

3.2 全体機能の構築

人間と機械の全体機能図は、それぞれの特性を把握し、図 3.1 のように書くことができる。さらに、ブレーンストーミングにより数回の試行錯誤を経て、図 3.2 のようにより詳細に書くことができる。

大まかに言えば、人間側にはフレキシビリティを要求する機能を、機械側には一貫性を要求する機能を割り振るのが妥当である。

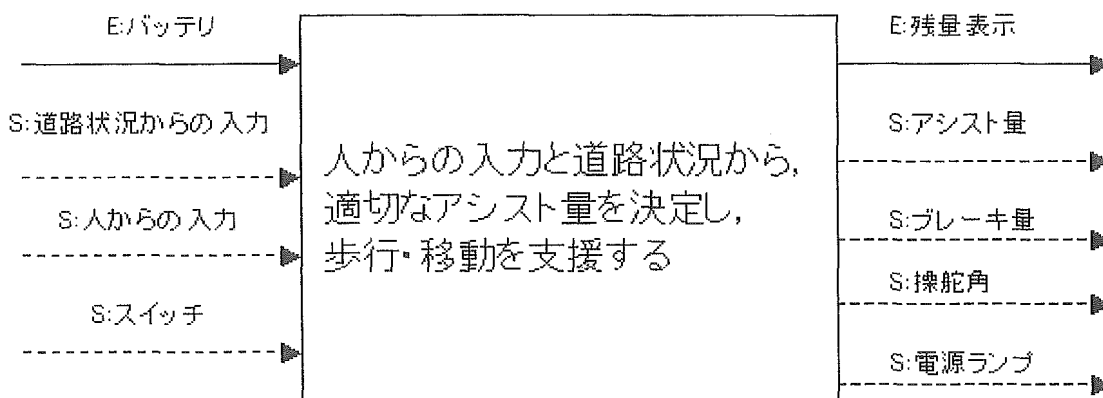


Fig.3.1 全体機能構成図

また、上図を下位機能に分解すると下図のようになる。

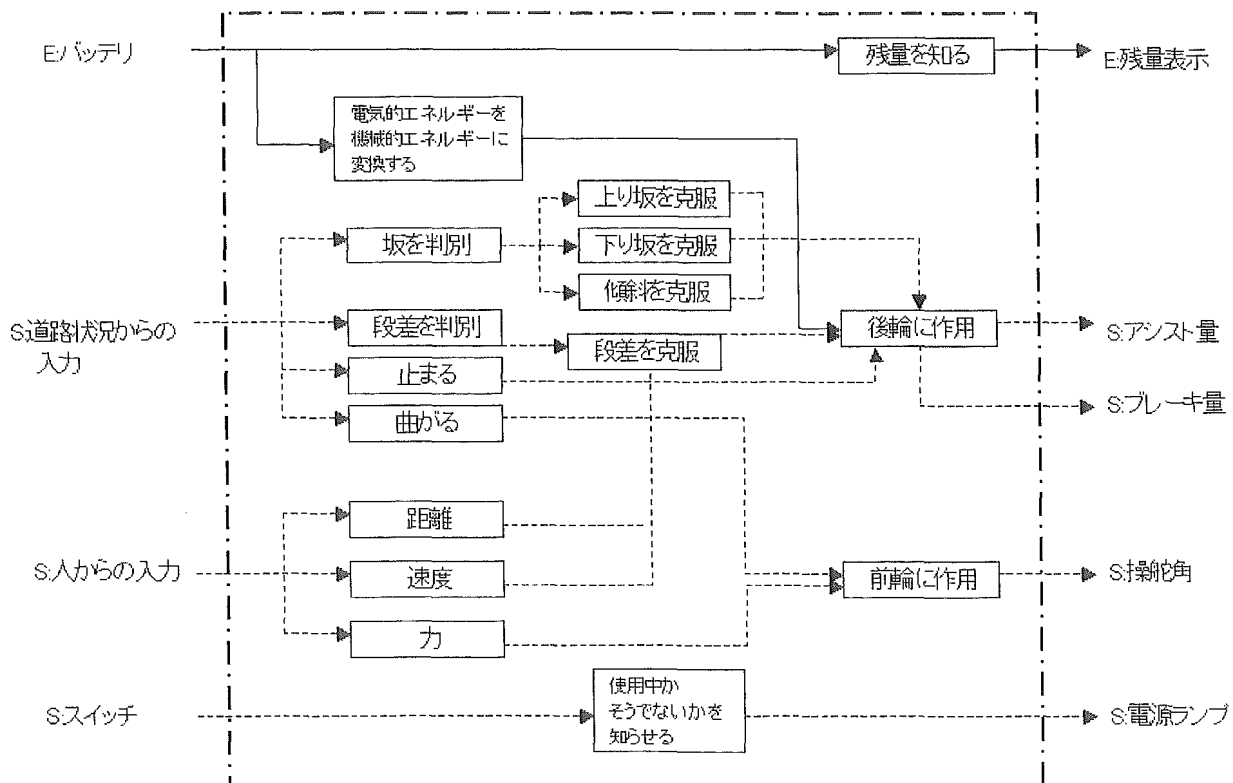


Fig.3.2 機能構造図

3.3 段差乗越えにおける機能構造図

次に、段差乗越えにおける機能構造図を示した。

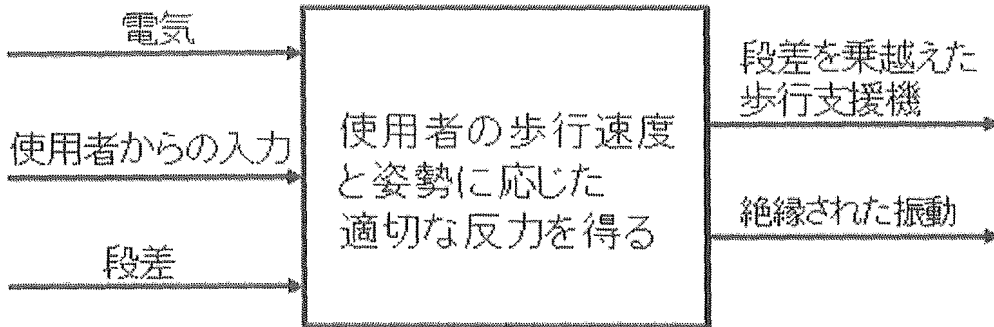


Fig.3.3 段差乗越えの全体機能構造図

また、これらを下位機能に分解したものを以下に示した。

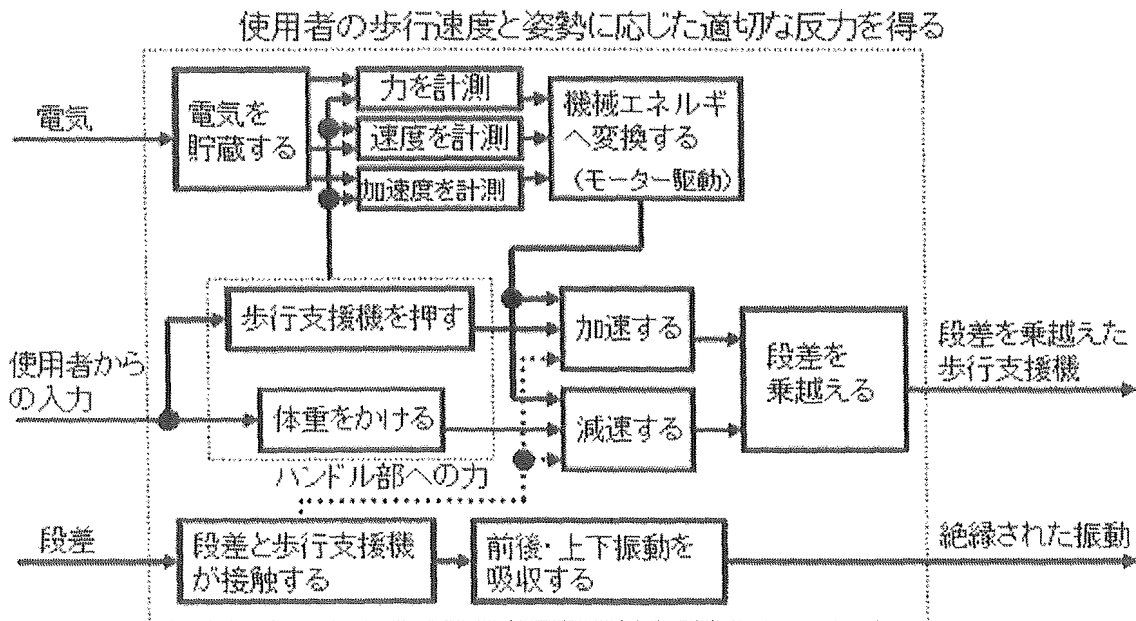


Fig.3.4 段差乗越えの下位機能への分解図

3.4 品質機能展開 (QFD)

品質機能展開のポイントは、顧客の「要求」をどのように満足させれば良いのかを、「供給者側ができること」との関連で考えるところにあり、より広義にみれば「目的」と「実現手段」との関連を考える技法の1つである。

両者の関連を表すのにマトリクスを用いており、これを基本にして精緻化し洗練した方法が構築されている。

品質展開の一般的な定義を記せば、次の通りである。「ユーザーの要求を代用特性（品質特性）に変換し、完成品の設計品質を定め、これを各種機能部品の品質、さらに個々の部分の品質や工程の要素に至るまで、これらの間の関係を系統的に展開していくこと」

品質機能展開の定義は広義、狭義があるが、狭義の定義の一例を示せば次の通りである。「品質を形成する機能ないし業務上の目的・手段の系列でステップ別に細部に展開していくこと」である。

Tab.3.1 段差乗越えにおける品質機能展開

凡例		◎: 関連が強い。○: 関連中程度。			
使用者の表現		振動の感じ易さ	段差の乗越え易さ	曲がり易さ	粗い路面での走り易さ
設計者の表現		振動吸収性	段差昇降性	旋回性	悪路走破性
部位	特性				
前輪部	前輪タイヤ径	○	◎		
	後輪タイヤ径	◎	◎	○	◎
	前輪タイヤ材質	◎	○		
	後輪タイヤ材質	○	○	○	◎
	バネ定数	◎	◎	○	◎
	キャストトレール			◎	◎
	リンク比	○	◎		
シャシー	重量	◎	◎	◎	◎
	前後重量配分	◎	◎	○	○
	重心	○	◎	○	◎
	ホイールベース	○	◎	◎	◎
	トレッド	○		◎	◎
	ハンドル高	○	◎	○	○
駆動系	モーター		◎	◎	○

4 試作機設計

4.1 歩行支援機に及ぼす力の計算

歩行支援機に及ぼす力を、「使用者がハンドルに持たれている状態」と「座位から立脚を支援する荷重」の2パターンに分けて計算した。また、スプリングレートなどサスペンションを設計する際に必要な数値を導出していった。

4.1.1 静たわみ量からスプリングレートの導出

歩行支援機に体重を乗せたときに不安に感じるたわみ量が10mmであることから（支援時の安心感・不安感の評価実験を参照）、その値を最大値としたとき以下の計算式からスプリングレートを導出した。

$$F_t = k_t \times x_{\delta t} \quad \dots (4.1.1)$$

ここで F_t は、歩行支援機のバネ上荷重と人が体重を乗せたときにかかる荷重を加えたものより、

$$F_t = \left(M \times g \times \frac{s}{100} \right) + (m_u \times g) \quad \dots (4.1.2)$$

また、バネ上の固有振動数は下式より導出した。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{k_t}{m_u} \right)} \quad \dots (4.1.3)$$

Tab. 4.1.1 スプリングレート導出のために必要な数値表

記号	説明	単位	最大	最小	平均	備考
$x_{\delta t}$	静たわみ量	m	0.01	0.01	0.01	実験より導出
s	免加率	%	40	40	40	仕様
M	人の体重	kg	85.4	34	58.6	人体データ調査
F_t	歩行器にかかる力+バネ上荷重	N	482.3	280.6	377.1	人体データ調査
k_t	スプリングレート (全体)	N/m	48226.0	28056.6	37709.6	$F_{x_{\delta t}}$
f	バネ上の固有振動数	Hz	4.98	4.98	4.98	$1/2\pi * \sqrt{(k/m)}$
m_u	歩行器のバネ上質量	kg	15	15	15	仕様

従って上表から、

歩行器にかかる力+バネ上荷重 : $F_t = 377.1$ (N)

スプリングレート : $k_t = 37709.6$ (N/m)

バネ上の固有振動数 : $f = 4.98$ (Hz)

4.1.2 1 輪当たりにかかる荷重の計算

次に、上表から1輪当たりにかかる荷重の計算を以下の計算式より行った。

$$F_i = \frac{F_t}{(\text{車輪の個数})} \quad \dots (7.1.4)$$

車輪の個数は4つなので、前後左右共に重量配分を50 : 50 とすると F_i は、

$$F_i = 94.3$$
 (N)

4.1.3 人間が立ち上がるときに歩行支援機に及ぼす力

最後に、下図のように座位から立位に移るときに歩行支援機にかかる荷重の計算を行った。

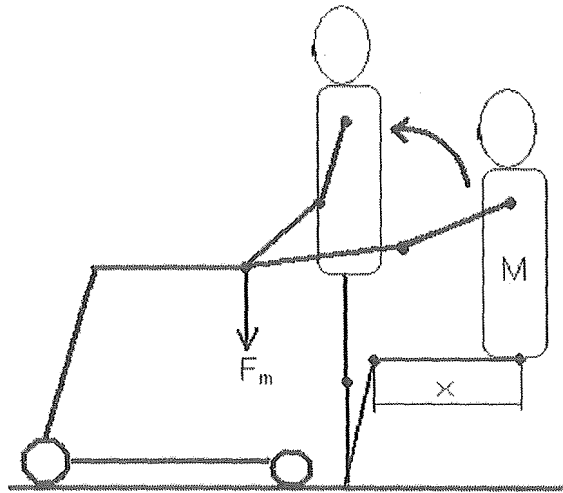


Fig. 4.1.1 座位から立位に移る時の姿勢変化

まず、座位から立位に移る時間を 1.0 (s) とすると、そのときの加速度は、

$$g_t = \frac{2x}{t^2} \quad \dots (4.1.5)$$

また体重を持ち上げる力、つまり歩行支援機にかかる荷重は、

$$F_m = M \times g_t \quad \dots (4.1.6)$$

Tab. 4.1.2 座位から立位に移るとき荷重計算表

記号	説明	単位	最大	最小	平均	備考
F_m	体重を持ち上げるための力	N	100.3	31.5	62.5	$M * g_t$
M	人の体重	kg	85.4	34	58.6	人体データ調査
g_t	座位から立位に移動する加速度	m/s^2	1.2	0.9	1.1	$2*x/t^2$
x	座位臀膝距離	m	0.587	0.463	0.533	人体データ調査
t	座位から立位に移動する時間	s	1	1	1	仕様

従って、歩行支援機にかかる荷重は、

$$F_m = 62.5 \text{ (N)}$$

ここで、式 (4.1.2) によって計算された値 $F_t=377.1 \text{ (N)}$ と、式 (4.1.6) によって計算された値 $F_m = 62.5 \text{ (N)}$ を比較すると、 F_t が歩行支援機にかかる最大荷重であることがわかった。

4.2 転倒安定性を考慮した重心高を決定するための計算

寝たきりの原因の約 1 割が骨折であり、また最も問題となる大腿骨頸部骨折のほとんどが転倒事故によって生じている。このことから、転倒を防止することについて真剣に取り組む必要があると考え

た。転倒防止を考える際、受動的な解決方法として重心の高さによって転倒角度を変化させる事が出来る。これより、国土交通省によって定められた傾斜を基準として重心位置を以下の 2 パターンに分けて計算していった。

4.2.1 前後横転を考慮した重心高を導出するための計算

まず、Fig. 4.2.1 (a) のような場合を考えると、転倒角度は以下の計算式より求める事が出来る。

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{b}{h_2} \quad \dots (4.2.1)$$

上式は、傾斜角度・重心高・ホイールベースより算出できる。つまり歩行支援機単体にて傾斜させたときの転覆限界角度を計算した事になる。

$$\therefore \theta_1 = 46^\circ$$

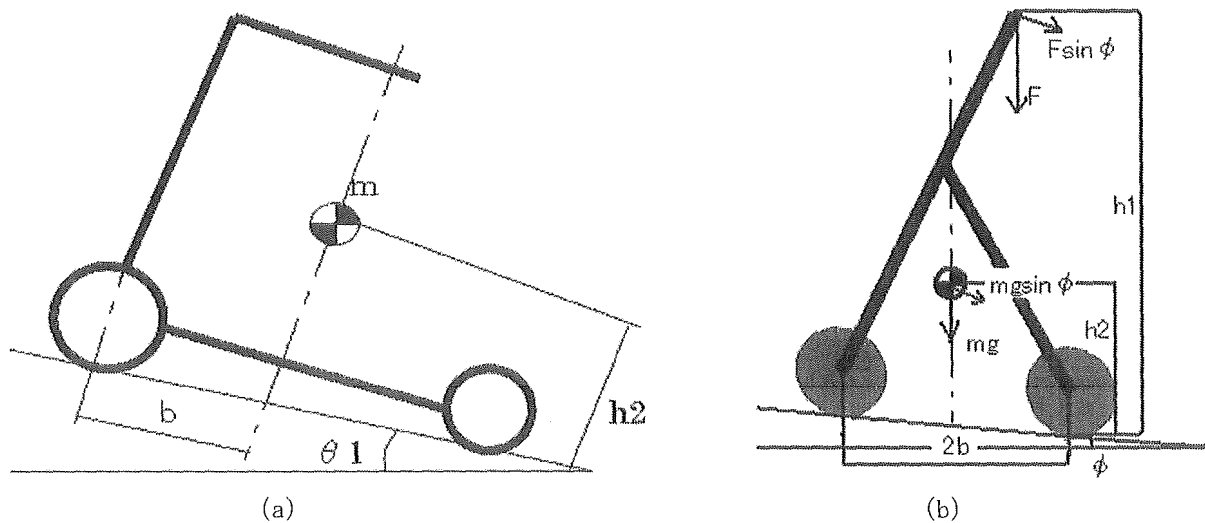


Fig. 4.2.1 前後転倒についての限界角度

Tab. 4.2.1 前後横転を考慮した重心高を導出するための計算表

記号	説明	単位	最大	最小	平均	備考
M	歩行器重量	kg	20.0	20.0	20.0	仕様
G	重力加速度	m/s ²	9.81	9.81	9.81	既知
B	ホイールベース/2	m	0.43	0.20	0.31	既存歩行器調査
F	歩行支援機にかかる力	N	482.3	280.6	377.1	人体データ調査
H1	全高	m	0.916	0.793	0.864	既存歩行器調査
H2	重心高	m	0.5	0.1	0.3	
phi	傾斜角度	°	8	1	5	国土交通省調査
theta_1	転覆角(チルト試験)	°	40.4	63.4	46.0	計算
theta_2	転覆角(体重支援時)	°	8.9	9.3	9.1	計算

次に、人が歩行支援機に体重をかけているときの転倒角度について Fig. 4.2.1 (b) のような場合を考えた。その計算式は、以下のように表す事が出来る。

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{mgb}{Fh_1 + mgh_2} \quad \dots (4.2.2)$$

重心高を 0.3 (m) とすると、

$$\text{転覆角度 } \theta_2 \doteq 9.1^\circ \quad (\text{重心高 } 0.3 \text{ (m) 時}) \quad \dots (4.2.3)$$

ここで、国土交通省による傾斜角度調査によると、屋外での最大傾斜角度は 8° なので重心高を 0.3 (m) にすれば転倒を防止する事が出来る。また重心高の限界は、式 (2) を用いて計算すると、0.57 (m) であつた。

$$\text{転覆角度 } \theta_2 \doteq 8.002^\circ \quad (\text{重心高 } 0.57 \text{ (m) 時}) \quad \dots (4.2.4)$$

4.2.2 左右横転を考慮した重心高を導出するための計算

まず、Fig. 4.2.2 (a) のような場合を考えると、転倒角度は以下の計算式より求める事が出来る。

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{a}{h_2} \quad \dots (4.2.5)$$

上式は、傾斜角度・重心高・トレッドより算出できる。つまり歩行支援機単体にて傾斜させたときの転覆限界角度を計算した事になる。

$$\therefore \theta_1 = 42^\circ$$

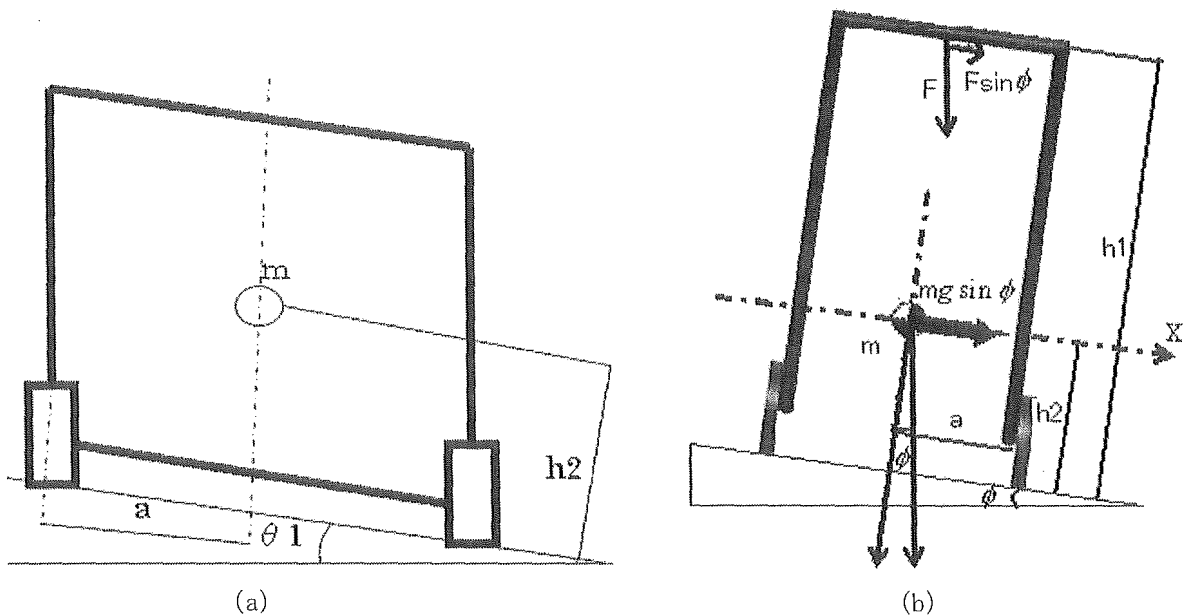


Fig. 4.2.2 左右転倒についての限界角度

次に、人が歩行支援機に体重をかけているときの転倒角度について Fig. 4.2.2 (b) のような場合を考えた。その計算式は、以下のように表す事が出来る。

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{mga}{Fh_1 + mgh_2} \quad \dots (4.2.6)$$

同様に、重心高を 0.3 (m) とすると、

$$\text{転覆角度 } \theta_2 \doteq 8.0^\circ \quad (\text{重心高 } 0.3 \text{ (m) 時}) \quad \dots (4.2.7)$$

Tab. 4.2.2 左右横転を考慮した重心高を導出するための計算表

記号	説明	単位	最大	最小	平均	備考
m	歩行器重量	kg	20.0	20.0	20.0	仕様
g	重力加速度	m/s ²	9.81	9.81	9.81	既知
a	トレッド/2	m	0.43	0.22	0.27	既存歩行器調査
F	歩行器にかかる力	N	482.3	280.6	377.1	人体データ調査
h1	全高	m	0.916	0.793	0.864	既存歩行器調査
h2	重心位置	m	0.5	0.1	0.3	
φ	傾斜角度	°	8	1	5	国土交通省調査
θ1	転覆角(チルト試験)	°	40.7	65.1	42.0	計算
θ2	転覆角(体重支援時)	°	9.0	10.0	8.0	計算

ここで、前後横転と左右横転の両者を比較すると、左右横転の場合のほうが転倒するまでの角度が小さい事がわかる。よって、重心高は 0.3 (m) 以下に設定することで上記の場合における転倒を防止できることがわかった。

4.3 段差乗り越え時の前輪に及ぼす力

段差分布調査の結果より、段差乗り越え高さの目標を 50[mm]に設定した。その段差を乗り越すために必要なタイヤ径を求める。

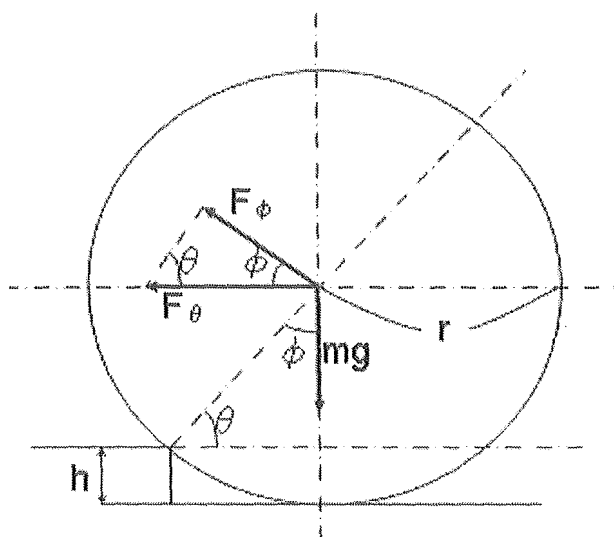


Fig. 4.3.1 段差を乗り越え時における力の伝達

このタイヤにおける F_ϕ は、

$$F_\phi = mg \sin \phi = mg \cos \theta \quad \dots (4.3.1)$$

さらに、タイヤ中心において F_ϕ を前後方向に分ける。その分力は、

$$F_{\theta} \cos \phi = F_{\phi} = mg \cos \theta \quad \dots (4.3.2)$$

ここで、

$$\cos \phi = \sin \theta \text{ より、}$$

$$F_{\theta} \sin \theta = mg \cos \theta \quad \dots (4.3.3)$$

$$F_{\theta} = mg \frac{\cos \theta}{\sin \theta} = \frac{mg}{\tan \theta} \quad \dots (4.3.4)$$

段差の高さを h として、 θ は

$$\theta = \tan^{-1} \left\{ \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{r}{r-h}\right)^2 - 1}} \right\} \quad \dots (4.3.4)$$

ここで、仕様として段差乗り越しのアシストや、旋回時のアシストのために後輪に取り付けるモータは $F_m \approx 50[\text{N}]$ のアシスト力を出せる（仕様より）。さらに、モータは後輪の片輪に 1 つずつ搭載するため、 $F_m \approx 100[\text{N}]$ のアシスト力を出せる。また、使用者が自らの力で機器を押す力は $F_h \approx 70.2[\text{N}]$ （NEDO 人体調査より）であることから、 $F=170.2[\text{N}]$ と設定した。また、段差分布調査により乗り越すべき段差高さ $h=50[\text{mm}]$ なので、それらの値を用いてタイヤ半径 r を求めた。

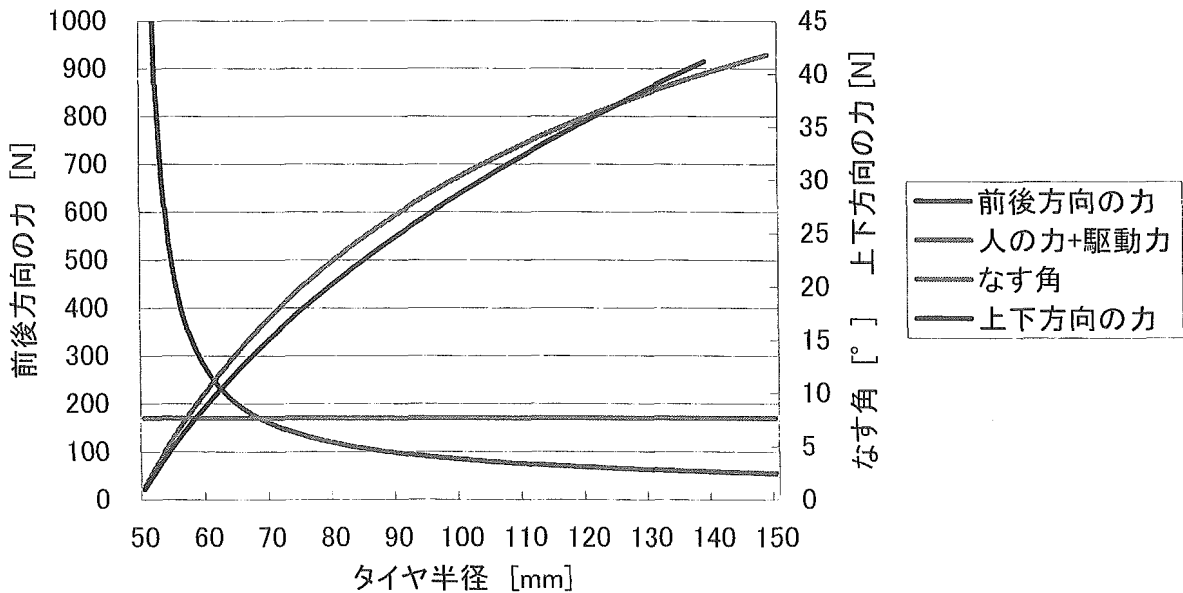


Fig.4.3.2 タイヤ半径に対する前後及び上下力の変化

ここで、

$$(\text{モータ駆動力} : F_m) + (\text{人間が押す力} : F_h) - (\text{水平方向の反力} : F_{\theta}) - (\text{転がり抵抗}) = ma$$

m : 歩行支援機重量 a : 加速度

また、転がり抵抗は考えないものとする、

(人が歩行支援機を押し力と駆動力を足し合わせた力：F) - (水平方向の反力：F_g) = ma

よって、人が歩行支援機を押し力と駆動力を足し合わせた力 (F=170.2[N]) が前後力 (F_g) よりも大きくなければ、高さ h の段差を乗り越える事は出来ない。以下に、前後方向の力が 170.2 [N] を下回るタイヤ半径を下表にまとめた。

Tab.4.3.1 前後方向の力が 170.2 [N] を下回るタイヤ半径

タイヤ半径[mm]	前後方向の力[N]	上下方向の力
68	178.7	13.5
69	171.2	14.0
70	164.5	14.6
71	158.4	15.2
72	152.8	15.7
73	147.8	16.3

上図及び上表より、タイヤ半径が 70mm 以上であれば高さ 50mm の段差を乗り越えられるという結果を得る事が出来た。現在、量産用にて販売している搬送用及び福祉機器用タイヤサイズは、φ 125、φ 150、φ 200 であることから、φ 150 のタイヤを使用することにした。

4.4 コイルスプリングの設計

開発する歩行支援機において、屋外で使用するために路面からの振動を吸収するためにサスペンションの搭載を考えた。そこで、まずコイルスプリングを設計するために以下の計算から導出した。コイルスプリングとは、バネ鋼を螺旋形状にまいて圧縮方向のバネ特性を作る構造である。コイルの中心径を D、端部のトーションバーとして機能しない部分を除くバネとして有効な部分の巻き数を n とすると、螺旋を開いてトーションバーにしたときの展開長 l は、

$$l = n\pi D \quad \dots (4.4.1)$$

となる。またスプリングレートは、

$$k = \frac{F_i}{x_{\delta}} = \frac{Gd^4}{8nD^3} \quad (G: \text{横弾性係数}) \quad \dots (4.4.2)$$

また、負荷荷重 F_i を与えたときの応力は、

$$\tau_0 = \frac{8F_i D}{\pi d^3} \quad \dots (4.4.3)$$

最圧縮時の線間隙間を j だけとると、最圧縮時のスプリング高 x_{min} は、

$$x_{\min} = d \times (n+1) + j \times n \quad \dots (4.4.4)$$

従って、ストローク 0 のときのセット長 x_{max} は、

$$x_{\max} = x_{\min} + x_{\delta} \quad \dots (4.4.5)$$

となる。実際にはこの高さに両端の座巻き部分の高さが加わる。以上がスプリング設計の概要であるが、実際には振り力だけでなく多少の曲げ入力が入り、また螺旋形状による影響もあるので、応力及びバネ定数は修正係数 y を用いて次式のように修正していく。

$$y = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c}, \quad c = \frac{D}{d} \quad \dots (4.4.6)$$

$$\therefore \tau = y \times \tau_0 = \frac{8yDF_i}{\pi d^3} \quad \dots (4.4.7)$$

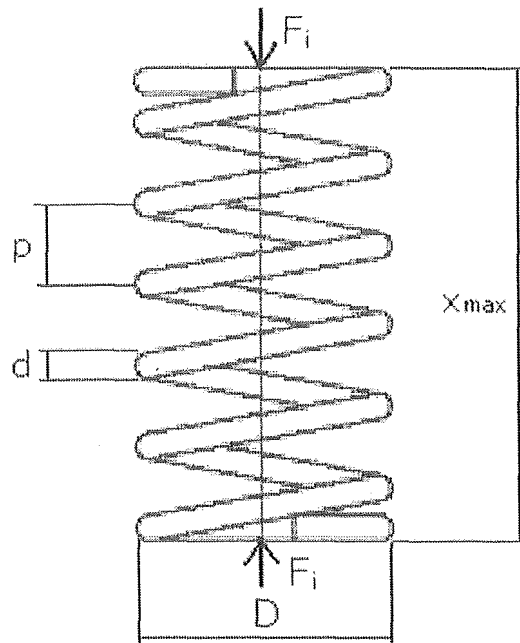


Fig. 4.4.1 コイルスプリングの各寸法における記号

Tab. 4.4.1 コイルスプリングを設計する際に必要な数値表

記号	説明	単位	値
D	コイルの中心径	mm	20
n	巻き数	回	9.7
l	展開長	mm	607.2
d	線径	mm	2.8
p	ピッチ	mm	4.23
j	最圧縮時の線間隙間	mm	0.16
Fi	負荷荷重(輪荷重)	N	264.8
k	スプリングレート(各バネ)	N/mm	6.5
X _{max}	ストローク0時のセット長	mm	67.7
X _{min}	最圧縮時のバネ長	mm	31.1
X _{δt}	最大ストローク量	mm	36.6
τ ₀	許容応力	MPa	636
τ	修正後の応力	MPa	767
y	修正係数	—	1.2

ここで、式(4.4.6)、(4.4.7)より修正後の応力値を用いて式(4.4.1)～(4.4.5)を計算すると、

Tab. 4.4.2 修正後の応力値で計算した後のコイルスプリング諸元表

記号	説明	単位	値
D	コイルの中心径	mm	20
n	巻き数	回	7.5
l	展開長	mm	473
d	線径	mm	2.6
p	ピッチ	mm	5.37
i	最圧縮時の線間隙間	mm	0.16
Fi	負荷荷重(輪荷重)	N	264.8
k	スプリングレート(各パネ)	N/mm	6.5
x_{max}	ストローク0時のセット長	mm	60.0
x_{min}	最圧縮時のパネ長	mm	23.4
$x_{\delta t}$	最大ストローク量	mm	36.6
τ_0	許容応力	MPa	767

以上より、上図のようなスプリングを設計することとした。

4.5 ショックアブソーバーの決定

歩行支援機を設計していく上で、乗り心地の向上は必須である。その乗り心地を向上させるためには、車体重量を支持すると共に路面不整などによる車輪の上下振動を緩和、振動が車体に直接伝達されることを防止させるサスペンションの搭載が効果的であると考えた。サスペンションは、車輪の上下振動に対して適度な柔らかさを有する弾性要素としてのばね（スプリング）と、適度の振動減衰要素としてのダンパー（ショックアブソーバー）とで構成される。

開発する歩行支援機のパネ上重量は15kg（パネ下重量5kg）である。ショックアブソーバーを先の荷重条件に見合うものを調査したところ、「ポルテ」（カヤバ工業株式会社 製）に搭載されているショックアブソーバーが適当であると考えた。

以下に、ポルテとポルテ搭載のショックアブソーバーの写真及び図面を示した。

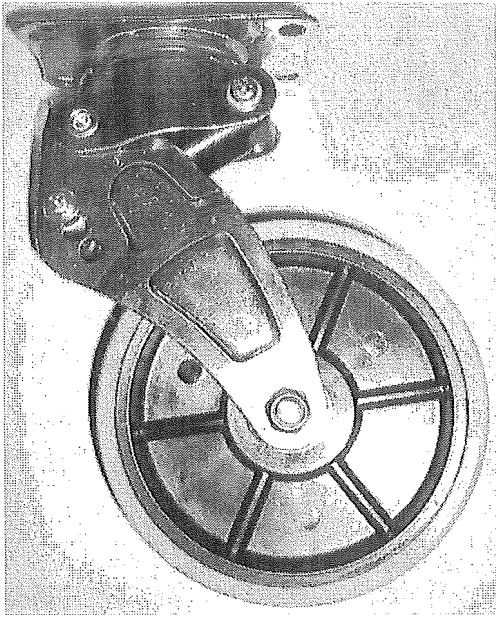


Fig.4.5.1 ポルテ

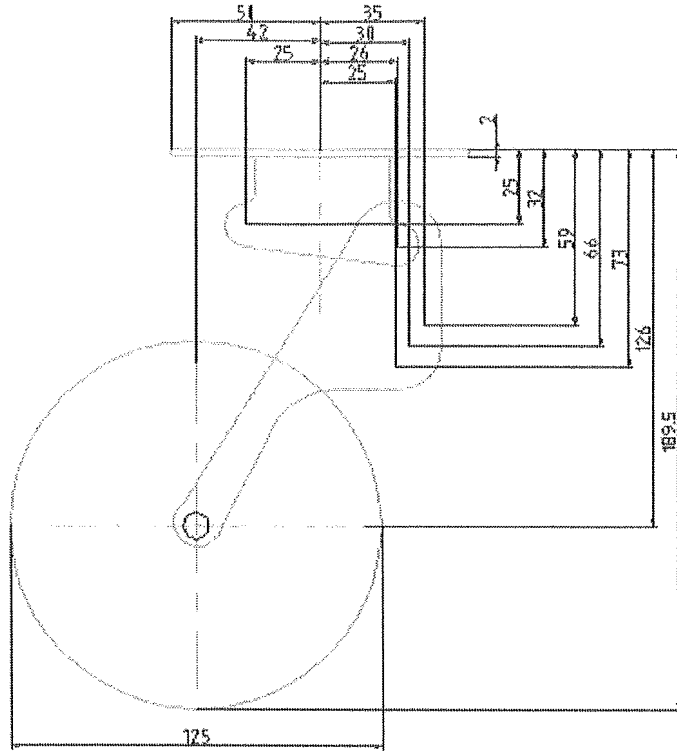


Fig. 4.5.2 ポルテの 2D 図面

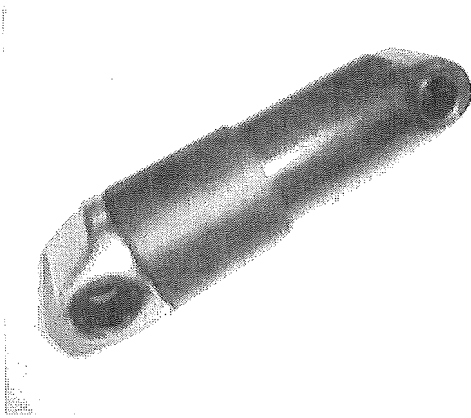


Fig.4.5.3 ポルテ搭載のショックアブソーバー

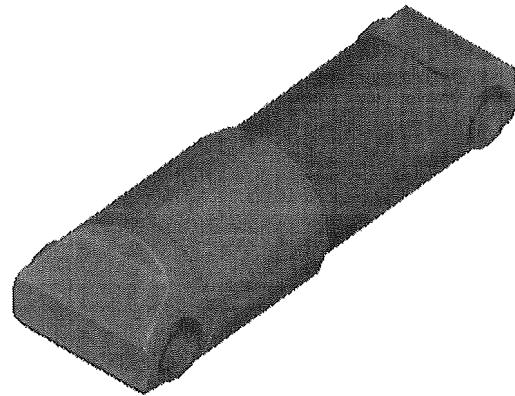


Fig.4.5.4 ショックアブソーバーの CAD 図

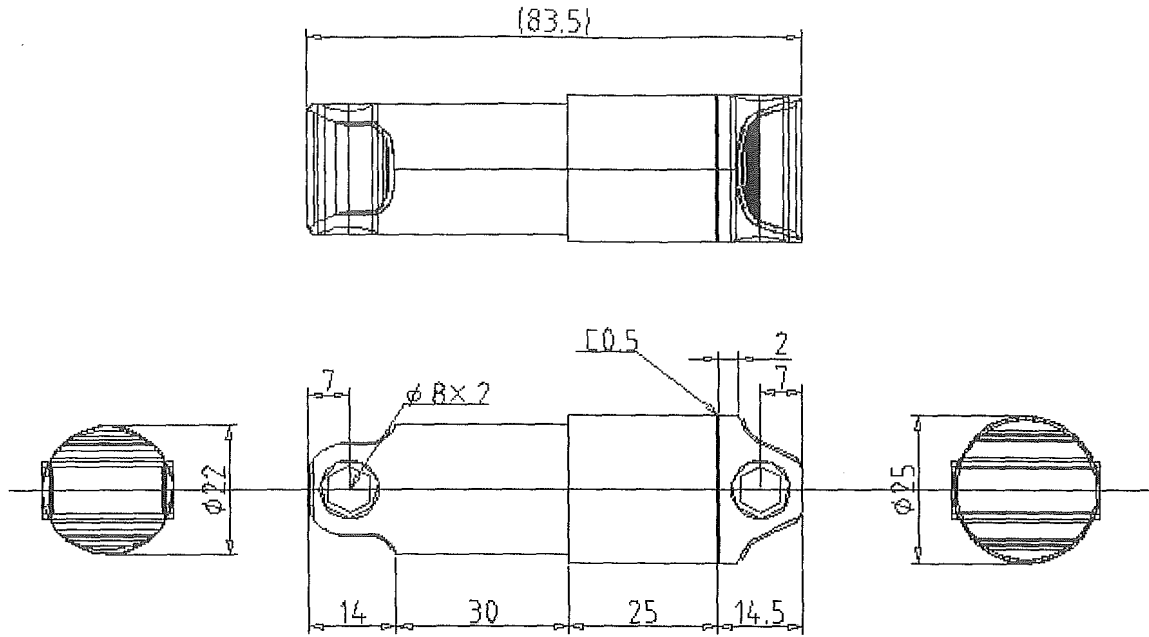


Fig. 4.5.5 ショックアブソーバーの2D図面

ポルテには、車椅子用・クリンルーム内搬送・液晶ガラス搬送・超精密機器搬送・医療機器搬送用がある。また緩衝器が付いているが、緩衝器とは一般にショックアブソーバーやサスペンションである。バネ力と減衰力を発生する小型油圧緩衝器（ショックアブソーバー）は、有機系オイルを取り扱う温度条件下では、不揮発性の特殊オイルを使用している。キャスターの動作は、グレーチングなどの床面の凹凸による加振入力が入力軸を介してアームを回転軸周りに動かし、小型油圧緩衝器がこの動きに応じた力を発生して、台車や車椅子に伝わる振動を低減している。

減衰力であるが、100～300 kg/sと調整可能になっている。計算より導いた必要減衰力は213 kg/sのため、上記範囲に適合することがわかった。また、重量は150gである。

4.6 振幅比の計算

歩行支援機のパネ上の質量を m_u 、スプリングレートを k_t 、減衰係数を c とし、以下のような1自由度系に置き換えて考えた。（本来、タイヤのパネも考慮すべきであるが、現象が複雑になってしまうために1自由度と仮定した。）

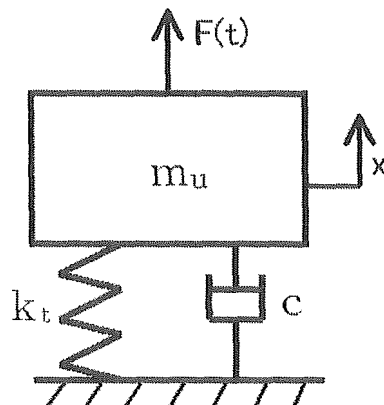


Fig. 4.6.1 1自由度系モデル

このときの運動方程式は、

$$m_u \ddot{x} + c\dot{x} + k_t x = F(t) \quad \dots (4.6.1)$$

$$\therefore \ddot{x} + 2\zeta\omega_n \dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F(t)}{m_u} \quad \dots (4.6.2)$$

また固有値及び減衰比は、

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_t}{m_u}} \quad \dots (4.6.3)$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{m_u k_t}} \quad \dots (4.6.4)$$

$F(t) = \sin \omega t$ とすると、式 (4.6.2) より

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n \dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F \sin \omega t}{m_u} \quad \dots (4.6.5)$$

解を複素数表示で $x(t) = A^* e^{j\omega t}$ と仮定して、 A^* を決定していく。式 (4.6.5) の代わりに、

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n \dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F}{m_u} e^{j\omega t} \quad \dots (4.6.6)$$

$\dot{x} = A^* e^{j\omega t}$ を代入し、 A^* について解くと、

$$A^* = \frac{F}{m_u \omega_n^2} \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - j2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right\}} \quad \dots (4.6.7)$$

よって振幅比（振幅倍率）は、

$$M = \frac{1}{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right\}} \quad \dots (4.6.8)$$

また位相差は、

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad \dots (4.6.9)$$

ここで、 $\frac{\omega}{\omega_n} = \sqrt{1 - 2\zeta^2}$ のとき共振現象が生じる。

$$\text{このとき、 } M_{\max} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad , \quad \phi = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1-2\zeta^2}}{\zeta} \quad \dots (4.6.10)$$

Tab. 4.6.1 振幅比及び位相差の導出に必要な数値表

記号	説明	単位	最大	最小	平均	備考
F_t	歩行器にかかる力+バネ上荷重	N	482.3	280.6	377.1	人体データ調査
c	減衰係数(全体)	kg/s	2155.6	537.5	1204.0	計算
k_t	スプリングレート(全体)	N/m	48226.0	28056.6	37709.6	$Fx_{\delta t}$
ω_n	固有角振動数	rad	31.3	31.3	31.3	計算
f	固有振動数(バネ上)	Hz	5.0	5.0	5.0	$1/2\pi*\sqrt{(k/m)}$
ζ	減衰比	-	0.7	0.3	0.5	おおよその値

4.6.2 ショックアブソーバーにおける減衰特性の考え方

ショックアブソーバーの減衰力特性は、重量及びスプリングレートとのマッチングを考える。

$$\text{減衰力} = \text{減衰係数} \times \text{ピストンスピード} \dots (4.6.11)$$

また減衰比 ζ は、

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{k_t\left(\frac{Ms}{100} + m_u\right)}} \quad (s: \text{免荷率}) \dots (4.6.12)$$

ここで、 c_c は臨界減衰係数である。つまりこの値は、バネと減衰を組み合わせた系で、動きが振動的にならない限界の減衰力である。

Tab. 4.6.2 減衰係数を計算するために必要な数値表

記号	説明	単位	最大	最小	平均	備考
k_t	スプリングレート(全体)	N/m	48226.0	28056.6	37709.6	$Fx_{\delta t}$
M	人の体重	kg	85.4	34.0	58.6	人体データ調査
k	スプリングレート(各バネ)	N/m	8525.2	4959.8	6666.2	計算
$x_{\delta t}$	最大ストローク量	m	0.01	0.01	0.01	実験より導出
F_t	歩行器にかかる力+バネ上荷重	N	482.3	280.6	377.1	人体データ調査
ζ	減衰比	-	0.7	0.3	0.5	おおよその値
c_c	臨界減衰係数	Ns/m	3079.5	1791.6	2408.0	計算
c_t	減衰係数(全体)	Ns/m	2155.6	537.5	1204.0	計算
c	減衰係数(各輪)	Ns/m	381.1	95.0	212.8	計算
f	バネ上の固有振動数	Hz	5.0	5.0	5.0	$1/2\pi*\sqrt{(k/m)}$

式(4.6.1) ~ (4.6.10) で述べた方程式を用いて、振幅比及び位相差を下表にまとめた。

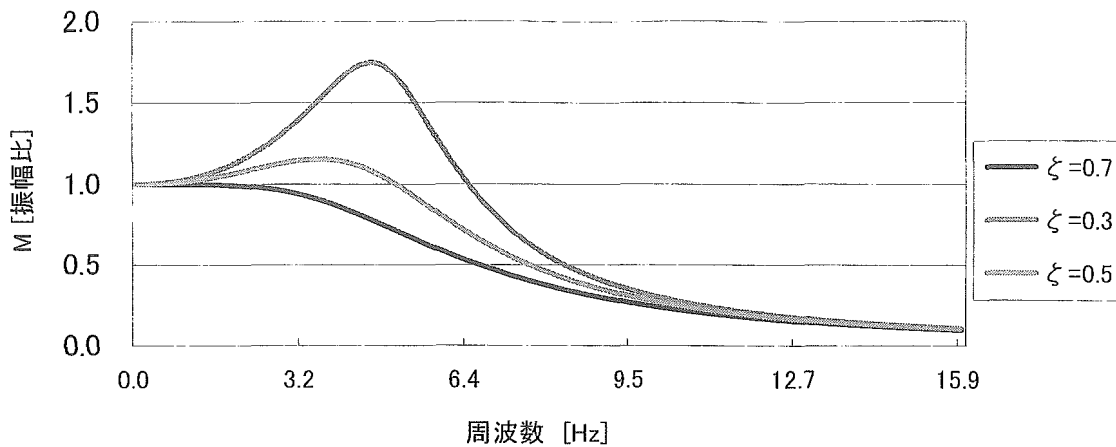


Fig. 4.6.2 各減衰比での振幅比

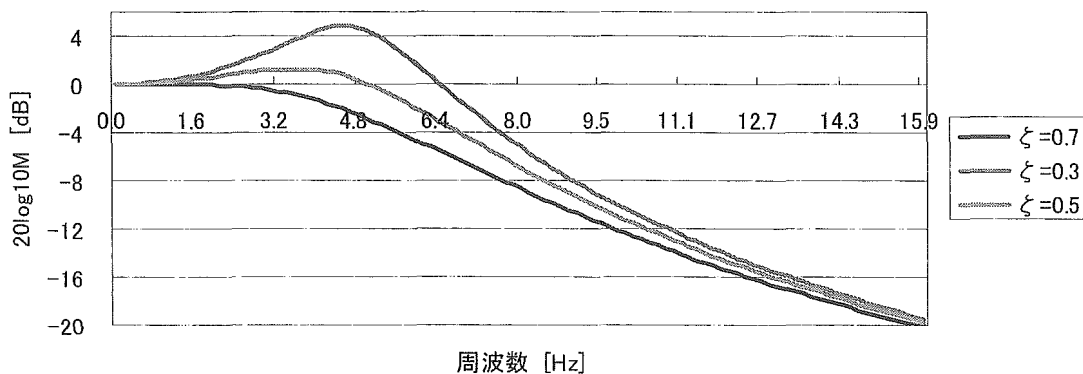


Fig. 4.6.3 ボード線図

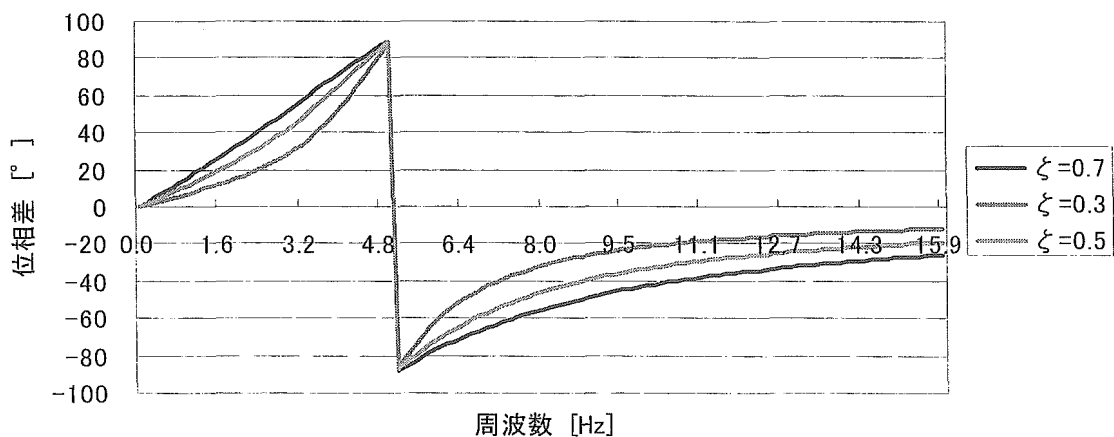


Fig. 4.6.4 各減衰比での位相差

減衰比 ζ においては一般的に 0.12~0.2 程度を使用しているが、今回開発する歩行支援機においてバネ上の固有振動数での振幅を低減させることを目標としているため、Fig. 4.6.2 及び Fig. 4.6.3 より $\zeta = 0.5$ に設定することとした。

4.7 前輪開発案の仕様決定

ここまで、ローリング及びピッチングのときに人間が不快に感じない変位量 10mm を目標とし、ショックアブソーバー及びコイルスプリングの設計を行ってきた。また、50mm の段差を乗り越えられるようにタイヤ径を計算によって求めた。次に、これらを前輪構造として設計することとした。以下に、前輪構造案の図及びその主要諸元を示した。

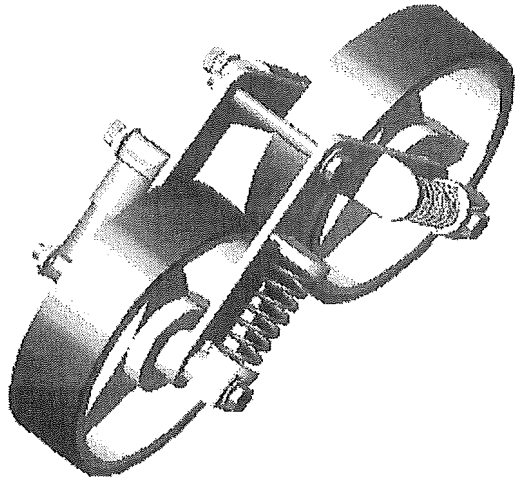


Fig.4.7.1 前輪開発案の CAD 図

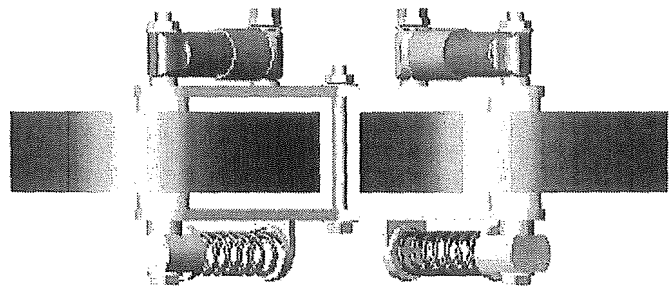


Fig. 4.7.2 前輪開発案の CAD 図

Tab. 4.7.1 前輪開発案の主要諸元

部品	説明
タイヤ	合成ゴム(B入) $\phi 150 \times 40$ 車輪全幅 56mm
スプリング	$\phi 200$ (中心径) $\times \phi 2.6$ (線径) $\times 64$ mm スプリングレート 6500N/m
ショックアブソーバー	ポルテ(KPR-100NU) カヤバ工業(株) 製 減衰力 100~300kg/s
フレーム	A5052 板使用

主要寸法は、全長 320mm \times 全高 174mm \times 全幅 137.3mm である。この構造の特徴として、不整路など路面からの振動をサスペンションによって吸収することはもちろん、段差時では相対的に車輪が $\phi 390.4$ (下図参照) と非常に大径になることから、歩行支援機の姿勢を抑えることを利点とする。

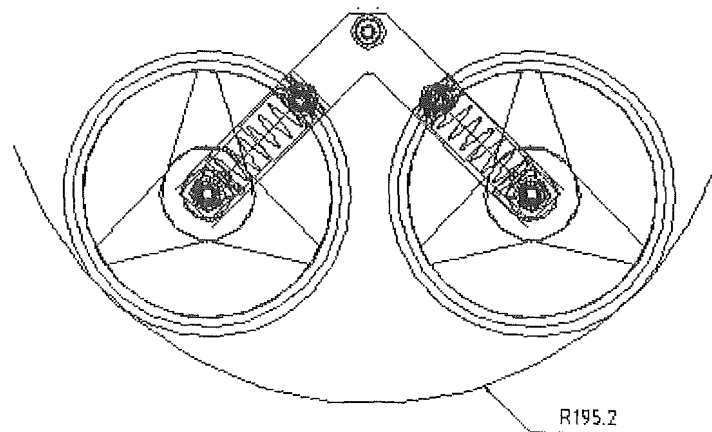


Fig. 4.7.3 前輪開発案の仮想的に置き換える事が出来る大径タイヤ

5. 1号機での検討

5.1 前輪開発案における不整路想定シミュレーション

前輪開発案において、不整路を走行した際に発生する振動を推定するために Visual Nastran Desktop 2001 (4D) を使用して不整路を想定したシミュレーションを行った。実際の不整路は、非定常であるがシミュレーションでは再現が困難であるため、段差 5mm と仮定した。また、従来型歩行器のタイヤ ($\Phi 100 \times 27$) と前輪開発案 ($\Phi 150 \times 40$) を比較していった。まず、両者のシミュレーションモデルを以下に示した。

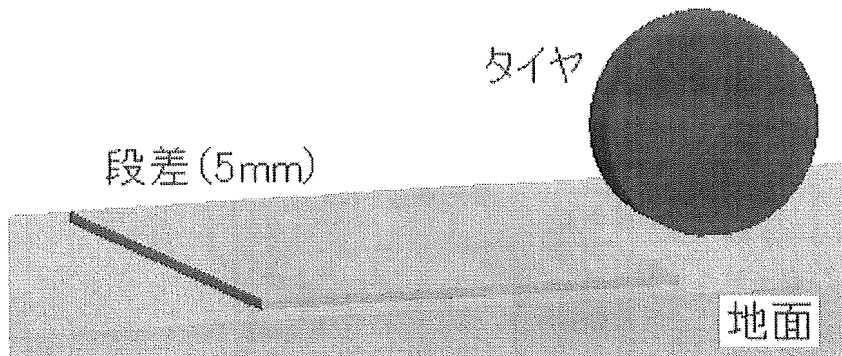


Fig.5.1.1 従来型歩行器 (NW-1) の不整路走行シミュレーション

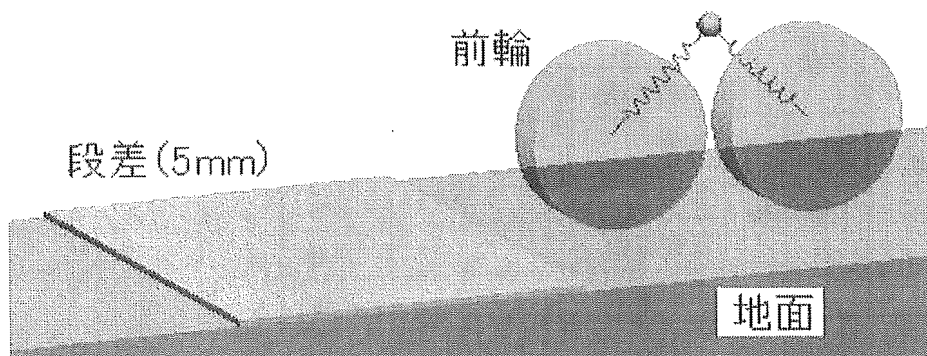


Fig. 5.1.2 前輪開発案の不整路走行シミュレーション

次に、シミュレーション環境を以下の表にまとめた。

Tab. 5.1.1 シミュレーション環境設定値

積分	積分法		Kutta-Merson
	積分	アニメーションのフレーム数	フレーム時間
フレーム数			40 [s ⁻¹]
積分の時間積分(可変)		積分の時間増分	0.0125 [s]
		フレーム毎の増分数	2
機構解析の精度	収束許容値	位置	0.001 [m]
		回転角度	1 [deg]
	オーバーラップ許容値		0.01
	アセンブリ許容値		0.001 [m]
	有効桁数		5

また、タイヤ、地面、球は以下のそれぞれのように定義した。ここで、「球」はフレーム部に当たるもので歩行支援機バネ上重量 15kg / 4 輪 = 3.75kg とした。

Tab. 5.1.2 タイヤ・地面・球（フレーム）の形状及び材料物性値

タイヤ(Φ150×40)	形状	半径	0.075 [m]
		幅	0.04 [m]
		ファセット数	200
		代表寸法	0.027 [m]
	材料物性	質量	0.644 [kg]
		体積	7.07×10^{-4} [m ³]
		反発係数	0.76
		摩擦係数	0.5
地面	形状	幅	0.3 [m]
		段差の高さ	5 [mm]
	材料物性	反発係数	0.1
		摩擦係数	0.7
球(フレーム想定)	形状	半径	0.01 [m]
		代表寸法	0.02 [m]
	材料物性	質量	3.75 [kg]
		体積	4.19×10^{-6} [m ³]
		反発係数	0.55
		摩擦係数	0.5

そして、それぞれの物理的性質についてまとめた。

Tab. 5.1.3 タイヤ・地面・球（フレーム）の物理的性質

	単位	タイヤ	地面	球
密度	kg/m ³	911	1020	89500
ヤング率	MPa	15	23.5	2×10^5
ポアソン比	-	0.475	0.15	0.29
降伏点	MPa	0.1	0.7	331
引張り強さ	MPa	3	12.19	448
比熱	kJ/kg·K	1.9	0.84	418
伝導率	W/m·K	1.03	1	46.7
線膨張係数	K ⁻⁶	10	14	11.3

Tab. 5.1.4 サスペンションの設定値

拘束	線形ばね/ダンパー
初期長さ	0.12 [m]
復元力	6670 [N/m]
減衰力	213 [kg/s]

ここで用いた数値で、「タイヤ」は合成ゴム、地面は「アスファルト及びコンクリート」、球（フレーム）は、mild steel (SAE1010 又は STKM11A) を利用した。