

第6章 前後方向に分布した磁石の影響 [52-58]

6.1 はじめに

機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の上下運動の特徴は、第3章で示したように、軌道の変位により案内輪が加振される点と浮上力を受ける点を同じ1点で代表した2自由度モデルにより明確に表現することができる。しかし、実際には車体は前後方向に分布した磁石を取り付けた台車により2次支持されており、さらにこの台車は、前後に2組の案内輪を配置しているので、軌道の変位に応じた外力の伝達経路は磁石を経由するものと案内輪を経由するものとで異なっている。特に、前後方向に分布した磁石は短波長領域において軌道不整量を平均化する効果（空間フィルタ効果）をもっており、また、台車も軸距に応じた軌道不整量平均化効果を有していることが知られている。[59-60] 常電導磁気浮上車両に対しては、前者の空間フィルタ効果を考慮した解析[44]が、また、一般の鉄道車両に対しては後者の空間フィルタ効果を考慮した解析[59-60]が行われている。本研究の対象である機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両においては、前記の2種類の空間フィルタ効果を同時に有しており、異なるフィルタリング特性を同時に有する台車の空間フィルタ効果が、車両の上下振動加速度および車両の浮上性能を示す指標である案内輪荷重に及ぼす影響を評価することは、本磁気浮上車両と軌道の関係をさらに明確にする上で重要であると考えられる。

本章では、まず、分布した磁石を取り付けた台車の空間フィルタ効果を考慮した2自由度上下運動モデルを構成する。次に、構成したモデルを用いて台車の空間フィルタ効果が車体上下振動加速度および案内輪荷重に及ぼす影響を明らかにする。一方、前後方向に分布した磁石は、上下方向のみならず台車のピッチング運動にも大きな影響を与えたと考えられる。そこで、磁石長と台車軸距の関係が台車のピッチングに及ぼす影響について理論的検討を行った。これらの観点から、適切な磁石長と台車軸距の関係を見出すことが、本章での検討の目的の一つである。そこで、前記の理論検討をふまえて、車体および前位台車、後位台車に対してそれぞれ上下運動、ピッチング運動を考慮した6自由度モデルによる走行シミュレーションを行い、適切な磁石長と台車軸距の関係を検討する。

6. 2 主要な記号

本章で用いられる主要な記号を下記に示す.

- A : リンク係数 $ab-1$
- a : 下側制御レバーのリンク比 l_3/l_4
- b : 上側制御レバーのリンク比 l_1/l_2
- C_G : 1次支持装置減衰係数 (車両全体)
- C_S : 2次支持装置減衰係数 (車両全体)
- $G_B(s)$: 台車の空間フィルタ伝達関数
- $G_M(s)$: 磁石の空間フィルタ伝達関数
- $I_{BS}, I_{\theta G}$: 車体, 台車の慣性モーメント
- k_G : 磁石等価ばね定数 (車両全体)
- k : 1次支持装置ばね定数 (車両全体)
- k_S : 2次支持装置ばね定数 (車両全体)
- L : 前, 後位台車中心間隔
- l : 台車軸距
- l_m : 磁石長
- m_S, m_G : 車体, 台車質量 (車両全体)
- R_i : 案内輪荷重
- U_i : 軌道の上下変位
- V : 車両走行速度
- X_G : 台車中心の変位
- X_S : 車体中心の変位
- Z_S, Z_{GF}, Z_{GR} : 車体, 前後位台車, 後位台車の上下変位
- $\theta_S, \theta_{GF}, \theta_{GR}$: 車体, 前後位台車, 後位台車のピッチ角変位
- λ : 軌道の上下変位の波長

6. 3 車両の上下運動モデル

6. 3. 1 浮上のための基本条件

磁気吸引浮上力の調整は、次のようにして行われる。(1) 車体の重量が増加する。(2) 車体と制御レバーの接合点が鉛直下方に変位する。(3) 案内輪を中心として制御レバーが回転し、台車を鉛直上方に移動させる。(4) 台車が上方に移動することにより永久磁石と軌道のリアクションレールとの距離(空隙)が短くなり浮上力が増加する。本節では、車体の重量増加を静的に補償する条件を導出する。

機械式空隙制御機構を備えた車両の基本モデルを図6. 1に示す。車両重量と磁気吸引力が釣り合った状態から車体に ΔW の荷重が付加されたと仮定する。このとき、車両に作用する上下方向の力の釣り合いは次式で与えられる。

$$\Delta W + \Delta R + \Delta F_m = 0 \quad (6.3.1)$$

ここで ΔR および ΔF_m は案内輪荷重および磁石吸引力の増加分である。

一方、制御レバーにおけるモーメントの釣り合いは次式で与えられる。

$$\Delta R = a (\Delta F_k - b \Delta W) \quad (6.3.2)$$

ここで ΔF_k は1次支持装置反力増分、 a, b はそれぞれ l_3/l_4 および l_1/l_2 で定義されるリンク比である。

ΔF_k および ΔF_m は、それぞれ次式で記述される。

$$\Delta F_m = k_G \Delta X_G \quad (6.3.3)$$

$$\Delta F_k = -k a \Delta X_G \quad (6.3.4)$$

ここで $-k_G$ は図6. 2によって定義される磁石等価ばね定数である。また、 k は1次支持装置ばね定数、 ΔX_G は台車中心の軌道に対する変位である。

式(6.3.1)～式(6.3.4)より次式を得る。

$$\Delta R = [(k_G a b - k a^2) / (k a^2 - k_G)] \Delta W \quad (6.3.5)$$

よって、磁気吸引力による車体の重量増加の静的な補償は、次の条件によって達成できる。

$$k = k_G (b/a) \quad (6.3.6)$$

次節以降の動的な検討においては、式(6.3.6)が満足されていることを前提とする。

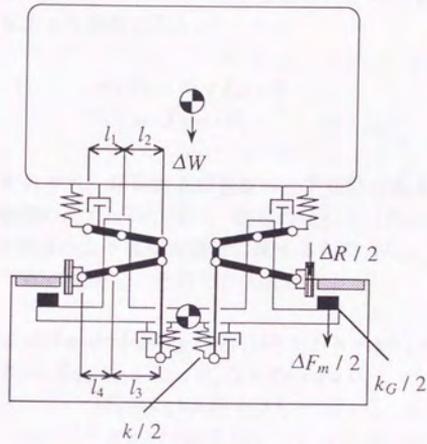


図6.1 機械式浮上力制御

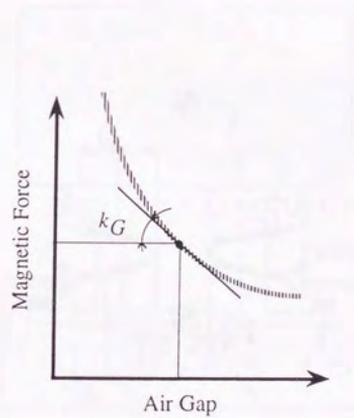


図6.2 磁石等価ばね定数の定義

6.3.2 運動方程式

本節では、軌道の変位に応じた外力の台車への伝達経路が磁石を経由するものと案内輪を経由するものとで異なっていることを考慮して、車両の上下方向の運動方程式を導出する。導出に用いた車両の運動モデルを図6.3に示す。

車両の運動は、次式によって表現できる。

$$m_G \ddot{X}_G = F_S + F_m + R \quad (6.3.7)$$

$$m_S \ddot{X}_S = -F_S \quad (6.3.8)$$

ここで X_S および X_G はそれぞれ、車体および台車の上下変位である。

2次および1次支持装置の反力(F_S, F_k)、磁石の吸引力(F_m)および案内輪荷重(R)は、入力となる軌道の上下変位を磁石に関するもの(U_l)と案内輪に関するもの(U_u)を区別して記述すると、それぞれ次式となる。

$$F_S = C_S [(a b - 1) \dot{X}_G - a b \dot{U}_u + \dot{X}_S] + k_S [(a b - 1) X_G - a b U_u + X_S] \quad (6.3.9)$$

$$F_k = -C_G a \dot{X}_G + C_G a \dot{U}_u - k a X_G + k a U_u \quad (6.3.10)$$

$$F_m = k_G (X_G - U_l) \quad (6.3.11)$$

$$R = a (F_k - b F_S) \quad (6.3.12)$$

ここで、 U_l および U_u は、それぞれ、リアクションレールおよび案内レールの変位である。

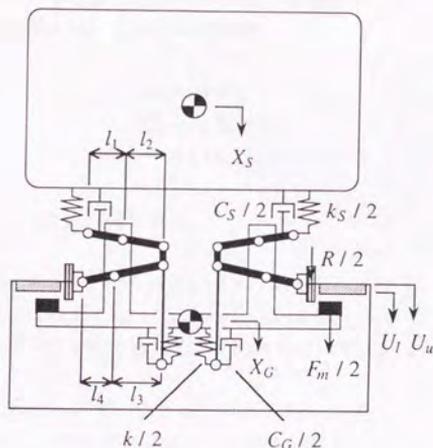


図6.3 車両の上下運動モデル

第6章 前後方向に分布した磁石の影響

式 (6.3.9) ~ (6.3.12) を式 (6.3.7) および式 (6.3.8) に代入し、静的浮上条件式 (6.3.6) を適用することにより次式を得る。

$$m_G \ddot{X}_G = -(C_S A^2 + C_G a^2) \dot{X}_G - (k_S A^2 + k_G A) X_G \\ - C_S A \dot{X}_S - k_S A X_S \\ + (C_S a b A + C_G a^2) \dot{U}_u + (k_S a b A + k_G a b) U_u - k_G U_l \quad (6.3.13)$$

$$m_S \ddot{X}_S = -C_S \dot{X}_S - k_S X_S - C_S A \dot{X}_G - k_S A X_G \\ + C_S a b \dot{U}_u + k_S a b U_u \quad (6.3.14)$$

ここで $A = a b - 1$ である。

案内輪に作用する動的な荷重は、式 (6.3.7)、式 (6.3.9) ~ (6.3.12) および式 (6.3.6) より、次式のように記述される。

$$R = (a b / A) m_G \ddot{X}_G + (a^2 / A) C_G (\dot{X}_G - \dot{U}_u) + (a b / A) k_G (U_l - U_u) \quad (6.3.15)$$

案内輪荷重は、台車の慣性力 (第1項)、1次支持装置減衰力 (第2項) および磁石と案内輪荷重への入力変位差 (第3項) から成っている。第3章で取り扱ったモデルは、式 (6.3.13)、式 (6.3.14)、式 (6.3.15) において $U = U_u = U_l$ としたものであるから、この条件を代入すれば、第3章で導出した運動方程式が得られることが確認できる。

6.3.3 空間フィルタを考慮した車両の2自由度運動モデル

式 (6.3.13) および式 (6.3.14) を次の変数変換、

$$X_U = -A X_G \quad (6.3.16)$$

$$U_a = -A U_u \quad (6.3.17)$$

$$\Delta U_a = -A (U_u - U_l) \quad (6.3.18)$$

によって、書き換えると、次式が得られる。

$$(m_G / A^2) \ddot{X}_U = -C_S (\dot{X}_U - \dot{X}_S) - k_S (X_U - X_S) \\ - C_G (a / A)^2 (\dot{X}_U - \dot{U}_a) - k_G (1 / A) (X_U - U_a) \\ + C_S (a b / A) \dot{U}_a + k_S (a b / A) U_a + k_G (1 / A^2) \Delta U_a \quad (6.3.19)$$

$$m_S \ddot{X}_S = -C_S (\dot{X}_S - \dot{X}_U) - k_S (X_S - X_U) \\ - C_S (a b / A) \dot{U}_a - k_S (a b / A) U_a \quad (6.3.20)$$

6.4 空間フィルタの表現

永久磁石を取り付けた台車は、図6.5に示すように台車の中心で車体と連結されている。台車の軸距を l とすると、軌道不整の波長 λ が $2l, 2l/3, 2l/5, \dots$ の波長では、台車がピッチング運動のみを行ない上下運動を発生しない。一方、軌道不整の波長 λ が $l, l/2, l/3, \dots$ の波長では台車が上下運動のみを行ない、ピッチング運動を発生しない。したがって、軌道の不整は、台車の軸距により平均化されて台車中心の上下変位として現われることになる。この効果は、台車軸距の軌道不整量平均化効果（空間フィルタ効果）と呼ばれている。[59-60]

台車の中心の上下変位と軌道の上下変位間の伝達関数は、次式で表現できる。

$$G_B(s) = \frac{1}{2} \left[1 + \exp\left(-\frac{l}{V}s\right) \right] \quad (6.4.1)$$

ここで、 l は台車の軸距、 V は車両の走行速度である。

前後方向に分布した磁石は、近似的には軌道と磁石間の相対変位を磁石長にわたって積分したものに比例する浮上力を発生すると考えられる。したがって、軌道と磁石間の平均空隙（軌道と磁石間の相対変位）は、次式により計算される。

$$\begin{aligned} \bar{\delta}_{ag} &= \frac{1}{l_m} \int_{-l_m/2}^{l_m/2} \cos\left(\frac{2\pi x}{\lambda} + \phi\right) dx \\ &= \frac{\lambda}{\pi l_m} \sin\frac{\pi l_m}{\lambda} \cos\phi \end{aligned} \quad (6.4.2)$$

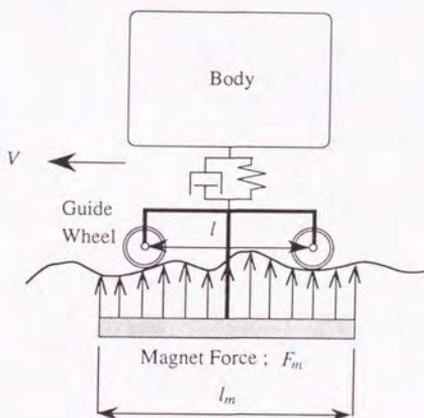


図6.5 台車の空間フィルタ効果

第6章 前後方向に分布した磁石の影響

磁石の分布効果を見捨てる場合には、台車中心 ($x=0$) での空隙

$$\delta_{ag} = \cos \phi \quad (6.4.3)$$

が用いられる。したがって、軌道と磁石間の平均相対変位 ($\bar{\delta}_{ag}$) は、磁石の中央1点で代表した軌道と磁石間の相対変位 (δ_{ag}) を、次の特性を持つフィルタに通して得られるものと等価であると考えられる。

$$\bar{\delta}_{ag} = \left(\frac{\lambda}{\pi l_m} \sin \frac{\pi l_m}{\lambda} \right) \delta_{ag} \quad (6.4.4)$$

したがって、図6.5で示されるモデルに対して、分布した磁石の上下変位と軌道の上下変位間の伝達関数が次式のように得られる。

$$G_M(s) = \left(-\frac{\lambda}{\pi l_m} \sin \frac{\pi l_m}{\lambda} \right) \exp \left(-\frac{l}{2V} s \right) \quad (6.4.5)$$

波長 λ と s は $s = i 2\pi V / \lambda$ によって関係づけられているので、式(6.4.1)と式(6.4.5)は、速度に関係なく波長 λ のみの関数となる。

6.5 車両の応答

6.5.1 伝達関数

軌道の上下変位と台車および車体の上下変位間の伝達関数を求める。式 (6.3.13) および式 (6.3.14) をラプラス変換し、

$$U_H(s) = G_B(s) U(s) \quad (6.5.1)$$

$$U_I(s) = G_M(s) U(s) \quad (6.5.2)$$

であることを利用すれば、次式が得られる。

$$\begin{bmatrix} X_G(s)/U(s) \\ X_S(s)/U(s) \end{bmatrix} = \mathbf{A}^{-1}(s) \{ G_B(s) \mathbf{B}(s) + k_G \begin{bmatrix} G_B(s) - G_M(s) \\ 0 \end{bmatrix} \} \quad (6.5.3)$$

ここで、

$$\mathbf{A}(s) = \begin{bmatrix} m_G s^2 + (C_S A^2 + C_G a^2) s + (k_S A^2 + k_G A) & C_S A s + k_S A \\ C_S A s + k_S A & m_S s^2 + C_S s + k_S \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}(s) = \begin{bmatrix} (C_S a b A + C_G a^2) s + (k_S a b A + k_G A) \\ C_S a b s + k_S a b \end{bmatrix}$$

$$G_B(s) = \frac{1}{2} [1 + \exp(-\frac{l}{V} s)]$$

$$G_M(s) = \left(-\frac{\lambda}{\pi l_m} \sin \frac{\pi l_m}{\lambda} \right) \exp(-\frac{l}{2V} s)$$

また、軌道の上下変位と案内輪に作用する荷重間の伝達関数は、式 (6.3.15) をラプラス変換し、式 (6.5.1) と式 (6.5.2) を用いれば、次式となる。

$$\begin{aligned} R(s)/U(s) &= [(a b / A) m_G s^2 + (a^2 / A) C_G s] \{ X_G(s) / U(s) \} \\ &\quad - (a^2 / A) C_G s G_B(s) - (a b / A) k_G \{ G_B(s) - G_M(s) \} \end{aligned} \quad (6.5.4)$$

前後方向に分布した磁石を持ち、機械式浮上力制御を行なう台車の特徴の一つとして、このようにフィルタ特性の異なる効果を同時に有することがあげられる。このことが車両の性能に影響を与えることは、式 (6.5.3) と式 (6.5.4) に台車と分布した磁石の空間フィルタ伝達関数の差 $[G_B(s) - G_M(s)]$ に依存する項があることから理解できる。この項は磁石等価ばね定数 k_G に比例して増大する。一般に、磁石の等価ばね定数は大きな値をとることから、この差を小さくするような設計が案内輪に作用する荷重の軽減、すなわち浮上能力の向上という立場から有効であることが予想される。

6.5.2 応答の評価

車両の現実的な乗り心地および浮上性能を評価するために、軌道の高低狂いのパワースペクトル密度 (PSD) を用いて、車体の上下振動加速度PSDと案内輪荷重PSDを次式により計算する。

$$S_o(f) = |H(f)|^2 S_i(f) \quad (6.5.5)$$

ここで、 $H(f)$ は車体の上下振動加速度あるいは案内輪荷重の周波数応答関数、 $S_i(f)$ は軌道の高低狂いのパワースペクトル密度関数である。

車体の上下振動加速度および案内輪荷重のrms値は、次式により求められる。

$$x_{rms} = \sqrt{\int S_o(f) df} \quad (6.5.6)$$

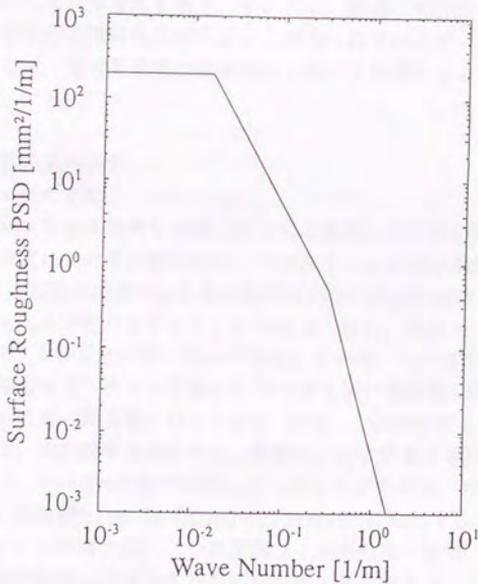


図6.6 軌道の高低狂いパワースペクトル密度

表6.1 車両の諸元

Symbol	Unit	Value	Symbol	Unit	Value
m_S	kg	14.3×10^3	l	m	3.22
m_G	kg	3.70×10^3	l_m	m	4.7
k_S	N/m	7.84×10^5	$a (=l_3/l_4)$		3.5
k_G	N/m	8.82×10^6	$b (=l_1/l_2)$		1.0
C_S	Ns/m	9.80×10^3			
C_G	Ns/m	4.90×10^4	V	m/s	22.2

6.6 計算例

6.6.1 計算に用いた車両と軌道の諸元

数値計算に用いた車両の諸元を表6.1に示す。軌道の高低狂いのパワースペクトルは、一般に波数の2乗に反比例することが知られているが、ここでは鉄レール面の特性を考慮して、短波長領域では波数の4乗に反比例するように設定したものをを用いた。(図6.6)

6.6.2 計算結果の検討

(1) 空間フィルタの影響

浮上台車の空間フィルタ効果を考慮したものと無視したものの車体上下振動加速度および案内輪荷重における比較を図6.7に示す。この時の車両走行速度は80km/hである。車体上下振動加速度PSDと案内輪荷重PSDには台車軸距による空間フィルタ効果による落ち込みが生じていることがわかる。特に、車体上下振動加速度PSDにおいては、まず、4Hz付近に落ち込みが発生している。この落ち込みが発生する周波数は、台車が純粋なピッチング運動を行なう最も低い周波数3.6Hz ($\lambda = 2l$) に対応しており、さらに高い周波数では $\lambda = 2l/3, 2l/5, \dots$ に対応する周波数で落ち込みが発生する。一方、案内輪荷重PSDでは、空間フィルタ効果を考慮したものは、しないものに比べて、2~10Hzの間で増加していることがわかる。7Hz付近での荷重のピークは折り返し周波数7.1Hz ($0.32[1/m] \times 22.2[m/s]$) に対応するものであるが、この付近でのスペクトルの増大は、二つの空間フィルタ効果の差異 [式(6.3.15)の第3項] が前記の周波数領域で増大するためであると考えられる。一方、車体上下振動加速度PSDでは、7Hz付近での応答が若干増大するが問題となるレベルではない。したがって、二つの特性の異なる空間フィルタの差の影響は乗り心地よりもむしろ案

第6章 前後方向に分布した磁石の影響

内輪荷重に与える影響のほうが大きいと言える。

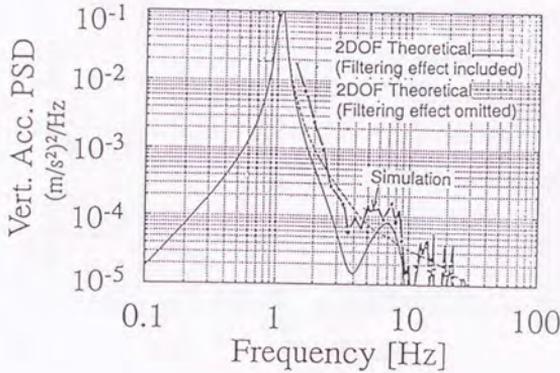
(2) 磁石長の影響

台車軸距を固定して磁石長を変化させた場合の応答の変化を図6.8に示す。磁石長が標準値 ($l_m = 4.70$ m) から50%減少すると、2Hz~10Hzの周波数領域で車体の上下振動加速度と案内輪荷重の応答が増大する。反対に、磁石長が標準値から50%増加すると車体の上下振動加速度は前記の周波数領域で減少するが、案内輪荷重は3Hz~5Hz以外の周波数領域で再び増大している。磁石長が増大あるいは減少することによる台車軸距と磁石長の空間フィルタ効果の差異の影響は、特に、10Hz以下の周波数領域での案内輪荷重を増大させることがわかる。

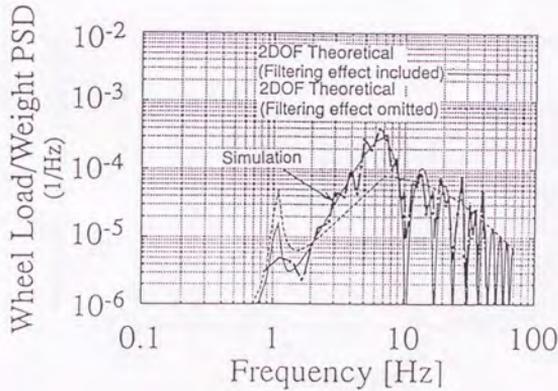
(3) 台車軸距の影響

磁石長を固定して台車軸距を変化させた場合の応答の変化を図6.9に示す。この場合、車体の上下振動加速度PSDでは、落ち込みが発生する周波数は変化するが、問題となるような大きな変動は発生していない。一方、案内輪荷重PSDには顕著な変化が現われる。台車軸距が標準値 ($l = 3.22$ m) から50%短くなった場合でも50%長くなった場合でも案内輪荷重の応答は、5Hz以下の周波数領域で大きく増加する。

前記の検討から、磁石長と台車軸距には適切な長さの比率の関係が存在することが予想できる。そこで、この最適な比率を検討するために、台車軸距と磁石長をパラメータとして車体の上下振動加速度および案内輪荷重のrms値による評価を行なった。結果を図6.10に示す。案内輪荷重のrms値は、台車軸距に無関係に磁石長が台車軸距の1.6倍付近で最小になっていることがわかる。したがって、案内輪荷重を低減して浮上能力を向上させるという立場からは、磁石長は台車軸距の1.6倍程度に設定することが有効であると考えられる。一方、車体の上下振動加速度のrms値は磁石長が長くなるにしたがって減少する。これは、図6.8から理解できるように、磁石長が長くなるにしたがって磁石の空間フィルタの影響により2Hz~7Hzの応答が低減されるからである。

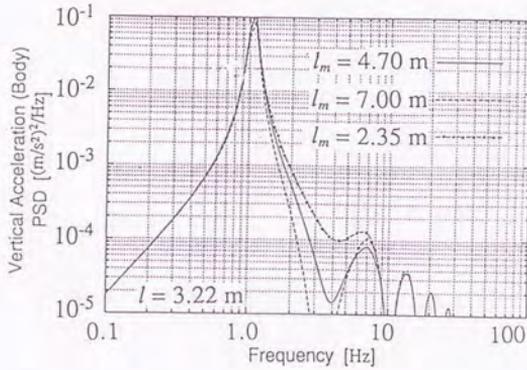


(a) 車体上下振動加速度PSD

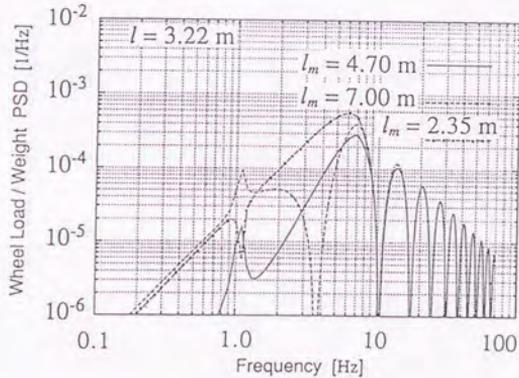


(b) 案内輪荷重PSD

図6.7 空間フィルタの影響

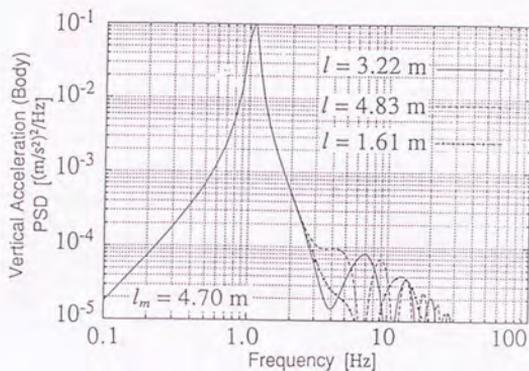


(a) 車体上下振動加速度PSD

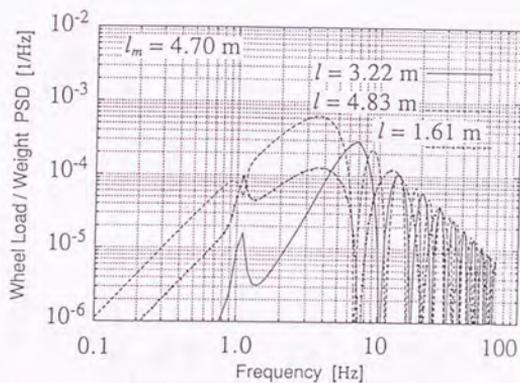


(b) 案内輪荷重PSD

図6.8 磁石長の影響

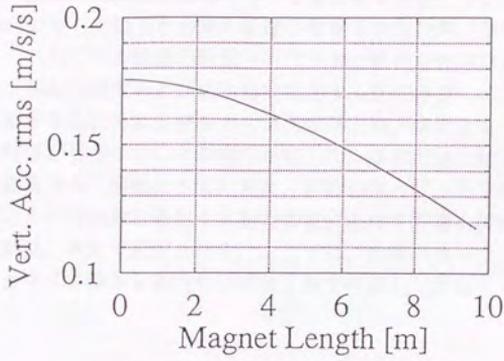


(a) 車体上下振動加速度PSD

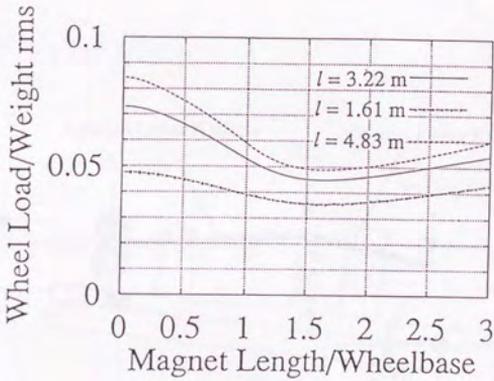


(b) 案内輪荷重PSD

図6.9 台車軸距の影響



(a) 車体上下振動加速度rms値



(b) 案内輪荷重rms値

図6.10 rms値による応答の評価

6.7 台車のピッチング運動が案内輪荷重に及ぼす影響

機械式浮上力制御を行う車両では、車体は前後方向に分布した磁石を取り付けた台車により2次支持され、さらにこの台車は、前後に磁気浮上力の機械的調節と安定化のために常に軌道の走行面に接触している案内輪を配置している。前節においては、前後方向に分布した磁石と台車の軌道不整量平均化効果（空間フィルタ効果）に着目し、これら二つの軌道不整量平均化効果が組み合わせられた場合に、この効果が車両の上下振動加速度および案内輪に作用する動的荷重に及ぼす影響を検討し、案内輪に作用する動的荷重を減少させ車両の浮上能力を向上させる適切な磁石長と台車軸距の関係が存在することを明らかにした。本節では、軌道の不整と車両の上下運動の関係をさらに明確にするために、前位台車のピッチング運動が車体の上下振動加速度および案内輪に作用する動的荷重に及ぼす影響を検討する。

前位台車の運動は、次式で記述される。ここでは、台車のローリング運動を考慮しないため、各台車に4輪ある案内輪は前後2輪で代表して表現する。

$$(m_G/2)\ddot{Z}_{GF} = S2_F + R_1 + R_2 + \int d(MG_F) \quad (6.7.1)$$

$$I_{\theta G}\ddot{\theta}_{GF} = l(R_1 - R_2)/2 + \int x_F d(MG_F) \quad (6.7.2)$$

式中の積分表示は、前後方向に分布した磁石の吸引力とピッチングモーメントを示している。

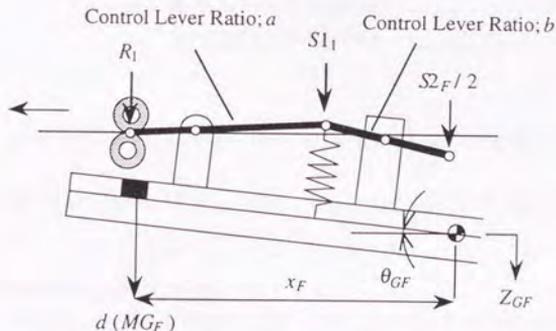


図6.11 台車のピッチング運動

第6章 前後方向に分布した磁石の影響

台車のピッチングが案内輪に及ぼす影響を評価するために、まず、前後方向に分布した磁石の磁気吸引力とピッチングモーメントを計算する。分布した磁石の磁気吸引力は磁石等価ばね定数を用いて次式で表現できる。

$$\int d(MG_F) = (k_G/2)(Z_{GF} - U_F) \quad (6.7.3)$$

ここで、 U_F は磁気吸引力を発生するためのリアクションレールの台車中心位置での上下変位である。

一方、ピッチングモーメントは、次式のように計算できる。

$$\begin{aligned} \int x_F d(MG_F) &= \int_{-l_m/2}^{l_m/2} (k_G/2l_m)\theta_{GF}x_F^2 dx_F \\ &= (k_G/24)l_m^2\theta_{GF} \end{aligned} \quad (6.7.4)$$

ここで、 l_m は台車の磁石長である。

式(6.7.3)、(6.7.4)を式(6.7.1)、(6.7.2)に代入し、次式を得る。

$$(m_G/2)\ddot{Z}_{GF} = S2_F + R_1 + R_2 + (k_G/2)(Z_{GF} - U_F) \quad (6.7.5)$$

$$I_{GG}\ddot{\theta}_{GF} = l(R_1 - R_2)/2 + (k_G/24)l_m^2\theta_{GF} \quad (6.7.6)$$

前および後側のリンク機構の力の釣合は、次式となる。

$$R_1 = a(S1_1 - b S2_F/2) \quad (6.7.7)$$

$$R_2 = a(S1_2 - b S2_F/2) \quad (6.7.8)$$

ここで、

$$S1_1 = -(k/4)a\{Z_{GF} + (l/2)\theta_{GF} - U_F\} - (C_G/4)a\{\dot{Z}_{GF} + (l/2)\dot{\theta}_{GF} - \dot{U}_F\} \quad (6.7.9)$$

$$S1_2 = -(k/4)a\{Z_{GF} - (l/2)\theta_{GF} - U_F\} - (C_G/4)a\{\dot{Z}_{GF} - (l/2)\dot{\theta}_{GF} - \dot{U}_F\} \quad (6.7.10)$$

ただし、上式では簡単のため $U_1 = U_2 = U_F$ とした。

式(6.7.5)、(6.7.6)から R_2 を消去し、さらに式(6.7.7)を用い $S2_F$ を消去する。これを R_1 について解き、式(6.7.9)を代入し、基本条件式(6.3.6)を用いることにより次式を得る。

第6章 前後方向に分布した磁石の影響

$$\begin{aligned}
 R_1 = & (a b / A) \{ (m_G / 4) \ddot{Z}_{GF} + (I_{\theta G} / l) \ddot{\theta}_{GF} \} \\
 & + (a^2 / A) (C_G / 4) \{ \dot{Z}_{GF} + (l / 2) \dot{\theta}_{GF} - \dot{U}_F \} \\
 & + (a b / A) (k_G / 8) l \{ 1 - (l_m / l)^2 / 3 \} \theta_{GF}
 \end{aligned} \tag{6.7.11}$$

上式の第1項は、案内輪荷重における慣性力の影響を、また第2項は減衰力の影響をそれぞれ示している。第3項は、台車がピッチングすることによって発生する磁石のピッチングモーメントが案内輪荷重に及ぼす影響を示している。案内輪荷重が、磁石のピッチングモーメントの影響を受けないようにするためには、第3項=0より次式が成立すればよいことがわかる。

$$l_m / l = \sqrt{3} \tag{6.7.12}$$

前節においては、案内輪荷重を減少させるために、台車と分布した磁石のそれぞれの軌道不整量平均化効果の差異を小さくする意味で、適切な磁石長と台車軸距の比 l_m / l の設定が重要となることを指摘した。一方、台車のピッチングが案内輪荷重に与える影響を抑制する立場からも、この比の設定が重要となることが前記の検討から明らかになった。

磁石長と台車軸距の比の設定限界は、台車のピッチング安定性より次のようにして定めることができる。式 (6.7.6) に式 (6.7.7) ~ 式 (6.7.10) を代入し、式 (6.3.6) を用いることにより次式が得られる。

$$I_{\theta G} \ddot{\theta}_{GF} = - (C_G / 8) a^2 l^2 \ddot{\theta}_{GF} - (k_G a b / 8) l^2 \{ 1 - (l_m / l)^2 / (3 a b) \} \theta_{GF} \tag{6.7.13}$$

したがって、上式が静的に安定となるためには、次式が成立する必要がある。

$$l_m / l \leq \sqrt{3 a b} \tag{6.7.14}$$

リンク比 a, b が小さい場合には、ピッチ剛性やピッチダンピングが不足するので注意が必要である。

6. 8 車両走行シミュレーション

6. 8. 1 運動方程式

静的な荷重変動を完全に補償する機械式磁気浮上力制御機構を備えた車両の運動方程式を、車体、前位台車、後位台車の上下運動およびピッチング運動について導出する。車両の運動モデルを図6. 12に示す。

車両の運動は、次式で記述される。

$$m_S \ddot{Z}_S = -S_{2F} - S_{2R} \quad (6.8.1)$$

$$I_{\theta S} \ddot{\theta}_S = L(-S_{2F} + S_{2R})/2 \quad (6.8.2)$$

$$(m_G/2) \ddot{Z}_{GF} = S_{2F} + R_1 + R_2 + \int d(MG_F) \quad (6.8.3)$$

$$(m_G/2) \ddot{Z}_{GR} = S_{2R} + R_3 + R_4 + \int d(MG_R) \quad (6.8.4)$$

$$I_{\theta G} \ddot{\theta}_{GF} = l(R_1 - R_2)/2 + \int x_F d(MG_F) \quad (6.8.5)$$

$$I_{\theta G} \ddot{\theta}_{GR} = l(R_3 - R_4)/2 + \int x_R d(MG_R) \quad (6.8.6)$$

式(6.8.3)～(6.8.6)の積分表示は、前後方向に分布した磁石の吸引力とピッチングモーメントを示している。ここでは、現実には前後左右8輪ある案内輪を前後4輪で代表して表現している。また、 S_{2F} 、 S_{2R} は前、後位台車の2次支持装置に作用する力で、たとえば前位台車に対しては、次式で記述される。

$$S_{2F} = (k_S/2) \{ A Z_{GF} - (ab/2)(U_1 + U_2) + Z_S + (L/2)\theta_S \} \\ + (C_S/2) \{ A \dot{Z}_{GF} - (ab/2)(\dot{U}_1 + \dot{U}_2) + \dot{Z}_S + (L/2)\dot{\theta}_S \} \quad (6.8.7)$$

U_1, U_2 は前位台車の前後に配置した案内輪の位置における案内レールの上下変位を表す。ただし、上式においては $A = ab - 1$ としている。

1次支持装置に作用する力は、前位台車に対しては、次式で記述される。

$$S_{1i} = -(k/4)a \{ Z_{GF} \pm (l/2)\theta_{GF} - U_i \} \\ - (C_G/4)a \{ \dot{Z}_{GF} \pm (l/2)\dot{\theta}_{GF} - \dot{U}_i \}; i = 1, 2 \quad (6.8.8)$$

台車のピッチングに関する項では、 $i=2$ に対して負の符号となる。

前位台車の案内輪荷重は、リンク機構の力の釣合から、次式で計算することができる。

$$R_i = a(S_{1i} - bS_{2F}/2); i = 1, 2 \quad (6.8.9)$$

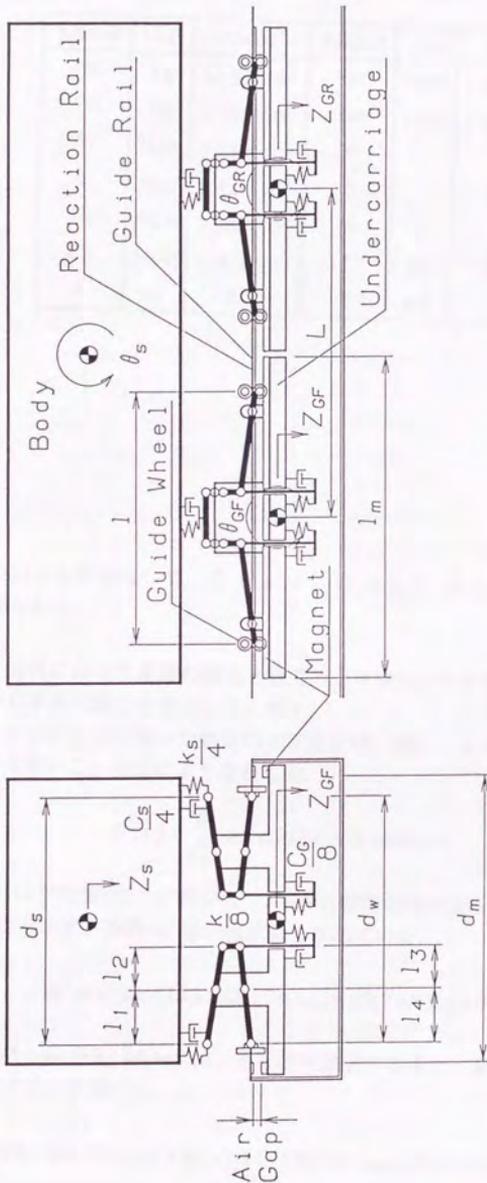


図6.12 車両の運動モデル

表6.2 走行シミュレーションに用いた車両の諸元 (標準設定値)

Symbol	Unit	Value	Symbol	Unit	Value
m_S	kg	14.3×10^3	$I_{\theta S}$	kgm ²	9.80×10^4
m_G	kg	3.70×10^3	$I_{\theta G}$	kgm ²	1.47×10^3
k_S	N/m	7.84×10^5	a		3.5
k_G	N/m	8.82×10^6	b		1.0
C_S	Ns/m	9.80×10^3	l_m	m	4.7
C_G	Ns/m	4.90×10^4	l	m	3.22
L	m	6.5	V	m/s	22.2

後位台車についても同様に、式 (6.8.7)、式 (6.8.8) および式 (6.8.9) に対応するものが得られる。

6. 8. 2 計算に用いた車両の諸元と軌道の上下変位データの生成

計算に用いた車両の諸元を表6. 2に示す。

走行シミュレーションに用いた軌道の上下変位は、図6. 6の軌道高低狂いのパワースペクトルを用いて、次式により生成した。

$$U(x) = \sum_{k=1}^N (a_k \cos \Omega_k x + b_k \sin \Omega_k x) \quad (6.8.10)$$

ここで、 a_k, b_k は平均値が0で分散が σ_k^2 のガウス確率過程である。 x は軌道の上下変位を与える位置を示す。分散 σ_k^2 は、次式より求めている。

$$\sigma_k^2 = \Phi(\Omega_k / 2\pi) \{ (\Omega_k / 2\pi)_{max} - (\Omega_k / 2\pi)_{min} \} / N \quad (6.8.11)$$

ここで、 $(\Omega_k / 2\pi)_{max}, (\Omega_k / 2\pi)_{min}$ は、それぞれ設定する最大、最小の波数とする。波数 $\Omega_k / 2\pi$ は次式で計算する。

$$\Omega_k / 2\pi = (\Omega_k / 2\pi)_{min} + (k - 1/2) \{ (\Omega_k / 2\pi)_{max} - (\Omega_k / 2\pi)_{min} \} / N \quad (6.8.12)$$

6. 8. 3 分布した磁石の処理

前後方向に分布した磁石が発生する浮上力とピッチングモーメント [式 (6.8.3) ~ (6.8.6) の積分項] は, 前後の台車の磁石長をそれぞれ $2n$ 個に分割し, 例えば, 前位台車については, 次式によって計算した.

$$\int d(MG_F) = \sum_{i=1}^{2n} (k_G/4n) \{Z_{GF}(x_i) - U(x_i)\} \quad (6.8.13)$$

$$\int x_F d(MG_F) = \sum_{i=1}^{2n} (k_G/4n) \{Z_{GF}(x_i) - U(x_i)\} (i-n-1) (l_m/2n) \quad (6.8.14)$$

ここで, $Z_{GF}(x_i)$, $U(x_i)$ はそれぞれ, 計算点 x_i での台車および軌道の上下変位である.

6. 8. 4 シミュレーション結果

式 (6.8.10) を入力として, 式 (6.8.1) ~ 式 (6.8.6) を Runge-Kutta-Gill法によって解くことにより時刻歴応答を求める. 表 6. 2 の車両諸元にもとづいて得られた時系列データを図 6. 13 に示す. 観測した時系列データは,

- (1) 前位台車 2 次支持点での車体上下振動加速度 (\ddot{Z})
- (2) 前位台車前部の案内輪位置での台車上下振動加速度 (\ddot{Z}_G)
- (3) 車体ピッチ角 (θ_S)
- (4) 前位台車ピッチ角 (θ_{GF})
- (5) 前位台車前部の案内輪荷重 (R_1/W)

である. ただし, 案内輪荷重は車両重量によって無次元化してある.

得られた車体上下振動加速度および案内輪荷重の時系列データより計算したパワースペクトル密度を図 6. 7 に示した. 図 6. 7 によれば, 空間フィルタ効果を考慮した 2 自由度モデルを用いて計算した理論値は, シミュレーションより得られた結果と一致しており, この運動モデルの妥当性が確認できる.

台車軸距および磁石長が車両の乗り心地および案内輪荷重に与える影響を調べるために, 台車軸距と磁石長をパラメータとして車体の上下振動加速度および案内輪荷重の rms 値による評価を行った. 評価したデータは, 前位台車の 2 次支持点での車体上下振動加速度および前位台車の前部の案内輪荷重である.

結果を図 6. 14 および図 6. 15 に示す. また, 比較のために車体と台車のピッチングモードを除外し, 分布した磁石をもつ台車の空間フィルタ効果を考慮した 2 自由度 (2DOF) モデルによる結果もあわせて示している.

図 6. 14 によれば, 磁石長が増加するに従って, 磁石のもつ軌道不整量平均化効果 (空間フィルタ効果) によって, 車体の上下振動加速度 rms 値は減少する. 一方, 図 6. 15 より案内輪荷重は, 磁石長と台車軸距の比が, 1 より小さい場合には増大し, 1 から 2 の間において極小値をとり, 2 より大きくなると再び増大する

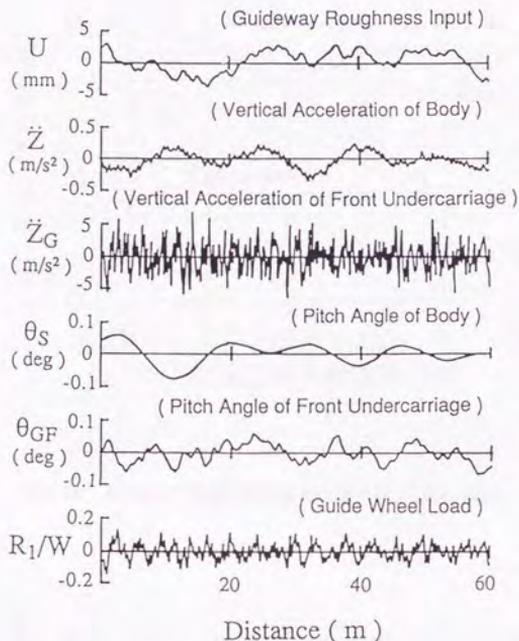


図6.13 シミュレーションによる車両の応答波形

ことがわかる。磁石長と台車軸距の比が1より小さい場合に案内輪荷重が増大する理由は、6.6節において示されたように台車のもつ空間フィルタ効果が前後方向に分布した磁石の空間フィルタ効果と異なることによるものである。磁石長と台車軸距の比が大きくなると、台車のピッチ剛性が不足するために台車のピッチング運動が増大し、案内輪荷重の増加を招いている。案内輪荷重が極小値をとることは、6.7節において簡単なモデルを用いて予測したように、案内輪荷重が磁石の発生するピッチングモーメントの影響を受けないための条件が、磁石長と台車軸距の比を1とすることとも関連していると考えられる。また、台車軸距が短くなった場合

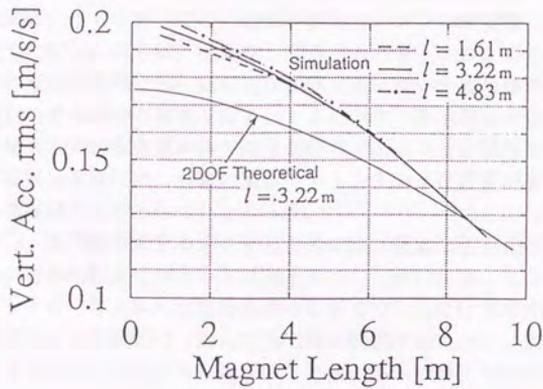


図6.14 車体上下振動加速度rms値と磁石長の関係

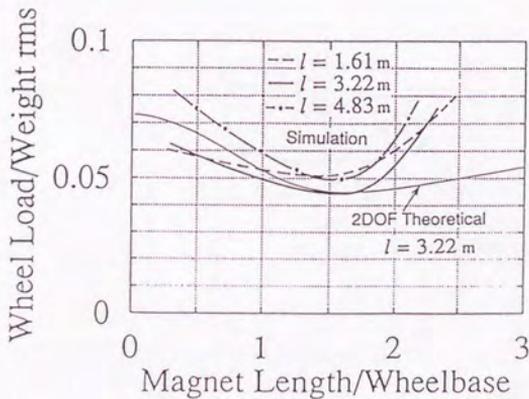


図6.15 案内輪荷重の変化 ($m_G \cdot J_{\theta G}$ は一定)

第6章 前後方向に分布した磁石の影響

には、案内輪荷重の慣性力成分〔式(6.7.11)の第1項〕のうちビッチングによるものの影響が大きくなり案内輪荷重が増大することが確認できる。実際には、磁石長と台車軸距の比を1から2の間で設定しておけば実用上問題ないと考えられる。

図6.14、図6.15においては、台車の慣性モーメントや質量は、磁石長とは無関係に設定したが、これらは、磁石長と関係すると考える方がより現実的である。表6.2での設定を基準とし、磁石長が変化するに従い台車の慣性モーメントおよび質量を変化させた場合の結果を図6.16に示す。台車軸距が短くなり台車が軽量化された場合の案内輪荷重の減少効果が顕著であることが理解できる。一方、車体の上下振動加速度には、台車の慣性モーメントおよび質量が変化しても図6.14との差異はほとんどあらわれなかった。

前記の結果から、案内輪荷重を小さくするためには、適切な磁石長と台車軸距の比の設定と同時に台車の軽量化が大きな効果をもつことがわかる。したがって、台車の設計にあたっては、与えられた設計条件のなかでできるだけ台車の軽量化を図り、その上で磁石長を台車軸距の1から2倍の間に設定することが、案内輪荷重をより一層減少させるという立場から有効な設計方法であると考えられる。

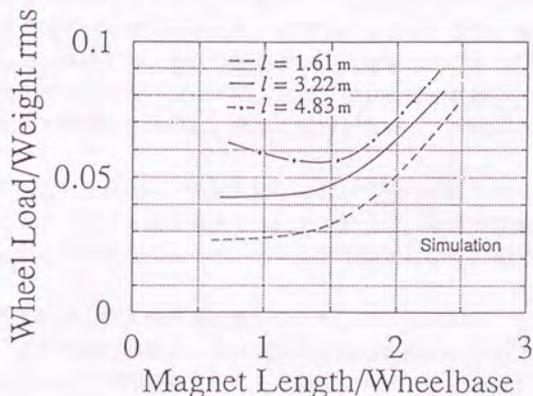


図6.16 案内輪荷重の変化 (磁石長に応じて $m_G, I_{\theta G}$ が変化)

6. 9 まとめ

機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両に対して、前後方向に分布した磁石を取り付けた台車が有する2つの性質の異なった軌道不整量平均化効果（空間フィルタ効果）を同時に考慮した2自由度上下運動モデルを構成した。このモデルを用いて、台車の空間フィルタ効果が車体上下振動加速度および案内輪荷重に及ぼす影響を評価した。さらに、台車のピッチング運動がこれらの評価指標に及ぼす影響についても理論的に検討した。最後に、走行シミュレーションを行い理論検討の検証を行った。その結果、次の事項が明らかになった。

- (1) 2つの異なる空間フィルタ効果を同時に考慮した車両の2自由度上下運動モデルにより、本磁気浮上車両の上下運動を効果的に表現できることがわかった。
- (2) 前後方向に分布した磁石を取り付けた台車が同時に有する2つの性質の異なった軌道不整量平均化効果（空間フィルタ効果）の影響は、案内輪荷重の増加として顕著に現われる。
- (3) 前記の影響をできるだけ抑制するという立場から、磁石長は台車軸距の1.6倍程度が望ましい。
- (4) 案内輪荷重を増加させる要因の一つとして、台車のピッチング運動があり、この影響を受けにくくするという観点から適切な磁石長と台車軸距の関係が存在する。単純化したモデルを用いた検討によれば、質量と慣性モーメントが変化しない場合には、適切な磁石長は、台車軸距の $\sqrt{3}$ 倍程度である。一方、車両走行シミュレーションによれば、磁石長は台車軸距の1倍から2倍程度の範囲で設定しておけば、実用上問題がないことが確認された。
- (5) 磁石長の設定可能範囲は、機械式浮上力制御機構の制御レバーのリンク比に依存しており、リンク比が減少するにしたがって、設定可能範囲が狭くなると同時にピッチ剛性やピッチダンピングが不足するので注意が必要である。
- (6) 台車の軽量化は、案内輪荷重の減少に大きく寄与するので、台車の設計においては、まず軽量化を図り、次に磁石長を台車軸距の1から2倍の範囲で設定しておくことが案内輪荷重をより一層減少させ、浮上能力を向上させるという立場から有効な設計方法である。

第7章 案内輪剛性およびリンク系の不感帯要素の影響

[61 - 65]

7. 1 はじめに

機械式浮上力制御方式では、車体を支持する永久磁石の吸引力を、常に軌道の走行面に接触している補助支持車輪（案内輪）付のリンク機構によって機械的に安定化し、車体重量に応じて空隙を機械的に変化させることにより調整している。このため、案内輪は軌道と台車間の相対変位を検出するセンサとして重要な機能を有している。前章までにおいては、この案内輪を剛体としてモデル化し種々の検討を行ってきた。しかし、現実には案内輪は作用する荷重によって弾性変形し、この変形は空隙の変動に影響を与えるので案内輪の剛性が小さい場合には車両の運動に大きな影響を与えると考えられる。また、実際のリンク機構には、ガタに代表されるような制御できない領域（不感帯）が存在することが予想され、案内輪の剛性と同様に、車両の運動に大きな影響を与えると考えられる。

本章では、まず、案内輪の剛性を考慮した車両の運動モデルを導出し、この運動モデルを用いて案内輪の剛性およびリンク比が車両の浮上安定性および周波数応答に与える影響を検討する。次に、案内輪と軌道間の隙間に代表されるような不感帯特性が車両の性能に及ぼす影響について検討する。さらに現実の車両に近い高次の運動モデルを用いた走行シミュレーションを行い、車両の経年変化に対してロバストなリンク比について検討する。また、永久磁石の非線形性が車両の運動に及ぼす影響についても検討を行う。

第7章 案内輪剛性およびリンク系の不感帯要素の影響

7. 2 主要な記号

本章で用いられる主要な記号を下記に示す.

A : リンク係数 $ab-1$

a : 下側制御レバーのリンク比 l_3/l_4

b : 上側制御レバーのリンク比 l_1/l_2

C_G : 1次支持装置減衰係数 (車両全体)

C_S : 2次支持装置減衰係数 (車両全体)

d_w : 左右の案内輪間隔 (案内輪トレッド)

d_m : 左右の永久磁石間隔 (磁石トレッド)

d_s : 左右の2次支持装置間隔 (2次支持装置トレッド)

I_{AS}, I_{AG} : 車体, 台車の慣性モーメント

k_G : 磁石等価ばね定数 (車両全体)

k : 1次支持装置ばね定数 (車両全体)

k_S : 2次支持装置ばね定数 (車両全体)

k_W : 案内輪剛性 (車両全体)

L : 前, 後位台車中心間隔

l : 台車軸距

l_m : 磁石長

m_G : 台車質量 (車両全体)

m_S : 車体質量

R_i : 案内輪荷重

V : 車両走行速度

Z_S, Z_{GF}, Z_{GR} : 車体, 前後位台車, 後位台車の上下変位

$\theta_S, \theta_{GF}, \theta_{GR}$: 車体, 前後位台車, 後位台車のピッチ角変位

ε : 軌道と案内輪の隙間

第7章 案内輪剛性およびリンク系の不感帯要素の影響

7. 3 案内車輪の剛性を考慮した車両の上下運動

7. 3. 1 浮上のための基本条件

機械式磁気浮上力制御機構を備えた車両のモデルを図7. 1に示す。変動する車体重量に応じた浮上力の制御は次のようにして機械的に行う。車体重量の増加により車体と制御レバーの結合点が鉛直下方に変位する。制御レバーの中間にある案内輪は軌道の走行面に拘束されているので、この点を支点として制御レバーが回転し、台車を鉛直上方に変位させる。これにより、空隙が減少し、磁気吸引力が増加して車体重量増分を補償する。ここでは、車体の静的な重量変化分を磁気吸引力によって補償するための基本条件を求める。

車体重量と浮上力が釣り合っている状態から車体に ΔW の荷重が付加された状態を考える。このときの台車の上下方向の力の釣合は、次式となる。

$$\Delta W + \Delta R + \Delta F_m = 0 \quad (7.3.1)$$

ここで、 ΔR は案内輪荷重増分、 ΔF_m は磁石吸引力増分である。

案内輪荷重増分は、リンク機構の力の釣合から、次式で与えられる。

$$\Delta R = a (\Delta F_k - \Delta W) = -k_W \Delta X_W \quad (7.3.2)$$

ここで、 ΔF_k は1次支持装置反力、 a は l_3/l_4 で定義される制御レバーのリンク比、 ΔX_W は案内輪のたわみである。

ΔF_k および ΔF_m は、次式で与えられる。

$$\Delta F_k = -k_a (\Delta X_G - \Delta X_W) \quad (7.3.3)$$

$$\Delta F_m = k_G \Delta X_G \quad (7.3.4)$$

ただし、 $-k_G$ は図7. 2により定義される永久磁石の等価ばね定数、 k は1次支持装置ばね定数、 ΔX_G は台車と軌道間の相対変位である。

式(7.3.1)～式(7.3.4)より次式を得る。

$$\Delta R = \frac{k_W (k_G a - k a^2)}{(k a^2 - k_G) [k_W - k_G k a^2 / (k a^2 - k_G)]} \Delta W \quad (7.3.5)$$

上式より、案内輪に静的な荷重が作用しない($\Delta R = 0$)ための基本条件として次式を得る。

$$k = k_G (1/a) \quad (7.3.6)$$

次節以降の動的な検討においては式(7.3.6)が満足されているものとする。

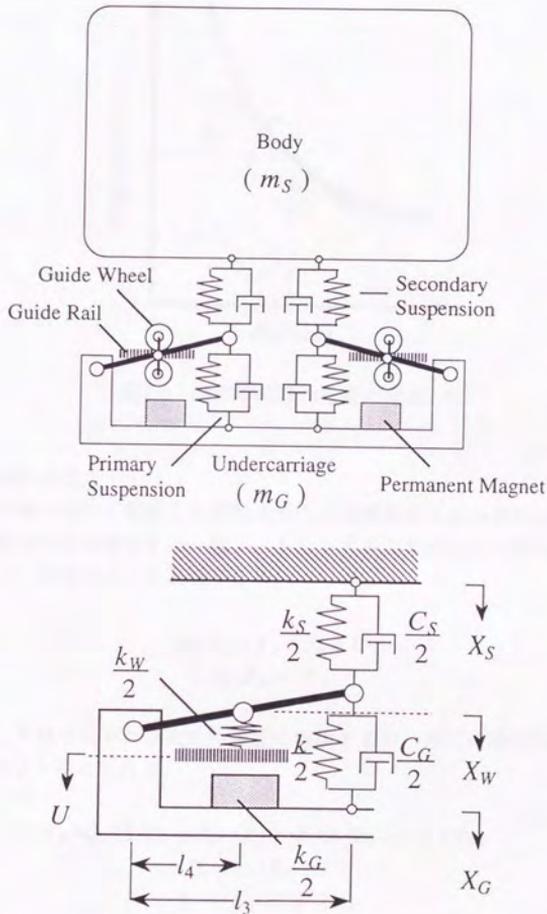


図7.1 案内輪剛性を考慮した車両のモデル (3DOFモデル)

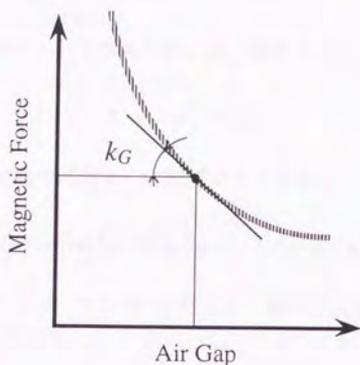


図7.2 磁石等価ばね定数の定義

7.3.2 運動方程式

本節では案内輪の剛性を考慮した機械式浮上力制御機構をもつ車両の3自由度の上下方向の運動方程式を導出する。図7.1のモデルで表現される磁気浮上車両の上下方向運動は、次式によって表現できる。

$$m_G \ddot{X}_G = F_S + F_m + R \quad (7.3.7)$$

$$m_S \ddot{X}_S = -F_S \quad (7.3.8)$$

ここで、 F_S , F_m , R はそれぞれ2次支持装置に作用する力、磁石の吸引力、案内輪荷重であり次式により与えられる。

$$F_S = C_S (A \dot{X}_G - a \dot{X}_W + \dot{X}_S) + k_S (A X_G - a X_W + X_S) \quad (7.3.9)$$

$$F_m = k_G (X_G - U) \quad (7.3.10)$$

$$R = -k_W (X_W - U) \quad (7.3.11)$$

ここで、 A は、 $a - 1$ で定義される係数である。

式(7.3.7) および式(7.3.8) に式(7.3.9) ~ (7.3.11) を代入することにより次式を得る。

$$m_G \ddot{X}_G = C_S A \ddot{X}_G + (k_S A + k_G) X_G + C_S \dot{X}_S + k_S X_S - C_S a \ddot{X}_W - (k_S a + k_W) X_W + (k_W - k_G) U \quad (7.3.12)$$

第7章 案内輪剛性およびリンク系の不感帯要素の影響

$$m_S \ddot{X}_S = -C_S \dot{X}_S - k_S X_S - C_S A \dot{X}_G - k_S A X_G + C_S a \dot{X}_W + k_S a X_W \quad (7.3.13)$$

一方、制御レバーのモーメントの釣り合いは、次式となる。

$$R = a (F_k - F_S) \quad (7.3.14)$$

ここで、 F_k は1次支持装置の反力で、次式で与えられる。

$$F_k = -C_G a \dot{X}_G + C_G a \dot{X}_W - k a X_G + k a X_W \quad (7.3.15)$$

式 (7.3.14) に式 (7.3.9) と式 (7.3.15) を代入し、静的浮上条件である式 (7.3.6) を用いることにより次式を得る。

$$C_S \dot{X}_S + k_S X_S + (C_S A + C_G a) \dot{X}_G + (k_S A + k_G) X_G - (C_S + C_G) a \dot{X}_W - (k_S a + k_G + k_W / a) X_W + (k_W / a) U = 0 \quad (7.3.16)$$

車両の上下運動は、式 (7.3.12) , 式 (7.3.13) および式 (7.3.16) によって決定される。

7. 3. 3 車両の浮上安定性

車両の浮上安定性を検討するために、式 (7.3.12) , 式 (7.3.13) および式 (7.3.16) より根軌跡を後述する走行シミュレーションに使用した車両の諸元 (表 7. 1) を用いて計算した。結果を図 7. 3 に示す。ここで、パラメータはリンク比 a および案内輪剛性 k_w である。図 7. 3 よりこれらのパラメータの変化により実軸上を移動する不安定根が存在することがわかる。本節ではこの不安定根について理論的に考察する。

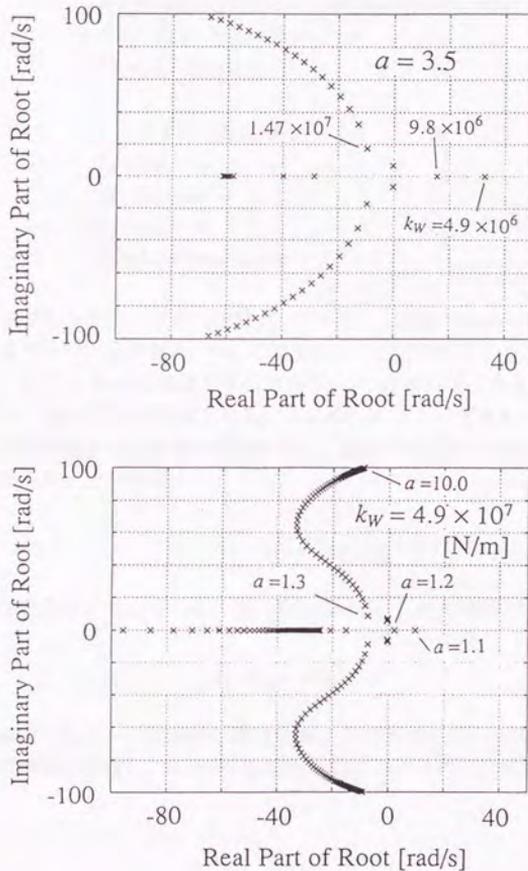


図7.3 根軌跡

第7章 案内輪剛性およびリンク系の不感帯要素の影響

式 (7.3.12) , 式 (7.3.13) および式 (7.3.16) から得られる特性方程式は次式となる。

$$A_5 s^5 + A_4 s^4 + A_3 s^3 + A_2 s^2 + A_1 s + A_0 = 0 \quad (7.3.17)$$

ここで,

$$\begin{aligned} A_0 &= \gamma_1 k_G k_S \\ A_1 &= \gamma_1 C_S k_G + \gamma_2 a C_G k_S \\ A_2 &= \gamma_1 m_S \{ k_G + (a-1) k_S \} + \gamma_2 a C_G C_S + \gamma_3 k_S m_G \\ A_3 &= \gamma_1 (a-1) C_S m_S + \gamma_2 a C_G m_S + \gamma_3 C_S m_G + \gamma_4 a C_G k_S \\ A_4 &= \gamma_4 a C_G C_S + \gamma_5 m_G m_S \\ A_5 &= 2a C_G m_G m_S \end{aligned}$$

ただし,

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \{(a-1)/a\} k_W - k_G \\ \gamma_2 &= k_W - k_G \\ \gamma_3 &= k_G + k_W / a \\ \gamma_4 &= m_S + m_G \\ \gamma_5 &= k_G + a k_S + k_W / a \end{aligned}$$

運動が安定であるためには特性方程式 (7.3.17) の係数がRouthの安定条件を満足しなければならない。各係数 $A_0 \sim A_5$ の正負は $a > 1$ であれば $\gamma_1 \sim \gamma_5$ の正負によって決定される。 $\gamma_3, \gamma_4, \gamma_5$ は常に正であるから A_4, A_5 は常に正である。さらに、 γ_1 が正であるときには必ず γ_2 は正值をとる。したがって、このとき A_0, A_1, A_2, A_3 は正となる。これ以外のさらに高次の安定条件は、数値的に調べた結果、満足されていることがわかった。すなわち、

$$\gamma_1 = \{(a-1)/a\} k_W - k_G > 0 \quad (7.3.18)$$

がこの系の安定条件となっている。式 (7.3.18) より、次の条件が得られる。

$$k_W / k_G > a / (a-1) \quad (7.3.19)$$

この安定判別図を図7.4に示す。車両の浮上安定性は k_W / k_G およびリンク比 a の減少とともに急激に悪化し、 $k_W = k_G$ の場合にはリンク比の値に関係なく全領域で不安定となる。

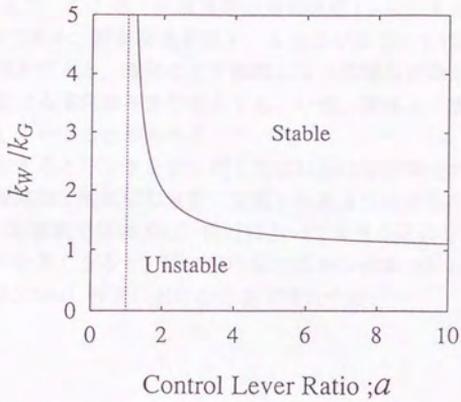


図7.4 安定判別図

7. 3. 4 周波数応答

式 (7.3.12), 式 (7.3.13) および式 (7.3.16) を用いて表 7. 1 の車両の周波数応答を計算した。ここでは, 軌道の上下変位振幅は波長に比例するものと仮定し, $U = U_0 V / f$ で与えた。ここで, V は車両の走行速度 (m/s), f は周波数, $U_0 = 0.267$ mm/m である。計算結果を図 7. 5 および図 7. 6 に示す。

案内輪剛性が減少すると, 車体の上下振動による空隙の変動が大きくなり, 車体の固有振動数における案内輪荷重が増大する。一方, 車体上下振動加速度は高い周波数領域で減少していることがわかる。

リンク比が増大するとリンクを含んだ1次ばね系の等価剛性が増大するので, 台車の運動は案内輪剛性と磁気ばね定数に支配されるようになり, 固有振動数 $\sqrt{(k_W - k_G) / m_G}$ (計算例では16.5Hz) 付近において大きな応答を示すようになる。反対に, リンク比が小さくなると, 剛体案内輪の場合の台車の固有振動数 $\sqrt{k_G A / m_G}$ ($a = 1.5$ の場合は5.5Hz) 付近における応答が増大する。

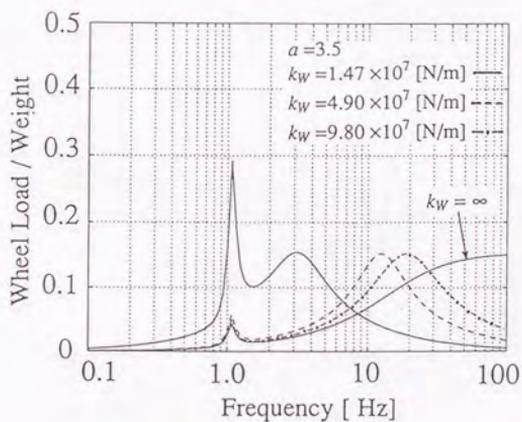
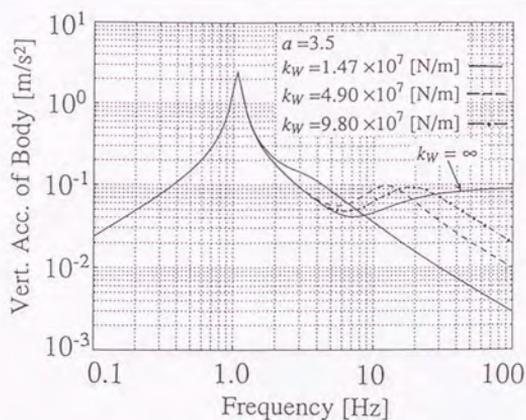


図7.5 周波数応答 (案内輪剛性の影響)

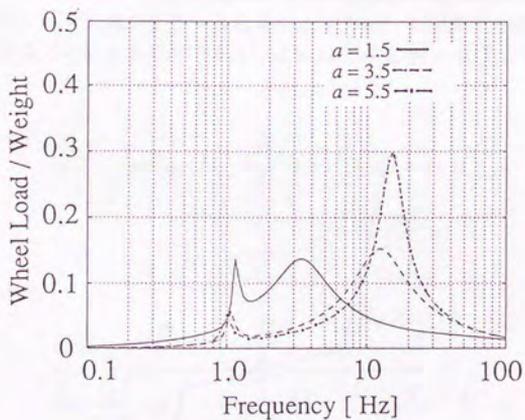
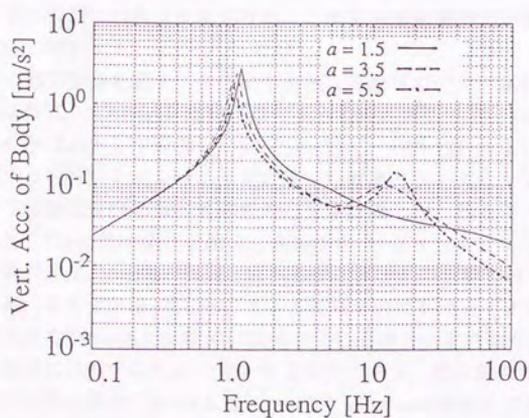


図7.6 周波数応答（リンク比の影響）

7.4 リンク系の不感帯要素の影響

機械式浮上力制御機構は軌道に常に接触する案内輪を持っているので、現実には、磨耗などにより軌道と案内輪間に隙間が発生する可能性がある。また、リンク機構にはガタなどの不感帯要素が存在することも考えられる。本節ではこのような案内輪と軌道間の隙間に代表されるようなリンク系の不感帯要素が車両の運動に与える影響について考察する。

リンク系の不感帯要素を図7.7で示すような多段ばねでモデル化する。不感帯領域では安定条件式(7.3.19)を満足しないよう設定されている。 k_w をこのような特性をもつ非線形ばねとして定義し、式(7.3.12)、(7.3.13)および式(7.3.16)を用いて、後述する走行シミュレーションに用いた軌道のランダムな上下変位入力に対する車体上下振動加速度と案内輪荷重の応答を計算した。得られた応答の時系列データから計算したrms値の変化を図7.8に示す。

車体上下振動加速度のrms値が軌道と案内輪間の隙間 ε の影響をほとんど受けないので、案内輪荷重のrms値は ε に大きく影響されていることがわかる。なお、車体上下振動加速度のrms値が振動的に変化している部分は案内輪が図7.7の二つの安定領域を頻繁に移動するために発生するものである。案内輪荷重のrms値は、リンク比が比較的大きい場合($a = 3.5, 5.5$)には $\varepsilon = 0.5$ mm程度まではほとんど変化しないが、 ε がさらに増加すると比較的緩やかに線形的に増加する。これに対してリンク比が小さい場合($a = 1.5$)、案内輪荷重のrms値は ε の影響を大きく受けて急増する。これは、リンク比が小さいと台車の上下方向の等価剛性が減少し、空隙の変動が大きくなることによるものである。 $\varepsilon = 1.0$ mmにおいては、リンク比

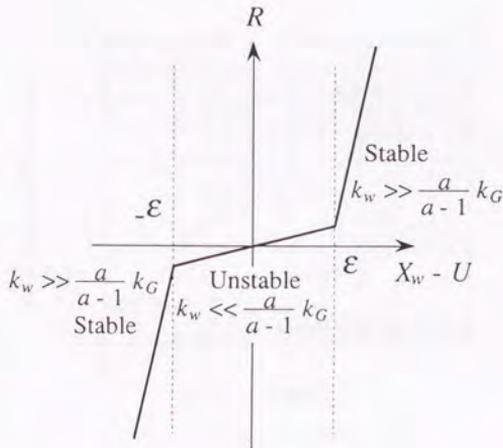


図7.7 不感帯要素のモデル

第7章 案内輪剛性およびリンク系の不感帯要素の影響

$a = 3.5, 5.5$ の場合、案内輪荷重のrms値は車両重量の10%程度であるのに対してリンク比 $a = 1.5$ の場合には30%にも達する。隙間がない場合 ($\epsilon = 0.0 \text{ mm}$) にはいずれのリンク比の場合でも5~6%であることを考えると小さいリンクは不感帯要素によって浮上性能の急激な劣化を生ずることがわかった。

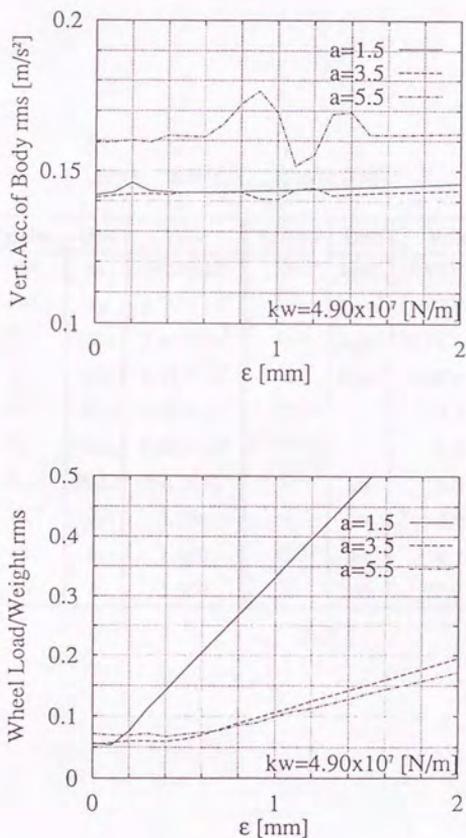


図7.8 応答のrms値の変化 (3DOFモデル)

7.5 走行シミュレーション

前章での検討をもとに、さらに高次の運動モデル (図7.9) による走行シミュレーションを行なった。本モデルは、車体、前位台車および後位台車に対してそれぞれ上下、ローリング、ピッチング運動を考慮し、さらに8輪の案内輪それぞれに対して軌道と案内輪間の隙間 ε を前章で説明した方法により設定した17自由度の運動モデルである。

シミュレーションに用いた左右の軌道の上下変位入力 (U_R, U_L) は、図7.10のバラスベクトル密度関数と図7.11のコヒーレンス関数を用いて生成した。表7.1の車両諸元を用いて $\varepsilon = 1.0 \text{ mm}$ に対して得られた時系列データを図7.12に示す。

表7.1 車両諸元 (標準設定値)

Symbol	Unit	Value	Symbol	Unit	Value
m_S	kg	14.3×10^3	$I_{\theta S}$	kgm^2	9.80×10^4
m_G	kg	3.70×10^3	$I_{\theta G}$	kgm^2	1.47×10^3
k_S	N/m	7.84×10^5	$I_{\phi S}$	kgm^2	2.94×10^4
k_G	N/m	8.82×10^6	$I_{\phi G}$	kgm^2	0.69×10^3
k_W	N/m	4.90×10^7	$a (=l_3/l_4)$		3.5
C_S	Ns/m	9.80×10^3	$b (=l_1/l_2)$		1.0
C_G	Ns/m	4.90×10^4	L	m	6.5
d_w	m	1.266	l	m	3.22
d_s	m	1.440	l_m	m	4.7
d_m	m	1.350	V	m/s	22.2

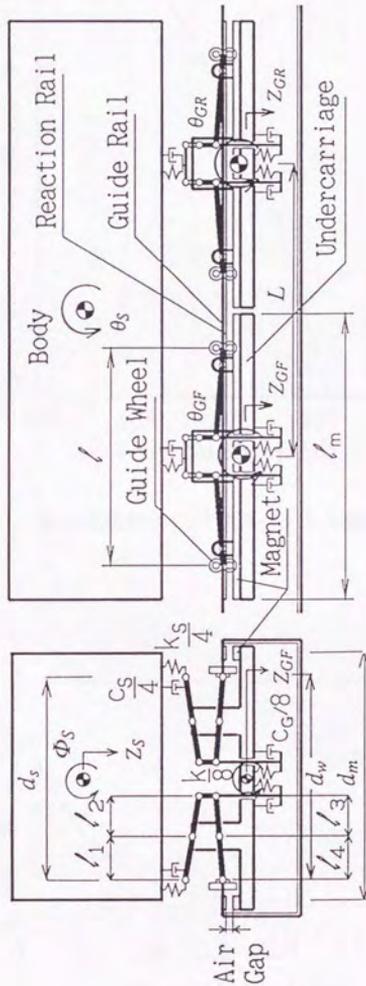


図7.9 車両の運動モデル (17自由度)

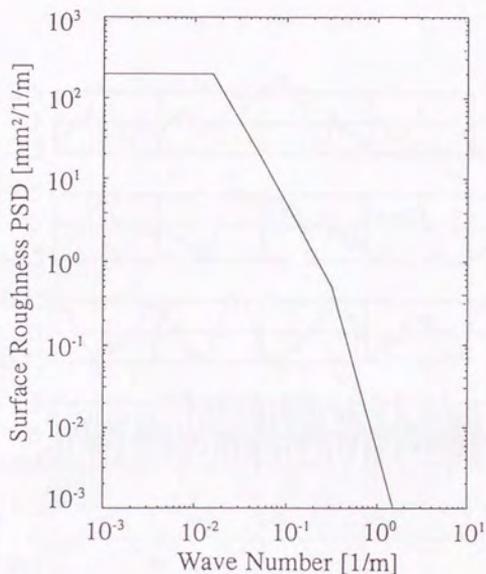


図7.10 軌道高低狂いのパワースペクトル密度関数

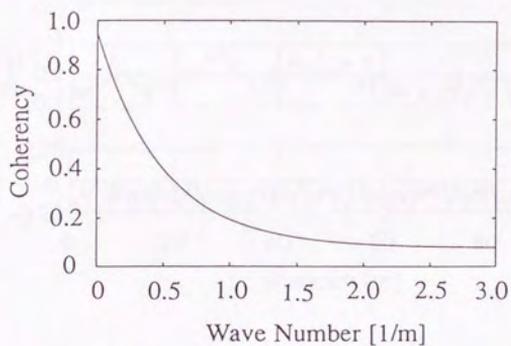


図7.11 左右の軌道のコヒーレンス関数

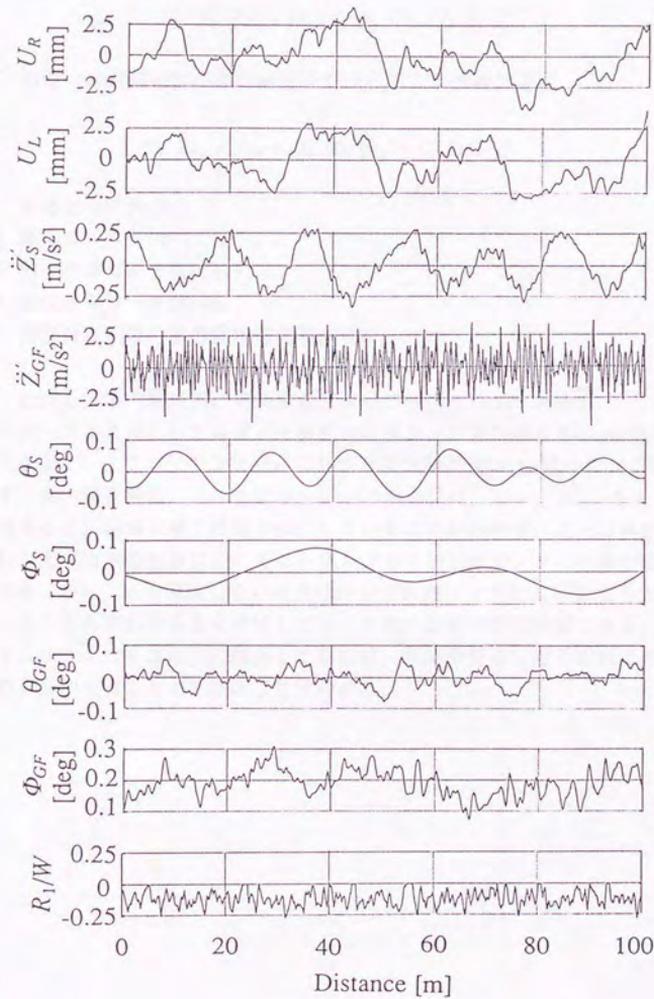


図7.12 応答の時系列データ ($\varepsilon = 1.0 \text{ mm}$)

第7章 案内輪剛性およびリンク系の不感帯要素の影響

観測した時系列データは、

- (1) 前位台車2次支持点での車体上下振動加速度

$$\ddot{Z}'_S = \ddot{Z}_S + (d_s/2) \ddot{\Phi}_S + (L/2) \ddot{\theta}_S$$

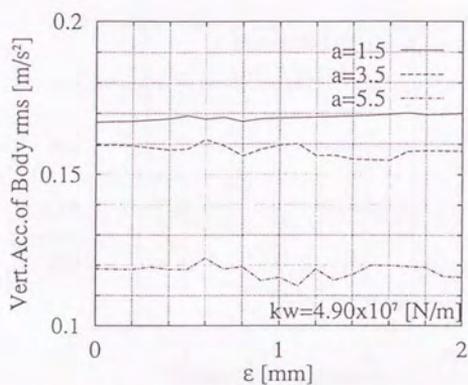
- (2) 前位台車前部右側の案内輪直下での台車上下振動加速度

$$\ddot{Z}'_{GF} = \ddot{Z}_{GF} + (d_m/2) \ddot{\Phi}_{GF} + (l/2) \ddot{\theta}_{GF}$$

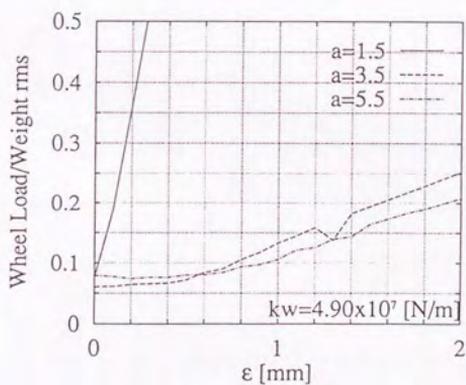
- (3) 車体ピッチ角(θ_S)
(4) 車体ロール角(Φ_S)
(5) 前位台車ピッチ角(θ_{GF})
(6) 前位台車ロール角(Φ_{GF})
(7) 前位台車前部右側の案内輪荷重(R_1/W)

である。ただし、案内輪荷重は車両重量によって無次元化してある。

時系列データより得られた車体上下振動加速度および案内輪荷重のrms値の ε に対する変化を図7. 13に、リンク比 a に対する案内輪荷重のrms値の変化を図7. 14に示す。案内輪荷重は、リンク比が $a = 1.5$ の場合には、リンク比 $a = 3.5, 5.5$ の場合と比較すると、極端に浮上性能が劣化していることがわかる。これは前節において検討した上下方向の影響に加えてローリングおよびピッチングの影響が現われるためである。特に、 ε を考慮しない場合にはいずれのリンク比の場合でも大きな差異がないことから不感帯要素を考慮したリンク比の設定は特に重要である。図7. 14より、リンク比を3以上に設定しておけば、不感帯要素に対して車両の浮上性能の変動を抑制することができることがわかる。



(a) 車体上下振動加速度rms値の変化



(b) 案内輪荷重rms値の変化

図7.13 応答のrms値の変化 (17DOFモデル)

第7章 案内輪剛性およびリンク系の不感帯要素の影響

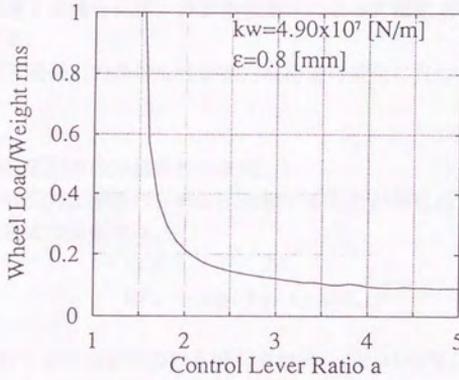


図7.14 リンク比の変動に対する案内輪荷重rms値の変化

7. 6 磁石吸引力の非線形性の影響 [65]

これまでの解析においては、永久磁石の吸引力を設計点の近傍で線形化したものを等価ばね定数として用いてきた。一方、案内輪と軌道間の隙間に代表されるリンク系のガタを考慮する場合には、ガタの大きさによっては磁石吸引力の非線形性を無視できなくなる。

本節では、磁石吸引力の非線形性が案内輪荷重の変化に及ぼす影響について検討する。

7. 6. 1 磁石吸引力の非線形性の表現

一般に磁石の吸引力は空隙の二乗に反比例することが知られている。ここでは、磁石の吸引力を次式で近似する。

$$\Delta F_m = -k_{G0}\Delta X_G - k_{G1}(\Delta X_G)^2 \quad (7.6.1)$$

ここで、 ΔF_m は釣り合い点からの磁石吸引力増分、 ΔX_G は台車と軌道間の相対変位（空隙の変化）、 k_{G0} は磁石等価ばね定数、 k_{G1} は磁石の非線形性の大きさを表す定数である。

7. 6. 2 3自由度モデルによる評価

3自由度モデル [式 (7.3.12)、式 (7.3.13) 式 (7.3.16)] を用いて、式 (7.6.1) で定義される磁石吸引力特性が車両の運動に与える影響を、7. 4 節で用いた車両諸元による走行シミュレーションによって評価した。評価は、表7. 2に示した3組のケースについて行った。計算には、表7. 1および $k_{G1} = 5.88 \times 10^8$ [N/m²]を用いた。

案内輪荷重rms値の変化を図7. 15から図7. 17に示す。軌道と案内輪間の隙間が大きくなるに従って、磁石吸引力の非線形性の影響により案内輪荷重が増加して浮上能力が低下することがわかる。この影響は、1次ばねを含むリンク系の上下

表7.2 走行シミュレーションの分類

項目	Case 1	Case 2	Case 3
磁石吸引力特性	線形	非線形	非線形
1次ばね特性	線形	線形	非線形

等価剛性を低下させる低いリンク比 ($a = 2.5$) において特に顕著である。また、線形の1次ばねを用いた場合には $\epsilon = 1$ [mm]程度で不安定になることがわかる。大きいリンク比 ($a = 5.5$) を用いた場合は、前記の等価剛性が大きくなり、磁石吸引力の非線形性の影響を受けにくくなることがわかる。この場合は、特に、線形1次ばねを用いても十分な浮上性能を車両に付与することが可能である。

7. 6. 3 17自由度モデルによる評価

車両、前位台車、後位台車に上下、ローリング、ピッチング運動を考慮した17自由度運動モデルを用いた走行シミュレーションによって、磁石吸引力の非線形特性が車両の運動に与える影響を評価した。案内輪荷重rms値の変化を図7. 18から図7. 20に示す。

3自由度運動モデルによる結果と比較すると、台車のローリング運動により、案内輪荷重のrms値の変化が滑らかでなくなっているが、基本的に同様の結果が得られていることがわかる。

これらの結果から、磁石吸引力の非線形性が案内輪荷重に与える影響は、リンク比の大きさによって変化し、リンク比が大きい場合にはこの影響を抑制することができることが明らかになった。

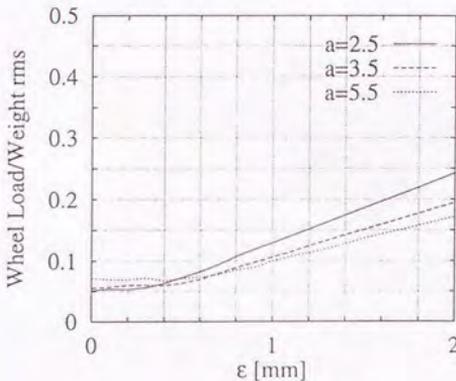


図7.15 案内輪荷重のrms値の変化 (3DOFモデル, Case 1)

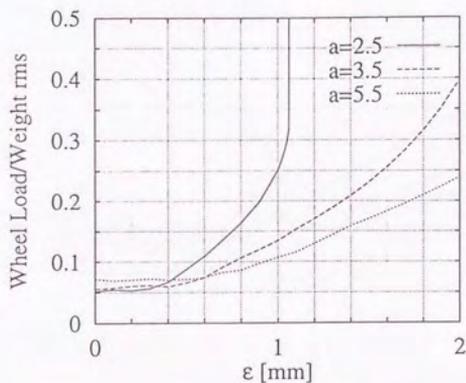


図7.16 案内輪荷重のrms値の変化 (3DOFモデル, Case 2)

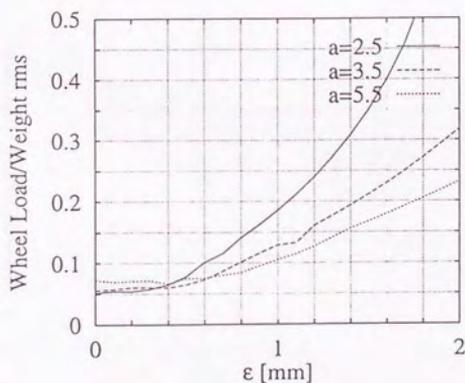


図7.17 案内輪荷重のrms値の変化 (3DOFモデル, Case 3)

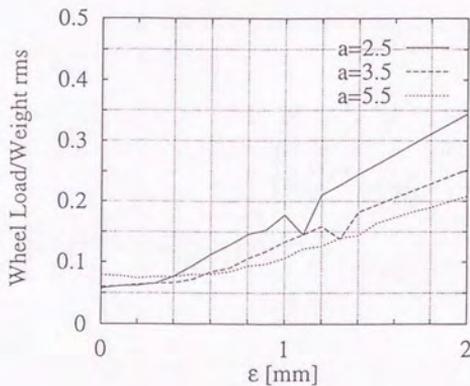


図7.18 案内輪荷重のrms値の変化 (17DOFモデル, Case 1)

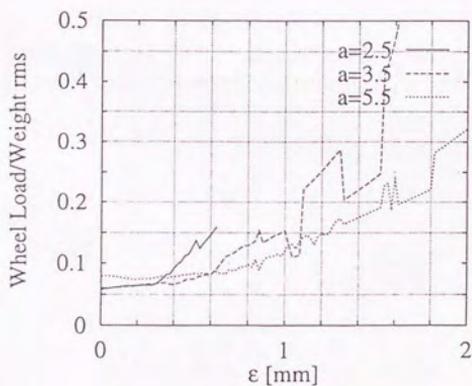


図7.19 案内輪荷重のrms値の変化 (17DOFモデル, Case 2)

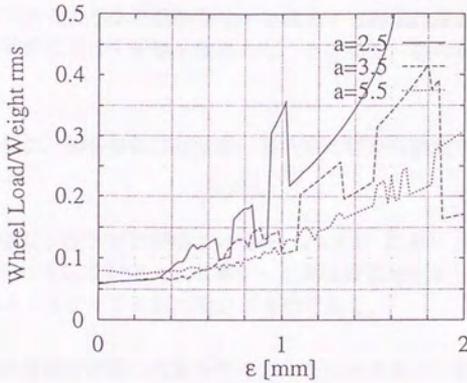


図7.20 案内輪荷重のrms値の変化 (17DOFモデル, Case 3)

7.7 まとめ

機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両に対して、案内輪剛性および案内輪と軌道間の隙間に代表されるような不感帯特性が車体上下振動加速度および車両の浮上能力を示す案内輪荷重に及ぼす影響を検討した。その結果、次の事項が明らかになった。

- (1) リンク比には、磁石等価ばね定数、案内輪剛性から決定される静的安定限界が存在する。
- (2) 案内輪荷重は、リンク比が小さい場合 ($a=1.5$) にもリンク比が大きい場合 ($a=5.5$) にも応答が増大する異なった周波数領域を有しており、これらの中間となるようなリンク比の設定が有効である。
- (3) 案内輪と軌道間の隙間に代表されるようなリンク系の不感帯要素が車両の浮上性能に与える影響は、リンク比によって大きく変化し、リンク比が小さい場合 ($a=1.5$) には浮上性能が急激に劣化する。
- (4) リンク比を3以上に設定しておけば、不感帯要素に対して浮上性能の変動を抑制することができる。
- (5) 磁石吸引力の非線形特性が案内輪荷重に与える影響は、リンク比の大きさによって変化する。軌道と案内輪間に $\pm 1\text{mm}$ 程度の隙間がある場合でも、リンク比を5.5程度に設定しておけば、線形1次ばねを使用しても案内輪荷重のrms値は車両重量の約10%とすることができる。

第 8 章 基礎實驗

8.1 基礎實驗

基礎實驗是本書的重點，也是本書的特色。本系列教材在編寫過程中，充分考慮了基礎實驗的教學要求，將基礎實驗與理論教學緊密結合，力求做到理論與實驗相輔相成，使學生在學習理論知識的同時，也能通過實驗提高動手能力和解決實際問題的能力。

本系列教材的基礎實驗部分，包括：(1) 基礎實驗的意義和目的；(2) 基礎實驗的類型和特點；(3) 基礎實驗的組織和實施；(4) 基礎實驗的考核和評價；(5) 基礎實驗的安全和環保；(6) 基礎實驗的創新和發展。

第 8 章
基礎實驗

本系列教材的基礎實驗部分，旨在培養學生的實驗技能和科學素養。通過基礎實驗，學生可以掌握基本的實驗操作技能，了解實驗過程中的注意事項，提高實驗的準確性和可靠性。同時，通過基礎實驗，學生還可以培養科學思維和解決實際問題的能力，為後續的專業課程學習打下堅實的基礎。

8.2 實驗目的

本系列教材的基礎實驗部分，旨在培養學生的實驗技能和科學素養。通過基礎實驗，學生可以掌握基本的實驗操作技能，了解實驗過程中的注意事項，提高實驗的準確性和可靠性。同時，通過基礎實驗，學生還可以培養科學思維和解決實際問題的能力，為後續的專業課程學習打下堅實的基礎。

8.3 實驗原理

本系列教材的基礎實驗部分，旨在培養學生的實驗技能和科學素養。通過基礎實驗，學生可以掌握基本的實驗操作技能，了解實驗過程中的注意事項，提高實驗的準確性和可靠性。同時，通過基礎實驗，學生還可以培養科學思維和解決實際問題的能力，為後續的專業課程學習打下堅實的基礎。

8.4 實驗器材

本系列教材的基礎實驗部分，旨在培養學生的實驗技能和科學素養。通過基礎實驗，學生可以掌握基本的實驗操作技能，了解實驗過程中的注意事項，提高實驗的準確性和可靠性。同時，通過基礎實驗，學生還可以培養科學思維和解決實際問題的能力，為後續的專業課程學習打下堅實的基礎。

8.5 實驗步驟

本系列教材的基礎實驗部分，旨在培養學生的實驗技能和科學素養。通過基礎實驗，學生可以掌握基本的實驗操作技能，了解實驗過程中的注意事項，提高實驗的準確性和可靠性。同時，通過基礎實驗，學生還可以培養科學思維和解決實際問題的能力，為後續的專業課程學習打下堅實的基礎。

8.6 實驗結果

本系列教材的基礎實驗部分，旨在培養學生的實驗技能和科學素養。通過基礎實驗，學生可以掌握基本的實驗操作技能，了解實驗過程中的注意事項，提高實驗的準確性和可靠性。同時，通過基礎實驗，學生還可以培養科學思維和解決實際問題的能力，為後續的專業課程學習打下堅實的基礎。

8.7 實驗總結

本系列教材的基礎實驗部分，旨在培養學生的實驗技能和科學素養。通過基礎實驗，學生可以掌握基本的實驗操作技能，了解實驗過程中的注意事項，提高實驗的準確性和可靠性。同時，通過基礎實驗，學生還可以培養科學思維和解決實際問題的能力，為後續的專業課程學習打下堅實的基礎。

第8章 基礎実験

8.1 はじめに

本章においては、第2章において導出した静的な基本設計条件に従って製作した模型車両を用いて、車両の静的および動的特性を計測し、第2章および第3章において行った理論解析と比較することにより、検討結果の妥当性を検証する。

静的特性実験においては、車両の重心点に荷重を付加し、案内輪荷重の変化を測定して、第2章において導出した静的な基本設計条件の有効性を検証する。また、車体に偏荷重を作用させ、案内輪荷重の変化を測定して、機械式空隙制御機構の偏荷重特性を検討する。

動的特性実験においては、軌道に段差を設け、この部分を走行させて車体および台車の上下振動加速度と案内輪荷重を計測する。各設計パラメータ（リンク比、1次支持装置減衰係数、2次支持装置減衰係数）を変化させて、車体および台車の上下振動加速度と案内輪荷重を計測し、得られた結果を第3章の結果と比較することにより機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の動的特性を検証する。

8.2 実験車両

第2章において導出した静的な基本設計条件に従って実験車両を製作した。本実験車両は、下側制御レバーのリンク比を2.0～5.0の範囲で任意に設定できる構造としている。

実験車両の諸元を下記に示す。

- | | |
|------------------------------|--------------------------------------|
| (1) 全長： | 1700 mm |
| (2) 全幅： | 1194 mm |
| (3) 全高： | 1100 mm |
| (4) 案内輪トレッド： | 1105 mm |
| (5) 案内輪軸距： | 1370 mm |
| (6) 車体重量： | |
| 空車 | 441 N (45 kgf) |
| 設計点 | 441 N (45 kgf) + 付加重量 735 N (75 kgf) |
| (7) 台車重量： | 1225 N (125kgf) |
| (8) 車量総重量： | |
| 空車 | 1666 N (170 kgf) |
| 設計点 | 2401 N (245 kgf) |
| (9) 下側制御レバーリンク比 (可変式) a ： | 2.0 ~ 5.0 |
| (10) 上側制御レバーリンク比 (固定式) b ： | 1.0 |

- (11) 1次ばね定数 (各1本分) $k/4$:
- | | |
|---------------|-------------------------|
| $a = 2.9$ の場合 | 33.32 N/mm (3.4 kgf/mm) |
| $a = 3.4$ の場合 | 28.42 N/mm (2.9 kgf/mm) |
| $a = 4.4$ の場合 | 21.56 N/mm (2.2 kgf/mm) |
- (12) 2次ばね定数 (各1本分) $k_s/4$:
- | | |
|--|--------------------------|
| | 7.84 N/mm (0.8 kgf/mm) |
| | 12.74 N/mm (1.3 kgf/mm) |
| | 16.20 N/mm (1.65 kgf/mm) |
- (13) 設計点での磁石等価ばね定数 (車両全体) k_G :
- | | |
|--|---------------------------|
| | 385.14 N/mm (39.3 kgf/mm) |
|--|---------------------------|
- (14) 設計点での空隙 (エアギャップ) : 12 mm

ただし、1次ばねおよび2次ばねは各制御レバーに1本ずつ、計4本取付けられている。

写真8. 1～8. 6に車両の全体および各部を示す。

8. 3 計測装置

図8. 1に計測装置の構成図を示す。案内輪荷重は、下側の制御レバーに歪ゲージを貼り、レバーの曲げモーメントを検出することにより測定した。上下振動加速度は、車体には2G、台車には10Gの加速度センサを取り付けて測定した。

写真8. 7～写真8. 8に各センサとその取付位置を示す。

使用した主要な計測機器を下記に示す。

- (1) 案内輪荷重検出用歪ゲージ : 共和電業 KFG-5-120-C1-11LIM2R
- (2) ブリッジボックス : 三栄測器 ブリッジボックス5370
- (3) 空隙検出用ポテンシオメータ : 緑測器 LP20FB
- (4) 動歪計およびポテンシオメータ用増幅器 : 共和電業 MCC-8A
- (5) 加速度計 : 共和電業 AS-10HB, AS-10GB
- (6) 加速度計用動歪計 : 三栄測器 動歪測定器 6M71
- (7) 記録装置 : 三栄測器 直動式電磁オシログラフ ビジグラフ5L32
三栄測器 ポータブルレコーダ オムニライト8M36

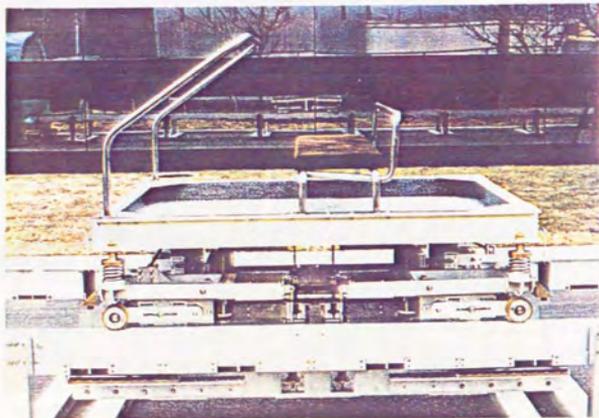


写真8.1 車両全体図（側方）

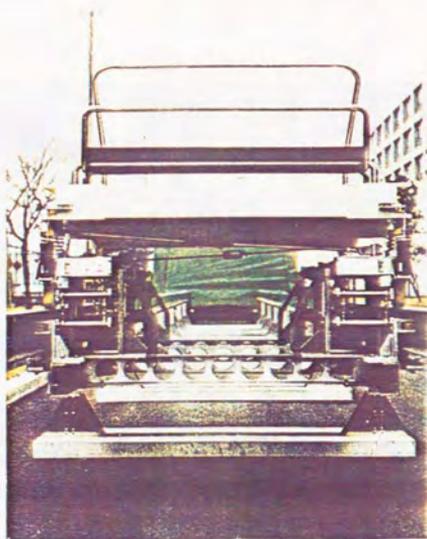


写真8.2 車両全体図（後方）

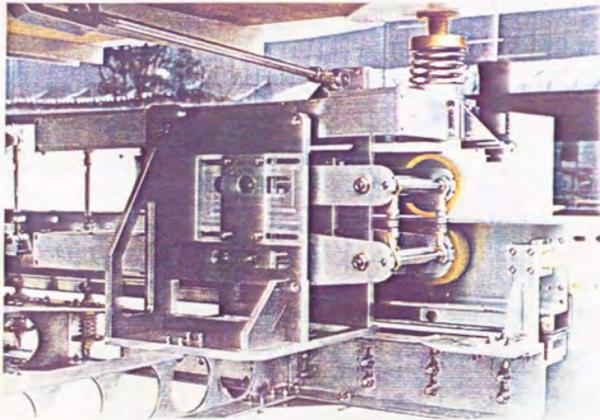


写真8.3 機械式浮上力制御機構および軌道

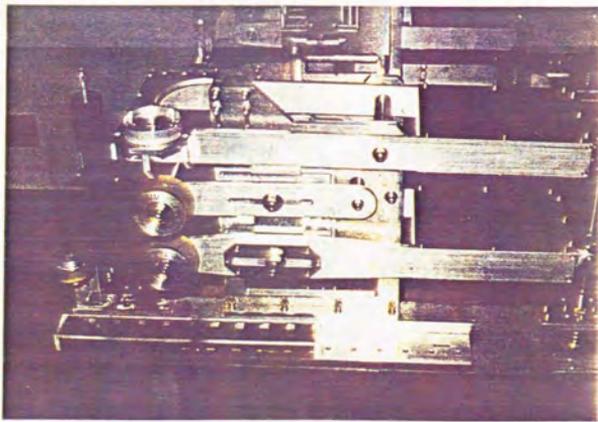


写真8.4 機械式浮上力制御機構



写真8.5 車両と軌道との関係



写真8.6 案内輪荷重測定部 (歪ゲージ)



写真8.7 車体側加速度センサ (2G)

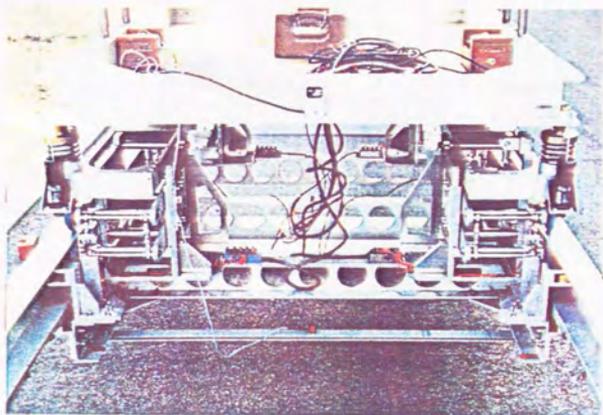


写真8.8 台車側加速度センサ (10G)

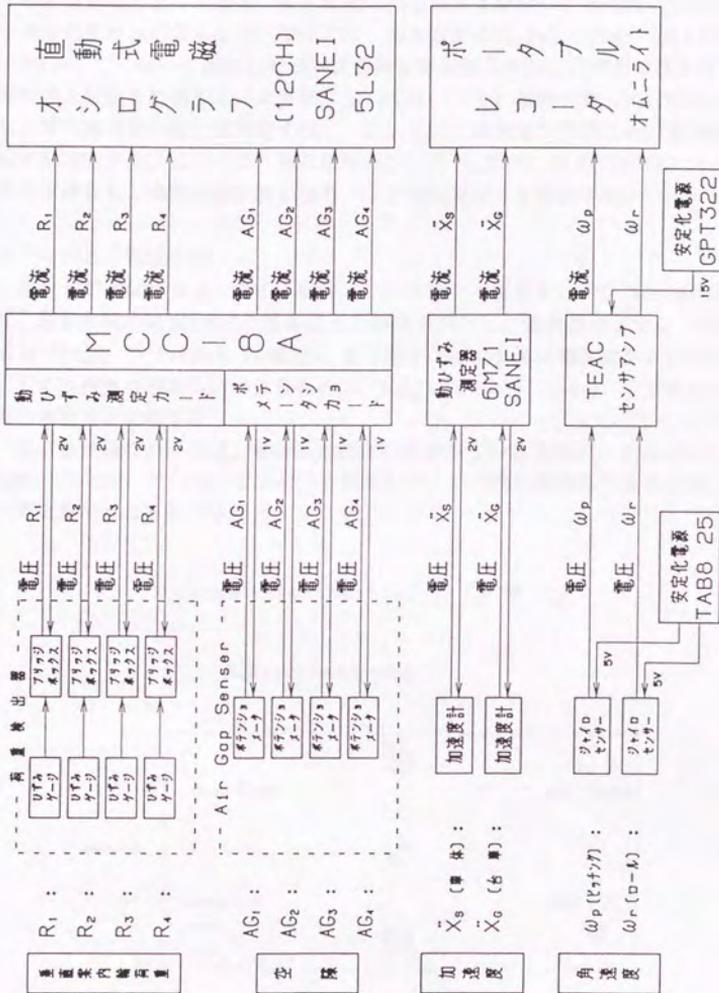


図8.1 計測装置構成図

8.4 静的特性実験

8.4.1 実験目的

第2章において記述したように、車体に作用する荷重を磁気吸引力によって補償するためには1次ばね定数、磁石等価ばね定数およびリンク比は式(2.3.13)の関係を満たさなければならない。本節では、基本設計条件[式(2.3.13)および式(2.3.14)]に従って製作した機械式空隙制御機構を装備した模型車両を用いて、車両の浮上性能を計測する。本実験においては、(1)車両の重心点に荷重を付加し、案内輪荷重の変化を測定する、(2)車体に偏荷重を作用させ、案内輪荷重の変化を測定する、ことにより基本設計条件[式(2.3.13)および式(2.3.14)]の有効性を検証し、機械式空隙制御機構の浮上力制御特性を検討する。

8.4.2 実験方法

重心点荷重試験では、まず、車体重心に付加する重量を735 N (75 kgf) に設定し、各案内輪の荷重が0になるように空隙を調整して基準状態とする。付加重量を49 N (5 kgf) づつ1470 N (150 kgf) まで増加させて各案内輪荷重を計測する。同様にして、基準状態から付加重量を49 N (5 kgf) づつ49 N (5 kgf) まで減少させて各案内輪荷重を計測する。

偏荷重試験においては、車体の進行方向右側あるいは左側に、それぞれ、49 N (5 kgf) づつ735 N (75 kgf) まで荷重を載加して、その時の案内輪荷重を計測する。

荷重載加点と計測点を図8.2に示す。

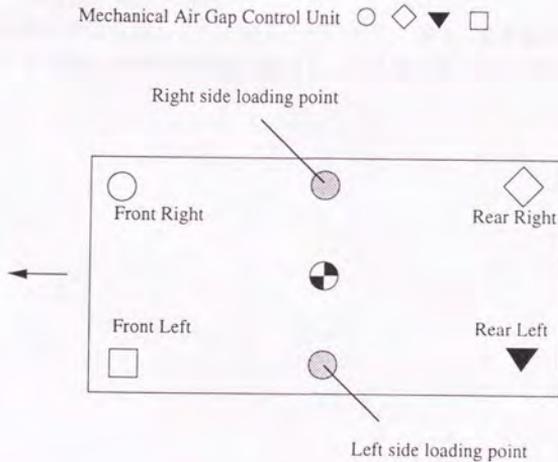


図8.2 荷重載加点と計測点

8. 4. 3 実験結果

重心点荷重試験の結果を図8. 3に示す。ここでは、4箇所の案内輪荷重を測定してその平均値を記載している。また、その時の空隙の変化を図8. 4に示す。図8. 3および図8. 4によれば、車体の重量変化に応じて空隙がほぼ線形に変化し、機械式浮上力制御が良好に動作していることがわかる。特に、基準点から±300Nの範囲では車体重量が変化しても案内輪荷重はほとんど変化せず良好な浮上特性を有していることが理解できる。また、リンク比を4.4に設定した場合には、良好な浮上特性を有する荷重変動範囲が、リンク比を2.9に設定した場合に比べて、約30%拡大していることがわかる。このことから、第2章において指摘したように、リンク比を大きく設定することにより、磁石吸引力の非線形性による浮上性能の劣化を抑制できることを確認することができた。

設計荷重の変動に対する案内輪荷重の負担率を表現したものが図8. 5である。図8. 5は、車両重量が設計重量から±20%変動しても、その時の案内輪荷重は車両総重量の2%以下であり、この範囲では98%以上の浮上性能を達成していることを示している。また、図8. 5においては式(2.5.12)および式(2.5.13)を用いて計算した理論値(実線、破線、点線)をあわせて記載している。実験により得られたデータは、理論値とほぼ一致しており、2. 5. 2節の理論検討の妥当性を示している。一方、この範囲以上の変動時には磁石吸引力の非線形性の影響により案内輪荷重が増大して浮上性能が劣化することがわかる。この増加傾向は磁石特性、リンク比および1次ばね特性によって決定され、(1)リンク比を増加させる、あるいは(2)1次ばねに磁石の非線形特性に応じた特性をもたせる、等の対策により低減することが可能である。[65]

偏荷重試験の結果を図8. 6～図8. 9に示す。車体に偏荷重が作用した場合でも、載加された側の空隙制御機構が動作し、案内輪荷重増加を抑制していることがわかる。

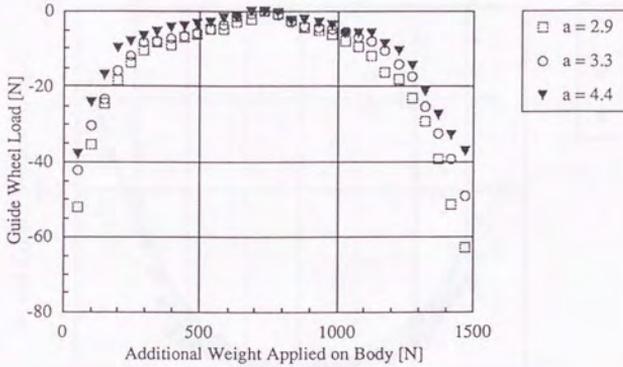


図8.3 重心点荷重試験結果 (案内輪荷重の変化)

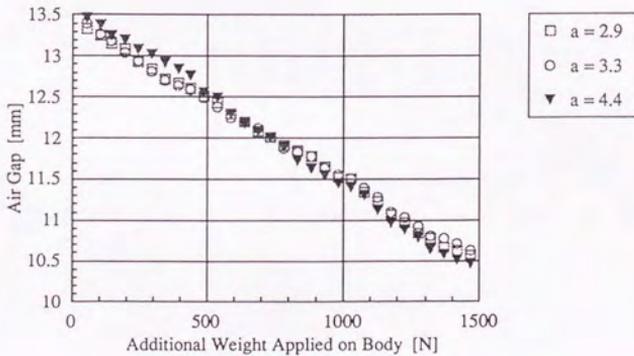


図8.4 重心点荷重試験結果 (空隙の変化)

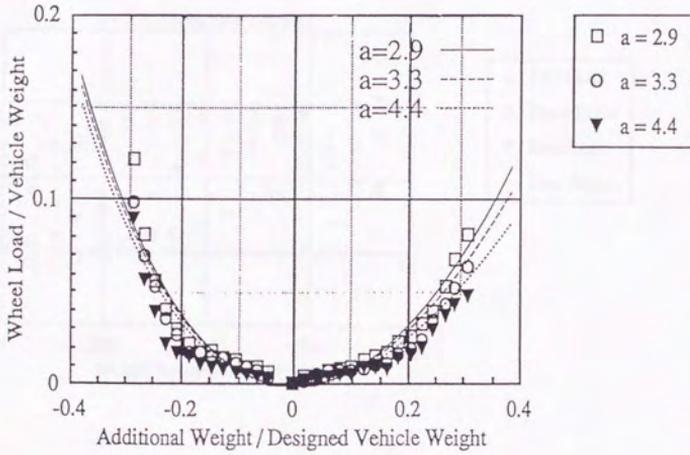


図8.5 重心点荷重試験結果 (浮上性能)

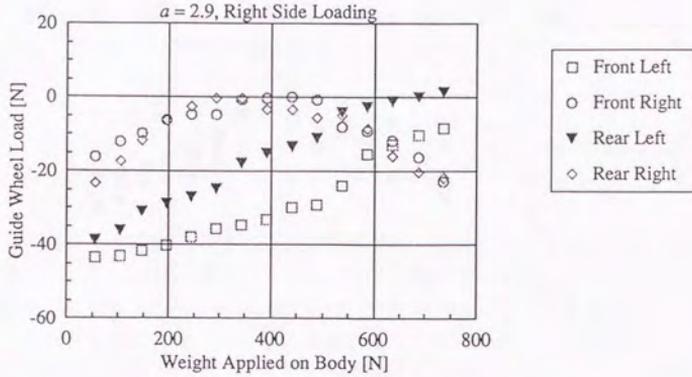


図8.6 偏荷重試験結果（車体右側載加時の案内輪荷重の変化）

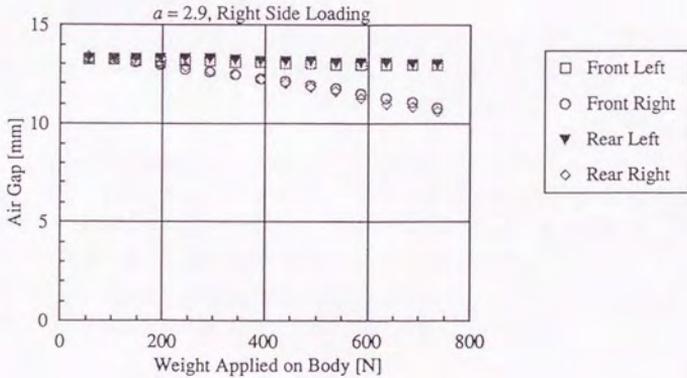


図8.7 偏荷重試験結果（車体右側載加時の空隙の変化）

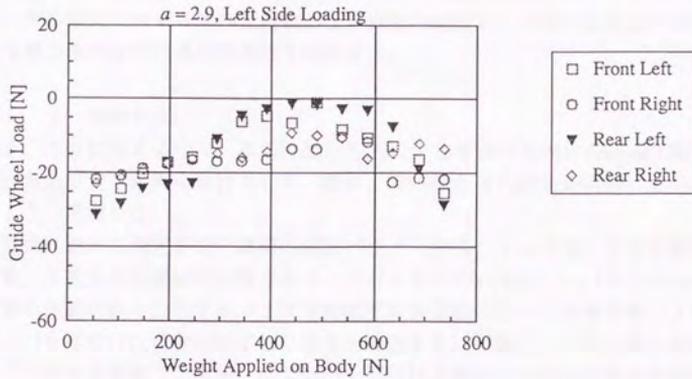


図8.8 偏荷重試験結果（車体左側載加時の案内輪荷重の変化）

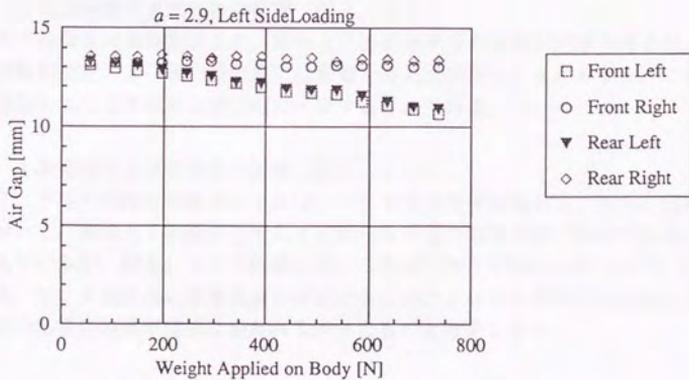


図8.9 偏荷重試験結果（車体左側載加時の空隙の変化）

8. 5 動的特性実験

8. 5. 1 実験目的

車両にステップ的な軌道上下変位入力を与えて強制的に振動させ、車両の設計パラメータの変化に対する車体と台車の上下振動加速度および案内輪荷重の変化を計測して第3章の検討結果の妥当性を検証する。

8. 5. 2 実験方法

図8. 10に示すように、車両の進行方向に対して降下方向に1.5mmの案内レールの段差を設定し車両を走行させた。特に、案内輪と永久磁石が同時に段差を通過するように考慮した。

本実験において変化させた車両の設計パラメータは、リンク比、2次支持装置減衰係数、1次支持装置減衰係数である。リンク比については、 $a=2.9$ と $a=4.4$ の場合の車両の運動特性を比較する。2次支持装置減衰係数については車体側（2次側）にダンパを取付けた場合とはずした場合を比較する。同様に、1次支持装置減衰係数についても台車側（1次側）にダンパを取付けた場合とはずした場合の運動特性を比較する。

8. 5. 3 実験結果

(1) リンク比の影響 (図8. 11)

リンク比を増加させると、車体および台車の上下振動加速度と案内輪荷重の減衰時間が短くなっていることがわかる。この現象は、式(3.4.6)において、リンク比が大きくなると減衰比が大きくなることから説明することができる。

(2) 2次支持装置減衰係数の影響 (図8. 12)

2次支持装置減衰係数はまた、車体上下振動加速度の減衰に効果があるが、台車上下振動加速度および案内輪荷重には影響を与えていないことがわかる。この結果は、理論計算による結果と定性的に一致するものである。

(3) 1次支持装置減衰係数の影響 (図8. 13)

図3. 9等の理論計算結果によれば、1次支持装置減衰係数は、台車の固有振動数において、車体上下振動加速度および案内輪荷重の応答軽減に有効であることが示されているが、図8. 13の結果には、この有効性が明確には現われていない。これは、リンク機構部に摩擦減衰が存在するためにダンパを取付けた場合とはずした場合の応答に差異が明確に現われなかったものと考えられる。

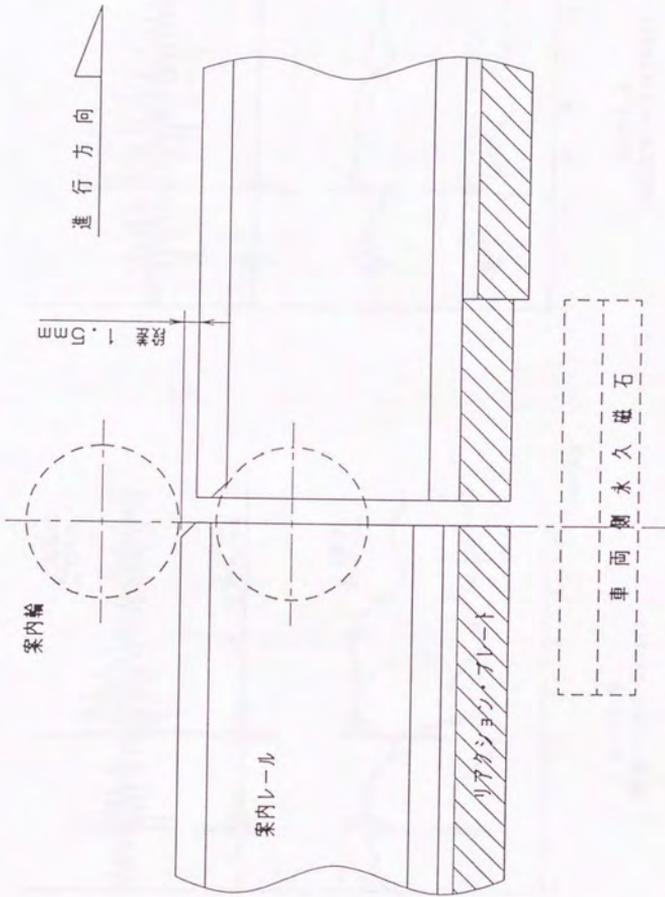
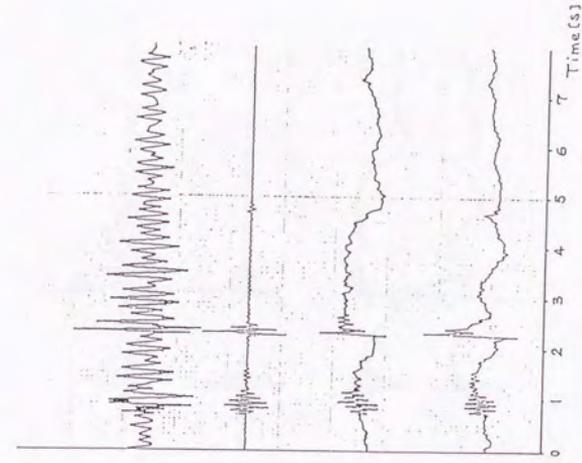
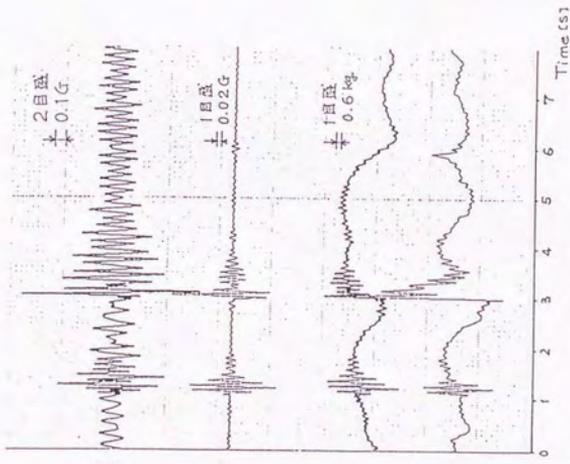


図8.10 設定した軌道の段差



$a = 4.4$
速度 $v = 0.818 \text{ m/s}$



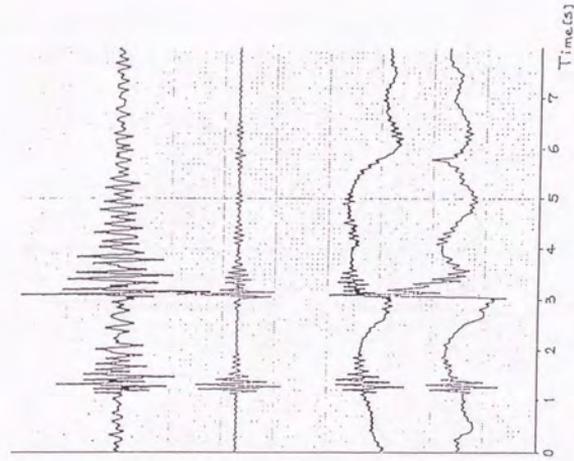
$a = 2.9$
速度 $v = 0.693 \text{ m/s}$

車体上下加速度
 x_s

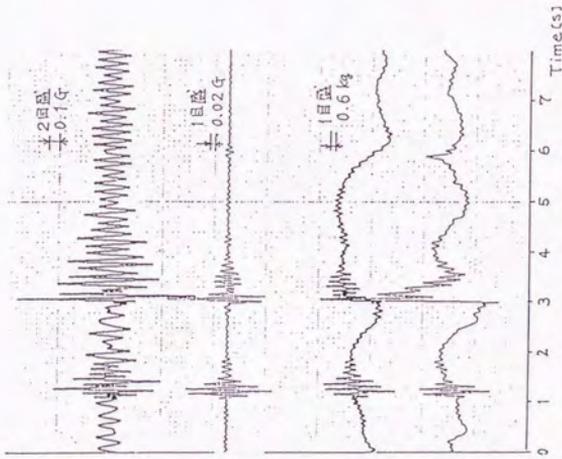
台車上下加速度
 x_0

案内輪荷重
 R

図8.11 動的試験結果（リンク比の影響）



C_s (2次ダンパ) あり
速度 $v = 0.721\text{m/s}$



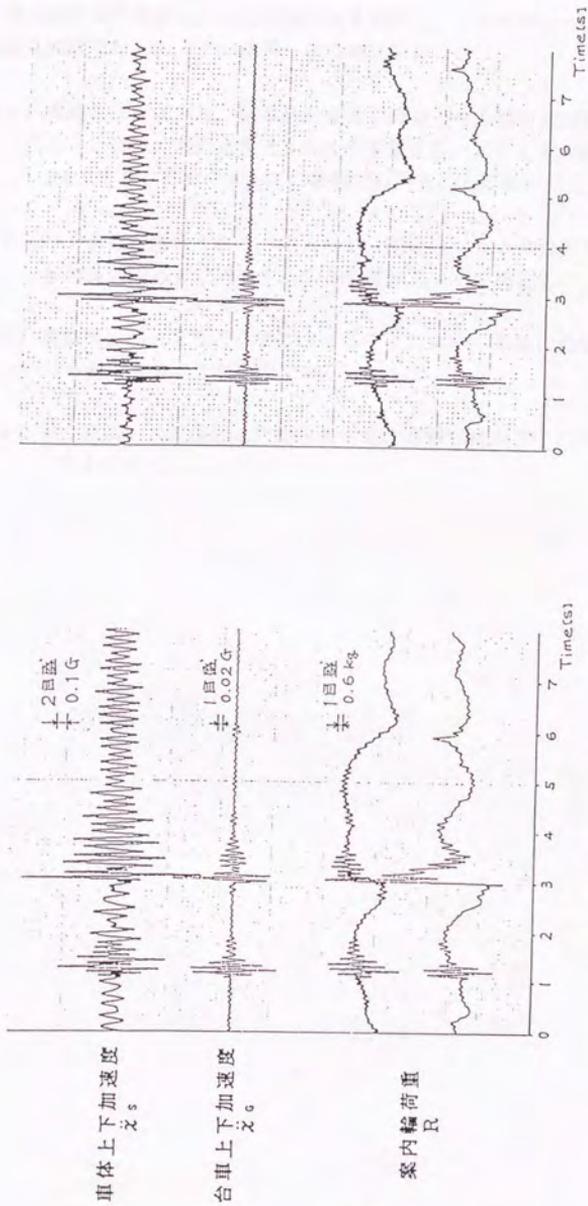
C_s (2次ダンパ) なし
速度 $v = 0.693\text{m/s}$

車体上下加速度
 \ddot{x}_s

台車上下加速度
 \ddot{x}_o

案内輪荷重
 R

図8.12 動的試験結果 (2次支持装置減衰係数の影響)



C (1次ダンバ) あり
速度 $v = 0.794m/s$

C (1次ダンバ) なし
速度 $v = 0.693m/s$

図8.13 動的試験結果 (1次支持装置減衰係数の影響)

8.6 まとめ

基本設計条件を満足させた実験車両を製作し、これを用いて車両の静的および動的特性実験を行った。その結果、次の知見を得た。

- (1) 本磁気浮上車両は、基本設計条件を満足させた機械式空隙制御機構を用いることにより、設計重量の±20%の重量変動に対して案内輪荷重の増加を高々2%とすることができ、この範囲では98%以上の高い浮上能力を有する。
- (2) リンク比が増大することによって、磁石吸引力の非線形性の影響による案内輪荷重の増加量が減少することを実験によって確認した。
- (3) 各制御レバーを独立に機能させることにより、車体に作用する偏荷重の補償にも対応することが可能である。
- (4) 第3章において検討した動的特性を、実験車両が有していることを確認することができた。

第9章 実車走行実験

9.1 実験目的

本実験は、自動車の走行性能を評価するために、実車を用いた走行実験を実施する。実験内容は、加速性能、最高速度、燃費性能、制動性能、操縦性能などを測定する。実験結果は、自動車の性能を評価し、改良の方向性を示すために利用される。

第9章 実車走行実験

9.2 実験装置と実験条件

実験装置として、自動車、計測装置、走行コース、実験場所が用いられる。実験条件は、気温、湿度、風速、路面状態などを記録する。

9.2.1 自動車

実験に使用される自動車は、2015年式、2.0Lエンジンの乗用車である。走行コースは、平坦な道路を利用する。実験場所は、公道を利用する。

9.2.2 計測装置

計測装置として、速度計、加速度計、燃料計、水温計、油圧計などが用いられる。計測装置は、自動車の走行性能をリアルタイムで計測する。計測結果は、コンピュータに記録される。

9.2.3 実験条件

実験条件として、気温は20℃、湿度は60%、風速は0m/s、路面状態は乾燥状態とする。

9.2.4 走行コース

走行コースは、平坦な道路を利用する。走行コースは、公道を利用する。

第9章 実車走行実験

9.1 はじめに

案内輪に作用する静的荷重については、第2章において導出した基本設計条件の設定および適切なリンク比の設定により、十分低減可能であることを第8章の基礎実験によって示した。一方、案内輪に作用する動的な荷重は、主として台車の慣性力によるものであり、車両の設計にあたっては、実際の車両において、この動的案内輪荷重がどの程度かを把握しておくことが重要になる。そこで、実車両を速度50km/hで走行させ、車体上下振動加速度および案内輪に作用する動的な荷重の計測を実施した。本章では、実車走行実験の概要を説明し、得られた計測結果について考察する。

9.2 実験施設と実験車両

ブラウンシュバイク工科大学（独）内に設置されている実験施設の平面図を図9.1に示す。本実験では、Guideway 1を使用した。

(1) 車両

実験に使用した車両を写真9.1に示す。また、台車の構造を図9.2に示す。本台車は、ベルリン線にて使用したものと基本的に同じであるが、永久磁石の材質をサマリウムコバルトからより強力なネオジウムボロンに変更している。また、車体はベルリン線にて使用したものを転用した。

(2) 軌道

軌道は、550mの主軌道（Guideway 1）、120mの引込線（Guideway 2）、240mの駅への分岐軌道（Guideway 3）から構成され、2箇所単分岐と1箇所クロスオーバー分岐が取り付けられている。軌道の大部分は、高さ1mの支柱上に架設され、両端部には、10%と7.5%の勾配区間を設けてある。クロスオーバー分岐部を含む軌道の形状を写真9.2に示す。

(3) 推進設備

軌道は、10区間のセクションに分割され、インバータよりセクションスイッチによって車両が在線しているセクションにのみ電力を供給する。

(4) 運行

中央指令所からの手動運転および自動運転が可能である。

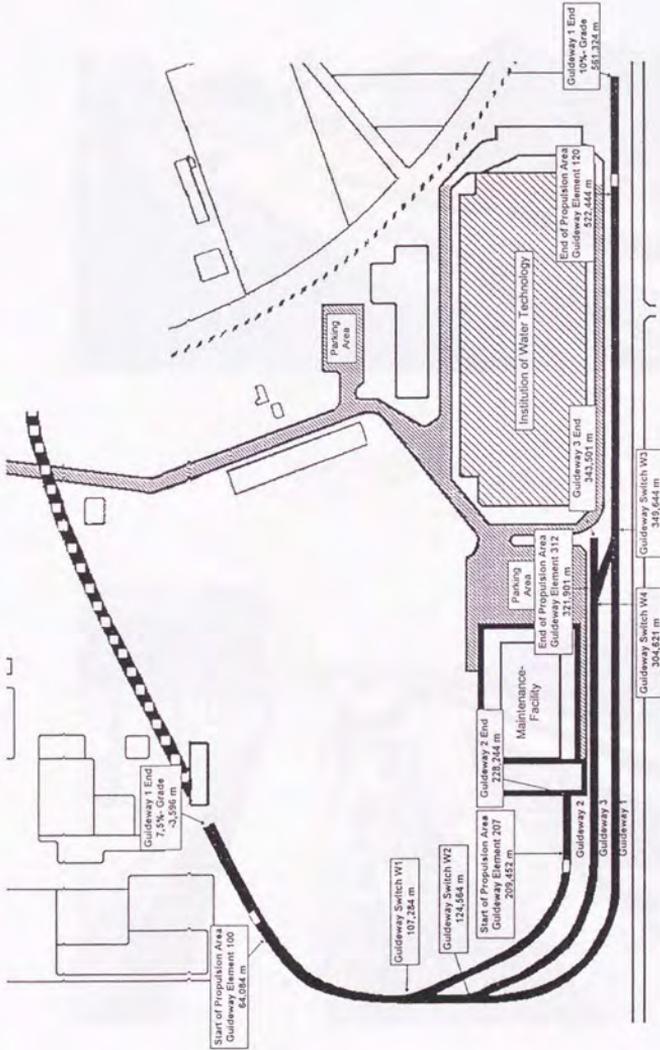


図9.1 実験施設平面図



写真9.1 実験車両



写真9.2 実験線軌道の一部

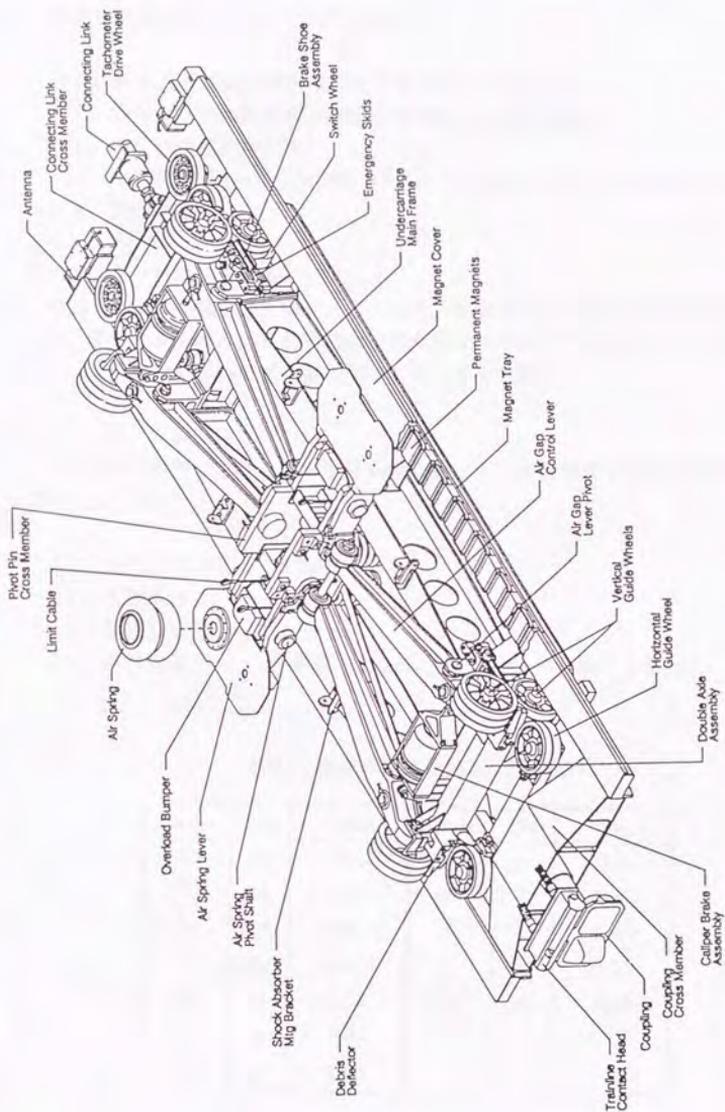


図9.2 台車構造図

9.3 実験

9.3.1 測定項目

測定した項目は、下記のとおりである。

- (1) 車体上下振動加速度 (前位台車右側 2 次支持点)
- (2) 台車上下振動加速度 (前位台車前部右側案内輪直下)
- (3) 前位台車案内輪荷重
(右前部 $[R_{R1}]$, 左前部 $[R_{L1}]$, 右後部 $[R_{R2}]$, 左後部 $[R_{L2}]$)
- (4) 走行速度

9.3.2 計測システム

計測システムの構成図を図 9.3 に示す。車両走行中の案内輪荷重を計測するために、歪ゲージを組み込んだ荷重測定用車軸を取り付け (写真 9.3, 写真 9.4), この車軸を用いて案内輪に作用する荷重を計測した。

9.3.3 実験条件

下記に示す条件により、実車走行実験を行った。実験車両の主要諸元を表 9.1 に示す。

- (1) 走行目標速度 50 km/h
- (2) 荷重条件 満車
- (3) 車両総重量 20.3 ton
- (4) 走行軌道 主軌道 (550m, クロスオーバ分岐 1 箇所)

表9.1 実験車両主要諸元 (概略値)

Symbol	Unit	Value	Symbol	Unit	Value
m_S	kg	14.5×10^3	$a (=l_3/l_4)$		3.4
m_G	kg	5.74×10^3	$b (=l_1/l_2)$		1.0
k_S	N/m	1.0×10^6	L	m	6.46
k_G	N/m	1.0×10^7	l	m	3.22
d_w	m	0.98	l_m	m	4.88
d_s	m	1.44			
d_m	m	1.36			

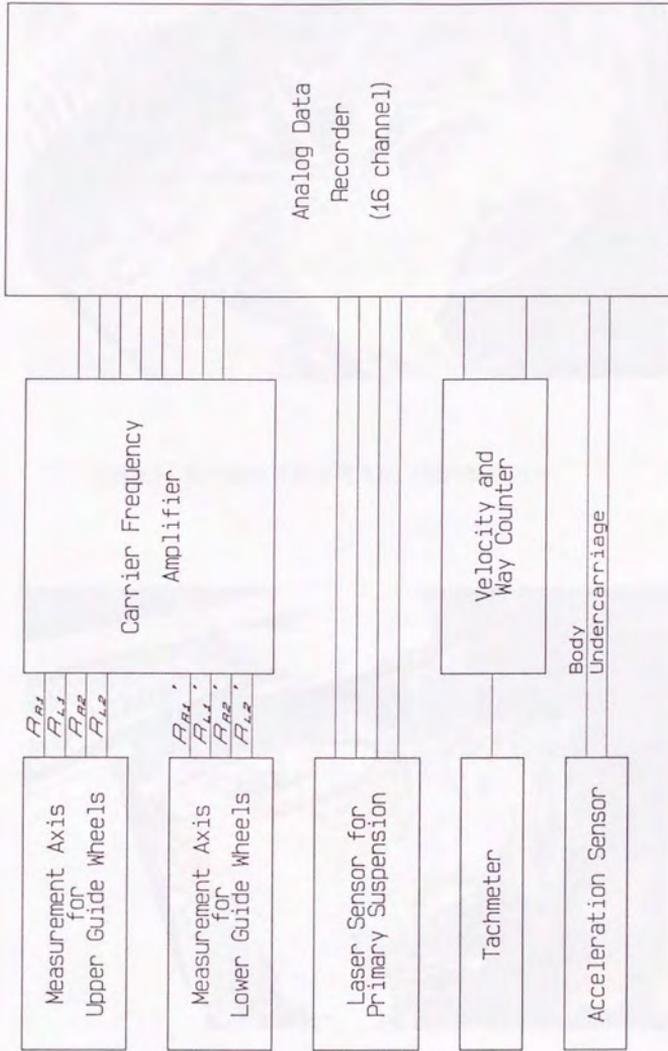


図9.3 計測装置構成図



写真9.3 案内輪荷重計測用車軸（案内輪取付前）

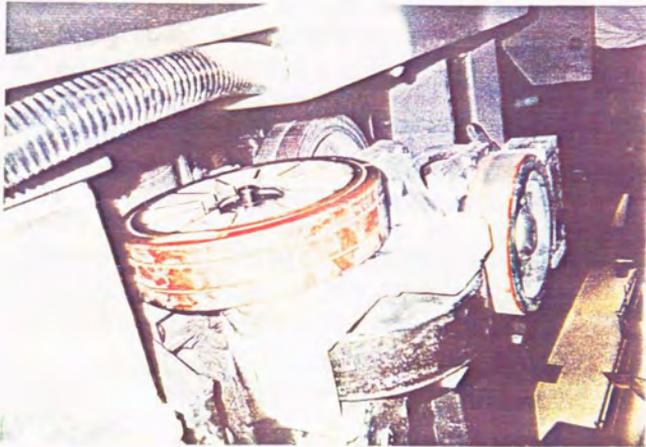


写真9.4 案内輪荷重計測用車軸（案内輪取付後）

9. 4 実験結果および考察

実車走行実験の結果を図9. 4に示す。ここでは、走行開始後10秒から18秒間のデータを表示している。走行開始後約13秒でクロスオーバー分岐部に遭遇し、約1秒でこの区間を通過する。この分岐部分では、片側の案内レールが存在しないのでこの区間は案内輪荷重の評価の対象にしない。

9. 4. 1 車体上下振動加速度

図9. 4によれば車体上下振動加速度は、軌道の継目あるいは分岐部等の特別な部分を除いて、 ± 0.5 [m/s²]以下である。また、車体上下振動加速度には、高い周波数の振動成分が重畳されており、これが卓越していることがわかる。この原因としては、

- (1) 2次支持装置減衰係数が過大であること、
- (2) 車体と台車間にダンパーが挿入されており、台車の振動を直接車体に伝達していること、

等が考えられる。この高い周波数の振動成分が、車両の乗り心地に与えるかどうかは、今後、周波数分析等を行って評価する必要がある。

9. 4. 2 案内輪荷重

図9. 4より各案内輪荷重は軌道の継目等の特殊な部分を除いて、一輪あたりほぼ ± 5 kN以下となっていることがわかる。これは車両重量(20 ton)の約20%に相当する。したがって、一般部における動的な案内輪荷重は車両重量の $\pm 20\%$ 以内であり、実車両において動的な案内輪荷重は問題にならないと考えられる。

各案内輪荷重を比較してみると、案内輪荷重には、台車のローリング運動による影響があまり表われていないことがわかる。これは、軌道の水準狂いを1mm以下に管理したため、軌道の水準狂いが台車の運動にほとんど影響を及ぼさなかったためであると考えられる。換言すれば、台車のローリング運動を抑制するためには軌道の水準狂いをこのように非常に厳しく管理する必要があり、建設費の増加要因の一つになると考えられる。軌道精度管理を緩くした場合にはある程度の水準狂いが発生するので、5. 6節で指摘したように、実車両のように左右を拘束した空隙制御機構においては台車のローリング運動によって案内輪に大きな荷重が作用する可能性がある。したがって、本質的には、各空隙制御機構を独立に制御して、軌道の水準狂いを許容できるような台車を構成することが重要であると考えられる。

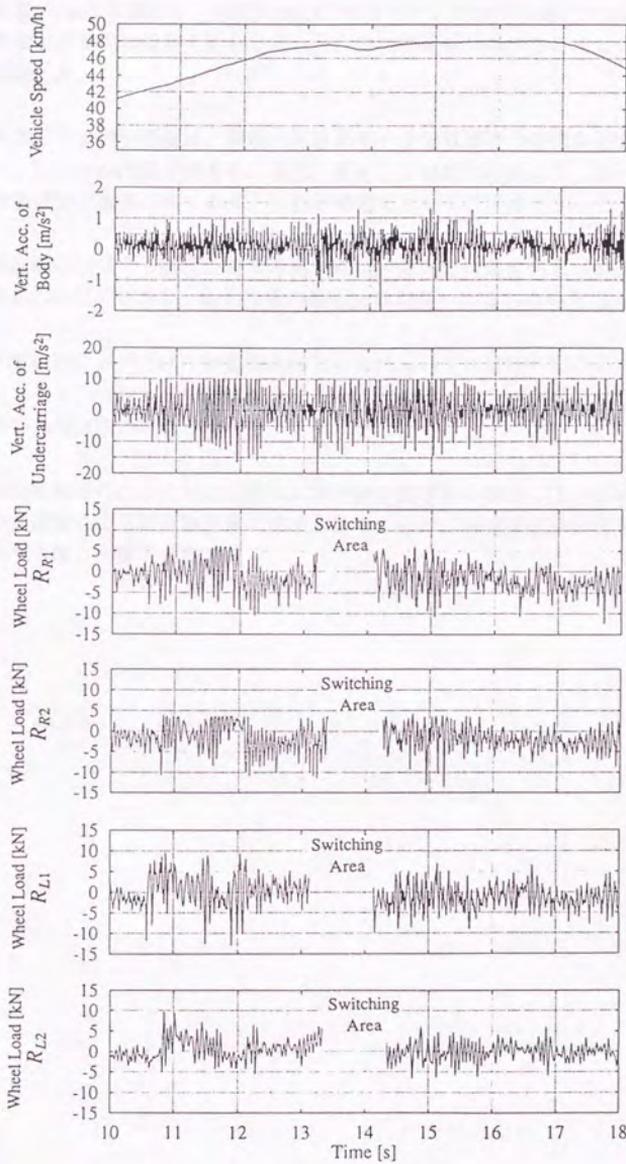


図9.4 実験結果 (時系列データ)

9.5 まとめ

満車重量20tonの実車両を、速度50km/hで走行させ、その時に発生する車体上下振動加速度および案内輪荷重の計測を行った。計測結果を分析することにより、次の事項を確認した。

- (1) 車体上下振動加速度は、軌道の継目あるいは分岐部等の特別な部分を除いて、 $\pm 0.5 [m/s^2]$ 以下である。また、車体上下振動加速度には、高い周波数の振動成分が重畳されており、これが卓越していることがわかった。
- (2) 案内輪に作用する動的な荷重の最大値は、前記走行条件のもとで、車両重量の約20%以下であり、動的な案内輪荷重は問題にはならないと考えられる。
- (3) 本実験線においては、軌道の水準狂いを1mm以下に管理したことにより、走行シミュレーションで予測したような台車のローリング運動による案内輪荷重の急増は認められなかった。
- (4) 建設費低減のためにある程度の水準狂いを許容する場合には、台車のローリング運動による案内輪荷重の急増を防ぐために、各空隙制御機構を独立に制御する等の対策が必要である。

第10章 結論

本書を通じて、我々が学んだことは、多岐にわたる。まず、経済学が単なる数字の羅列ではなく、人間の行動を理解するためのツールであることが分かった。また、理論と実証の重要性も学んだ。最後に、経済学が社会の発展に貢献できることを信じている。

第10章
結論

本書を通じて、我々が学んだことは、多岐にわたる。まず、経済学が単なる数字の羅列ではなく、人間の行動を理解するためのツールであることが分かった。また、理論と実証の重要性も学んだ。最後に、経済学が社会の発展に貢献できることを信じている。

本書を通じて、我々が学んだことは、多岐にわたる。まず、経済学が単なる数字の羅列ではなく、人間の行動を理解するためのツールであることが分かった。また、理論と実証の重要性も学んだ。最後に、経済学が社会の発展に貢献できることを信じている。

本書を通じて、我々が学んだことは、多岐にわたる。まず、経済学が単なる数字の羅列ではなく、人間の行動を理解するためのツールであることが分かった。また、理論と実証の重要性も学んだ。最後に、経済学が社会の発展に貢献できることを信じている。

本書を通じて、我々が学んだことは、多岐にわたる。まず、経済学が単なる数字の羅列ではなく、人間の行動を理解するためのツールであることが分かった。また、理論と実証の重要性も学んだ。最後に、経済学が社会の発展に貢献できることを信じている。

本書を通じて、我々が学んだことは、多岐にわたる。まず、経済学が単なる数字の羅列ではなく、人間の行動を理解するためのツールであることが分かった。また、理論と実証の重要性も学んだ。最後に、経済学が社会の発展に貢献できることを信じている。

本書を通じて、我々が学んだことは、多岐にわたる。まず、経済学が単なる数字の羅列ではなく、人間の行動を理解するためのツールであることが分かった。また、理論と実証の重要性も学んだ。最後に、経済学が社会の発展に貢献できることを信じている。

本書を通じて、我々が学んだことは、多岐にわたる。まず、経済学が単なる数字の羅列ではなく、人間の行動を理解するためのツールであることが分かった。また、理論と実証の重要性も学んだ。最後に、経済学が社会の発展に貢献できることを信じている。

第10章 結論

機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の静的および動的特性を、理論解析、シミュレーションおよび実験によって、様々な角度から検討し、設計パラメータの設定指針を検討してきた。本研究の結果明らかになった事項を各章ごとに以下に総括する。

第1章では本研究の背景と目的について述べた。

第2章では機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の静的定式化を行い、車体に作用する外力を永久磁石の吸引力のみで補償し、案内輪に荷重を作用させないための基本設計条件を導出した。さらに、案内輪荷重の感度解析を行い、磁石の吸引力の非線形性による磁石等価ばね定数の変動が浮上性能に与える影響を検討した。本章における検討により下記の事項を明らかにした。

- ・車両の上下方向の重量変動を静的に補償するために必要な、1次ばね定数、磁石等価ばね定数、制御レバーのリンク比の関係を導出した。さらに、偏荷重に対応するための磁石、案内輪および2次支持装置の幾何学的配置関係を明確にした。
- ・静的安定条件を導出し、制御レバーのリンク比、案内輪および2次支持装置の位置関係と静的安定性の関係を説明した。
- ・車両重量が基準値から変動した場合には、磁石吸引力の非線形性によって案内輪に作用する静的な荷重が増加する。リンク比を5.5以上に設定しておけば、前記の影響による案内輪荷重の増加は、車両重量が基準値の±20%変動した場合においても、車両重量の5%以下とすることができる。

第3章では、本磁気浮上車両の上下2自由度の運動モデルを構成し、車両の動的特性と設計パラメータであるリンク比や支持装置の減衰係数との関係を検討した。また、一般の鉄道車両等の振動系との周波数応答上の違いについても検討した。本章における検討により下記の事項を明らかにした。

- ・機械式空隙制御機構のリンク比は、台車の固有振動数および減衰比を変化させるので、本磁気浮上車両の上下運動において重要な影響を与える。
- ・本磁気浮上車両は、鉄道車両や自動車の上下振動系と異なり、軌道からの外乱入力が車体に直接伝達されるという特徴を有しており、10Hz以上の高い周波数領域で車体の上下振動加速度が増大するという性質を有している。

- ・したがって、2次支持装置減衰係数の増加は、前記の周波数領域において車体上下振動加速度を増大させる結果となるので、 4.9×10^4 [Ns/m]以上の設定とならないように注意する必要がある。
- ・1次支持装置減衰係数の増加は、台車固有振動数付近での車体上下振動加速度および案内輪荷重の低減に有効である。
- ・空気ばねは20Hz以上の周波数領域において車体上下振動加速度の低減に有効であるので、車体の高周波数領域での問題（例えば騒音）は発生しないと考えられる。

第4章では、第3章で導出した車両の上下方向の基本運動モデルを用いて、車両の乗り心地および浮上性能の理論的評価を行った。乗り心地の評価指標としてはISO2631をもとに旧国鉄で開発された乗り心地レベルを、浮上性能の評価指標としては案内輪荷重を用いて、車両の設計パラメータとこれらの評価指標の関係を検討し、各設計パラメータの設定範囲を示した。本章における検討により下記の事項を明らかにした。

- ・リンク比が増大すると乗り心地レベルは低下し、乗り心地が向上する。一方、案内輪荷重のrms値は、3以上のリンク比を設定した場合、車両重量の5%程度となる。
- ・1次支持装置減衰係数が増加すると、乗り心地レベルおよび案内輪荷重rms値が減少して、乗り心地および浮上性能の向上に寄与する。1次支持装置減衰係数を適切に設定することにより、案内輪荷重のrms値を車両重量の5%程度にすることができる。
- ・2次支持装置減衰係数は、ある程度までは乗り心地レベルの低下には有効であるが、過大な2次支持装置減衰係数は10Hz以上の高周波数領域で車体の応答を増大させるので、乗り心地の向上に寄与しない。一方、案内輪荷重のrms値は2次支持装置減衰係数の変化の影響をあまり受けない。
- ・鉄道のレール相当の軌道高低狂いパワースペクトル密度関数をもとに計算した乗り心地レベルは、80km/h走行時において、種々のパラメータ変動対してすべて83dB以下の「非常によい」という範囲にある。また、案内輪荷重rms値は1次支持装置に適切な減衰をあたえることにより、車両総重量の4~6%となり、96%~94%の浮上性能を有する。

・乗り心地レベルは軌道不整スペクトルの形状パラメータ（べき数）への依存性がほとんどないのに対して、案内輪荷重は強い依存性を有し、短い波長の不整が多く含まれるようになるにしたがって増大する。このスペクトル依存性は、リンク比が大きい場合に特に顕著である。したがって、短い波長の高低狂いが多く含まれると予想される軌道に対しては、浮上性能の劣化を考慮してリンク比を設定する必要がある。

第5章では、車体、前位台車、後位台車および8組の独立した案内輪付制御レバーから構成される車両の運動モデルを構成し、計算機で発生させたランダムな軌道高低狂いを用いて走行シミュレーションを行った。また、案内輪付制御レバーのリンク機構に力学的拘束を有する実際のM-Bahn車両の空隙制御機構をモデル化し、各制御レバーを独立に制御した場合と比較して、実際のM-Bahn車両のリンク構成方法の問題点を検討した。本章における検討により次の事項を明らかにした。

- ・走行シミュレーションによる応答の変化は、2自由度モデルによる理論値と定性的に一致し、9自由度運動モデルの妥当性を確認した。
- ・空隙制御機構のリンク比は、車両の動的性能においても重要なパラメータであり、リンク比が増大するに従って、車体上下振動加速度のrms値は減少し、浮上性能を示す案内輪荷重のrms値は増大する。リンク比が小さい場合には、静的安定性が問題となるので、リンク比の設定範囲はこれらのトレードオフによって決定される。
- ・1次支持装置減衰係数は、大きくなるに従って、車体上下振動加速度のrms値および案内輪荷重のrms値は減少する。また、2次支持装置減衰係数は、小さい場合には、車体固有振動数での車体上下振動加速度が大きくなり、大きい場合には、10Hz以上の車体上下振動加速度が大きくなる。
- ・前記事項を考慮して、リンク比および支持装置の減衰係数を適切に設定することにより、車体上下振動加速度は、米国運輸省の乗り心地基準であるUTACV基準以下になり、良好な乗り心地を確保できる。また、その時の案内輪荷重rms値は、車両重量の10%以下となる。
- ・実際のM-Bahnに用いられているリンク機構は、左右の制御レバーに力学的な拘束があり、左右の案内レールの水準狂いによって、案内輪荷重が増大する可能性がある。
- ・各制御レバーを独立に制御することにより、水準狂いが存在する軌道においても浮上性能を劣化させることなく走行させることが可能である。

第6章では、前後方向に分布した磁石を持つ台車が軌道の不整量を平均化する効果（空間フィルタ効果）を有していることに着目し、これがある一定の軸距を持つ案内輪と結合されることによって生じる動的問題について検討した。本章では、台車の空間フィルタ効果を考慮した2自由度上下運動モデルを用いて空間フィルタ効果が車体の上下振動加速度および案内輪荷重に及ぼす影響を明らかにした。さらに、磁石長と台車軸距の関係が台車のピッチング運動に与える影響を検討して、適切な台車の磁石長と台車軸距の関係を示した。その結果、特に、下記の事項が明らかになった。

- ・前後方向に分布した磁石を取り付けた台車が同時に有する2つの性質の異なった軌道不整量平均化効果（空間フィルタ効果）の影響は、案内輪荷重の増加として顕著に現われる。
- ・前記の影響をできるだけ抑制するという立場から、磁石長は台車軸距の1.6倍程度が望ましい。
- ・案内輪荷重を増加させる要因の一つとして、空間フィルタ効果による影響に加えて台車のピッチング運動があり、この影響を受けにくくするという観点から適切な磁石長と台車軸距の関係が存在する。磁石長は台車軸距の1倍から2倍程度の範囲で設定しておけば、実用上問題がない。
- ・磁石長の設定可能範囲は、機械式空隙制御機構の制御レバーのリンク比に依存しており、リンク比が減少するにしたがって、設定可能範囲が狭くなると同時にピッチ剛性やピッチダンピングが不足するので注意が必要である。
- ・台車の軽量化は、案内輪荷重の減少に大きく寄与するので、台車の設計においては、まず軽量化を図り、次に磁石長を台車軸距の1から2倍の範囲で設定しておくことが案内輪荷重をより一層減少させ、浮上能力を向上させるという立場から有効な設計方法である。

第7章では、案内輪剛性およびリンク機構のガタ等に代表される機械式空隙制御機構における不感帯要素が車両の運動に及ぼす影響を検討した。まず、案内輪の剛性を考慮した車両の運動モデルを用いて案内輪の剛性およびリンク比が車両の浮上安定性および周波数応答に与える影響を検討し、次に、案内輪と軌道間の隙間に代表されるような不感帯特性が車両の性能に及ぼす影響について検討した。さらに、現実の車両に近い高次の運動モデルを用いた走行シミュレーションを行い、車両の経年変化に対してロバスタなリンク比について検討した。また、永久磁石の吸引力の非線形性が車両の運動に及ぼす影響についても評価した。その結果を要約すると次のようになる。

- ・リンク比には、磁石等価ばね定数、案内輪剛性から決定される静的安定限界が存在する。
- ・案内輪荷重は、リンク比が1.5の場合にもリンク比が5.5の場合にも応答が増大する異なった周波数領域を有しており、これらの中間となるようなリンク比の設定が有効である。
- ・案内輪と軌道間の隙間に代表されるようなリンク系の不感帯要素が車両の浮上性能に与える影響は、リンク比によって大きく変化し、リンク比が1.5の場合には浮上性能が急激に劣化する。
- ・3以上のリンク比の設定により、不感帯要素に対して浮上性能の変動を抑制することができる。
- ・磁石の非線形特性が案内輪荷重に与える影響は、リンク比の大きさによって変化する。軌道と案内輪間に±1mm程度の隙間がある場合でも、リンク比を5.5程度に設定しておけば、線形1次ばねを使用しても案内輪荷重のrms値は車両重量の約10%とすることができる。

第8章では、第2章で導出した基本設計条件を満足させた実験車両を製作し、これを用いて車両の静的および動的特性実験を行った。その結果、次の知見を得た。

- ・本磁気浮上車両は、基本設計条件を満足させた機械式空隙制御機構を用いることにより、設計重量の±20%の重量変動に対して案内輪荷重の増加を高々2%とすることができ、この範囲では98%以上の高い浮上能力を有する。
- ・各制御レバーを独立に機能させることにより、偏荷重の補償にも対応することが可能である。
- ・理論検討および走行シミュレーションによって明らかにした静的および動的特性を、実験車両が有していることを確認した。

第9章では、満車重量20tonの実車両を用いて行った実車両走行実験について説明した。車両を50km/hで走行させて、その時に発生する車体上下振動加速度および動的な案内輪荷重の計測を実施した。計測結果を分析した結果、次の事項が明らかになった。

- ・車体上下振動加速度は、軌道の継目あるいは分岐部等の特別な部分を除いて、±0.5 [m/s²]以下である。また、車体上下振動加速度には、高い周波数の振動成

分が重畳されており、これが卓越していることがわかった。

- ・案内輪に作用する動的な荷重の最大値は、前記走行条件のもとで、車両重量の約20%以下であり、動的な案内輪荷重は問題にはならないと考えられる。
- ・本実験線においては、軌道の水準狂いを1mm以下に管理したことにより、走行シミュレーションで予測したような台車のローリング運動による案内輪荷重の急増は認められなかった。
- ・建設費低減のためにある程度の水準狂いを許容する場合には、台車のローリング運動による案内輪荷重の急増を防ぐために、各空隙制御機構を独立に制御する等の対策が必要である。

以上の検討結果を総括すると、機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両は、独立に機能する空隙制御機構と適切な設計パラメータの設定により、(1)車体上下振動加速度はUTACV基準以下となり十分良い乗り心地を達成することができること、

(2)静的案内輪荷重は、車両設計重量に対して±20%変動した場合でも、車両総重量の5%以下にすることができること、(3)動的な案内輪荷重は、最大値は軌道の継目等の特殊な部分を除いて車両重量の20%以下に、またrms値は10%程度とすることが可能であること、等がわかり、都市内交通システムとして実用化されるに十分なポテンシャルを有していることがわかった。

今後は、本研究によって明らかになった事項を走行実験等により確認し、現実的な軌道施工精度に整合した磁気浮上台車を開発していく必要がある。

付録

付録1 式 (2.3.9), 式 (2.3.10) の導出

図2. 2において, 基準状態から, 車体に ΔW の荷重と ΔM のロールモーメントが付加された状態を考える. このときの台車の上下変位およびロール角変位をそれぞれ, $\Delta\Phi_G$ とする. また, 左右の垂直案内輪荷重を, ΔR_R とする.

(1) 磁石吸引力の変化

車両重量と永久磁石の吸引力が釣り合っている状態から, 台車が ΔX_G だけ微小変位した場合の永久磁石の吸引力の変化は, 次式で近似できる.

$$\Delta F_m = -\frac{\partial f}{\partial x} \Delta X_G \quad (\text{A.1.1})$$

ここで, f は永久磁石の吸引力, x は空隙の釣り合い点からの変位である.

磁石の等価ばね定数を次式によって定義する.

$$k_G = -\frac{\partial f}{\partial x} \quad (\text{A.1.2})$$

磁石の等価ばね定数を用いると, 左右の磁石の吸引力変化分は, それぞれ次式となる.

$$\Delta F_{mR} = (k_G/2) \{ \Delta X_G + (d_m/2) \Delta\Phi_G \} \quad (\text{A.1.3})$$

$$\Delta F_{mL} = (k_G/2) \{ \Delta X_G - (d_m/2) \Delta\Phi_G \} \quad (\text{A.1.4})$$

(2) 1次ばね反力の変化

1次ばねの反力は次式で与えられる.

$$\Delta F_{kR} = -k \delta_{1R} \quad (\text{A.1.5})$$

$$\Delta F_{kL} = -k \delta_{1L} \quad (\text{A.1.6})$$

ここで, δ_{1R}, δ_{1L} は左右の1次ばねの変位であり, 次式で与えられる.

$$\begin{aligned} \delta_{1R} &= -\{ \Delta X_G + (d_k/2) \Delta\Phi_G \} + (1 + l_3/l_4) \{ \Delta X_G + (l_3 + d_k/2) \Delta\Phi_G \} \\ &= a \{ \Delta X_G + (d_w/2) \Delta\Phi_G \} \end{aligned} \quad (\text{A.1.7})$$

$$\begin{aligned} \delta_{1L} &= -\{ \Delta X_G - (d_k/2) \Delta\Phi_G \} + (1 + l_3/l_4) \{ \Delta X_G - (l_3 + d_k/2) \Delta\Phi_G \} \\ &= a \{ \Delta X_G - (d_w/2) \Delta\Phi_G \} \end{aligned} \quad (\text{A.1.8})$$

式 (A.1.5), 式 (A.1.6) に式 (A.1.7), 式 (A.1.8) を代入することにより 1 次ばね反力として, 次式を得る.

$$\Delta F_{kR} = - (k/2) a \{ \Delta X_G + (d_w/2) \Delta \Phi_G \} \quad (\text{A.1.9})$$

$$\Delta F_{kL} = - (k/2) a \{ \Delta X_G - (d_w/2) \Delta \Phi_G \} \quad (\text{A.1.10})$$

(3) 案内輪荷重の変化

リンク機構のモーメントの釣合より次式を得る.

$$\Delta R_R = a \{ \Delta F_{kR} - b (\Delta W/2 + \Delta M/d_s) \} \quad (\text{A.1.11})$$

$$\Delta R_L = a \{ \Delta F_{kL} - b (\Delta W/2 - \Delta M/d_s) \} \quad (\text{A.1.12})$$

式 (A.1.9) と式 (A.1.10) を式 (A.1.11) および式 (A.1.12) に代入することにより次式を得る.

$$\Delta R_R = - (k/2) [a^2 \{ \Delta X_G + (d_w/2) \Delta \Phi_G \} - a b (\Delta W/2 + \Delta M/d_s)] \quad (\text{A.1.13})$$

$$\Delta R_L = - (k/2) [a^2 \{ \Delta X_G - (d_w/2) \Delta \Phi_G \} - a b (\Delta W/2 - \Delta M/d_s)] \quad (\text{A.1.14})$$

(4) 力とモーメントの釣り合い

台車の上下方向の力の釣合とロールモーメントの釣合は, それぞれ次式で与えられる.

$$\Delta W + \Delta R_R + \Delta R_L + \Delta F_{mR} + \Delta F_{mL} = 0 \quad (\text{A.1.15})$$

$$\Delta M + (d_w/2) (\Delta R_R - \Delta R_L) + (d_m/2) (\Delta F_{mR} - \Delta F_{mL}) = 0 \quad (\text{A.1.16})$$

式 (A.1.3), 式 (A.1.4) および式 (A.1.13), 式 (A.1.14) を式 (A.1.15), 式 (A.1.16) に代入することにより, 台車の変位と車体に作用する外力の関係が次式のように得られる.

$$\Delta X_G = \frac{1 - a b}{k a^2 - k_G} \Delta W \quad (\text{A.1.17})$$

$$\Delta \Phi_G = \frac{1 - a b (d_w/d_s)}{k a^2 (d_w/2)^2 - k_G (d_m/2)^2} \Delta M \quad (\text{A.1.18})$$

式 (A.1.17) および式 (A.1.18) を再び式 (A.1.13) と式 (A.1.14) に代入することにより, 案内輪荷重の表現として次式が得られる.

$$\Delta R_R = \frac{k_G a b - k a^2}{2(k a^2 - k_G)} \Delta W + \frac{k_G a b d_m^2 - k a^2 d_w d_s}{(k a^2 d_w^2 - k_G d_m^2) d_s} \Delta M \quad (\text{A.1.19})$$

$$\Delta R_L = \frac{k_G a b - k a^2}{2(k a^2 - k_G)} \Delta W - \frac{k_G a b d_m^2 - k a^2 d_w d_s}{(k a^2 d_w^2 - k_G d_m^2) d_s} \Delta M \quad (\text{A.1.20})$$

付録2 任意のパワースペクトル密度を持つ定常ガウス確率過程の生成法

パワースペクトル密度関数 $S_x(\omega)$ が与えられた場合、平均値0の定常ガウス確率過程を、次式により表現することを考える。

$$x(t) = \sum_{k=1}^N \{ a_k \cos \omega_k t + b_k \sin \omega_k t \} \quad (\text{A.2.1})$$

ここで、 a_k, b_k は互いに独立で、平均値が0、分散 σ_k^2 が

$$\sigma_k^2 = 2 S_x(\omega_k) \Delta\omega \quad (\text{A.2.2})$$

のガウス確率変数である。ここで、

$$\Delta\omega = (\omega_N - \omega_1) / N$$

$$\omega_k = \omega_1 + (k - 1/2) \Delta\omega, \quad k = 1, 2, \dots, N$$

ω_N : ω の上限値

ω_1 : ω の下限値

以下において、式 (A.2.1) の性質を検討する。
確率過程の自己相関関数は、次式で定義される。

$$R_x(\tau) = E[x(t)x(t+\tau)] \quad (\text{A.2.3})$$

一方、

$$a_k = e_k \cos \phi_k \quad (\text{A.2.4})$$

$$b_k = e_k \sin \phi_k \quad (\text{A.2.5})$$

とおくことにより、式 (A.2.1) は次式に書き換えられる。

$$x(t) = \sum_{k=1}^N e_k \sin(\omega_k t + \phi_k) \quad (\text{A.2.6})$$

式 (A.2.6) を式 (A.2.3) に代入すると、次式を得る。

$$\begin{aligned} R_x(\tau) &= E[x(t)x(t+\tau)] \\ &= \sum_{k=1}^N \sum_{l=1}^N E[e_k e_l] E[\sin(\omega_k t + \phi_k) \sin(\omega_l t + \omega_l \tau + \phi_l)] \end{aligned} \quad (\text{A.2.7})$$

$k \neq l$ のとき、 $E[e_k e_l] = 0$ より、式 (A.2.7) は0となる。

$k=l$ のときは、

$$E[e_k^2] = E[a_k^2 + b_k^2] = 2\sigma_k^2$$

より

$$\begin{aligned} R_x(\tau) &= \sum_{k=1}^N 2\sigma_k^2 E[\sin(\omega_k t + \phi_k) \sin(\omega_k t + \omega_k \tau + \phi_k)] \\ &= \sum_{k=1}^N \sigma_k^2 \cos \omega_k \tau \end{aligned} \quad (\text{A.2.8})$$

を得る。式 (A.2.8) は t に無関係なので定常であることがわかる。

パワスペクトル密度関数は、Wiener-Khinchine の関係を用いて、次式で定義される。

$$S(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (\text{A.2.9})$$

式 (A.2.9) に式 (A.2.8) を代入することにより次式を得る。

$$S(\omega) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \sigma_k^2 \{ \delta(\omega + \omega_k) + \delta(\omega - \omega_k) \} \quad (\text{A.2.10})$$

さらに、式 (A.2.10) に式 (A.2.2) を代入すると

$$S(\omega) = \sum_{k=1}^N S_x(\omega_k) \Delta\omega \{ \delta(\omega + \omega_k) + \delta(\omega - \omega_k) \} \quad (\text{A.2.11})$$

を得る。

N が十分大きければ、式 (A.2.11) は、次式で近似できる。

$$S(\omega) = \int_0^{\infty} S_x(\omega') d\omega' \{ \delta(\omega + \omega') + \delta(\omega - \omega') \} \quad (\text{A.2.12})$$

したがって、

$$\begin{aligned} S(\omega) &\rightarrow S_x(\omega) \quad (\omega \geq 0) \\ S(\omega) &\rightarrow S_x(-\omega) = S_x(\omega) \quad (\omega < 0) \end{aligned}$$

となり、パワスペクトル密度関数は $N \rightarrow \infty$ のとき、 $S_x(\omega)$ に一致することがわかる。したがって、十分大きい N を用いることにより、平均値 0 の定常ガウス確率過程を式 (A.2.1) によって生成できることがわかる。

付録3 相関をもつ確率過程のシミュレーション

互いに相関をもつ2つの定常確率ガウス過程 $x(t)$, $y(t)$ は、パワスペクトル密度関数が $x(t)$, $y(t)$ に対してそれぞれ $S_x(\omega)$, $S_y(\omega)$ で与えられる場合には、次式を用いて模擬することができる。

$$x(t) = \sum_{k=1}^N \{ a_k \cos \omega_k t + b_k \sin \omega_k t \} \quad (\text{A.3.1})$$

$$y(t) = \sum_{k=1}^N \{ c_k \cos(\omega_k t + \alpha_k) + d_k \sin(\omega_k t + \alpha_k) \} \quad (\text{A.3.2})$$

それぞれの確率過程の分散は、それぞれ次式で与えられる。

$$\sigma_{x_k}^2 = 2 S_x(\omega_k) \Delta\omega \quad (\text{A.3.3})$$

$$\sigma_{y_k}^2 = 2 S_y(\omega_k) \Delta\omega \quad (\text{A.3.4})$$

ここで、

$$\Delta\omega = (\omega_u - \omega_l) / N$$

$$\omega_k = \omega_l + (k - 1/2) \Delta\omega, \quad k = 1, 2, \dots, N$$

ω_u : ω の上限値

ω_l : ω の下限値

位相角 α_k は、クロススペクトル密度関数

$$S_{xy}(\omega) = C_{xy}(\omega) + i Q_{xy}(\omega) \quad (\text{A.3.5})$$

が与えられた場合に次式より計算することができる。

$$\alpha_k = \tan^{-1} \{ Q_{xy}(\omega_k) / C_{xy}(\omega_k) \} \quad (\text{A.3.6})$$

同じパワスペクトル密度関数を用いて模擬する場合には、 $\alpha_k = 0$ より、次式を用いることになる。

$$x(t) = \sum_{k=1}^N \{ a_k \cos \omega_k t + b_k \sin \omega_k t \} \quad (\text{A.3.7})$$

$$y(t) = \sum_{k=1}^N \{ c_k \cos \omega_k t + d_k \sin \omega_k t \} \quad (\text{A.3.8})$$

a_k , b_k は、平均値で標準偏差が σ のガウス確率分布関数を用いて独立に抽出される。すなわち、次式によって抽出される。

$$p(a_k) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_{x_k}} \exp \left[-\frac{(a_k - \bar{a}_k)^2}{2 \sigma_{x_k}^2} \right] \quad (\text{A.3.9})$$

$$p(b_k) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_{x_k}} \exp \left[-\frac{(b_k - \bar{b}_k)^2}{2 \sigma_{x_k}^2} \right] \quad (\text{A.3.10})$$

また、 c_k, d_k は a_k, b_k に相関するので、次の条件付確率密度関数について抽出される。

$$p(c_k | a_k) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_{y_k} \sqrt{1 - \rho_{xy_k}^2}} \exp \left[-\frac{(c_k - \rho_{xy_k} \frac{\sigma_{y_k}}{\sigma_{x_k}} a_k)^2}{2 \sigma_{y_k}^2 (1 - \rho_{xy_k}^2)} \right] \quad (\text{A.3.11})$$

$$p(d_k | b_k) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_{y_k} \sqrt{1 - \rho_{xy_k}^2}} \exp \left[-\frac{(d_k - \rho_{xy_k} \frac{\sigma_{y_k}}{\sigma_{x_k}} b_k)^2}{2 \sigma_{y_k}^2 (1 - \rho_{xy_k}^2)} \right] \quad (\text{A.3.12})$$

参考文献

- [1] 正田, "輸送分野における電磁力の応用技術", 第2回電磁力関連のダイナミックスシンポジウム講演論文集, (1990), pp. 1-4.
- [2] 山田ほか, "リニアモータを使ってみると", 日刊工業新聞社, (1994).
- [3] 永井, "電磁力による駆動・支持・案内技術の動向", 日本機械学会第70期通常総会講演会講演論文集, (1993), pp. 356-359.
- [4] 永井, "磁気浮上技術の動向と動的問題", 日本機械学会誌, Vol. 96, No. 899, (1993), pp. 876-879.
- [5] 梶野, "都市型リニアモータ交通システムM-Bahn", 第1回アーバンインフラ・テクノロジー技術研究発表論文集, (1989), pp. 47-52.
- [6] 仲村, "磁気浮上式都市交通システムM-Bahnの概要", わかりやすい浮上式鉄道の基礎技術, 日本機械学会 講習会教材 No. 920-5, (1992), pp. 67-72.
- [7] 梶野, "Mバーンの現状と将来", 平成元年電気・情報関連学会連合大会講演論文集, (1989), pp. 1-67-1-70.
- [8] 大河内, 綱島, 飯塚, "磁気浮上都市交通システムM-Bahn", 神戸製鋼技報 Vol. 40 No. 2, (1990), pp. 41-44.
- [9] Ralf Roman Rossberg (須田忠治訳), "磁気浮上式鉄道の時代が来る?", 電気車研究会, (1990).
- [10] Heidelberg, G., "Die M-Bahn, (1. Teil) Dauermagnetische Fahrzeugsuspension und Antrieb durch Fahrwegwanderfeld", ZEV-Glas. Ann. 107, (1983), pp. 401-404.
- [11] Heidelberg, G, Niemitz, K. and Weinberger, H., "The M-Bahn system, Maglev Transport - Now and for the Future", IMechE conference publication 1984-12, (1984), pp. 159-168.

- [12] Dreimann, K., " The M-Bahn Maglev Rapid Transit System , Technology, Status, Experience" , Proc. of 9th Int. Conf. on Maglev and Linear Drives (Maglev '87) , (1987) .
- [13] Dreimann, K., Himmel, H. and Hoffmann, B., " The M-Bahn Maglev Rapid Transit System, Status and Technological Development" , Proc. of 10th Int. Conf. on Magnetically Levitated Systems (Maglev '88) , (1988) , pp. 471 - 482.
- [14] Dreimann, K., " M-Bahn Maglev Transit System, Experience, Status, Application" , Proc. of 11th Int. Conf. on Magnetically Levitated Systems and Linear Drives (Maglev '89) , (1989) , pp. 101 - 104.
- [15] Dreimann, K., " Erfahrungen, Entwicklungsstand und Zukünftige Aspekte für M-Bahn und People-Mover-Systeme" , ZEV-Glas. Ann. 113, (1989) , pp. 273 - 277.
- [16] Heinrich, K., " Development and First In-service Use of Automatic People Mover in Federal Republic of Germany, With Special Reference to Magnetic Levitation Systems" , Proc. of Int. Conf. of Automated People Movers, (1985) , pp. 288 - 302.
- [17] 萩原, 小豆沢, 斎間, " スーパートレイン" , 東京電機大学出版局, (1990) .
- [18] 正田ほか, " リニアドライブ技術とその応用" , オーム社, (1991) .
- [19] 正田, 藤江, 加藤, 水間, " 磁気浮上鉄道の技術" , オーム社, (1992) .
- [20] 電気学会 磁気浮上応用技術調査専門委員会 編, " 磁気浮上と磁気軸受" , コロナ社, (1993) .
- [21] 中村, " 新都市交通システムM-Bahnの開発状況について" , 第5回電磁力関連のダイナミックスシンポジウム講演論文集, (1993) , pp. 321 - 324.
- [22] 飯塚, 中村, " M-Bahnブラウンシュバイクテストセンターの研究活動について" , 第3回交通・物流部門大会講演論文集(鉄道シンポジウム編) , No.940 - 57, (1994) , pp. 153 - 156.

参考文献

- [23] 山村, 大西, 正田, "吸引型常電導磁気浮上台車の制御系の理論", 電気学会論文集, 第99巻11号, (1984), pp. 752 - 759.
- [24] 藤崎, 正田, "電磁吸引制御式磁気浮上車輛の走行シミュレーション", シミュレーション, 第3巻2号, (1983), pp. 88 - 96.
- [25] 中川, "吸引形磁気浮上車のためのH[∞]制御アクティブサスペンションの研究", 電気学会論文集D編, 第112巻5号, (1992), pp. 477 - 482.
- [26] 永井, 井口, "吸引形磁気浮上車両-高架軌道系の振動特性, 第2報複数台走行解析", 日本機械学会論文集(C編)46巻402号, (1980).
- [27] 中川, "磁気浮上連結車両と可とうロングスパン軌道のダイナミクス", 電気学会論文集D編, 第110巻6号, (1990), pp. 738 - 745.
- [28] 大崎, 脇, 林屋, 正田, "可撓性軌道を走行する常電導磁気浮上車の高速走行シミュレーション" 第3回交通・物流部門大会講演論文集(鉄道シンポジウム編), No.940-57, (1994), pp. 193 - 198.
- [29] 吉田, 山下, 城崎, "制御PMLSM Maglevキャリアのダイナミクス", 第4回電磁力関連のダイナミクスシンポジウム講演論文集, (1992), pp. 93 - 99.
- [30] 吉田, 山下, 城崎, "制御PMLSM Maglevキャリアの浮上停止制御", 第5回電磁力関連のダイナミクスシンポジウム講演論文集, (1993), pp. 362 - 367.
- [31] 特公昭62-10082, "走行体の磁氣的保持システム".
- [32] ABE, M., FUKUMOTO, Y. and TSUNASHIMA, H., "A Study on Fundamentals of Mechanically Controlled Permanent Magnet Levitation System for Maglev Transport Vehicle", Proc. of 11th Int. Conf. on Magnetically Levitated Systems and Linear Drives (Maglev '89), (1989), pp. 387 - 392.
- [33] 網島, 福本, 安部, "永久磁石を用いた磁気支持機構の基本特性", 第39回応用力学連合講演会講演論文集, (1989), pp. 197 - 200.

参考文献

- [34] TSUNASHIMA, H., FUKUMOTO, Y. and ABE, M., " Fundamental Characteristics of Permanent Magnet Suspension System for Transport Vehicle ", Theoretical and Applied Mechanics, Vol. 39, University of Tokyo Press, (1990), pp. 75 - 83.
- [35] 福本, 大河内, 網島, 飯塚, " 磁気浮上式都市交通システムM-Bahnの浮上機構" 第3回アドバンティシシボジウム講演論文集, (1990), pp. 67 - 70.
- [36] 網島, 梶野, " 磁気浮上・リニア推進アクセス交通システムM-Bahn: 概要と車体の磁気支持機構について", 日本機械学会" 昇降機・アクセス交通の力学と制御" 技術講演論文集, (1991), pp. 20 - 23.
- [37] 長松ほか編, " ダイナミックスハンドブック", 朝倉書店, (1993) .
- [38] 大藤, 中川, 松本, " 鉄道車両における乗り心地について", 電気学会リニアドライブ研究会資料, LD-93-104, (1993), pp. 45 - 54.
- [39] 藤井, 松本, " 輸送システムにおける振動乗り心地の評価に関する考察(各種評価法の比較と適用例)", 第3回交通・物流部門大会講演論文集(鉄道シンポジウム編), No.940-57, (1994), pp. 281 - 286.
- [40] ABE, M., FUKUMOTO, Y. and TSUNASHIMA, H., " Computer Simulation Study on Performances of Permanent Magnet Levitation Vehicle with Mechanical Air-Gap Controller", Proc. of IMACS European Simulation Meeting, (1990), pp. 195 - 201.
- [41] ABE, M. and TSUNASHIMA H., " Mechanically Controlled Permanent Magnet Levitation System for Maglev Transport Vehicle", SAE paper No. 921586, (1992) .
- [42] 網島, 安部, " 機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の最適化", 日本機械学会第70期通常総会講演会講演論文集, (1993), pp. 761 - 763.
- [43] 星谷, " 確率論手法による振動解析", 鹿島出版会, (1979), pp. 46 - 94.
- [44] 永井, 井口, " 吸引形磁気浮上車両-高架軌道系の振動特性, 第1報1台走行解析", 日本機械学会論文集(C編)45巻400号, (1979), pp. 1332 - 1340.

- [45] 宮本, 渡辺, "線路, 軌道の設計・管理", 山海堂, (1980), pp. 405 - 407.
- [46] Goodall, R. and Williams, R., "Dynamic Criteria in the Design of Maglev Suspension Systems", IMechE conference publication 1984-12, (1984), pp. 77 - 86.
- [47] Garg, V. and Dukkipati, R., "Dynamics of Railway Vehicle System", Academic Press, (1984).
- [48] Freiderich, F., "Die Gleislage - aus fahrzeugtechnischer Sicht", ZEV-Glas. Ann. 108, (1984), pp. 355 - 362.
- [49] 永井, "軌道面も平面性を表わす評価量に注目した統計的モデル", 計測自動制御学会論文集, 第16巻4号, (1980), pp. 123 - 128.
- [50] Dodds, C. and Robson, J., "The Description of Road Surface Roughness", Journal of Sound and Vibration 31 (2), (1973), pp. 175 - 183.
- [51] Bormann, V., "Messungen Fahrbahn, Unebenheiten paralleler Fahrspuren und Anwendung der Ergebnisse", Vehicle System Dynamics, 7 - 2, (1978), pp. 65 - 81.
- [52] 網島, 安部, "機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の上下振動特性", 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会講演論文集, (1992), pp. 995 - 998.
- [53] 網島, 安部, "軌道の不整が機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の運動に及ぼす影響 (分布した磁石を取付けた台車の軌道不整量平均化効果)", 日本機械学会第69期通常総会講演会講演論文集, (1992), pp. 651 - 653.
- [54] 網島, 安部, "軌道の不整が機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の運動に及ぼす影響 (分布した磁石を取付けた台車の軌道不整量平均化効果の影響)", 日本機械学会論文集 (C編) 58巻549号, (1992), pp. 1601 - 1608.
- [55] TSUNASHIMA, H. and ABE, M., "The Dynamics of the Mechanical Levitation Control System for Maglev Transport Vehicle", Proc. of 1st Int. Conf. on Motion and Vibration Control, (1992), pp. 675 - 680.

- [56] 網島, 安部, "軌道の不整が機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の運動に及ぼす影響(第2報、台車のピッチング運動の影響)", 日本機械学会論文集(C編) 59巻559号, (1993), pp. 771 - 776.
- [57] TSUNASHIMA, H., "Dynamics of Transport Vehicle with Mechanical Levitation Control", Proc. of 13th IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, (1993), pp. 120 - 123.
- [58] TSUNASHIMA, H. and ABE, M., "Dynamics of the Mechanical Levitation Control System for Maglev Transport Vehicle", JSME International Journal, Series C, Vol. 37, No. 3, (1994), pp. 528 - 535.
- [59] 佐藤, "乗り心地の立場から見た軌道高低狂いの整備限度", 鉄道技術研究報告 第549号, (1966).
- [60] 谷藤, "ボギー車の前後振動解析(軌道不整で加振される定振動数の持続振動)", 日本機械学会論文集(C編) 56巻532号, (1990), pp. 3174 - 3179.
- [61] 網島, 藤岡, 安部, "機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両のダイナミクス(案内輪剛性とリンク系の不感帯要素の影響)", 第6回電磁力関連のダイナミクスシンポジウム講演論文集, (1994), pp. 69 - 72.
- [62] 網島, 藤岡, 安部, "軌道の不整が機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の運動に及ぼす影響(第3報、案内輪剛性およびリンク系の不感帯要素の影響)", 日本機械学会論文集(C編) 60巻578号, (1994), pp. 125 - 131.
- [63] TSUNASHIMA, H., FUJIOKA, T. and ABE, M., "Dynamics of the Mechanical Levitation Control System for Maglev Transport Vehicle (Effect of Guide Wheel Stiffness and Dead Zone Element)", Proc. of 2nd Int. Conf. on Motion and Vibration Control, (1994), pp. 870 - 875.
- [64] TSUNASHIMA, H., FUJIOKA, T. and ABE, M., "Dynamics of a Mechanically Controlled Permanent Magnet Suspension for Maglev Transport Vehicle", ASME 1994 Winter Annual Meeting, Proc. of Transportation System, (1994), pp. 265 - 275.
- [65] 藤岡, 網島, 佐々木, "機械式浮上力制御を行う車両の運動特性(磁石の非線形性の影響評価)", 第3回交通・物流部門大会講演論文集(鉄道シンポジウム編), No.940 - 57, (1994), pp. 117 - 122.

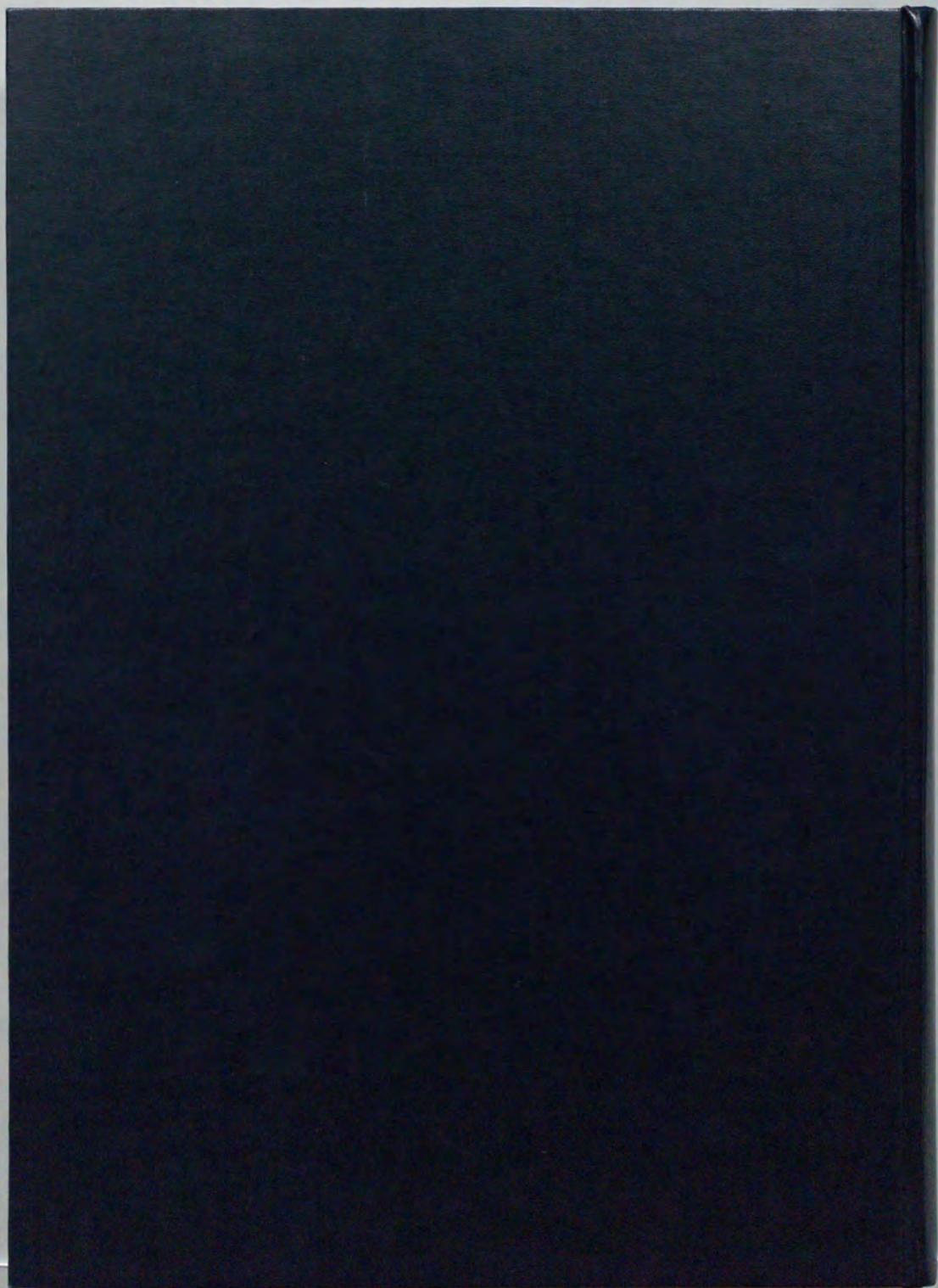
謝辞

本研究の遂行および本論文の作成にあたり、東京大学工学部産業機械工学科 藤岡健彦助教授には、終始、懇切なご指導とご鞭撻を賜りました。また、本論文をまとめるにあたり、東京大学工学部機械情報工学科 吉本堅一教授、東京大学工学部電気工学科 正田英介教授、東京大学工学部機械工学科 金子成彦助教授、東京大学工学部土木工学科 家田仁助教授には有益なご助言を頂くとともに本論文の校閲の労をおとり頂きました。

本研究は、株式会社神戸製鋼所において、1989年から5年間にわたって実施したものであり、研究の機会を与えて頂いた株式会社神戸製鋼所新交通システム室長 梶野昌利氏ならびに関係各位に深く感謝いたします。

神奈川工科大学機械システム工学科 安部正人教授には、研究開始当初よりあらゆる面にわたり、懇切なご指導を頂きました。数値計算においては東京大学工学研究科 山田晴夫氏、東京大学産業機械工学科 佐々木圭一氏らのご協力を得ました。実験においては、神奈川工科大学機械システム工学科 狩野芳郎助手、柴田真宏氏（当時神奈川工科大学大学院）、神野圭造氏（当時神奈川工科大学）、上原夕美氏（当時神奈川工科大学）らのご協力を得ました。また、本研究を温かく支援してくれた妻さゆり、長女小也香に感謝します。

本論文を結ぶにあたり、上記の各位に深く感謝いたします。

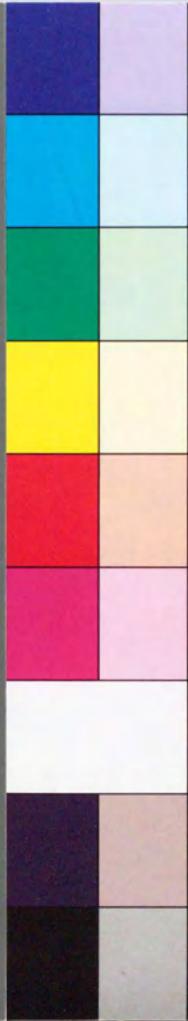


inches
cm 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20

Kodak Color Control Patches

© Kodak, 2007 TM, Kodak

Blue Cyan Green Yellow Red Magenta White 3/Color Black



Kodak Gray Scale



© Kodak, 2007 TM, Kodak

A 1 2 3 4 5 6 M 8 9 10 11 12 13 14 15 B 17 18 19

