

Fig. 5.5.16 鉛直軸方向の加速度 (Z 軸)

φ 200 空気入りタイヤ (支援あり 加速度ピックアップ位置: タイヤ部 乗り上げ時)

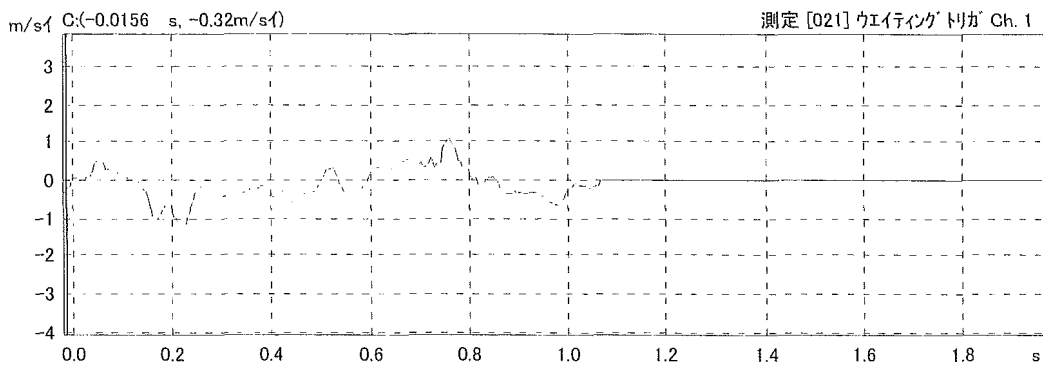


Fig. 5.5.17 前後軸方向の加速度 (X 軸)

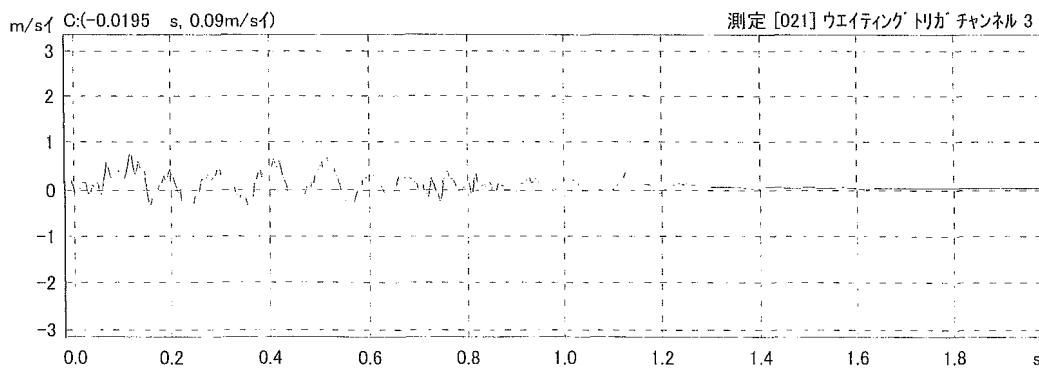


Fig. 5.5.18 鉛直軸方向の加速度 (Z 軸)

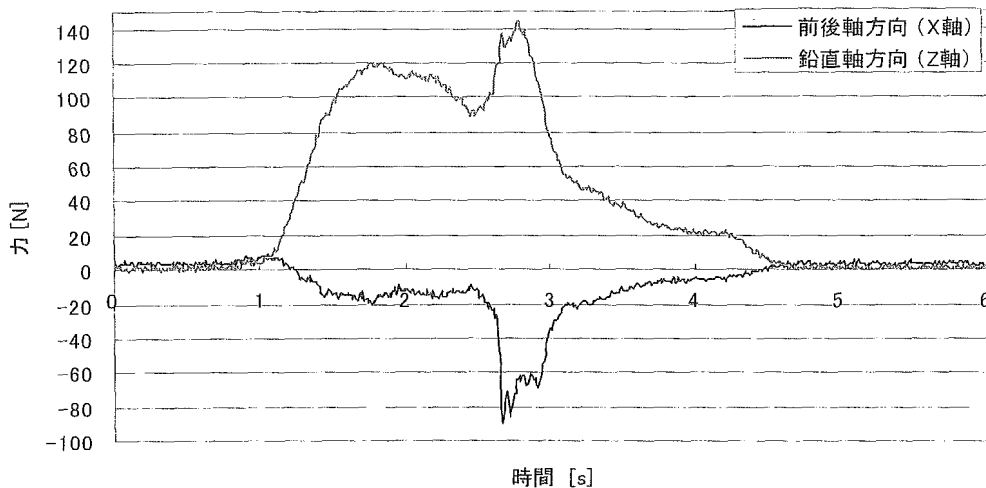


Fig.5.5.19 被験者が歩行支援機に及ぼす前後及び鉛直軸方向の力

#### (4) 考察

まず、 $\phi 200$  タイヤ（チューブレス及び空気入り）及び前輪開発案において 50mm の段差を乗越える実験を行ったところ、後輪が浮いてしまい段差を乗越えることは出来なかった。これは、本来開発する歩行支援機に搭載するはずのモータによる後輪駆動力が含まれていなかったこと、それにハンドル部分を押す力が段差にぶつかったときに前輪を支点としてモーメント力が後輪を浮き上がらせる結果になったと考えた。この解決には、ハンドル部分を下げる若しくは歩行支援機の重心を下げる、重心を後輪側にもってこることが考えられる。また、いまある構造（前輪 2 輪方式）を用いようと考えると、Fig.5.5.19 にあるような人間が歩行支援機に鉛直下向きに荷重をかけたときに前輪が上向きの力を発生できる機構を考えることが有効であると考えた。

Fig.5.5.3～14 では  $10\sim 100\text{m/s}^2$  の加速度が発生していた。ここで「着地時」が存在しているが、歩行支援機をあらかじめ段差の上まで持ち上げて、そこから実験をスタートさせた結果である。実際に  $100\text{ m/s}^2$  という加速度が発生すると、使用者（特に高齢者）にとっては使用できるものではないため、当然のことながら改善していくべきである。また、Fig.8.5.15～18 の  $\phi 200$  タイヤでは  $0.5\sim 5\text{ m/s}^2$  の加速度が発生していた。特に空気入りタイヤは最大でも  $1\text{m/s}^2$  という加速度発生しかしていなかった。従って、 $\phi 200$  タイヤも視野に入れながら  $\phi 150$  タイヤでも空気入り及びコスモネティのチューブレスタイヤの材質に近いもので実験していくこととした。

### 5.6 前輪開発案の問題点

#### 5.6.1 段差乗越え不能時の現象

→ 前輪が段差に当り、被験者がハンドル部に鉛直下及び前方方向に力をかけたときに、前輪（段差との接触部分）を支点として後輪が浮き上がってしまった。

#### 5.6.2 構造面に関する事（前輪開発案の性能評価実験より）

ショックアブソーバー搭載によるストローク量の低減した事について

- ショックアブソーバーのバネ力を考慮した設計仕様とする。
- ショックアブソーバーのオイルをバネ特性なしのものにする。
- 空気入りタイヤに減衰をさせてショックアブソーバーの搭載を見合わせる。
- リンク方式にしてレバー比でストローク量を調整する。

### 5.6.3 こすれ・ひっかかり・ねじれによる非線形ストローク量について

- 軸受けの搭載。
- ストローク角度を緩くする。(鉛直軸方向よりの角度を抑える。)
- ボルト締付け時のこすれ低減のためシムを2段構造にし、タイヤ部と接触させるようにする。
- 左右ストロークを均一にするため、スタビライザの導入。
- ストロークさせずに振動吸収させる (ex: 空気入り大径タイヤなど)

### 5.6.4 振動吸収に関する事 (不整路想定実験より)

#### タイヤ

- チューブレスよりも空気入りタイヤの方が振動吸収性能に優れている。
- より大径タイヤを使用する。(φ200～φ300)

#### 測定方法

- 速度を一定に保つため、モータで駆動させる。

### 5.6.5 段差乗越えに関する事 (50mm 段差乗越え実験より)

- 重心をより後ろ若しくは下げる事で後輪の浮き上がりを避ける。
- モータによる駆動力を加える。
- ハンドル部分を下げる。(この部分の力が前輪を支点としてモーメントを発生させる)
- 段差にぶつかったとき、被験者の下向きの力に対して前輪が上向きの力を発生できる機構。
- 着地時の加速度低減には、φ200 チューブレスタイヤ及び空気入りタイヤが優れている。

6. 2号機での検討

6.1 第2次案決定のための草案比較

試作1号機の50mm段差乗越えを達成できなかったことを受けて、以下のような構造を考えた。

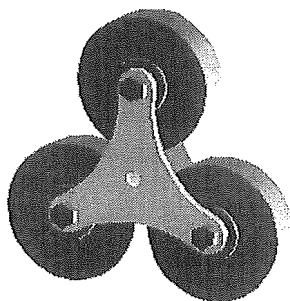


Fig.6.1.1 3輪方式

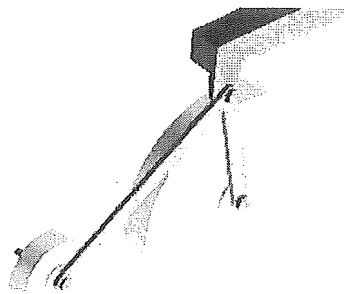


Fig.6.1.2 リンク方式

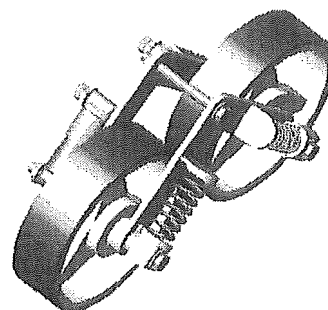


Fig.6.1.3 前輪開発案

ここで、段差乗越え時の動作について説明する。

Tab.6.1.1 各機構における段差乗越え時の動作

番号	3輪方式	前輪連結リンク方式	前輪開発案
1	イニシャル	イニシャル	イニシャル
2	前輪が段差に当たる	後輪が段差に当たる	前輪が段差に当たる
3	上にあるタイヤが回転して地上に着く	前輪に荷重が乗る	前輪のバネが縮み、上向きの力を発生させる
4	前輪が段差を降りる	後輪が段差を乗越える	前輪が段差を乗越える
5	後輪が段差を降りる	後輪が段差を降りる	後輪が段差を乗越える
6			前後輪が段差を降りる

また、各機構における評価を行った。

Tab.6.1.2 各機構における評価

各評価項目の重み(10点法)			3輪方式		前輪リンク方式		前輪開発案	
評価項目	Must(M) or Want(W)	重み	スコア(10点法)	重みxスコア	スコア(10点法)	重みxスコア	スコア(10点法)	重みxスコア
上下振動吸収	M	1	7	7	9	9	8	8
前後振動吸収	M	1.2	7	8.4	8	9.6	8	9.6
段差乗越え	M	1.5	9	13.5	9	13.5	7	10.5
姿勢変化	W	0.8	9	7.2	8	6.4	8	6.4
操舵の容易さ	M	1	3	3	10	10	4	4
コスト性	W	0.5	9	4.5	9	4.5	8	4
生産性	W	0.5	9	4.5	8	4	7	3.5
重量	M	1	10	10	9	9	8	8
開発期間	W	0.6	10	6	9	5.4	8	4.8
独自性	W	1	7	7	9	9	9	9
合計			80	71.1	88	80.4	75	67.8

以上より、前輪リンク方式を第2次案として設計していく事とした。

## 6.2 前輪リンク方式のモーメント計算

歩行支援機が段差（目標値：50mm）を乗り越える際、前輪を支点として後輪が浮き上がってしまい、段差を乗り越えることが出来なかった。また、タイヤ単体で段差を乗り越えるために必要な力の計算は既に行ったが、ハンドル部分の入力を考慮したモーメント計算を行っていない。これを受けて、この部分を考慮した上で段差乗り越え可能とする各所荷重及びモーメントの計算を以下に行った。

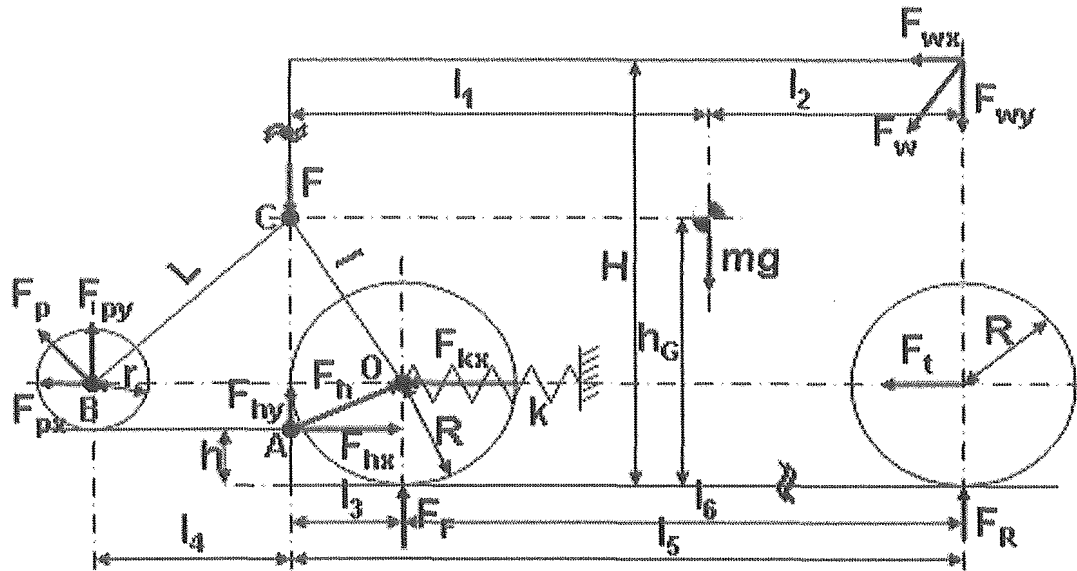


Fig.6.2.1 歩行支援機全体の荷重入力考慮したモデル

上記モデルより、下式を用いて O 点周り及び B 点周りのモーメント計算を行った。条件としては、歩行支援機のハンドル部に水平荷重を加えていったときのモーメントの変化である。以下に、計算時に用いた数値及び計算式を示した。

Tab.6.2.1 歩行支援機の寸法及び荷重値

記号	数値 [mm]	記号	数値 [N]
$l_1$	470	$mg$	147.2
$l_2$	30	$F_t$	50
$l_3$	100	$F_w$	100
$l_4$	200	$F_{wx}$	100
$l_5$	500	$F_{wy}$	0
$l_6$	400	$F = F_F$	106.3
$L$	240	$F_R$	15.8
$i$	120	$F_p$	86.6
$R$	100	$F_{px}$	43.3
$r$	50	$F_{py}$	75
$H$	800	$F_h$	173.2
$h_G$	250	$F_{hx}$	150
$h$	50	$F_{hy}$	86.6

計算式

寸法において、 $l_2, l_5, l_6, L, l, R, r, H, h, h_G$  を既知とすると、

$$l_1 = l_5 - l_2 \quad , \quad l_3 = \sqrt{R^2 + (R-h)^2} \quad , \quad l_4 = \sqrt{L^2 + l_3^2 - l^2}$$

である。また、荷重においては、 $F_{wx}, F_{wy}, mg, F_t$  を既知とすると、

$$F = F_F = \frac{mgl_2 + F_{wx}(H-R)}{l_5} \quad , \quad F_R = F_{wy}l_6 - F_{wx}(H-R) + mg(l_1 - l_3)$$

$$F_p = \frac{F_h l}{L} \quad , \quad F_{Px} = \sin \theta \quad , \quad F_{Py} = \cos \theta$$

$$F_{hx} = F_{wx} + F_t \text{ より、} F_h = \frac{F_{hx}}{\cos \theta} \quad , \quad F_{hy} = F_h \sin \theta$$

従って、O 点周りのモーメントは、

$$M_O = F_{wx}(H-R) - (F_{wy} - F_R)l_6 - mg(l_1 - l_3) - F_t R + Fl_3 + (F_{hx} + F_{hy})(R-h)$$

また、B 点周りのモーメントは、

$$M_B = F_{wx}(H-R) - (F_{wy} - F_R)(l_4 + l_5) - mg(l_1 + l_4) - F_t R - Fl_4 + F_{hx}(R-h) + F_F(l_3 + l_4)$$

計算結果

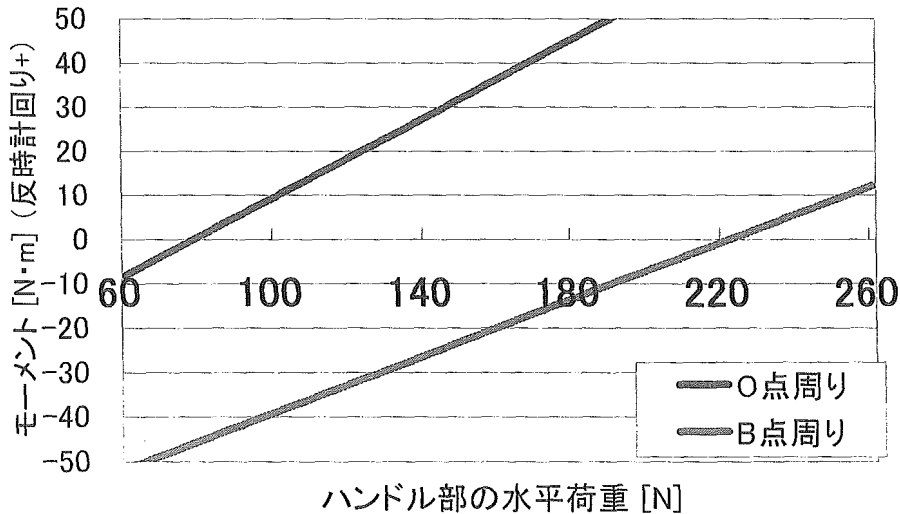


Fig.6.2.2 O 点周り及び B 点周りのモーメント比較

考察

上表から、O 点周りでは水平荷重が約 80[N]で歩行支援機が横転してしまうのに対し、B 点周りでは約 220[N]まで許容していることがわかった。段差乗越え実験では、水平荷重が約 79[N]で横転していることから、今計算は信頼性の高いものであることが言える。前輪のレバー比やバネ乗数を変更すると、モーメントが大きく変わる恐れがあるため、設計する際には上記を考慮しながら行っていくこととした。

### 6.3 ねじりコイルばねの計算

まず、ねじりコイルばねの計算式に用いる記号及び縦弾性係数を下表に示した。

Tab.6.3.1 ばねの計算式に用いる記号

記号	意味	単位
d	材料の直径	mm
D <sub>1</sub>	コイル内径	mm
D <sub>2</sub>	コイル外径	mm
D	コイル平均径=(D <sub>1</sub> +D <sub>2</sub> )/2	mm
ΔD	負荷状態のコイル平均径の減少	mm
N	巻数	-
c=D/d	ばね指数	-
E	縦弾性係数	N/mm <sup>2</sup>
I	断面二次モーメント	mm <sup>4</sup>
Z	断面係数	mm <sup>3</sup>
P(P <sub>1</sub> ,P <sub>2</sub> )	ばねにかかる荷重	N
M	ばねに作用するねじりモーメント	N・mm
a <sub>1</sub> ,a <sub>2</sub>	腕の長さ	mm
L	ばねの有効部展開長さ	mm
k <sub>r</sub> (k <sub>Tφ</sub> )	ばね定数	N・mm/rad
φ(φ <sub>d</sub> )	ばねのねじり角	rad
R(R <sub>1</sub> ,R <sub>2</sub> )	荷重作用半径	mm
D <sub>c</sub>	案内棒の直径	mm
k <sub>b</sub>	曲げの応力修正係数	-
σ	曲げ応力	N/mm <sup>2</sup>

Tab.6.3.2 縦弾性係数

材料	値 [N/mm <sup>2</sup> ]	
硬鋼線	2.06×10 <sup>3</sup>	
ピアノ線		
オイルテンソ線		
ばね用ステンレス鋼線	SUS 302	1.86×10 <sup>3</sup>
	SUS 304	
	SUS 304 NI	
	SUS316	
	SUS 631 J1	
黄銅線	0.98×10 <sup>3</sup>	
洋白線	1.08×10 <sup>3</sup>	
りん青銅線	0.98×10 <sup>3</sup>	
ベリリウム銅線	1.27×10 <sup>3</sup>	

次に、ねじりコイルばねの設計式に用いる基本式を以下に示した。

- ・ 腕の長さを考慮しなくてもよい場合

$$(1) \quad L \doteq \pi DN$$

$$(2) \quad \phi = \frac{ML}{EI} = \frac{64MDN}{Ed^4}$$

$$(3) \quad k_r = \frac{M}{\phi} = \frac{Ed^4}{64DN}$$

$$(4) \quad \sigma = \frac{M}{Z} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$(5) \quad = \frac{Ed\phi}{2\pi DN}$$

また、(2)、(3)、(5) を角度数 (度) で示すと、

$$(6) \quad \phi_d = \frac{64MDN}{Ed^4} \cdot \frac{180}{\pi} \doteq \frac{3667MDN}{Ed^4}$$

$$(7) \quad k_{rd} = \frac{Ed^4}{64DN} \cdot \frac{\pi}{180} \doteq \frac{Ed^4}{3667DN}$$

$$(8) \quad \sigma = \frac{Ed\phi_d}{360DN}$$

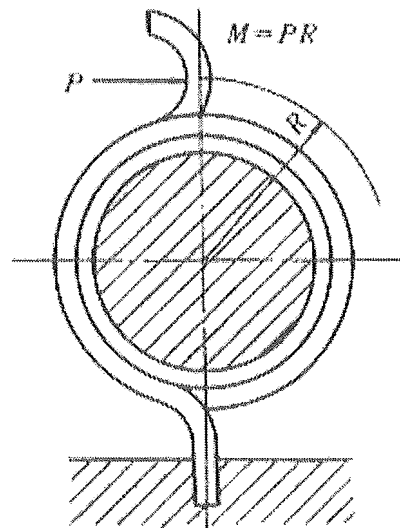


Fig.6.3.1 ねじりコイルばね

・ 腕の長さを考慮する必要がある場合

$$(9) \quad L \cong \pi DN + \frac{1}{3}(a_1 + a_2)$$

(9) を (2)、(3) に代入し、

$$(10) \quad \phi = \frac{64M}{E\pi d^4} \left[ \pi DN + \frac{1}{3}(a_1 + a_2) \right]$$

$$(11) \quad k_T = \frac{E\pi d^4}{64 \left[ \pi DN + \frac{1}{3}(a_1 + a_2) \right]}$$

また (10)、(11) を角度数 (度) で示すと、

$$(12) \quad \phi_d = \frac{64M}{E\pi d^4} \left[ \pi DN + \frac{1}{3}(a_1 + a_2) \right] \cdot \frac{\pi}{180}$$

$$\cong \frac{3667MDN}{Ed^4} + \frac{389M}{Ed^4}(a_1 + a_2)$$

$$(13) \quad k_{Td} = \frac{E\pi d^4}{64 \left[ \pi DN + \frac{1}{3}(a_1 + a_2) \right]} \cdot \frac{180}{\pi} \cong \frac{Ed^4}{3667DN + 389(a_1 + a_2)}$$

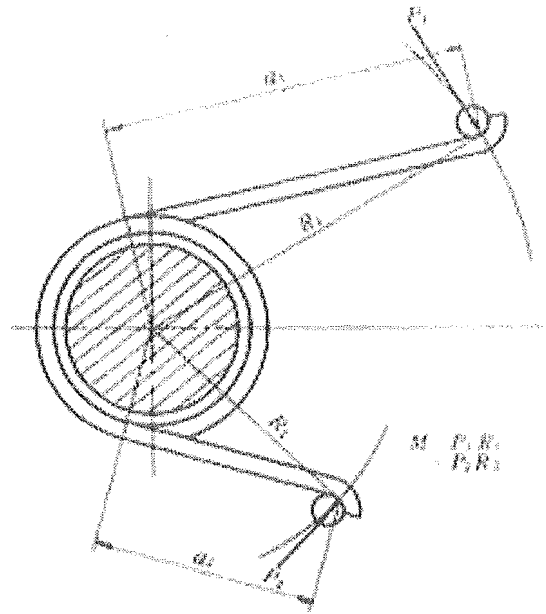


Fig.6.3.2 ねじりコイルばね (腕の長さ考慮)

となる。さらに、ばねを巻き込む方向であれば基本式どおりでよいが、巻き戻す方向の場合コイル内部に生じる引張り応力  $\sigma_{max}$  は、

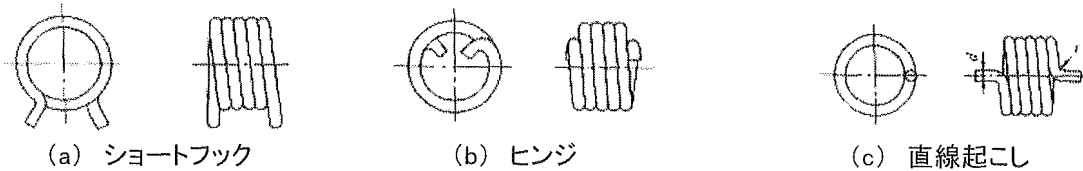
$$(14) \quad \sigma_{max} = \frac{32(R - D/2)P\kappa_b}{\pi d^3}$$

また、曲げの応力修正係数は

$$(15) \quad \kappa_b = \frac{4c^2 - c - 1}{4c(c - 1)}$$

最後に、ねじりコイルばねの形状を示した。

・ 腕の長さの短い場合



・ 腕の長さの長い場合

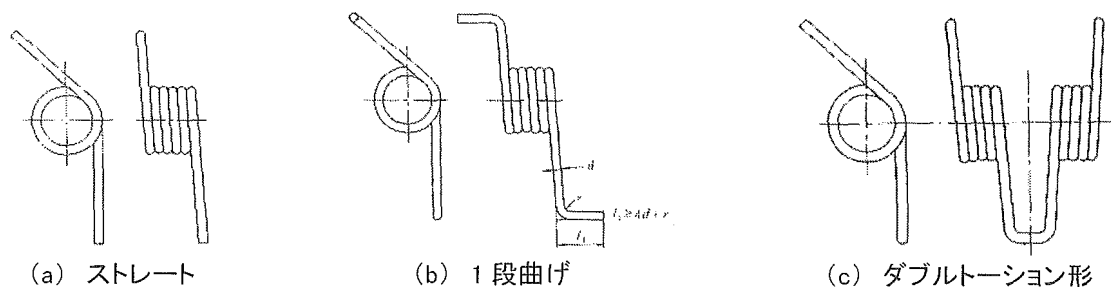


Fig.6.3.3 ねじりコイルばねの基本形状例



## 6.4 ベアリングの必要性検討

バネ下重量のコンパクト化や軽量化は、必須である。特に、ベアリングは数百 g とタイヤやブラケットに次ぐ重量物である。このため、ベアリング無しでも問題なく回転することがわかれば、コンパクト化や軽量化につながる。以下に、その計算をしていった。

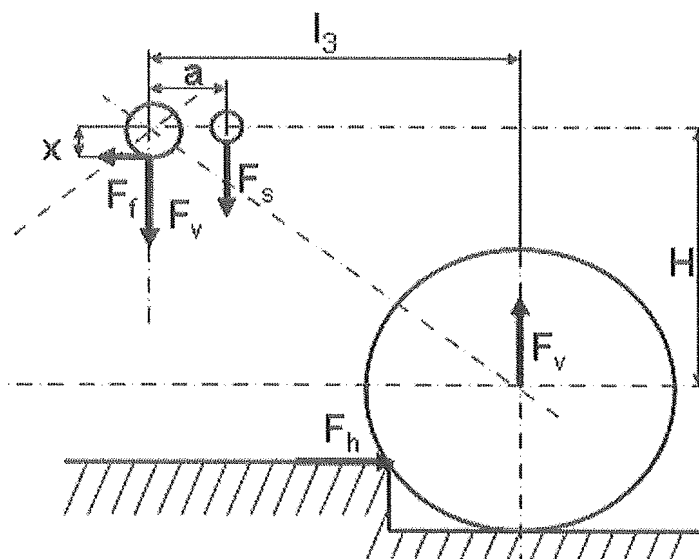


Fig.6.4.1 前輪における段差衝突時の荷重伝達指示モデル

上図において、

$$aF_s = l_3 F_v \quad \dots (6.4.1)$$

$$HF_h < x \mu F_v + aF_s \quad \dots (6.4.2)$$

であればよいので、 $\dots (6.4.3)$

$$\mu < \frac{HF_h - aF_s}{xF_v} \quad \dots (6.4.4)$$

ここで、 $L=0.125\text{m}$ 、 $H=0.096\text{m}$ 、 $x=0.004\text{m}$ 、 $l_3=0.08\text{m}$ 、 $a=0.008\text{m}$ 、 $F_h=161.7\text{N}$ 、 $F_v=106.3\text{N}$  によって、

$$\mu < 16.5 \quad \dots (6.4.5)$$

これより、回転軸の摩擦係数が 16.5 未満であればよいのでベアリング無しでも十分に稼動することが言える。

## 6.5 前輪リンク方式の仕様決定

前輪リンク方式の開発にあたり、3 輪方式や前輪開発案との比較を行い、リンク方式を採用した。また、この機構によって 50mm 段差乗越えやその際に前後加速度の低減、路面の振動の吸収、ステアリング操作を容易にすることが求められる。これら全てを満足させるための機構を考え、以下にその 3D-CAD モデルを示した。

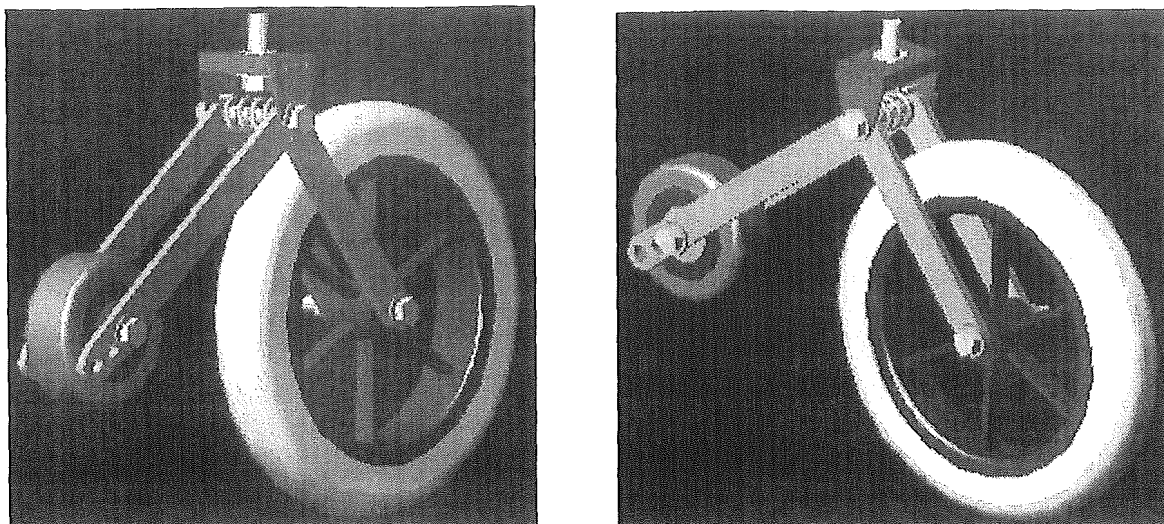


Fig.6.5.1 前輪リンク方式の 3D-CAD モデル

ここで、上記モデルの動作について以下に説明した。

- ・ 搭載方法については、フレームの端面（ボス内蔵）にボルトにて接合する。
- ・ イニシャルでは、前輪部は接地しておらず後輪のみが接地している。また、使用者が歩行支援機に体重をかけても同様であるが、これはリンク部にトーションスプリングが搭載されており、姿勢を保持させている。そのため、キャスター機能を保持し、旋回半径をほぼ 0 とすることができるため旋回性を容易にし、使用者にとって扱いやすいと考えた。
- ・ 通常走行では、 $\phi 200$  空気入りタイヤのゴム及びチューブ部にて路面からの振動を吸収する。
- ・ 段差乗越えでは、20~25mm 高さまでは後輪のみで許容するが、25~50mm では後輪が段差に当たるとそのアルミニウム製のリンクを介して前輪が段差に接地する。すると、前輪部を支点として後輪部が持ち上がり、段差を乗越える事が出来る。

最後に、主要諸元及び主要寸法を以下に示した。

Tab.6.5.1 前輪リンク方式に使用する主要部品

部位	名称
キャスター部軸受	単列深溝玉軸受 (6000ZZ 金属シール型)
前輪部	$\phi 75$ ノーパンクタイヤ
後輪部	$\phi 200$ 空気入りタイヤ
リンク部	トーションスプリング (0.15N・m/deg)
フレーム接合部	M10×P1.25×30mm ボルト(細目)
フレーム(リンク部)	アルミニウム製 (Al-5052)
ブラケット部	スチール製 (SS400)

## 6.6 前輪リンク方式の性能評価

製作した前輪開発案において、まず静荷重をかけていった時の変位を測定し、計算と比較することを目的とした。以下に、CAD モデル及び設計図を示した。

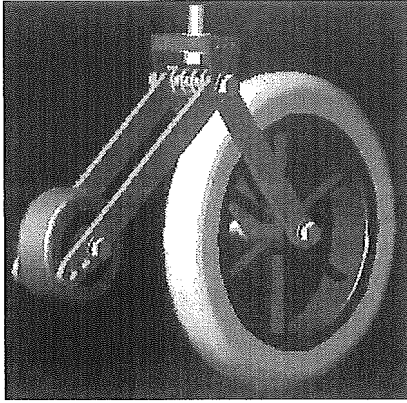


Fig.6.6.1 前輪リンク方式の 3D-CAD モデル

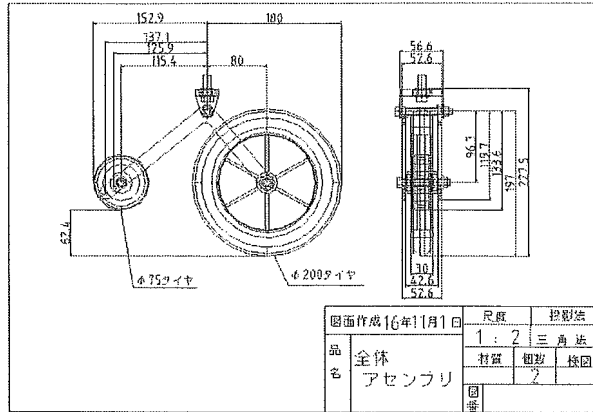


Fig.6.6.2 前輪リンク方式の設計図面

上記より、完成した前輪リンク方式の写真を以下に示した。

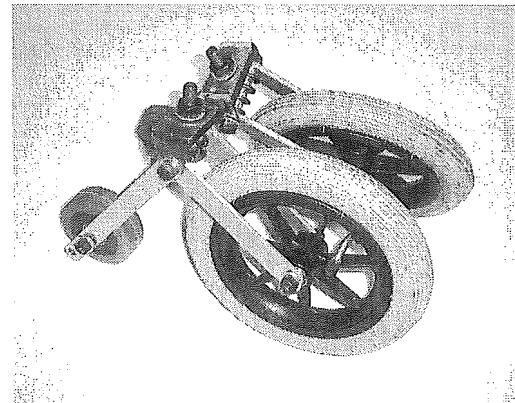
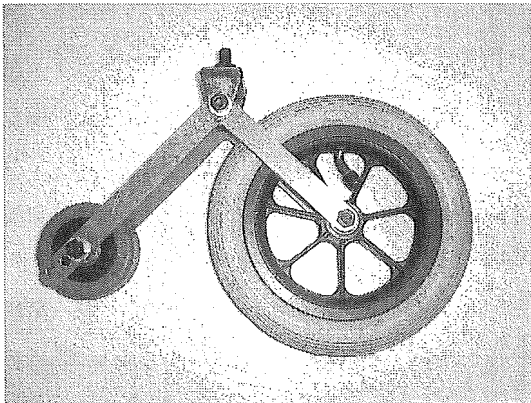


Fig.6.6.3 前輪リンク方式の試作モデル

まず、NW-1 に前輪リンク方式を取り付け平坦な地面の上に位置させた。すると、本来イニシャル状態で浮き上がっている前輪が着地してしまった。これを、下図に示した。

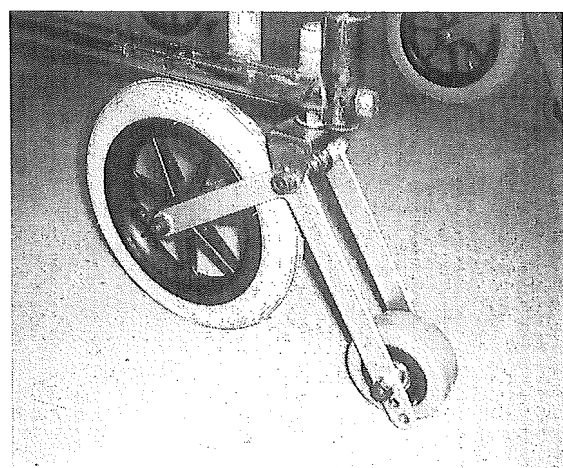


Fig.6.6.4 前輪リンク方式の NW-1 装着時

また、以下に 2 号機にかかったパーツ数や費用、重量を示した。

Tab.6.6.1 前輪リンク方式製作の部品表

番号	名称	主要寸法	個数(個)	材質	単価(円/個)	価格(円)
1	φ75 ノーバンクタイヤ(穴径φ8)	直径75×車幅28×金幅32 凸入	2	ゴム、プラスチック	¥640	¥1,280
2	φ75 タイヤカロー	φ14×5.3mm(穴径φ8.1)	4	A5062	¥3	¥12
3	φ200 空気入りタイヤ(穴径φ8)	直径203.2(8in)×車幅31.75(5/4in)×金幅42.8 凸入	2	ゴム、プラスチック	¥5,000	¥10,000
4	トーションスプリング	全長:55mm 線径:3.5mm 巻数:3.5 中心径:φ16	2	オイルテンバ線	¥1,200	¥2,400
5	単列深溝玉軸受(6000ZZ 金風ソール型)	外径φ26×内径10×幅8	2	スチール	¥240	¥480
6	ベアリングケース	30mm×52.6mm×9t	2	SS400	¥77	¥154
7	ブラケット側面板(バネ通過穴有)	30mm×39mm×2t(φ3.6有)	2	SS400	¥4	¥8
8	ブラケット側面板(バネ通過穴無し)	30mm×39mm×2t(φ3.6無)	2	SS400	¥4	¥8
9	ベアリング用シム	φ13×2.5mm(穴径φ10.1)	2	S45C	¥1	¥2
10	リンク機構部(バネ通過穴有)	194mm×145.7mm×5t(φ3.6有)	2	A5062	¥750	¥1,500
11	リンク機構部(バネ通過穴無し)	194mm×145.7mm×5t(φ3.6無)	2	A5062	¥750	¥1,500
12	リンク部カロー	φ10×42.6mm(穴径φ8.1)	2	A5062	¥24	¥48
13	M10×P1.25×30mm ボルト(細目)	M10×P1.25×30mm(細目)	2	クロムモリブデン鋼	¥140	¥280
14	M10×P1.25×8t ナット	M10×P1.25×8t	2	スチール	¥90	¥180
15	M10×1.5t ワッシャー	M10×1.5t	2	A5062	¥85	¥170
16	M8×P1.0×65mm ボルト(細目)	M8×P1.0×65mm(細目)	4	クロムモリブデン鋼	¥180	¥720
17	M8×P1.0×70mm ボルト(細目)	M8×P1.0×70mm(細目)	2	クロムモリブデン鋼	¥190	¥380
18	M8×P1.0×6t ナット	M8×P1.25×6t	6	スチール	¥40	¥240
19	M8×1.5t ワッシャー	M8×1.5t	12	A5062	¥30	¥360

上表より、1 輪当たりにかかった費用は 9861 円、また重量は 1kg であった。

## 6.7 前輪リンク方式における問題点

イニシャル状態で浮き上がっている前輪が着地してしまった原因として、トーションスプリング(線径φ3.5)とそれを固定するための穴(φ3.6)にクリアランスがあることや、トーションスプリングがねじられる(試作機は、荷重がかかると圧縮方向に回転)と、穴から抜ける方向にも動作するためスプリングが効き始めるまでのストローク量が許容値を超えてしまったためである。これには、プレロードを簡易的に変化できるような機構を設けることで効き始めるまでのストロークを抑える事が出来ると考えた。

また、トーションスプリングを装着する際に一旦圧縮させてから穴に差し込まなければならず、現状スムーズに取り付けることが困難であった。これを解消するためには、特別なジグを製作する必要があると考えた。

ここで、上記問題点を以下に整理した。

- ・ 穴径の違いにより、遊びが大きい。
- ・ 取り付け時に特別なジグが必要。(バネを圧縮させないと、装着できない。)
- ・ プレロード調整ができない。

従って、今回試作した前輪構造より上記 3 点の問題を解決することを条件とし、前輪リンク方式改良型の設計及び性能評価実験を行っていく事とした。

## 6.8 タイヤの違いによる段差乗越え実験

前輪開発案では、50mm の段差を乗越える事が出来なかった。これより、 $\phi 75 \sim \phi 200$  タイヤ（ノーパンク及び空気入り）の段差乗越え許容高さを特定し、次期前輪開発案を設計する際の参考データとすることとした。使用する歩行支援機は NW-1（日進医療器株式会社 製）とした。また、以下に使用するタイヤの仕様及び写真を示した。

Tab.6.8.1 各タイヤの仕様

番号	名称	タイヤ径 [mm]	タイヤ幅 [mm]	全幅 [mm]	重量 [g]	空気の有無
1	$\phi 200$ ノーパンクタイヤ	200	50	52	1200	チューブレス
2	$\phi 150$ ノーパンクタイヤ	152.4 (6inches)	44.45 (13/4inches)	52	945	チューブレス
3	$\phi 150$ ノーパンクタイヤ	150	40	56	735	チューブレス
4	$\phi 100$ ノーパンクタイヤ	100	28	30	180	チューブレス
5	$\phi 100$ ノーパンクタイヤ	100	32	43	276	チューブレス
6	$\phi 100$ ウレタンタイヤ	100	28	30	138	チューブレス
7	$\phi 75$ ノーパンクタイヤ	75	28	32	172	チューブレス
8	$\phi 200$ 空気入りタイヤ	203.2 (8inches)	31.75 (1.25inches)	43	406	空気入り
9	$\phi 165$ 空気入りタイヤ	165.1 (6.5inches)	50.8 (2inches)	60	680	空気入り
10	$\phi 150$ 空気入りタイヤ	152.4 (6inches)	31.75 (5/4inches)	39	296	空気入り

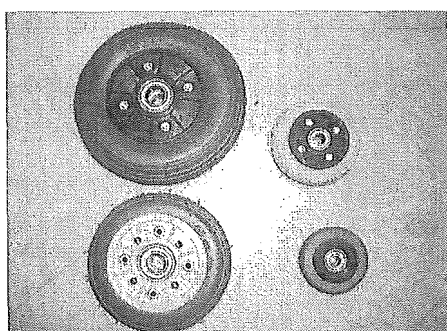


Fig.6.8.1 ノーパンクタイヤ

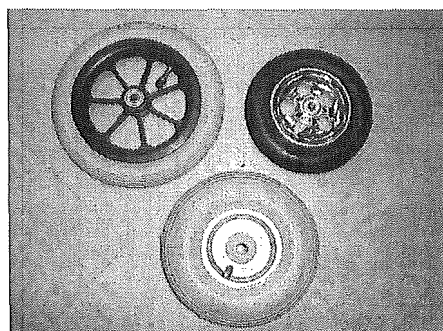


Fig.6.8.2 空気入りタイヤ

### 実験装置

- ・ NW-1（日進医療器株式会社 製）
- ・ 段差となる木の板
- ・ 各種タイヤ（ノーパンク及び空気入り、サイズ  $\phi 75 \sim \phi 200$ ）

### 実験方法

各種タイヤを NW-1 に装備した状態で、被験者が NW-1 に荷重を乗せた状態で段差(5mm から 5mm きざみずつ 50mm まで 9 種類) を乗越えていった。歩行速度は 1.5km/h（歩行器使用者の平均速度）とし、段差を乗越える際に反動をつけずに一定速度で行った。また、段差にぶつかってから乗越える際、後輪が浮いてしまった時点で終了とした。後輪が浮いてしまった際、段差の約 10cm 手前から反動をつけて段差乗越えを行い、その可・不可を評価した。



Fig.6.8.3 実験風景

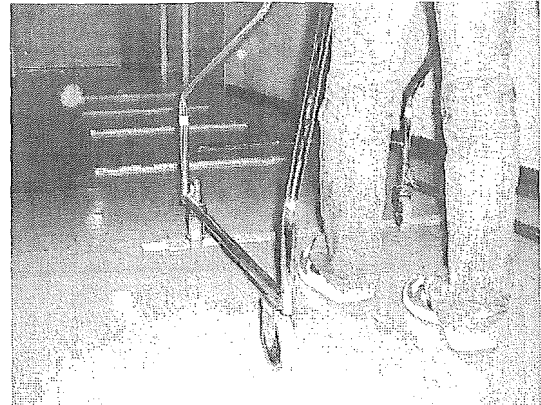


Fig.6.8.4 各段差の配置

実験結果

Tab.6.8.2 各タイヤの段差乗越え性能表

番号	案件 名称	空気圧 kPa	支援有							支援無								
			段差高さ [mm]															
			5	10	15	20	25	30	35	40	5	10	15	20	25	30	35	40
1	φ200ノーパンクタイヤ		○	○	○	△	×	×	×	×	○	○	○	○	△	×	×	×
2	φ150ノーパンクタイヤ		○	○	×	×	×	×	×	×	○	○	○	×	×	×	×	×
3	φ150ノーパンクタイヤ		○	○	×	×	×	×	×	×	○	○	○	×	×	×	×	×
4	φ100ノーパンクタイヤ		○	×	×	×	×	×	×	×	○	△	×	×	×	×	×	×
5	φ100ノーパンクタイヤ		○	×	×	×	×	×	×	×	○	△	×	×	×	×	×	×
6	φ100ウレタンタイヤ		○	×	×	×	×	×	×	×	○	△	×	×	×	×	×	×
7	φ75ノーパンクタイヤ		○	×	×	×	×	×	×	×	○	△	×	×	×	×	×	×
8	φ200空気入りタイヤ	400	○	○	○	○	×	×	×	×	○	○	○	○	△	△	×	×
		300	○	○	○	×	×	×	×	×	○	○	○	○	○	△	×	×
		200	○	○	○	○	△	×	×	×	○	○	○	○	○	△	△	×
9	φ165空気入りタイヤ	400	○	○	×	×	×	×	×	○	○	○	△	×	×	×	×	
		300	○	○	○	×	×	×	×	○	○	○	×	×	×	×	×	
		200	○	○	△	×	×	×	×	○	○	○	○	×	×	×	×	
10	φ150空気入りタイヤ	400	○	○	×	×	×	×	×	○	○	○	×	×	×	×	×	
		300	○	○	△	×	×	×	×	○	○	○	×	×	×	×	×	
		200	○	○	○	×	×	×	×	○	○	○	×	×	×	×	×	

○：乗越え可能    ×：乗越え不可能    △：反動付きで乗越え可能

φ75及びφ100タイヤで5mm、φ150及びφ165タイヤで10～15mm、φ200タイヤで20～25mmの段差を乗越えることができた。

考察

同径のものでは、ノーパンクタイヤよりも空気入りタイヤのほうが段差乗越え性に優れていることがわかった。これは、段差とタイヤが接触してタイヤが一度縮んだ後の鉛直軸+方向の反力が、空気入りタイヤのほうが大きいためにノーパンクタイヤよりも高い段差を乗越えることが出来たと考えられる。

これより第2次案では、前輪にはφ75ノーパンクタイヤ、後輪にはφ200空気入りタイヤの採用が望ましいと考えた。また、前輪のイニシャルでの底面を地面より20mm程度上げておくことで、後輪のみで越えられない段差高さをアシストできるのではないかと考えた。

## 7. 3号機での検討

### 7.1 前輪リンク方式改良型の設計

前輪リンク方式では、トーションスプリングの使用における不具合があった。以下に、その問題点を示した。

- ・ 穴径の違いにより、遊びが大きい。
- ・ 取り付け時に特別なジグが必要。(バネを圧縮させないと、装着できない。)
- ・ プレロード調整ができない。

リンク比やバネレートなどの基本的な性能は変更せず、この問題を解消することを優先して次期前輪構造の設計を行った。多少重量は増すものの、生産性を向上させるために現在まで使用していたアルミニウム製板材 (Al5052\_板厚 5.0mm) よりも同厚の鉄板 (SS400\_板厚 3.2mm) を使用することとした。ここで、3号機で仕様する主要部品を示した。

Tab.7.1.1 第3次案に使用する主要部品

部位	名称
キャスト部軸受	単列深溝玉軸受 (6001ZZ 金属シール型)
前輪部	φ75 ノーパンクタイヤ
後輪部	φ200 空気入りタイヤ
リンク部	トーションスプリング (0.2~0.3N·m/deg)
フレーム接合部	M12×P1.25×30mm ボルト(細目)
フレーム(リンク部)	スチール製 (SS400)
ブラケット部	スチール製 (SS400)

また、3D-CAD モデルによりその形状を示した。

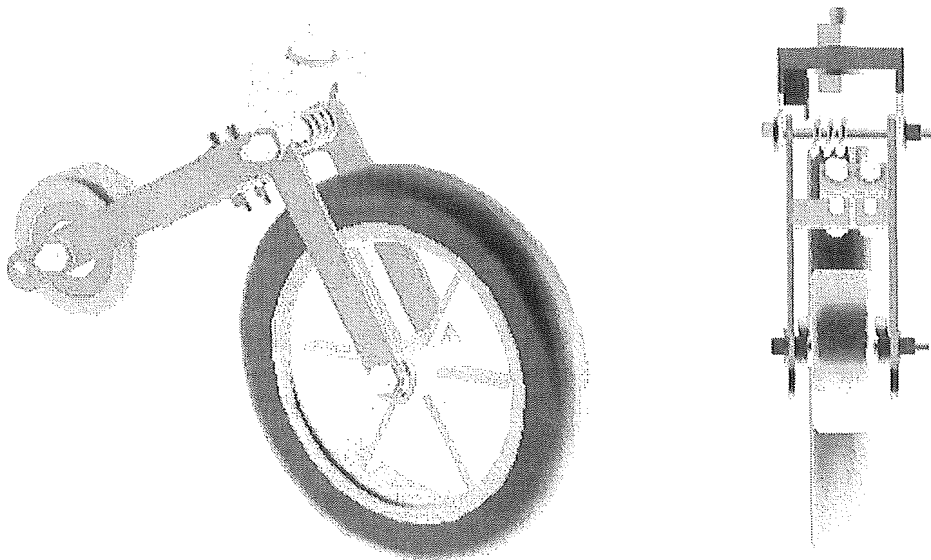


Fig.7.1.1 前輪リンク方式改良型の3D-CADモデル

上図のように、基本的な形状の変更はせずにスプリングに影響のある部分について追求していった。装着困難の解消には、一方はブラケット部に鉄板を差し込む形にし、もう一方は鉄板に挟み込む構造とした。また、これにより、特別なジグを必要とせず、なおかつボルトの締め付けトルク調整によって簡単にバネレートを調整可能とした。これより、2号機で問題となったトーションスプリング周りの

不具合を解消できると考えた。

## 7.2 前輪リンク方式改良型のシミュレーション

前輪開発案では、50mmの段差を乗り越える事が出来なかった。そのため、2号機ではその50mmの段差乗り越えを達成するために、まずはシミュレーション（4D-Visual Nastran 使用）にて段差を乗り越えられるか否かの評価をした。以下に、そのモデルを示した。

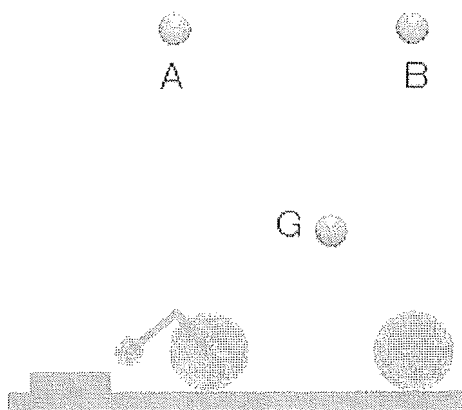


Fig.7.2.1 前輪リンク方式搭載の歩行器計算モデル

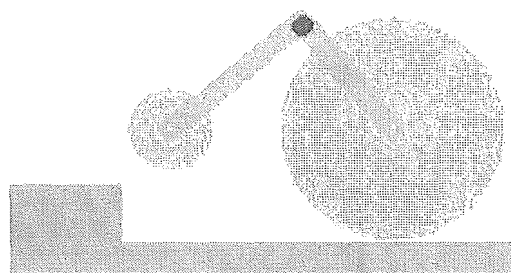


Fig.7.2.2 リンク部拡大図

### モデル条件

- ・ Fig.7.2.1 では、A・B（フレーム）、G点（重心）及びタイヤ部の位置関係を拘束した。
- ・ B点には、使用者が支援する体重 144N（50mm 段差乗り越え実験の値を引用）を模擬するため、物体に 14.4kg の質量を与えた。
- ・ G点には、バネ上重量（12kg）を置いた。
- ・ 前輪リンク部には、回転ばねを 0.1、0.7、1.0、1.3 N・m/deg の範囲、及びその際の減衰は無いものとしてそれぞれ行った。
- ・ 各物性値及びシミュレーション環境設定値は、「不整路想定シミュレーション（5mm 板）」の値を引用した。
- ・ Fig.2 では、リンク部（赤点）を支点として回転するものとした。

### 動作について

まず後輪が段差に接触する手前まで駆動させた（2N・m）。駆動を絶縁すると、次に B 点（ハンドル部）より人間が歩行器を押す力を仮定し、10N ずつ段差を乗り越えるまでスイープさせた。すると、後輪と段差が接触している部分より Fig.7.2.2 の赤点を支点として前輪部を下げる力が働く（赤点周りにリンクが回転した）。さらに力を加えると、前輪部と地面とが接触し、そこを支点としてリンクの後輪が段差を乗り越える。常に姿勢を保持するために回転中心に回転ばねを置いた（0.1～1.3N・m/deg）。以下に、上記条件の下にシミュレーションした結果を 8 段階に分割図した。



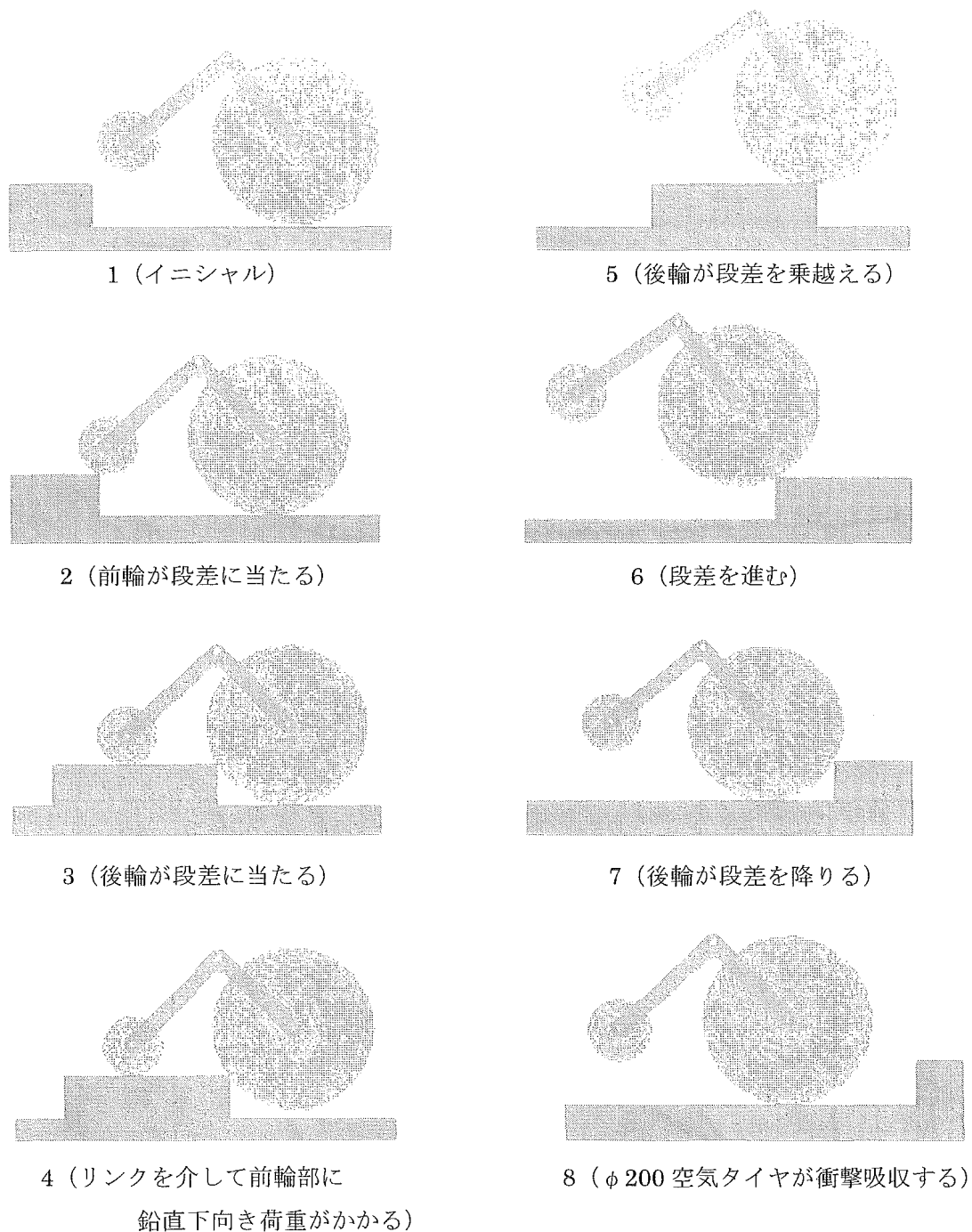


Fig.7.2.3 段差乗越えシミュレーションにおける8段階動作図

前輪開発案のシミュレーションでは、ハンドル部の力を考慮せずに駆動力のみで行っていたが、今回はハンドル部からの入力 considering しているために実現象に近い状態を模擬した。これは、ハンドル部より前輪周りのモーメントを高める事を意味するが、それでも 50mm 段差を乗越える事が出来た。これは、 $\phi 200$  タイヤが段差と接触するとリンクを介して  $\phi 75$  タイヤに力が伝達され、 $\phi 200$  タイヤへの負荷が軽くなり、段差を乗越えやすくさせているためであると考えた。また、 $\phi 75$  タイヤと  $\phi 200$  タイヤの接線を仮想的に円で結ぶと、直径 737mm の円となる。許容段差乗越え高さは、約[直径 / 10]mm なので、73.7mm であることがわかった。しかし、これは理想状態であるので、バネレートや前後タイヤ径によって異なってくるので注意が必要である。

また、使用者が 50mm の段差を乗越える際にどのくらいの（前方向の）力を歩行支援機にかければよいかを知る必要がある。一般的に、水平棒を押す力は 129N で 95%tile を許容するものであるの  
 で、これ以下の力で段差を乗越えられる事が理想である。以下に、前輪が浮き上がるまでの歩行支援機を押す力を示した。

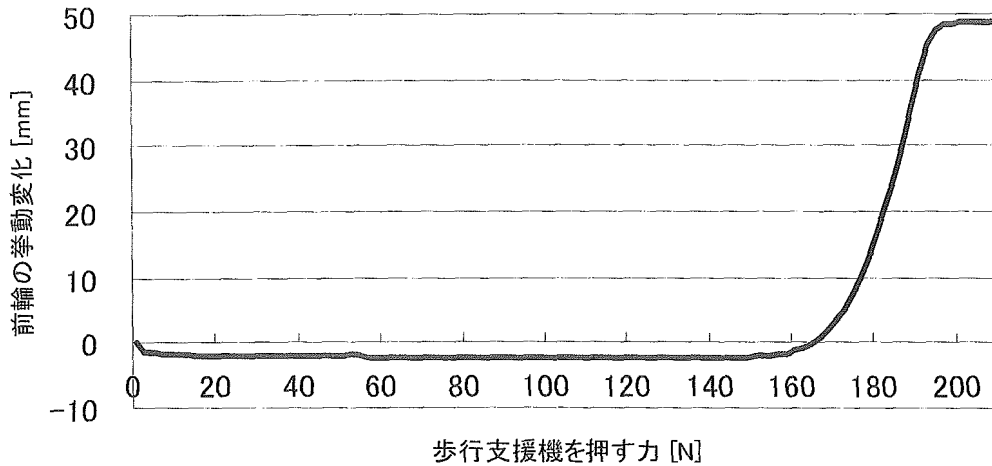


Fig.7.2.4 段差乗越えに必要な歩行支援機を押す力

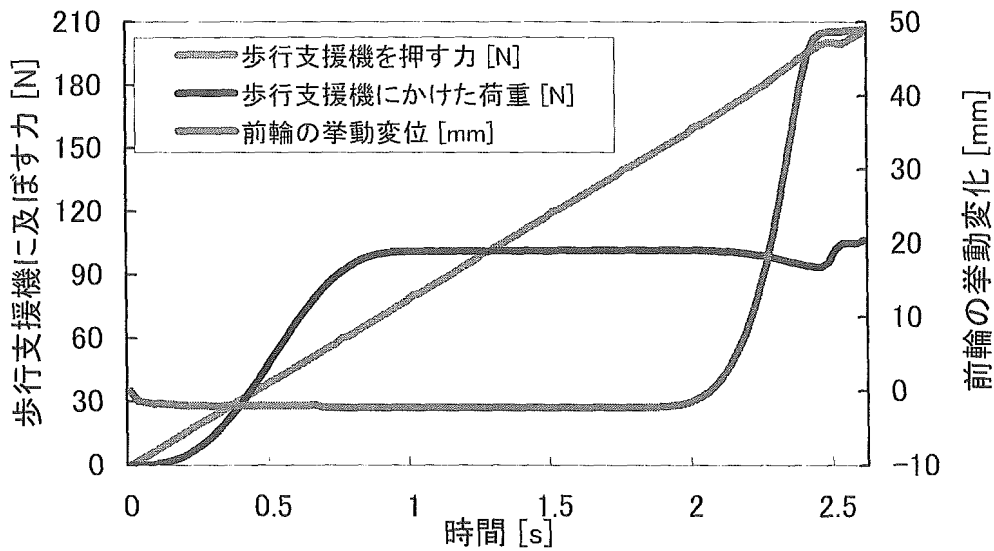


Fig.7.2.5 段差乗越えに必要な歩行支援機を押す力とかけた体重

考察

Fig.7.2.1 の B 点に 165N の前向き荷重をかけたときに前輪が浮き始め、段差を乗越える事が出来た (Fig.7.2.4 及び 5) が、95%tile は許容できるものではなかった。これには、今後モーターによる駆動力と合わせた状態で検証していく必要があると考えた。また、同時によりスムーズに段差を乗越えられるような改良をしていくこととした。

### 7.3 前輪リンク方式改良型の性能評価

製作した前輪リンク方式改良型において、まず静荷重をかけていった時の変位を測定し、計算と比較することを目的とした。以下に、製作・購入した部品及び設計図を示した。

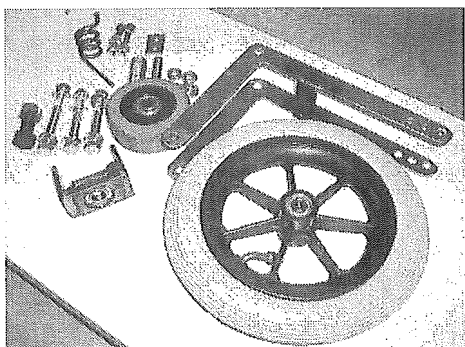


Fig.7.3.1 前輪リンク方式改良型の全部品

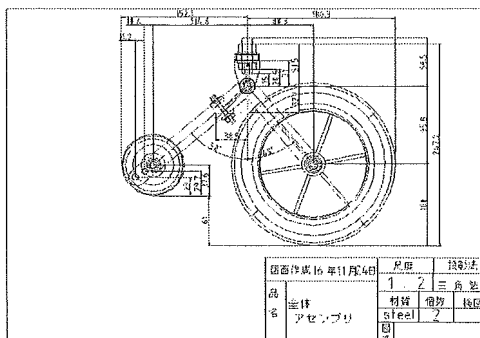


Fig.7.3.2 前輪リンク方式改良型の設計図面

上記より、完成した前輪リンク方式改良型の写真を以下に示した。

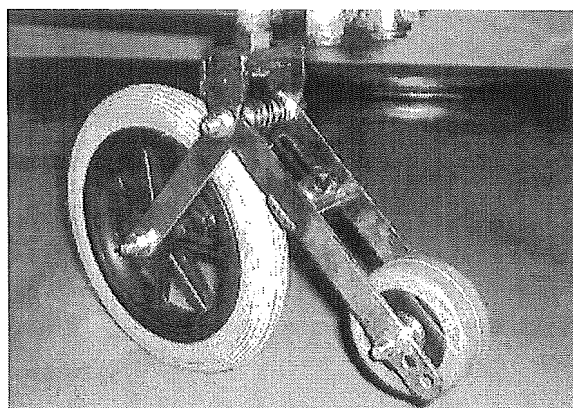


Fig.7.3.3 前輪リンク方式改良型の試作モデル

Tab.7.3.1 使用した部品とその重量

部品番号	名称	主な材料	個数	主要寸法	重量 [kg/個]	単価 (円/個)	価格 (円)
1	φ75タイヤ(ノーパンク)	合成ゴム	2	直径75×車幅28×全幅32 E入	0.172	¥640	¥1,280
2	φ200タイヤ(空気入り)	合成ゴム	2	直径200(8in)×車幅31.75(5/4in)×全幅42.6 E入	0.406	¥2,000	¥1,000
3	単列深溝玉軸受 (6001ZZ)	steel	2	外径φ28×内径φ12×幅9mm	0.021	¥255	¥510
4	ベアリングケース	SS400	2	50×30×9t	0.063	¥72	¥144
5	トーションスプリング	オイルテンパ線	2	中心径21mm 巻数3.42 線径 0.2N・m/deg	0.031	¥1,390	¥2,700
6	スプリング固定板	SS400	4	10×16×3.2t	0.004	¥1	¥4
7	リンク機構部	SS400	4	144.8×195.2×3.2t	0.15	¥138	¥552
8	ブラケット側面板	SS400	4	30×49×3.2t	0.029	¥7	¥28
9	ブラケット補強板	SS400	2	49×18×3.2t	0.022	¥4	¥8
10	プレロード調整板(固定)	SS400	2	49×18×3.2t	0.021	¥4	¥8
11	プレロード調整板(移動)	SS400	2	30×18×3.2t	0.012	¥3	¥6
12	φ75タイヤカラー	SS400	4	φ14×5.3mm(穴径φ8.1)	0.004	¥3	¥12
13	リンク部カラー(外側)	SS400	4	φ10×5.5L(穴径φ8.1)	0.003	¥3	¥12
14	リンク部カラー(内側)	SS400	2	φ12×49.6L(穴径φ8.1)	0.021	¥28	¥56
15	M12×F1.25×30mm 細目ボルト	steel	2	M12×F1.25×呼び長30mm 六角ボルト(細目)	0.042	¥46	¥170
16	M12×F1.25×10L ナット	steel	2	M12×F1.25×10t ナット	0.015	¥35	¥170
17	M12×2.5t ワッシャー	steel	4	M12×2.5t ワッシャー	0.007	¥4	¥16
18	M8×F1.25×75mm 並目ボルト	steel	2	M8×F1.25×呼び長75mm(ネジ部10mm) 六角ボルト(並目)	0.033	¥10	¥20
19	M8×F1.25×65mm 並目ボルト	steel	4	M8×F1.25×呼び長65mm(ネジ部15mm) 六角ボルト(並目)	0.029	¥9	¥36
20	M8×F1.25×6t ナット	steel	6	M8×F1.25×6t ナット	0.0045	¥2	¥12
21	M8×1.5t ワッシャー	steel	12	M8×1.5t ワッシャー	0.002	¥1	¥12
22	M6×F1.0×35mm 並目ボルト	steel	4	M6×F1.0×呼び長35mm キヤップスクリュー(並目)	0.009	¥6	¥24
23	M6×F1.0×5t ナット	steel	4	M6×F1.0×5t ナット	0.002	¥1	¥4
24	M6×0.75t ワッシャー	steel	8	M6×0.75t ワッシャー	0.0004	¥1	¥8

1 輪当たりの重量は 1.36kg、また製作に要した金額は 7,846 円であった。2 号機では、重量 1.22kg、製作に要した金額 9,861 円であり、製作費用 2015 円 (20%) の削減を果たした。また、重量は 0.14kg (10%) 増加してしまっただが、十分軽量化の余地はあると考える。ブラケットやリンク部にかかる荷重を算出し、肉抜きを行う事やボルトサイズの見直しといったことで重量 1kg を切ることが出来ると予想できる。

次に、実験手順を説明した。まず、NW-1 改良型フレームに前輪リンク方式改良型を取り付け平坦な地面の上に位置させた。そこに、ブラケットの軸上に鉛直軸下向きの荷重がかかるよう NW-1 のトレッド方向のパイプ上に 5kg ずつ 30kg (計 6 回の測定) まで錘を乗せていき、その際のストローク量をスケールにて測定した (下図参照)。評価項目としては、荷重に対するストローク量の変化とし、実験値の他に計算値 (計算値は、「ベアリングの必要性」のものを引用した。) 及び 4D-visual Nastran によるシミュレーションによって得た値を比較した。測定に用いたトーションスプリングは、バネ定数  $0.12 \cdot 0.71 \cdot 0.98 \cdot 1.31 \text{N} \cdot \text{m}/\text{deg}$  の 4 種類とした。

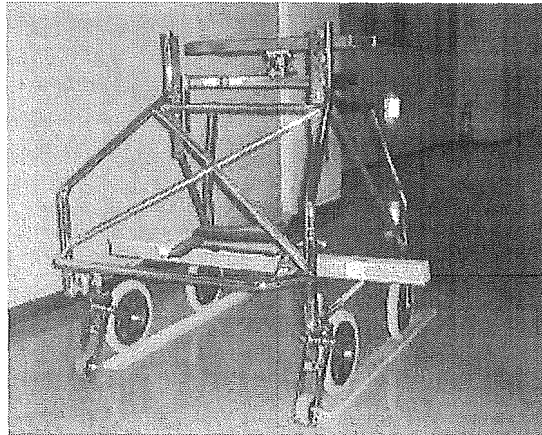


Fig.7.3.4 実験風景

ここで、荷重に対するストローク量を求める計算式を以下に示した。

右図において、力の釣り合いにより、

$$F_{v1} + F_s - F_{v2} = 0 \quad (7.3.1)$$

$$\therefore F_{v2} = F_{v1} + F_s \quad (7.3.2)$$

また、B 点周りのモーメントは、

$$F_s(l_3 + a) = F_{v1}l_3 \quad (7.3.3)$$

$$\therefore F_s = \frac{F_{v1}l_3}{(l_3 + a)} \quad (7.3.4)$$

ここで、ねじれ角  $\delta$  [deg] は、

$$\delta = \frac{F_{v2}L + F_s a}{k} \quad (k : \text{バネ定数}[\text{N} \cdot \text{m}/\text{deg}]) \quad (7.3.5)$$

また、ストローク量  $x$  [m] は

$$x = L \sin(\delta - 40) + L \sin 40 \quad (7.3.6)$$

である。  $L=0.125\text{m}$ 、  $l_3=0.0803\text{m}$ 、  $a=0.0324\text{m}$  を既知とし、  $F_v$  を変化させていったときのストローク量  $x$  を導出した。

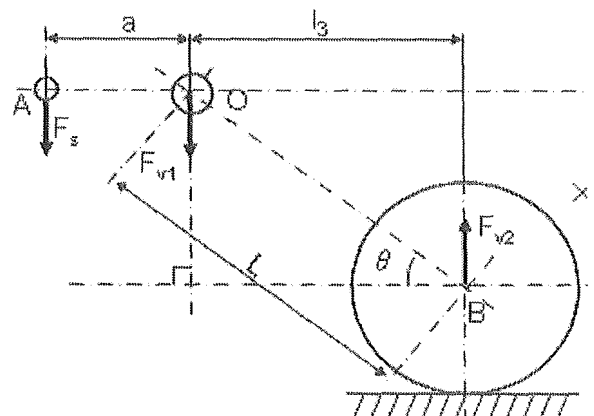


Fig.7.3.5 前輪部にかかる力の計算