に支持脚が蹴りだし動作に入る。そのため、接地した際に接地点を軸に前傾するトルクが発生すると考えられる。逆に爪先離地した場合には、引く力が加わり F_x , F_y は最小値をとっている(図 4.4)。これらの特徴は制御パラメータとして有用であると考えられる。

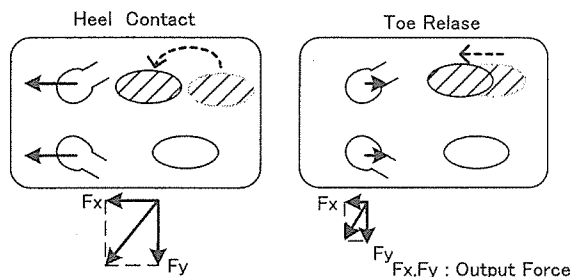


Fig.4.5 The move operation

歩行機を自力で押しながら平坦路を歩行する時に歩行機ハンドル部に加わる前方推力と下方支持力を調べてみると、左右の脚の送りに従い歩行リズムと揺らぎが存在する。これらの揺らぎは、個人差やその人の心身の状況により変化する。一定の速度で支援機が移動するような歩行を可能とする調整は基本的に容易であるが、歩行能力が低下している場合に学習機能の導入などの制御の変更が必要となる可能性は残っている。

(2) 歩行リズムと歩行速度の関係

トレッドミル上に実機同様のハンドルを設け、ハンドル下部に6軸(XYZ軸と各軸周りのトルク)の力センサを取り付ける。軸の方向は、ハンドルを正面進行方向に握ったとき、X軸が左右(右向き正)、Y軸が前後方向(前向き正)、Z軸が上下方向(上向き正)となる(Fig.4.8, 4.9)。

前後方向および垂直方向の力がそれぞれ単峰性、2峰性のパターンに収束した。これを図示すると、Fig.5.12となる。つまり、1歩行周期中の前後方向(Fig.4.8)および垂直方向(Fig.4.9)の力波形はそれぞれ周期関数として表現できることになる。周期関数で記述できるとは、Fig.4.10に示すように、閾値を設けることでより単純な矩形波に置換できることを意味しており、この2軸の組み合わせから歩行フェーズの推定が可能であるとわかる。

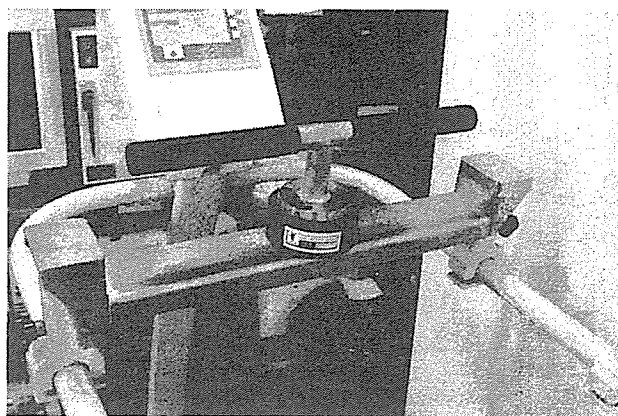


Fig.4.6 ハンドル部取り付け

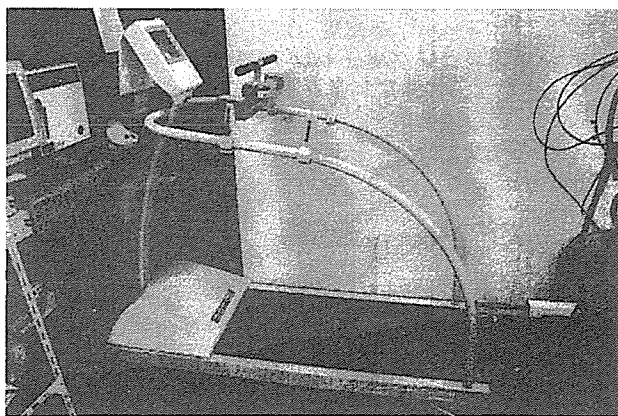


Fig.4.7 仮想歩行支援機実験環境概観

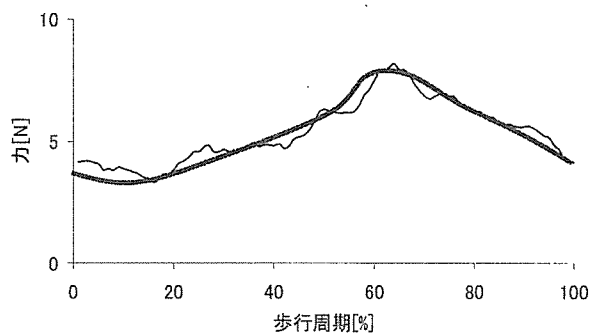


Fig.4.8 Y軸(前後方向)の歩行パターン

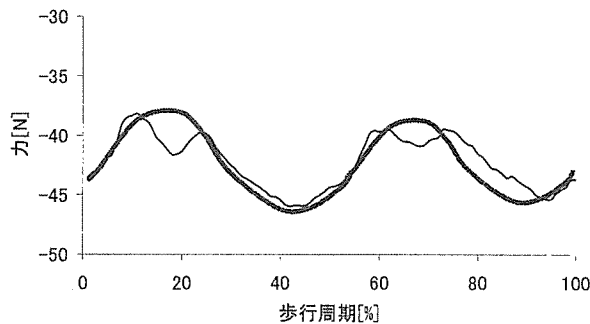
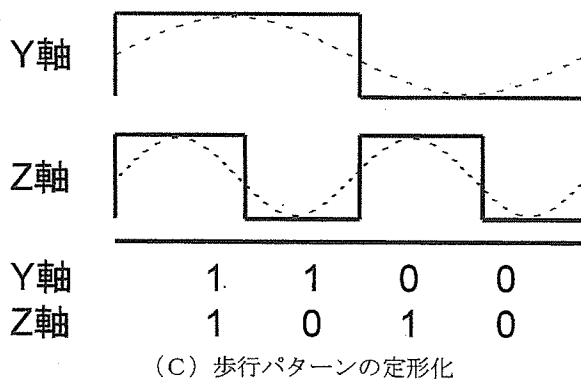


Fig.4.9 Z軸(上下方向)の歩行パターン



(C) 歩行パターンの定形化

Fig.4.10 各力が収束したパターンの模式図

本実験の結果、この2軸の組み合わせにより、1歩行周期中の4フェーズが推定可能となった。実際に推定可能な歩行フェーズは Fig.4.11 に示すように、前後方向からは片足立脚期、また垂直方向から対側の遊脚期をそれぞれ推定可能であるとわかる。

次に周波数解析の結果であるが、それぞれのピーク周波数の関係性は次式となる。

$$\text{Peak freq. Z} / \text{Peak freq. Y} \approx 2 \quad (4.1)$$

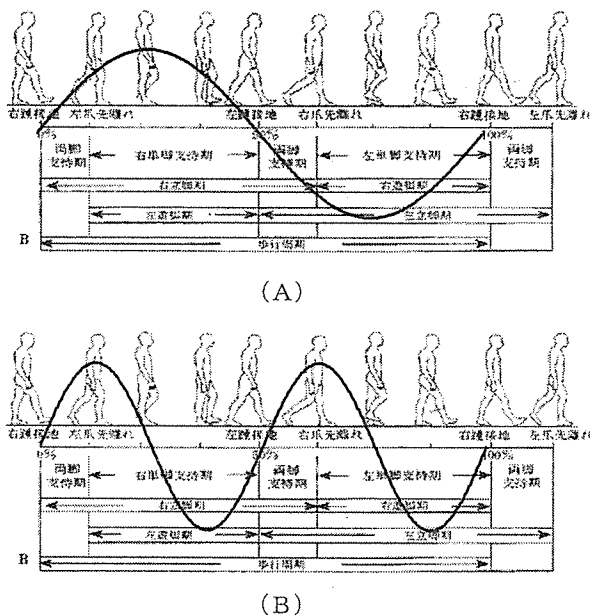


Fig.4.11 推定可能な歩行フェーズ

また、この関係性は歩行速度に依存しなかった。(1)式の物理的意味は、歩行速度に代表される時間領域での関係性が同様であるということである。つまり、歩行支援機を使用する際に想定される歩行速度は高々時速4km/h（健康な成人の一般的な歩行速度）であり、この領域内であれば前後方向および垂直方向の力さえ計測されれば、歩行フェーズが推定できるということである。換言すると、このパターンからの逸脱は、歩行支援機を使用している使用者が定常歩行を行っていないということである。制御工学的には過渡応答における定常状態からの逸脱であることから、この関係性にさえ注意を払えば、歩行支援機の制御系としてその歩行時の安全性を確保する指標の1つとなりうることになる。技術的な課題としては、この2軸の出力をどの時点でフィルタリ

ングすべきか?となり、対処法は(A)制御系におけるHi-Cut フィルタリング、(B)電気回路の2点となるが、これらは些細な問題にすぎない。

以上のことから、歩行支援機から得られるパラメータから一様なパターンと周期性を抽出することにより、歩行フェーズが推定できることが示唆された。

4.5 基本計画構想

現用の歩行補助車での車いす用のパリアフリー許容の段差やガタ路の進行不能状態を改善し、対象ユーザに対して屋外での積極的な歩行移動をサポートする支援機とする。開発コンセプトは、UDの概念を前提として、そのコンセプトを以下に示す⁽²⁾。

- (1) 屋外の市街地の生活移動圏における歩行支援が前提
- (2) 被支援者の脚力を最大限、引き出すものとし、被支援者の意思に合わせた歩行モードを設定する
- (3) 方向転換半径はほぼゼロ取り回し易さを重視する
- (4) 50mm までの段差乗り越し、登坂能力 15°とする
- (5) 特に、20mm までの段差乗り越しは平坦路の歩行モードとほぼ同等なフィーリングで通過できることをねらいとする。
- (6) 違和感のない操作感性が得られることを優先する。特に、駆動車輪によるパワーアシストの制御方法として負荷制御と速度制御を比較検討する。
- (7) 制御系は信頼性重視し多重化する。開発する制御系デバイスとして、メカニカル、加速度計系、オプティカル、超音波系、ストローク系、ロードセンサー系など異なる制御媒体を開発研究し多重化への対応とする。
- (8) スイッチ操作は極力さける方式とし、歩行支援機と被支援者間のマンマシンインターフェイスはハンドル部へ加わる荷重を主体的に操作方法を模索する。
- (9) 軽量（～25kg）で、20万円程度のコスト抑制
- (10) 適合性向上へのオプション設定と装着互換性確保

5. 基本的な機能の向上に関する研究開発

5.1 前輪と段差乗り越え装置、

(1) 乗り越え可能段差の算出

段差を乗り越えるのに必要な条件について力学的に考察し計算した結果を以下に記す。

支援機が段差を乗り越えるための条件について力学的に考察する。Fig.5.1, 5.2 に前輪が段差を乗り越えるときに支援機にかかる力の構成を示す。

$$\therefore R_2 = \frac{lW + (mg + W)a_1 - l_h \Delta F}{a_1 + a_2}$$

$$R_1 = \frac{(mg + W)(a_1 + a_2) - lW - (mg + W)a_1 + l_h \Delta F}{a_1 + a_2}$$

後輪の軸中心にかかる力の最大値は、

$$F_{2max} = \mu R_2 + \Delta F$$

このとき、 $\Delta F = 0$ (人が押す力がゼロ)として、後輪にかかるトルクの最大値は、

$$T_{2max} = rF_{2max} = r\mu R_2$$

なお、摩擦係数 μ は路面状態により変化する。路面状態

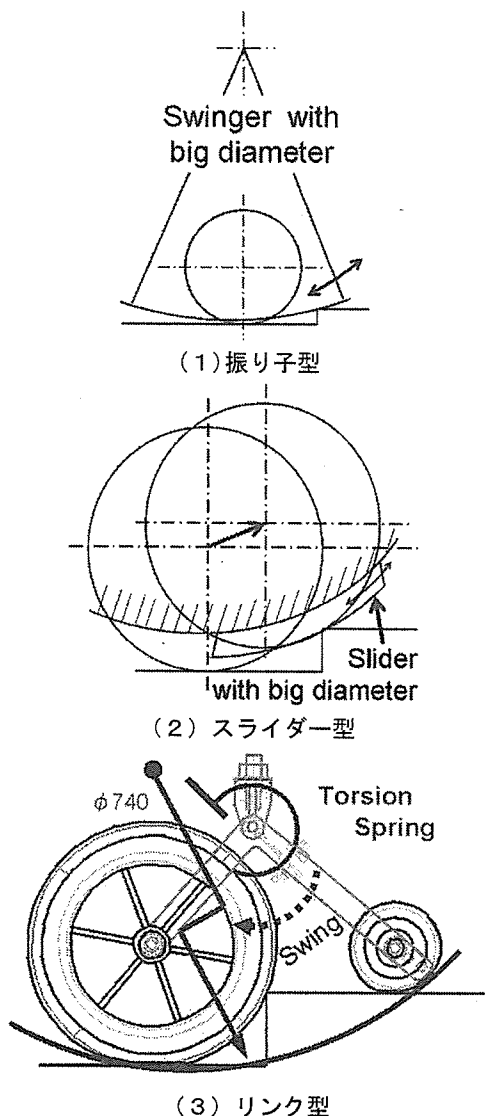
Tab.5.1 Permissible bump height of each tires

No.	Specification	Bumps height [mm]				
		5	10	15	20	25
1	φ200 solid tire	○	○	○	○	×
2	φ150 solid tire	○	○	×	×	×
3	φ100 solid tire	○	×	×	×	×
4	φ75 solid tire	○	×	×	×	×
5	φ200 pneumatic tire	○	○	○	○	×
6	φ165 pneumatic tire	○	○	○	×	×
7	φ150 pneumatic tire	○	○	○	×	×

(3) 大径理論・多輪包絡線による仮想大径輪設計

図 7.1 に、世の中で存在する段差乗り越え装置の代表的な事例を示す。いずれも、車輪直径に対して、より大きい車輪直径相当の円弧を車輪近傍に設置して、車いす並の段差乗り越えの能力を得るものである。これらが大径理論と称している。

図 7.1 の事例では、左から、大径の扇状振り子式、スライダ方式、リンク式スイング機構式などである。



(3) リンク型

図 5.7 段差乗り越し装置

いずれの場合も、段差乗り越え時に、車輪型より更に大きい径を持つ円弧の一部を車輪が段差に接触する前に接触するようなレイアウトに配置するものである。図 5.4 のように、段差を乗り越える場合に、接している円弧の径が大きい程小さな前進アシスト力で乗り越えることができるためである。

(4) スライダ方式の段差乗り越え装置

目標の段差乗り越え能力を上回るためには、発揮トルクを上げるか前輪径を大きくする方法があるがトルクを大きくすると路面状態によってはスリップする危険性があり、前輪系を大きくすると歩行支援機の大型化につながり使いづらいものになってしまう為、Enkatsu 社の段差解消キャスターによって、段差乗り越し時の前輪半径を擬似的に大きくし($r=600[\text{mm}]$)、段差をクリアする。Fig.3.4 に示すのが段差解消キャスターである。

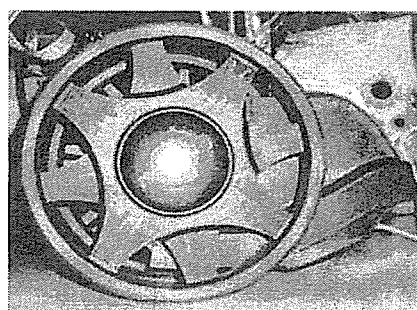


図 5.8 スライダ方式の段差乗り越え装置

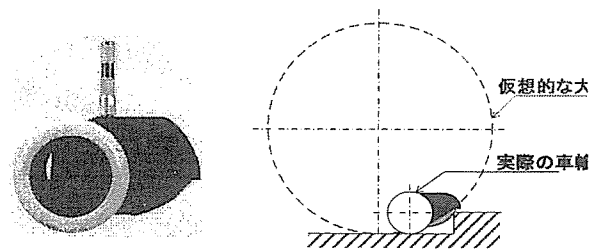


図 5.9 スライダ方式の段差乗り越え装置の仮想的な大車輪と段差との接触

(5) 前輪リンク式仮想大径輪方式の乗り越え装置

小径誘導輪と中径走行用輪の 2 輪リンク機構とした。リンクの揺動は、予荷重を与えたトーションばねで反力を与えている。軽量・コンパクトながらも仮想直径 740mm を実現している。旋回性はキャスタ方式で確保した。

Tab.5.2 The main parts of link mechanism

Parte list	Specification
Caster for bearing	Single row bearing (60002Z)
Front small wheel for induction	φ75 solid tire
Front normal wheel for running	φ200 pneumatic tire
Mechanism for link parts	Torsion spring (0.7N・m/deg)
Connecting with frame	M10×P1.5×30mm Bolt
Material for link parts	Aluminum (Al-5052)
Bracket	Steel (SS400)

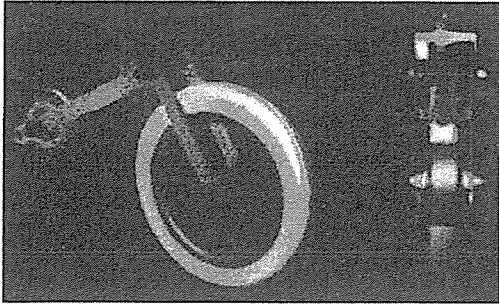


Fig.5.10 3D-CAD model of front wheel link mechanism

段差で前輪を支点に後輪が浮き上がる現象検討には、各種作用力ベクトルが2つの前輪軸まわりに作る合モーメントを計算する下記力学モデルを使用した。

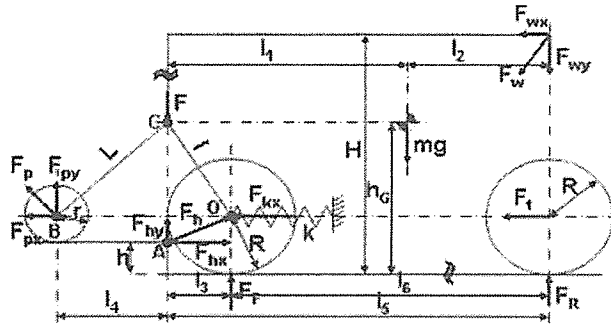


Fig 5.11 Dynamical model for dive stability horizontal grip force

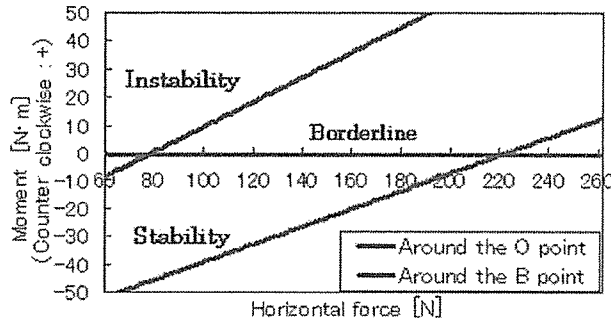
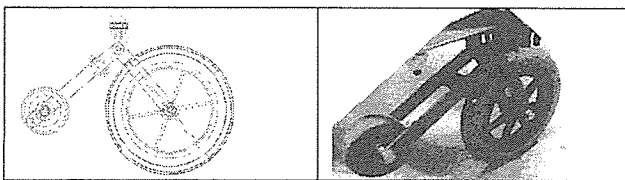


Fig.5.12 Comparison of dive stability(O and B position)



The unit of the front wheel over the barrier

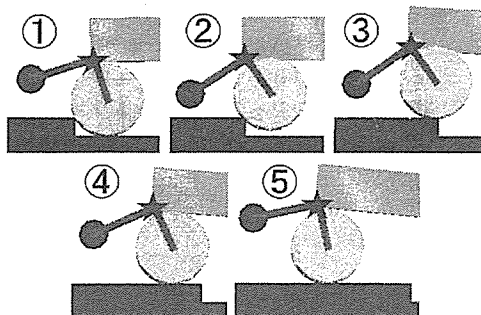


Fig.5.13 The mechanism front wheel

重心 300mm 時で、既存歩行車での前方への転倒安定限界値が 80N に対し、開発案は 220N という結果を得た。高齢者の押す力は、最大で 130N であることから、信頼性を確保できていると考えた。

次に、50mm 段差乗越え運動シミュレーションを示す。機構解析ソフトを活用し、段差乗越え運動の時系列解析を行ない、機構の干渉、最大荷重、加速度などの問題の有無を調べた。

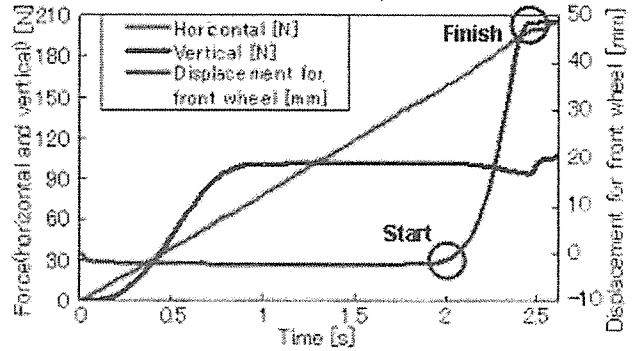


Fig.5.14 Front axle displacement (green) under given grip forces

リンク機構に搭載されているトーションばねの定数を低い値にすると段差を乗越え易い一方、前輪がフワフワするため、支援性に劣る。段差乗越え性・支援性の確保のため、ハンドル位置を後輪軸上に配置することで支援時の車体沈み込みを抑えた。

段差乗越え時に作用する力の測定実験について述べる。計算では 50mm 段差を乗越えられたので、試作機で実験した。ここではグリップ・フレーム間の力センサで被験者が押す前向き及び下向きにかかる力を評価した。

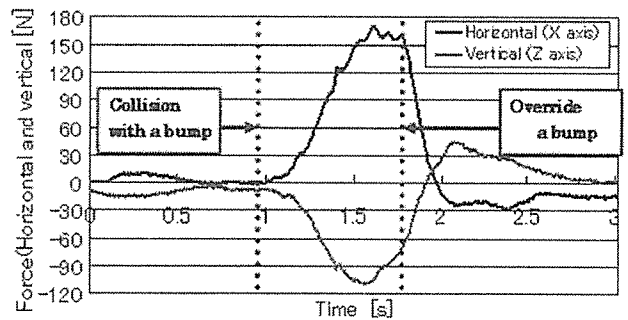


Fig.5.15 Measured grip forces at a 50mm bump

50mm 段差を乗越える事に成功した。また、歩行支援機を押す力は 170[N]、支援した荷重は 110[N]であった。高齢者の 95%tile が 50mm 段差を乗越えられるようになるためには、128[N]以内に収めなければならないので、差の 42[N]を後輪モーター駆動で補助することになる。

車いす並の大径車輪に相当する仮想大径軌跡原理に基づく各種の方式を検討採用し、当初の 50mm 高さの段差乗越えを可能としている。

(6) 前輪の段差乗越しデバイスの目標
目標として、下記の通りの設定とする。

- ① 20mm 段差は、平坦路前進モードと異差がないように通過できること。
- ② 50mm 段差は、段差乗越しモードで、極低速でクリアする。これは、車いすで普及したバリアフリー基準に適合させるためである。
- ③ いずれの場合も、段差乗り越え時の衝撃などを被支援者が感知し、つまずきが出ないように一時的に歩行の足の送りが段差に一致する時歩行支援機に抵抗を加えるなどの躓き警告モードを設置すること。

(7) 自在キャスタの段差突入

自在キャスタが段差に対して斜め方向から差し掛かった時(図 5.16), 段差に接触する大径理論の円弧の方向が θ だけ角度があると、段に沿って進む場合がある。特に、図 5.17 に示すように、自在キャスターの段差への突入に際し、前輪のタイヤ部より先に仮的大車輪部が段差の角部に接触する必要がある。そうすることにより大径理論が適用でき、小さな前進力で段差を乗越えられる。従って、図 5.16 のようにキャスターの段差への進入角 θ には一定以上の大きさより小さくする制約が存在する。また、前輪または段差乗越え装置による段差乗越えに必要な前進力 $F_f \cos \theta$ は、段差への進入角度 θ によって直角の進入時よりも小さくなり、乗越えのための前進力 F_f が更に大きくなる必要が生じる。以上より、段差乗越えをスムーズに行うためには、段差へのキャスターの衝突突入角度をある程度制限する必要がある。一般にその値は、左右振り分けで ± 35 度といわれている。

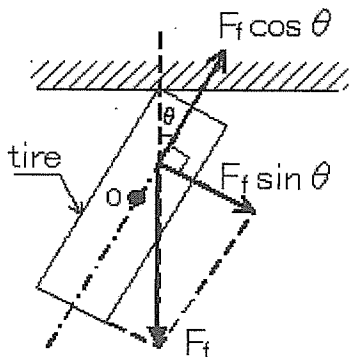


図 5.16 段差へのタイヤの突入角度

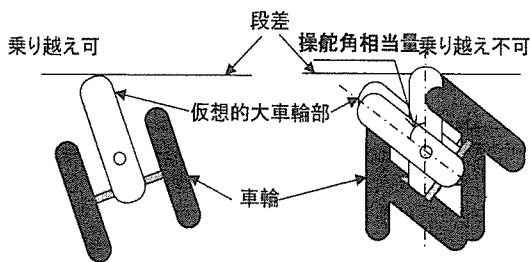


図 5.17 スライタ方式の大車輪部円弧と前輪タイヤと段差との位置関係

5. 2 前輪と操舵装置 (含、小廻り性)、

(1) キャスタ方式とステアリング方式の比較

また、安定したバリア通過には、段差乗越え時の段差へのキャスターの姿勢制御が必要となる。キャスターの

回転角の制御システムと後輪左右逆転によるパワーステアリングを組合わせている。(本件、特許出願準備中につき〇秘扱いとしていただくようお願いいたします)

既存の操作に影響を与える装置として前輪系に自在キャスタを用いた方式と、ハンドルの操作により前輪の舵各を決定するステアリング方式が存在する。表 5.3 にそれぞれの方式の比較を示す。

表 5.3 キャスタ方式とステアリング方式の比較

	キャスタ方式	ステアリング方式
長所	<ul style="list-style-type: none"> ・平坦な場所での使用に優れている ・自転が自由 ・操作が簡単で、慣れを必要としない ・構造が簡単 	<ul style="list-style-type: none"> ・直進安定性が高い ・確実な操縦が可能
短所	<ul style="list-style-type: none"> ・凹凸路での直進動作が不安定 ・段差に差し掛かった際に乗り越えできなくなる場合がある 	<ul style="list-style-type: none"> ・ある程度筋力が必要 ・小回りが利かない ・操作に慣れが必要

(2) キャスターの力学的関係

まず簡易的モデルとしてキャスタ単体の旋回について考えた。

自在キャスタを用いて旋回することを力学的に捉えてみると図 5.18 のように見ることができる。パラメータの設定は

- F : 使用者が進もうとする力
- W : 車体と使用者の荷重
- μ : 路面とタイヤ間の静止摩擦係数
- μ' : 旋回軸周りの静止摩擦係数
- R : タイヤの変形量の半径
- r : 旋回軸の半径
- θ : タイヤの進行方向と使用者からの力 F とのなす角
- F_y : F の内キャスタの旋回動作に関係する使用者からの力の成分
- T_{tire} : タイヤ回りの抵抗トルク
- T_{ax} : 回転時軸回りの抵抗トルク

とした。

O 点周りの力のつりあいより

$$T_c = F_y L = T_{tire} + T_{ax} \quad (5.2)$$

ここでキャスタはゆっくりと回転するので粘性による抵抗は無視した。

また、タイヤは変形し、地面に対して面接触をする(図 5.19)。よって、タイヤから地面に働く力はその面に働いていることとなり、摩擦力が発生する。 T_{tire} はその摩擦力によるトルクであり、 T_{tire} のモーメントアームはタイヤの変形量に由来する。モーメントアームを R とする。また T_{ax} は旋回軸部での摩擦力による抵抗トルクなので、

$$F_y L = \mu R W + \mu' r F \quad (5.3)$$

旋回軸にはボールベアリングがついているものとする(5.3)式右辺第 2 項は極めて小さいものとなり、

$$F_y L = \mu R W \quad (5.4)$$

と見ることができる。

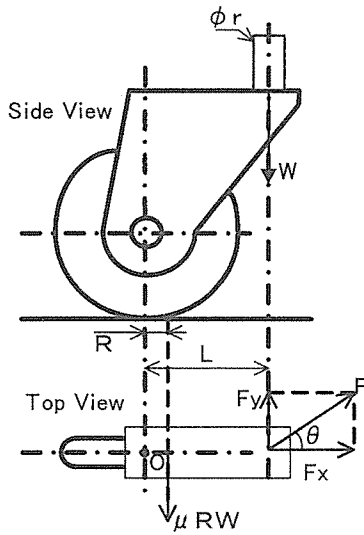


図 5.18 自在キャストにおけるパラメータ

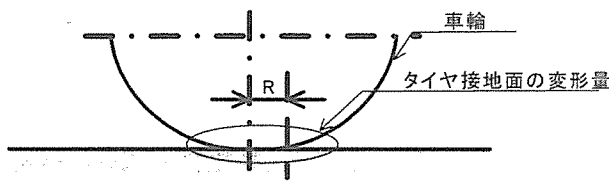


図 5.19 タイヤの変形量

(3)・旋回半径

歩行補助車のホイールベース長を L [m]、操舵角を θ [deg] として一般的に旋回半径 R は

$$R = L / \sin \theta \quad (5.4)$$

で求まる。ホイールベース長 L を市場にある約 90 種類の歩行補助機の平均値である 0.65[m] とし(5.4)式に代入した結果を図 5.20 に示す。

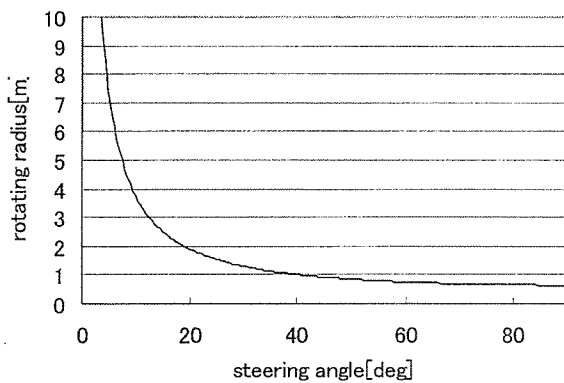


図 5.20 旋回半径

上図より 35[deg] 付近で変化率が安定していることもわかる。このことから最大操舵角が 35[deg] 程度であれば旋回性への影響を小さくできると考えられる。

(4) 各方式の比較

各方式の比較を表 5.4 に示す。

表 5.4 各方式の比較

新方式	方式		特徴
	キャスト	ステアリング	
第3輪方式	△	○	悪路対応可能なステアリング方式。前輪を浮上させるため、アクチュエータにより装置が大掛かりになる。
段階的作動角切替装置	—	○	シンプルな機構で操舵角を制限できる。反面切替が不連続であるため、使用上のフィーリングに問題が残る。
カム式作動角制限装置	○	○	アクチュエータ不要で操舵角の連続的な制限が可能である。
傾斜キャスト	○	—	連続的な操舵角の制限が可能であるが、左右輪のリンク、アクチュエータ・機構等問題が多々残る。
パワーステアリング	○	○	唯一後輪によるアシストであるため、すべての方式と組み合わせ可能である。

キャストの回転制御不安定の抑制のためキャストの回転角度領域の制限がよく使われるようになった。方式としては、回転角度リミッターをスライドさせる方式とキャストの回転軸を斜め傾斜とする方式がある。歩行器の方向転換には前輪に自在輪・キャスト方式がよく用いられる。このタイプは小回り性に優れており、自転も可能である。しかしキャストの方向が進行方向と直角に近い場合や路面に大きな凹凸があると、キャストの挙動が不安定となる欠点を持っている。

それを解消し使用上の安定感を得るために車輪自身を操舵する方式の製品も見られるようになった。しかしこのタイプは自転ができず、公転による方向転換でも回転半径が大きく、小回り性は大幅に後退する。

(5) キャスター/ステアリング機能

キャスト方式とステアリング方式の欠点を克服するための方策を示す。

① 第3輪方式

キャストは旋回時に最も利点が生かされる。そして旋回時以外の直進時などはむしろステアリングによる操舵を行った方が凹凸路や段差進入時に対しても有利である。以上のことから、キャストを狭い場所での旋回が必要な時のみ使用する方法として、前輪以外に第3の車輪により前輪を持ち上げ、旋回する方式である。(図 5.21)

この方式は回転半径の小さな旋回をできるだけでなく、前輪を持ち上げるにより段差乗り越しにおいても非常に有利であるといえる。尚、第3輪を配置する場所については検討が必要である。第3輪を前輪より前側に配置する場合、旋回の半径は大きくなるが、段差乗り越しなどの際に有利である。一方、第3輪を前輪より後

方へ配置すれば旋回半径を小さくでき、歩行支援機から余計な出っ張りをなくすことができるという利点もある。

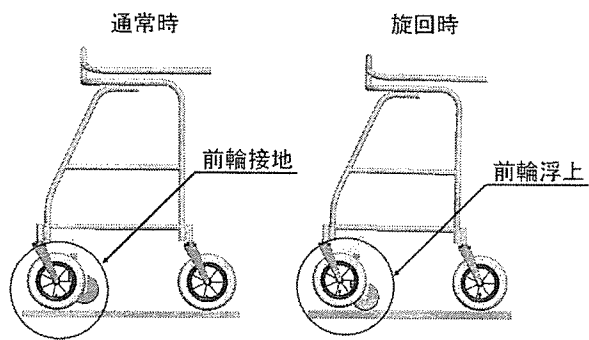


図 5.21 第 3 輪方式

② 段階的作動角切替装置

旋回時にはある程度操舵角が必要となるが、常に操舵角が大きいと、直進性の高さや悪路走行の強さというハンドル操舵方式本来の利点が損なわれる。そこで、図 5.22 のストッパーを使い、前輪の最大操舵角度を通常走行時と旋回時で切り替える方式である。

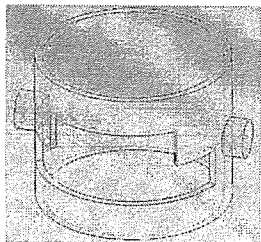


図 5.22 舵角ストッパー

取り付けと切り替えのイメージを図 5.23 に示す。

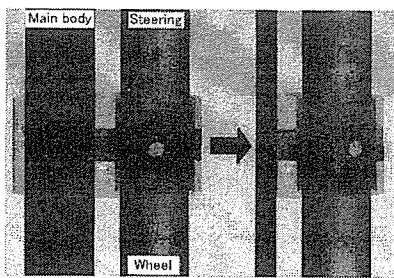


図 5.23 取り付けイメージ

上記の操舵角切り替え機構では、通常の走行時には安定する操舵角 $35[\text{deg}]$ を使い、自転時のみ操舵角 $63[\text{deg}]$ と後輪のパワーステアリングを使用することで、ハンドル操舵方式の利点を活かしたまま、スムーズな自転を行うことができる。様々な使用条件に対応するため、自動で操舵角を切り替える機構や、操舵角以外の切り替え機構についても検討している。

③ カム式作動角制限装置

後輪によるパワーステアリングによる自転を考えた場合、前輪の角度は $63[\text{deg}]$ 程であるとよいことがわかったが、実際の使用を考えると、常に $63[\text{deg}]$ 切れてしまうと直進安定性が損なわれるなど、本来のステア

リングの長所を損なってしまう恐れがある。そこで、その場での旋回が必要なときのみ $63[\text{deg}]$ 程ステアリングが切れ、通常使用時は $35[\text{deg}]$ 程度の切れ角になるようにする装置を図 5.24 に示す。

これは、通常 $35[\text{deg}]$ のハンドル切れ角となっているが、使用者がその場での旋回をしようと、ステアリングを強くきくと、ガイドに沿ってスプリングが縮められ、 $65[\text{deg}]$ まで操舵角が広がるというものである。そして、スイッチレスの概念により、それにあわせ後輪のモーターを左右それぞれ逆方向に回転させることにより、その場での旋回を自動的にアシストできるようにするというものである。

操舵角制限装置はステアリング方式に限らず、キャスト方式にも使用可能である。カム部の傾斜とバネ定数を変えることにより、あるタイヤ角度のときの求心トルクを自由に設定することが可能である。

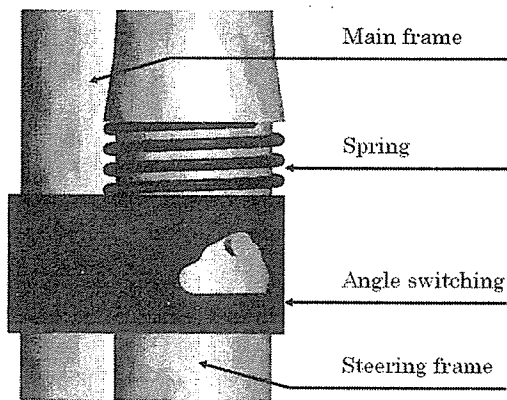


図 5.24 カム作動角制限装置

④ 傾斜キャスト方式

通常のキャストでは特に段差乗り越しの際に車輪が被支援者の進行方向とは異なる方向に向いてしまい、段差をうまく乗り越すことができないという問題が発生することがある。車輪が使用者の進行方向とは異なる方向に向いてしまう原因としてキャストの重心位置がある。重心位置が常に進行方向に対して後方であれば、車輪はロードノイズを受けても被支援者の意図しない方向を向くことはないはずである。そこで重心を常に後方に置いておく装置としてキャスト旋回軸を傾斜させること（以下傾斜キャスト）を提案した。傾斜キャストでは車輪の切れ角はキャスト旋回軸の傾斜角度に依存する。キャスト旋回軸の傾斜角度を制御することにより従来の自在キャストと同様に高い旋回性能を維持しつつ、直進性に特化した操舵装置になりうる。

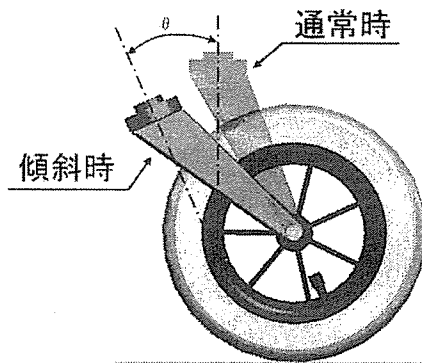
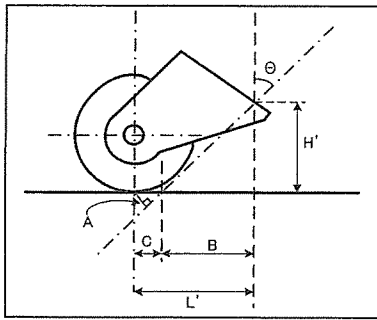


図 5.25 傾斜キャスト



Caster

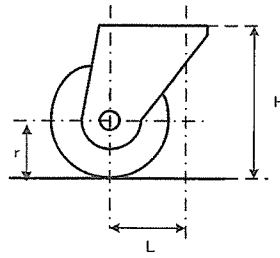


Fig.5.26 Tilted

Offset	45 [mm]
Weight a piece	1600 [g]

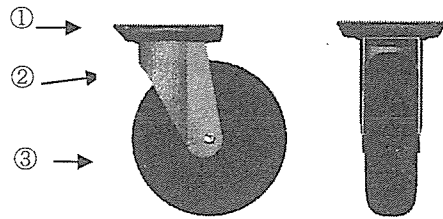


Fig.5.27 Caster Model

ここで、最も直進性が高くなるキャスタ旋回軸の傾斜角度を求める。

キャスタ旋回軸を傾斜させ、最も直進性が高くなる、つまり車輪に切れ角が発生しない場合の旋回軸傾斜角度 θ は Fig.5.26 を基に以下のように算出される。

$$H' = H \sin(90 - \theta) \doteq H \cos \theta \dots \dots \dots (1)$$

$$L' = L \sin(90 - \theta) + (H - r) \sin \theta = L \cos \theta + (H - r) \sin \theta \dots \dots \dots (2)$$

$$B = H' \tan \theta = H \cos \theta \cdot \tan \theta = H \sin \theta \dots \dots \dots (3)$$

$$C = L' - B = L \cos \theta - r \sin \theta \dots \dots \dots (4)$$

$$A = C \cos \theta = (L \cos \theta - r \sin \theta) \cos \theta \dots \dots \dots (5)$$

モーメントアーム $A=0$ のときキャスタ旋回軸周りに車輪は動かないので

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{L}{r} \right) \dots \dots \dots (6)$$

ここで L: キャスタのオフセット量

r: 車輪半径

である。たとえば、 $L=45$ [mm], $r=90$ [mm] の場合(6)式より、

$\theta \doteq 26.5$ [deg] となる。また 0 [deg] $< \theta < 26.5$ [deg] の範囲は、ある程度操舵可能な範囲であることが、実際のキャスタの挙動より分かっている。

次に、傾斜キャスタ挙動の定量化を行うために機構解析を行った。その条件を以下に示す。

条件1: キャスタ旋回軸の傾斜角度を 0, 5, 10, 15, 20, 26, 30 [deg] の7通りに設定

条件2: キャスタモデルの寸法は Tab.5.5 の通りであり、モデルの図を Fig.5.27 に示す。

条件3: 各パーツの拘束条件について

Fig.4 中の①はある空間座標に対して完全固定

Fig.4 中の①と②は実際のキャスタと同じく回転拘束

Fig.4 中の②と③は③の車輪部が回転するように回転拘束

条件4: 地面とキャスタ間の相対運動について

実際のキャスタは Fig.5.27 中の①部が地面に対して運動するが、今回のシミュレーションでは地面が運動することにするため、地面モデルにベルトコンベアモデルを採用した。

機構解析の様子を Fig.5.28 に示す。なお、Fig.5.28 におけるキャスタ旋回軸傾斜角度は左側から 30, 26.5, 20, 15, 10, 5, 0 [deg] である。

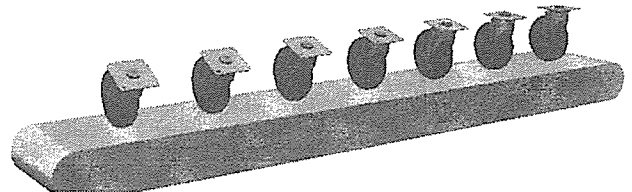


Fig.5.28 Simulation Model

このシミュレーションによって得られた結果を Tab.5.6, Fig.5.29 に示す。

Tab.5.6 Result of Simulation

Angle [deg]	Max rotating angle [deg]
0	90
5	18.5
10	11.3
15	9.7
20	7.7
26.5	0.008
30	0

この結果から傾斜キャスタのある程度旋回可能範囲が確認できた。この結果を基にそれぞれの切れ角での最小旋回半径を一般的な旋回半径の式より求めると、Tab.5.7 のようになる。Tab.5.7 をグラフ化したものを Fig.5.30 に示す。

ただし、機器のホイールベースは 500 [mm] とし、先に求めた最大切れ角は、回転中心に対して外側の前輪の切れ角とする。

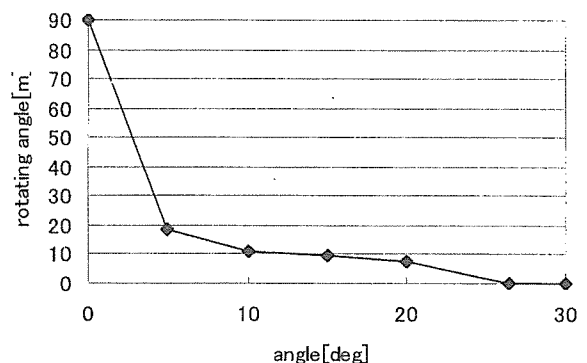


Fig.5.29 Result of Simulation

Tab.5.5 Simulation Parameters

Max load	800 [N]
Height	213 [mm]
Diameter of tire	180 [mm]
Width of tire	53 [mm]

Tab.5.7 rotating radius

Max angle[deg]	Rotating radius [m]
90	0.5
18.5	1.6
11.3	2.6
9.7	3
7.7	3.7
0.008	3580

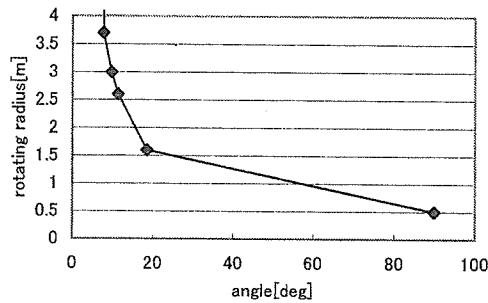


Fig.5.30 rotating radius

このことより、今回のモデルの傾斜キャストでは、通常使用時には回転軸を 18.5[deg]程度あらかじめ傾斜させておくことで車輪挙動を安定させながら、1.6[m]程度の回転半径が得られる。また、段差乗り越え時やガタ路走行時には回転軸を 26.5[deg]程度傾斜させておけば車輪の切れ角が完全に拘束されるので、安定した走行が望める。一方、回転軸を垂直にすることで、キャストを完全にフリーにし、その場回転を行う。このようにキャスト回転軸の傾斜角度を自転時、通常使用時、悪路走行時で切りあえることで自転可能でかつ直進性を高めた操舵装置になりうることを示した。

⑤パワーステアリング

パワーステアリングはモーターにより後輪の左右輪を逆回転させることでその場での旋回をアシストするものである。この方式は単体での採用も可能な上、操縦装置との併用が可能であるという利点がある。

操舵力のアシストとして、ハンドル部への被支援者が加える力に対して、その大きさを感知して行うパワーステアリング機構を図 5.31 に示す。

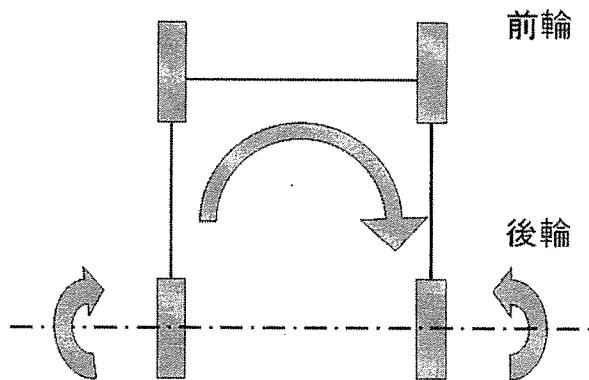


図 5.31・パワーステアリング

(6) カムキャスト方式

①構造

カムキャスト方式は、前輪部に用いたにキャストの回転軸の回転によりカムを押し上げ、スプリングが伸縮することでキャストの作動角を制限する装置である。カム傾斜のつけ方、スプリングのばね定数を変えることでキャストがある角度を向いている時の、中心に戻そうとする力（以後求心力とする）のセッティングを無段階に変える事が可能である。図 5.32 にイメージを示したが、図 5.33 に具体的な構造を示す。

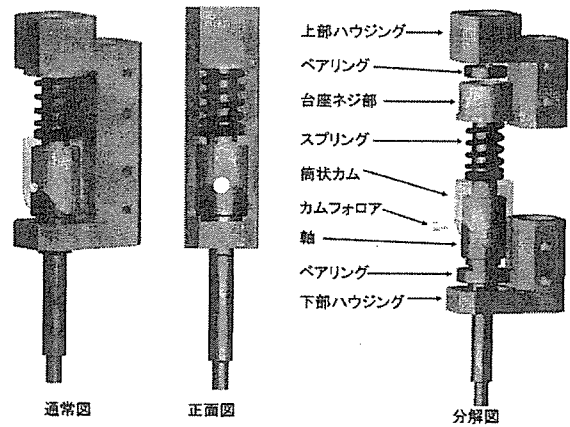


図 5.32 カムキャストの構造

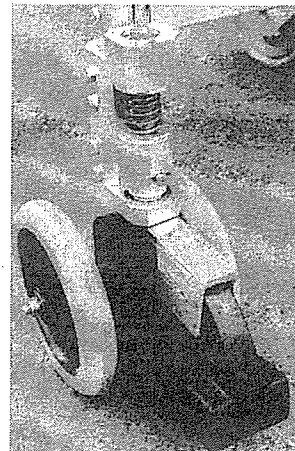


図 5.33 カム式キャスト

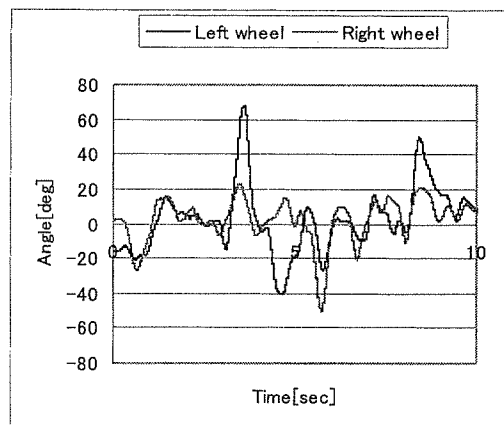


図 5.34 カムなしキャスト：砂利路

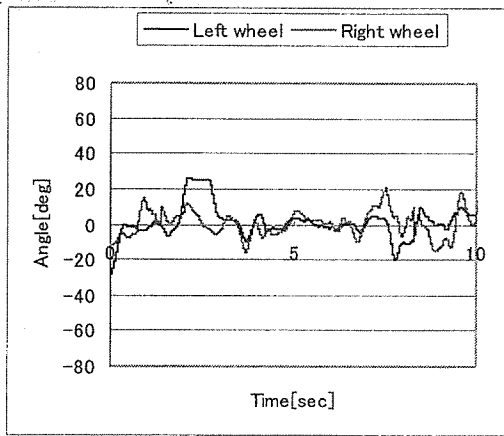


図 5.35 カム式キャスト：砂利路

図 5.34、5.35 に実験結果を示す。横軸が時間、縦軸が左右のキャスト切れ角である。カムプロファイルによるキャスト回転角制限システムの有無による比較を見るとカム式がよく制御されているのが分かる。

(7) 操舵機構の新開発

①操舵方式の選定

図 5.36、5.37 は、ステアリング構造である。路面の凹凸による外乱や左右傾斜等に対しても走行安定性確保するため、段差乗越えユニットを継承した多リンクによる操舵機構の設計を行った。小回りが出来るように大きな操舵角が切れるようにリンク比をとり、板とロッドの構造とすることで機構の垂直高さを極力抑えた。また、操舵軸からグリップ部を長く伸ばしてハンドルを切るとき負担の軽減を図った。

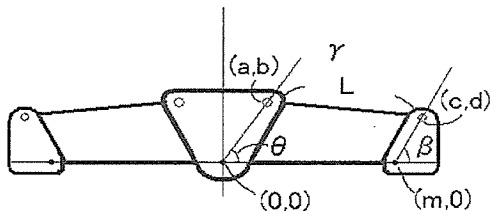


Fig. 5.36 操舵機構リンク比パラメータ

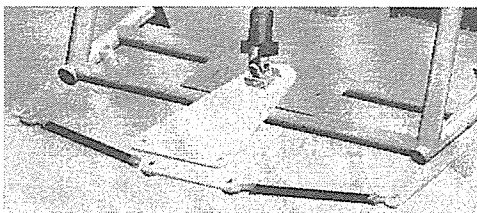


Fig. 5.37 操舵機構 CAD 図



図 5.38 A 案

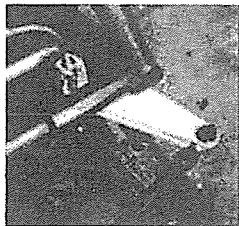


図 5.39 B 案

表 5.8 操舵方式の選定

場面	機構A案	機構B案
横方向の傾斜路	キャストロック状態	ステアリング操舵
エレベーター内での旋回	キャスト	キャスト
狭い通路での小回り旋回	キャスト	ステアリング or キャスター
傾斜路での旋回	キャスト	ステアリング操舵

エレベーター内で自転ができ狭い通路での小回り性能を向上させる。この性能とハンドル操舵による安定性能を両立させる為、キャストを必要に応じてロックして操舵する方式を選定した。(図 5.38, 図 5.39)キャストロックでは横流れ防止が困難。

②キャストロック機構設計

ロック機構のピンを受ける円筒部分の輪郭線形状を一部を窪んだスロープ形状にすることでロック動作がスムーズに行われるようにする。(図 5.40, 5.41)

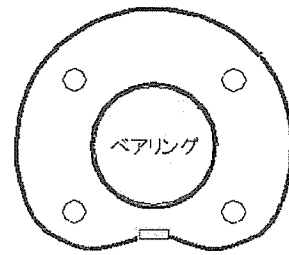


図 5.40. ピン受け部の輪郭線形状

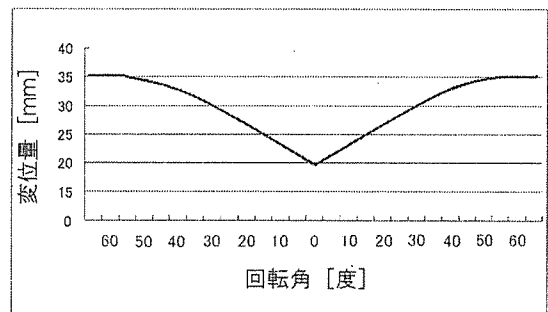


図 5.41 ピン受け部の窪み部の変位量

ピンはピン受け部との摩擦特性や対磨耗性を考慮して鉄鋼製とした。また先端部を球状にしてピン受け部と均一に接触するように図った。ピンケースはアルミニウムの削り出しで、ピンが入る穴にスプリングを入れることでピンを押し。(図 5.42)

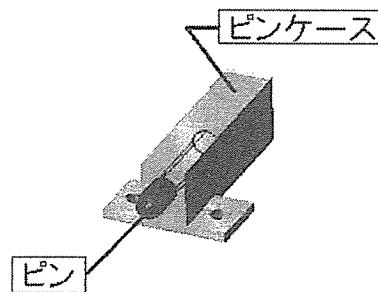


図 5.42. ピン部の CAD モデル

ピンをピン受け部に押し当てることで、ロック穴の位置に向

かう回転力が発生する。この回転力によりキャストをロックする際に、キャストが直進方向から多少ずれていてもキャストを直進方向に誘導する補助の役割を果たしロックがスムーズに行える。(図 5.43)

ピンの出入りは、ステアリングコラム上にあるレバーで行う。(図 5.44)

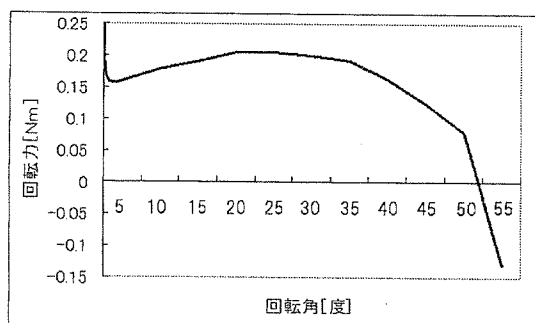


図 5.43. ロック部分の回転力

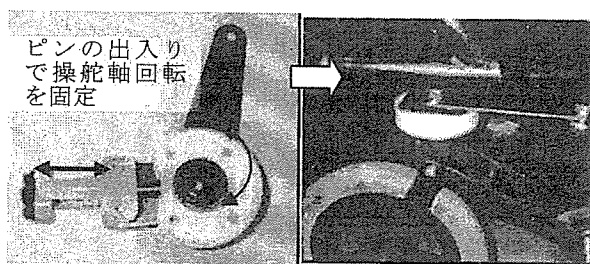


図 5.44. キャスターロック機構

③性能評価実験

開発した機構を搭載した歩行支援機で、小回り旋回のテスト、および横傾斜路における走行試験を行い横流れの量を測定した。

その結果、ステアリングによる小修正を行ないながら進むことが不可欠と判断された。

ハンドル操舵により横傾斜路でも横流れがほとんどゼロの安定走行を達成。(図 5.45)

走行距離 600mm以内で 95%の確率でロックができることも確認された。(図 5.47)

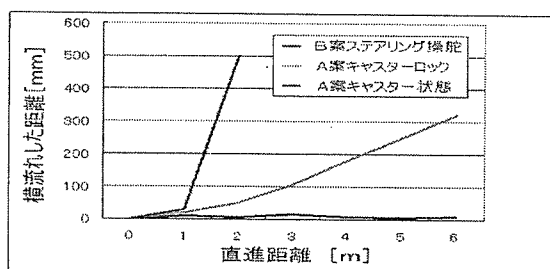


図 5.45 横傾斜路 ($\theta=4^\circ$)における横流れ量

また、キャストからハンドル操舵に切替えた時のロックされるまでに進む距離を計測した。タイヤの初期向きを進行方向と逆の向きとした。

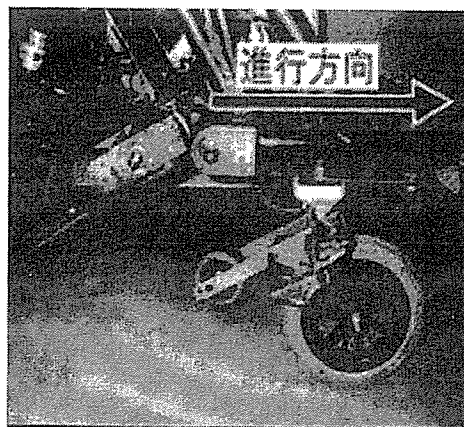


図 5.46 操舵への切替時のキャスト初期位置

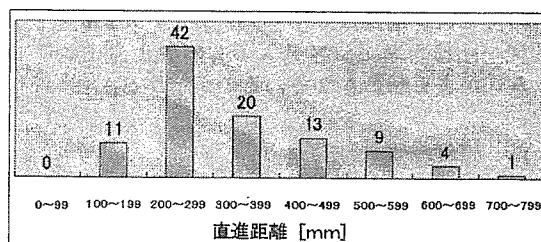


図 5.47. ロックまでに進む必要距離

5.3 後輪と駆動電動モータ、

(1) 前輪必要トルク

支援機に必要なトルクが大きい場合について考えると、以下のような時があげられる。

- ・登坂可能最大斜度 15[deg]の坂での登坂時
 - ・最大乗越し可能段差 20[mm]の段差での乗越し時
- これらの場合について、70[kg]の人が支援機にしっかりと荷重をかけた場合(荷重 $W=70[\text{kg}] \times 30[\%]=21[\text{kg}]$)での必要トルクを計算し、支援機の最大必要トルクを求める。

①登坂可能最大斜度での必要トルク

上記の条件を元に、登坂時の力学モデルを Fig.8.1,8.2 に、負荷トルクを求める式を以下に示す。

$$T_{\max} = r(mg + W) \sin \theta \quad (8.1)$$

$$T_{\max} : \text{最大負荷トルク [Nm]} \quad r : \text{後輪半径 [mm]}$$

$$F_2 : \text{後輪にかかる力 [N]}$$

$$m : \text{歩行支援機の重さ [kg]} \quad W : \text{使用者の荷重 [N]}$$

式(8.1)から、登坂時の最大負荷トルクを求め、そのときに車輪がスリップしない限界トルクとの関係を Fig.8.2 に示す。

Fig.8.2 から登坂角度が 10.2[deg]において、床面がリノリウム ($\mu=0.2$)のときに最大負荷トルクが限界トルクを上回り車輪がスリップしてしまう。アスファルト ($\mu=0.4$)よりも摩擦係数が高い床面であれば開発コンセプトの登坂可能最大斜

度 15[deg]をクリアできる。そのときに必要なるトルク T_{\max} は

$$T_{\max} > 10.4 \text{ [Nm]} \quad (8.2)$$

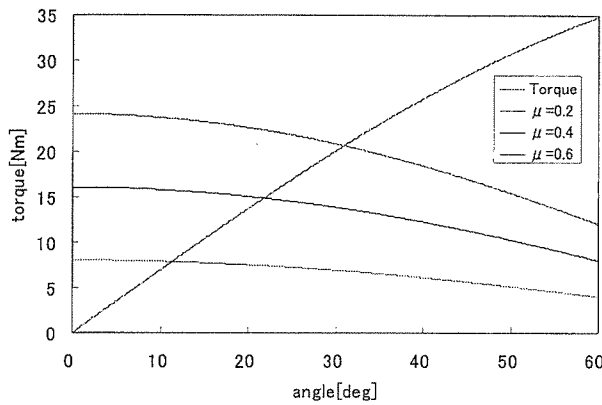


図 5.51 登坂斜度による必要トルク

②最大乗越し可能段差での必要トルク

ここでは、前輪+段差乗越し装置装着 (r=600mm) の場合を検討する。

当面の目標である乗越し可能段差高さは 20[mm]であるが、段差乗越しモードを搭載したときの将来的な目標では乗越し可能段差高さは 50[mm]である。よって、ここでは段差高さ 50[mm]までを想定して必要トルクを求めていく。段差乗越しに必要な力 F_2 の式を用いて、図 8.3 に示す段差乗越し装置の場合の車輪径 (r=600[mm]) から必要トルクを求める。

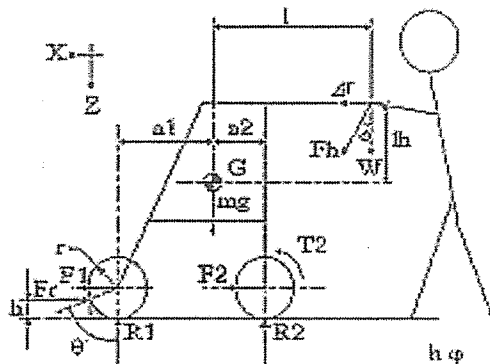


図 5.48 前輪段差乗越し時のモデル(1)

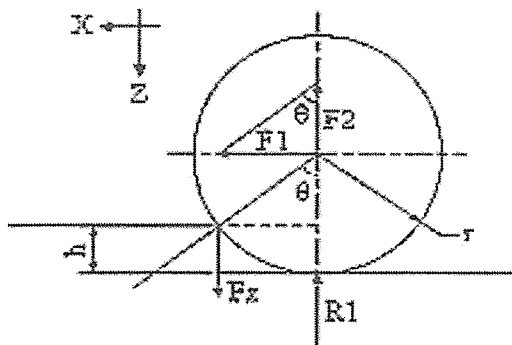


図 5.49 前輪段差乗越し時のモデル(2)

$$F_2 = \mu R_2 = \frac{\mu(lW + (mg + W)a_1 - l_h \Delta F)}{a_1 + a_2} \quad (8.3)$$

$$h \leq r \left(1 - \frac{1}{\sqrt{A^2 + 1}} \right) \quad (8.4)$$

$$A = \frac{\mu(lW + (mg + W)a_1 - l_h \Delta F) + \Delta F(a_1 + a_2)}{(mg + W)a_2 - lW + l_h \Delta F} \quad (8.5)$$

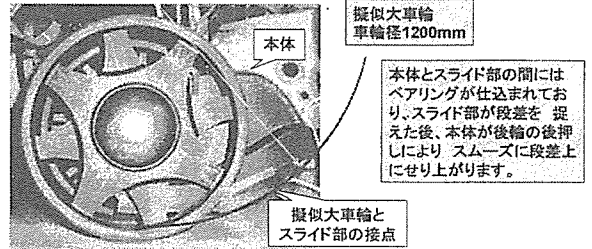


図 5.50 スライド式段差乗越し装置 (r=600mm)

$$F_2 > \frac{(mg + W)a_2 - lW}{a_1 + a_2} \times \frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h} \quad (8.6)$$

$$T = 0.1F_2$$

$$T > 0.1 \times \frac{(mg + W)a_2 - lW}{a_1 + a_2} \times \frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h} \quad (8.7)$$

式(8.7)に歩行支援機の仕様の値をいれると、

$$T > 4.27 \text{ [Nm]} \quad (8.8)$$

(2) 後輪乗越し時の必要トルク

後輪は、基本的に段差乗越し装置を装着しない。これは、後輪が駆動軸であるので、段差に空気入りタイヤが食い込み

車軸に加わる電動モータからのトルクが大きく、摩擦係数 $\mu = 0.8$ を想定することができるためである。この時に必要な軸トルクを算出する。

$$T_1 = F_v r_1 = \frac{R_1 \tan \theta_1 - \Delta F}{\cos \theta + \sin \theta \tan \theta} \quad R_1 = F_{z1} + F_{z2}$$

$$F_v \leq \frac{0.8 R_1 \cos \theta}{1 - 0.8 \cos \theta \sin \theta} \quad F_{z2} = 0 \quad \dots (8.9)$$

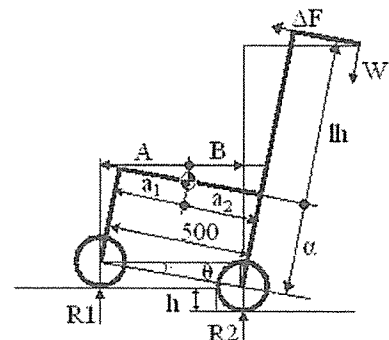


図 5.52 後輪乗越し時のモデル(1)

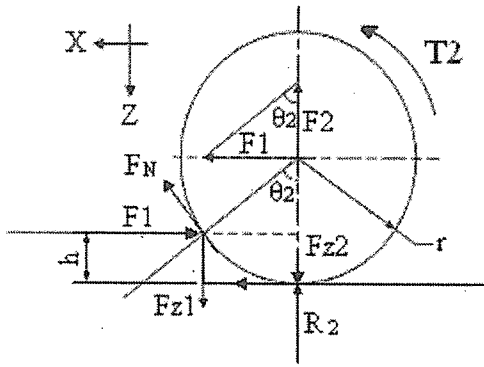


図 5.53 後輪乗越え時のモデル(2)

バリアフリー路面の段差高さ 20mm では、6.5Nm の軸トルクが必要であり、最大段差高さである 50mm では、10.5Nm の軸トルクが必要となる。

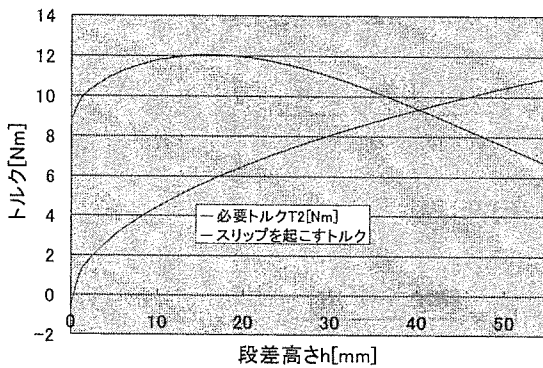


図 5.54 後輪の段差通過に必要な軸トルク

(3) 必要トルクの検討

上記から支援機に必要なトルク T を決定すると、登り坂や 50mm 段差乗越え(後輪)より、最大トルクは、

$$T_{MAX} \cong 10.5 \text{ [Nm]} \quad (8.10)$$

となる。このトルクは、車輪軸ベースで、極低速から 80rpm(登り坂 3km/h の歩行)で要求される仕様である。

快足レベルとして、5km/h の歩行を想定すると、車輪軸ベースで 133rpm の回転速度となる。一般に、快足で歩く時は、路面がなめらかで、歩きやすい状況が考えられ、必要トルクは数 Nm と考える。路面抵抗の大きい砂利路などはここでは、想定しないが、上記の最大トルクであれば、ほぼクリアは可能と考える。従って、電動モータの出力は、10.5Nm/80rpm とすると、約 14wat の仕事率であり、効率なども考慮して、最大 20wat 弱の出力を必要とする。

(4) 電動モータの検討

現存の電動モータでは、これらの要求仕様を満足するものは無い。数千 rpm で、小数点以下の Nm トルクの小型モータを用いて、減速し、その分トルクを稼ぐやり方が現実的である。しかし、多段のギヤ列やベルト列を必要として、騒音やメンテナンス、干渉などに加え、バックラッシュなどのがた系の影響が出てしまい、問題点が多い。

できれば、コンパクトで車輪部およびその近傍で構成される駆動力部を形成し、互換性や足回りのスペースを確保するものが求められる。今までのものも含め、以下

の電動モータの検討を行った。電圧は、高い方が良いが、電源装置との関係もあり、12 または 24V を使用する。

動力支援機能として、後輪の左右に独立して電動モータを取付け、駆動・制動および旋回・自転への動力支援を行なう。モータを歩行機本体に設置するベルト駆動、歯車駆動の方式と車輪と一体化するインホイールモータ方式を検討している。最終的には後者を採用の予定。電動モータは、小型軽量で低速高トルク型が要求される。通常使われない領域のモータが求められ、今得られているものの更なる新開発が必要である。

- (1) TS4603DC サーボモータ+多段ギヤ列・バックラッシュ大、騒音大
- (2) 自動車用ドア自動開閉用電動モータ・ウォームギアと電磁クラッチのセット
電源断の時、車輪がウォームギアでロックされてしまう。
- (3) ソーラーカー用アウターロータ電動モータを用いたインホイール方式・まだやや回転数が高い
・コギングトルクが若干大きい。

(5) 歯車列付サーボモータ

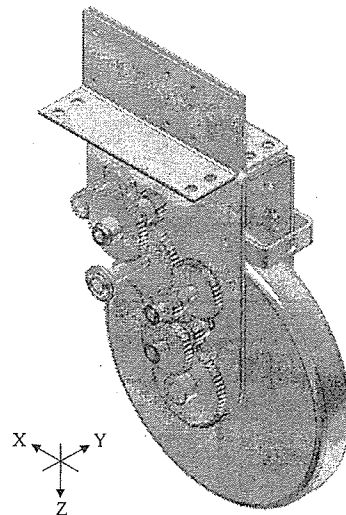


Fig5.55 Power unit model

、出力電圧は 24[V]となっている。これを元にギヤ比との関係から使用モータは多摩川精機社の TS4603DC サーボモータに決定した。Tab.5.9 に定格トルクと定格回転数を示す。

Tab.5.9 TS4603 specification

Rated torque [Nm]	0.318
Rated rotation speed [rpm]	3000

ギヤの選定

ギヤによる伝達はバックラッシュの関係から、使用するギヤの個数が少ないほうが望ましい。しかし、設計する動力部は省スペースと動力部のユニット化を目標としている。これを優先させるために径が大きいギヤを使用することは難しい。よって、ギヤの個数が多くなってしまふのを許容した選定を行っていくこととする。選定したギヤと、ギヤにかかるトルクの関係を示す。

Tab.5.10 歯車の仕様

ギア No.	歯数	幅 [mm]	減速比	回転数 [rpm]	負荷トルク [Nm]	許容トルク [Nm]
1	16	8	1	3000	0.32	4.20
2	48	6	3	1000	0.95	14.32
3	20	8	3	1000	0.95	5.93
4	56	6	1.07	2804	0.34	17.18
5	40	6	6	500	1.91	11.53
6	20	8	6	500	1.91	5.93
7	40	6	12	250	3.82	11.53
8	20	8	12	250	3.82	5.93
9	60	6	36	83	11.45	18.14

許容トルクに余裕があるギアもあるが、今回は市販のギアを使用しているため、寸法の制限などの理由で Tab.5.11 で選定したギアを使って動力部の設計を行った。

Tab.5.11 Power unit specification

Weight [kg]	2.7
Height [mm]	333
Width [mm]	210
Rated torque [Nm]	11.45
Rated rotation speed [rpm]	83.33
Speed [km/h]	3.14

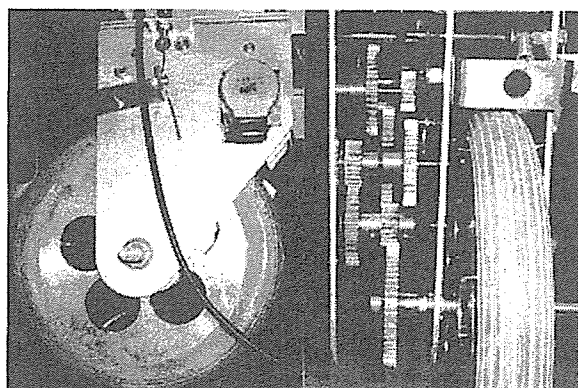


Fig. 5.56 Walk-Supporting Device Ver. 2

(6) ウォームギア付電動モータ

現在の歩行支援機に搭載されているサーボモータ式駆動部はサーボ部に電力が食われ、実質的にトルク不足が不足していると考えられるため、ミツバ製自動車のパワーウィンド用ギアードモータを用いた歩行支援機用駆動部を製作する。パワーウィンド用ギアードモータはウォームギアと電磁クラッチを備えており、パワーはやや大きすぎる。その特徴について以下に示す。

- (1) ギア部にウォームギアを採用したことで低速回転・高トルクを発揮できるが、手押しで回転しない。
- (2) 手回しで回転できるために、電磁クラッチを採用している。
- (3) 回転数を検知することのできるセンサーを搭載し

ている。

- (4) ウォームギアのため、伝達効率は悪い。

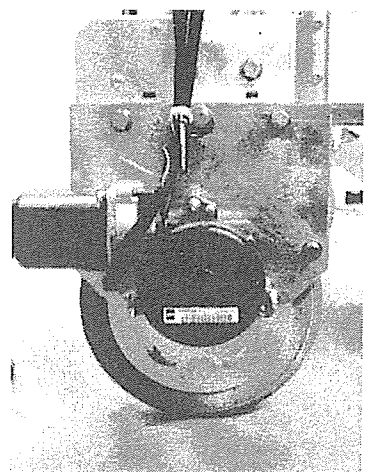
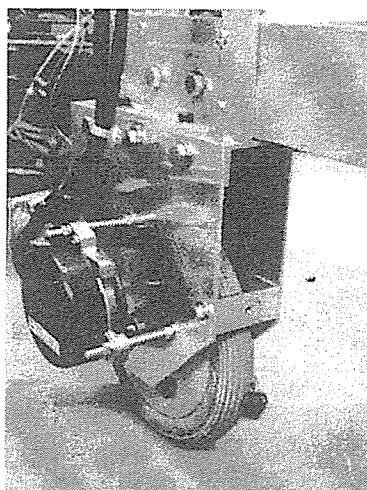


図 5.57 ウォームギア付電動モータ

表 5.12 Geared Motor

仕様	DC ブラシレスモーター
動作電圧(V)	12
ギア構成	ウォームギア一段のみ
クラッチ	電磁クラッチ (非通電時クラッチ off)
制御系	回転数検知機能有

表 5.13 Geared Motor Unit

	歯車 1	歯車 2
モジュール	1.25	1.25
歯数	30	26
基準円直径 (mm)	37.5	32.5
歯幅(mm)	8	8

電動モータのスペックは、表 5.12 に示す。電動モータから車軸への伝達は、表 5.13 に示す一組の歯車を用いている。(減速比 0.867) 採用されているタイヤは直径 200mm の空気入りゴムタイヤである。

(7) インホイールモーターによる駆動部