

土木研究所資料

ガイドウェイにおける車両の挙動解析

昭和62年 3 月

建設省土木研究所
道路部新交通研究室

Copyright © 1987 by P. W. R. I.

All rights reserved No part of this book may be reproduced by any means, nor transmitted, nor translated into a machine language without the written permission of the Director General of P. W. R. I.

この報告書は、土木研究所長の承認を得て刊行したものである。したがって、本報告書の全部又は一部の転載、複製は、土木研究所長の承認を得ずしてこれを行ってはならない。

ガイドウェイにおける車両の挙動解析

道路部 新交通研究室 室長 神崎 紘郎
〃 〃 研究員 川名万寿雄
企画部システム課自動化係 係長 浦野 隆

要 旨

現在、国内における新交通システムは、全てシングルモードによる運行である。一方、面的な交通需要に対応するバス交通は交通混雑等の影響を受けてサービスレベルの低下を引き起こし、公共交通としての役割がうすれてきている。これら既存の交通システムで不足している部分を補い、きめ細かい高度なサービスを行うことのできるデュアルモード方式の新交通システムが提案されている。デュアルモード方式の車両は一般の車両にガイドウェイ内を自動操向するための装置を付加する程度で操向が可能となる。しかし、このような車両のガイドウェイにおける挙動解析例はあまり見られず不明確な要素が多い。そこで、一般の車両の挙動を基本としたシミュレーションモデルを作成し、さらに、誘導操舵系の原理を組み込んで、ガイドウェイ内における車両の挙動解析を行った。その結果、案内方式によるガイドウェイ曲線部での必要拡幅量あるいは、その時の案内輪反力等を簡単かつ実測値にほぼ整合した値で算出することができることが明らかとなった。

キーワード：新交通システム，ガイドウェイ，車両，シミュレーション

目 次

はじめに	1
本文中で使用する変数および定数の説明	2
車両をモデル化する上での前提条件	3
1. アッカーマン旋回時における拡幅量の検討	5
1-1 案内輪の張り出し量の検討	5
1-2 アッカーマン旋回時の幾何学的検討	7
1-3 ガイドウェイ拡幅量の計算	9
2. 誘導操舵系を除いたシミュレーションモデル	13
2-1 運動方程式と解析の方法	13
2-2 シミュレーションモデルの検討結果	15
3. 誘導操舵系を含めたシミュレーションモデル	17
3-1 モデルの概要	17
3-2 計算条件の設定	21
3-3 一定の横力が加わった場合のモデル	21
3-3-1 案内輪に加わる力の計算	23
3-3-2 前後輪の横変位量の計算	25
3-3-3 実舵角の計算	26
3-3-4 姿勢角に関する説明	27
3-4 曲線部に進入する場合のモデル	27
3-4-1 案内輪反力の計算	28
3-4-2 横変位量の計算	30
3-4-3 横変位量に関するアッカーマン旋回との比較	30
3-5 曲線部における輪荷重の変化	32
4. 実測値とシミュレーション値との対応	35
4-1 DMT車両を用いた実測結果	35
4-2 シミュレーション値による検討	40
5. まとめ	43

はじめに

新交通システムは、すでに神戸、大阪等で運行されているが、全てシングルモードによる運行である。これは、利用者からみると鉄道とあまり変わらないものである。一方、面的な交通需要に対応するバス交通は、交通渋滞等の影響を受けてサービスレベルの低下を引き起こし、現状では公共交通としての役割がうすれてきている。

これら既存の交通システムで不足している部分を補い、きめ細かいサービスを行うには混雑区間において専用的高架構造によるガイドウェイを走行し、その他の区間においては平面街路において乗降サービスを行うデュアルモード方式が提案されている。

デュアルモード方式としては、現在までにデュアルモードバスシステムおよびデュアルモードトラックシステムが開発されてはいるが、未だ実用に供するまでには至っていない。また、ガイドウェイ内において操舵系のみを機械式の自動案内方式としたガイドウェイバスシステムが土木研究所と民間7社との共同研究等で開発が進められている。これらの車両に見られるように、デュアルモード方式の車両は一般の車両にガイドウェイ内を自動操向するための装置を付加する程度で操向が可能となる。しかし、このような車両のガイドウェイにおける挙動解析例はあまり見られず不明確な要素が多い。

そこで、一般の車両の運動を基本としたシミュレーションモデルを作成し、さらに、誘導操舵系の原理を組み込んでガイドウェイ内における車両の挙動解析を行った。その結果、案内方式別に、ガイドウェイ曲線部での必要拡幅量あるいは、その時の案内輪反力等を簡単かつ実測値にほぼ整合した値で算出することができることが明らかとなった。

本調査で製作したシミュレーションモデルは、若干の改良を加えることにより、ガイドウェイの設計および解析等に役立つものと期待される。

1 00.0
2 00.0
3 (00.0) 00.0
4 (00.1) 00.1

本文中で使用する変数および定数の説明

記 号	意 味	シミュレーション値, ()内は実験値
y	ガイドウェイ中心から測った車両重心のY軸方向横変位	
θ	X軸と車両中心線のなす角	
α	横断勾配	
ω	車両重心回りのヨー角速度	
β	車両重心の速度ベクトルと車両中心線のなす角	
y_1, y_2	ガイドウェイ中心から測った前・後輪のY軸方向横変位	
β_1, β_2	前・後輪のすべり角	
δ	前輪の実舵角	
γ_1, γ_2	車輪の走行速度ベクトルが車両中心線となす角	
K_1, K_2	前・後輪のコーナリングパワー（左右輪の合計）	
K	車両のコーナリングパワー（全輪の合計）	
D	車両の摩擦抵抗	
F_0	ステップ状の外力	
F_R	遠心力	
F_K	横断勾配による力	
F_3	案内輪反力	
M_B	案内輪初期押し付けモーメント	
W_1, W_2	前・後輪荷重	
W_L, W_R	左・右輪の反力	
C_1, C_2	前・後輪のコーナリングフォースの比	
y_3	ガイドウェイ中心線と案内装置の軸中心との距離	
w_3	案内輪間隔	
δ_h	ハンドル角入力（キングピン回りに換算）	
ε_0	案内輪の初期たわみ量	
ε	案内装置の軸の中央と車両中心との距離	
R	前軸中央における旋回半径	
R_a	車両最遠点の旋回半径	
R_b	車両最近点の旋回半径	
h	車両重心の高さ	
d	輪距の1/2の値	
V_1, V_2	前・後輪の進行速度ベクトル	
L	車両のホイールベース長	3.70 ■
L_0	前軸と案内装置の軸との距離	0.70 ■
L_1	前軸と車両重心との距離	2.39 (2.03) ■
L_2	後軸と車両重心との距離	1.31 (1.68) ■

L_s	案内装置の軸と車両重心との距離	3.09 (2.73)	m
W, m	車両重量と車両質量	15500 (9050)	kg
V	車両速度	40, 60 (25~30)	km/h
J	車両のヨー慣性モーメント	5970 (3760)	kgm ²
G_a	誘導操舵系のフィードバックゲイン	0.8, 1.0	rad/m
C_p	コーナリング係数 (単位輪荷重当りのコーナリングハワー)	4.77	kg/rad/kg
O_v	車両前方のオーバーハング長	1.35	m
w	車両幅員	2.48	m
J_s	ステアリング系の慣性モーメント	4.0	kgm ²
K_s	" バネ定数	10000	kg/m
A_s	" 復元剛性	1140	kgm/rad
D_s	" 摩擦抵抗	ζ の関数	
ζ	" ダンピング係数	0.3~0.4	
ω_n	" 固有振動数		

注) $0.2387\text{kgm/kg} \times 4800\text{kg}$

車両をモデル化する上での前提条件

車両の挙動をシミュレーションにより再現するため、モデル化にあたっては以下の前提条件を設定を行った。

- ① 車両の動きを表現するにあたり、車輪の取扱いは左右輪を車両中心にまとめた2輪モデルとして数式化する。
- ② 座標は右手系を用いる。よって、角度、モーメントについては左回りを正と定義する。
- ③ 車両の操向案内は、案内輪を案内レールに押し付けて行うものを基本とする。
- ④ 車両の案内方式としては、片側 (左または右) 案内、両側案内方式とする。

1. アッカーマン旋回時における拡幅量の検討

車両が極低速で旋回する時（アッカーマン旋回）、車両は旋回方向に対して内側に内輪差を生じ、走行路の拡幅が必要になる。ここでは、車両がアッカーマン旋回に従っているときの走行軌跡を調べ、直進走行状態と比較したときのガイドウェイの拡幅量について検討を行う。

1-1 案内輪の張り出し量の検討

アッカーマン旋回時において、車両に対する案内装置の軸の左右方向に関する移動量を求め、どのくらい案内輪が車両から張り出すかを検討する。

リンク式操舵機構を図-1に示す。

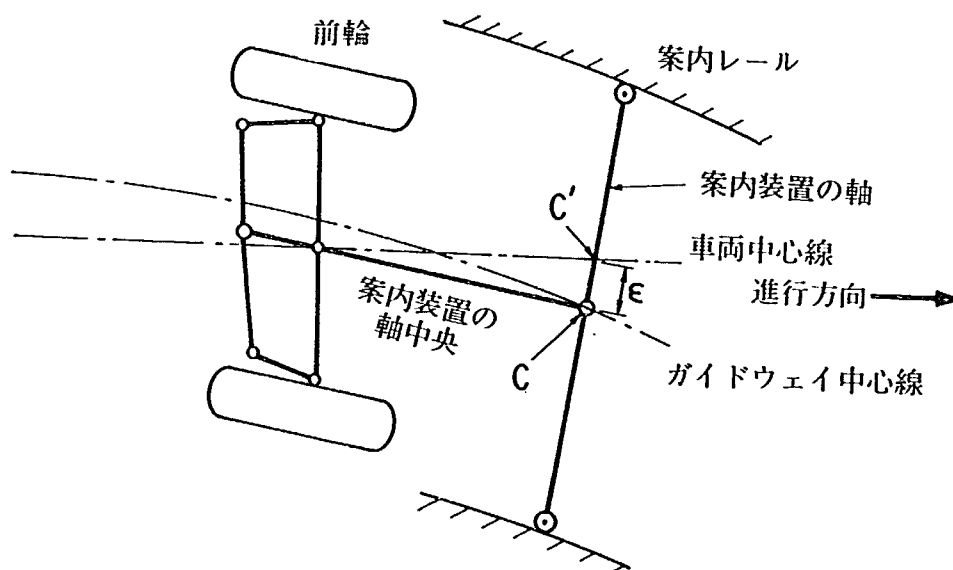


図-1 リンク式操舵機構

ここでガイドウェイ中心線に沿って移動する案内装置の軸中央（C点）と車両中心線との距離（CC' または ϵ ）が案内装置の軸の左右方向への移動量として表され、この ϵ は次式を満足する。

$$\delta = \epsilon \times G_a \quad \text{----- (1)}$$

ここで、ゲイン（ G_a ）はリンク式操舵機構を構成する各アーム長の比により決定される定数である。一方、実舵角（ δ ）は次式も満足しなければならない（ R が十分大きいとき）。

$$\delta = \frac{L}{R} \quad \text{----- (2)}$$

この関係式は、図-2に示すとおりタイヤの進行方向と旋回半径は直角である性質を利用し求められる。案内装置の軸の移動量（ ϵ ）は（1）および（2）式より次式として表される。

$$\epsilon = \frac{L}{G_a \cdot R} \quad \text{----- (2')}$$

上式で表される移動量 (ε) は旋回の内側へ向かうので、外側の案内輪はその分だけ車体内へ引込まれる。よって外側案内の場合は、左右どちらの方向に旋回しても案内輪が車両幅の外にあるためには、(2') 式で表される ε 以上の長さだけあらかじめ案内輪を張り出しておくことが必要である。

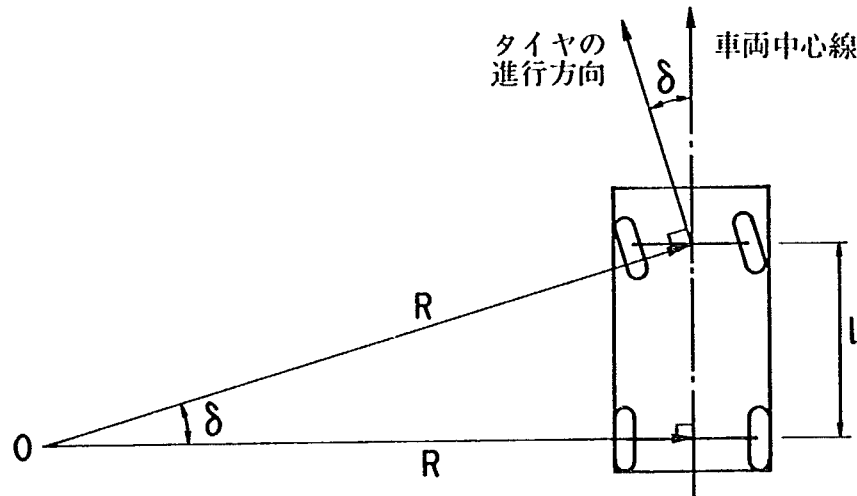


図-2 アッカーマンの旋回における操舵角

旋回半径と ε の関係は、多くの車両がフィードバックゲイン $G_a = 1 \text{ rad/m}$ 程度に設定されており、この場合、誘導の軸移動量 $\varepsilon = 0.01 \text{ m}$ に対して実舵角 $\delta = 0.57^\circ$ となる。図-3 は (2') 式において車両のホイールベースをパラメータとして旋回半径と案内輪の移動量との関係を示したものである。

注) DMT: デュアルモードトラック実験車両の値

($\varepsilon = \frac{L}{G_a R}$ においてフィード・バック・ゲイン $G_a = 1 \text{ rad/m}$ と仮定)

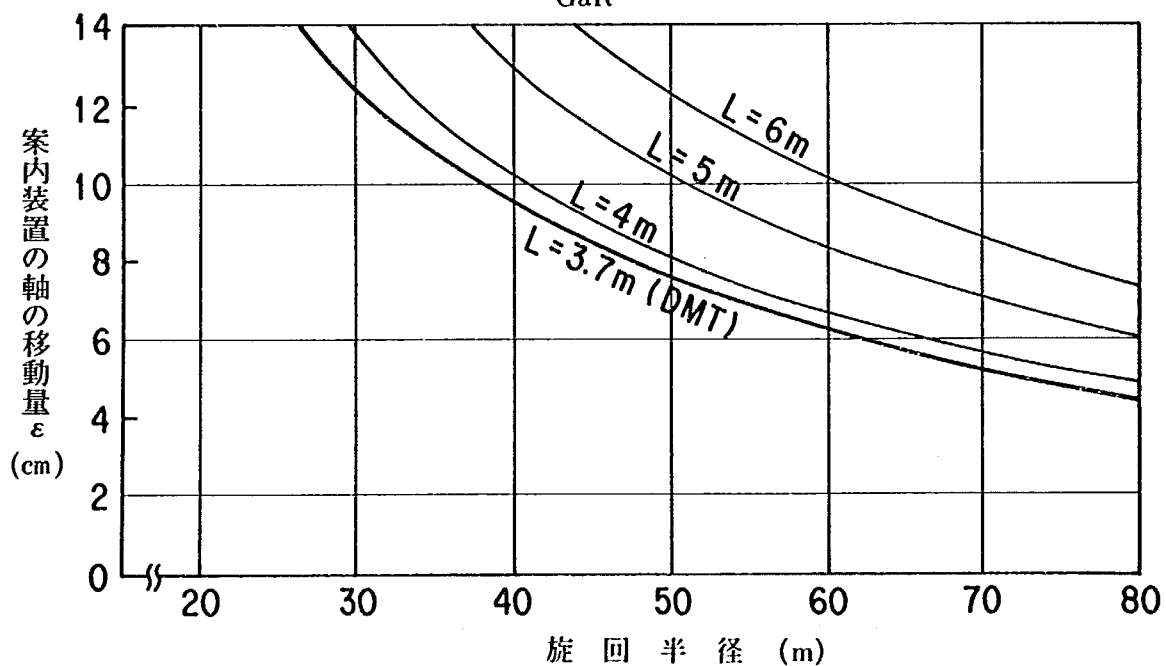


図-3 車両中心に対する案内輪の移動量

この図から、例えばデュアルモードトラック（以下「DMT」と呼ぶ）車両が半径30mで旋回するとすれば案内輪の移動量は約12cmとなる。したがって、もし外側案内方式を採用するとするならば、少なくともこの分だけ直進走行時にも車両の外側に案内輪を張り出す必要があり、直線部のガイドウェイ案内幅もその分広く設計する必要があると言える。

実舵角と旋回半径の関係を（2）式に基づいてホイールベースをパラメータとして算出した結果を図-4に示す。これによると、ホイールベースの長い車両ほど当然のことではあるが、余分にハンドル操作をしなければならないことがわかる。

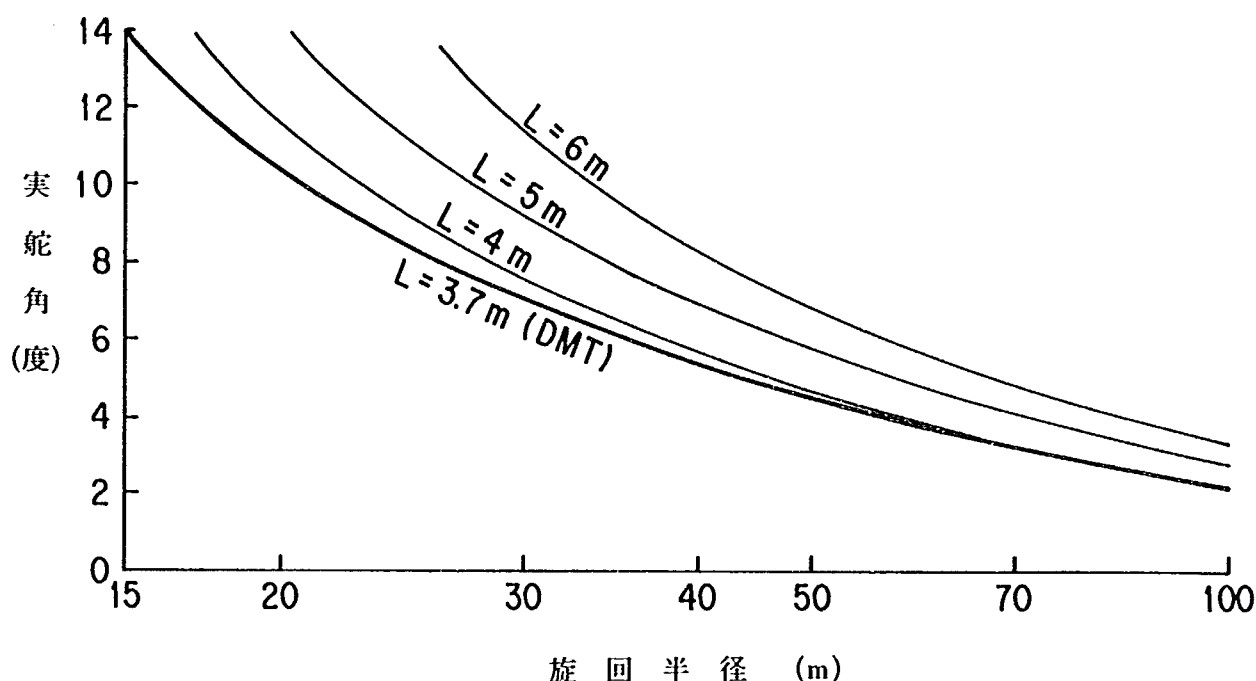


図-4 アッカーマン旋回における実舵角と旋回半径

1-2 アッカーマン旋回時の幾何学的検討

車両がアッカーマン旋回に従っている時の車両の軌跡に関する幾何学的関係を図-5に示す。前述のように車両の操舵は案内装置の軸の中央（図中におけるC点）がガイドウェイ中心に沿って移動することにより行われるので、ガイドウェイ中心と車両の相対的な位置関係は一義的に定まる。よって、車両がアッカーマン旋回を行っている時のガイドウェイの内側および外側拡幅量を求めるには、図-5における車両上の点A、Bに関する走行軌跡を求めればよい。

つまり、点A、Bの旋回半径を R_a 、 R_b とすれば、

$$R_a = \sqrt{(L + O_v)^2 + (R_b + w)^2} \quad \text{----- (3)}$$

(4) 式に (2') 式を代入して、

この R_0 を(3)式に代入すれば R_1 が求まる。また、直進時の車両幅を基準とした場合の曲線部における車両の内側および外側の走行軌跡(拡幅量)は、次式のようになる。

$$\begin{aligned} \text{(内側拡幅量)} &= R - R_b - \frac{w}{2} \\ \text{(外側拡幅量)} &= R_a - R - \frac{w}{2} \end{aligned} \quad \text{----- (5')} \quad$$

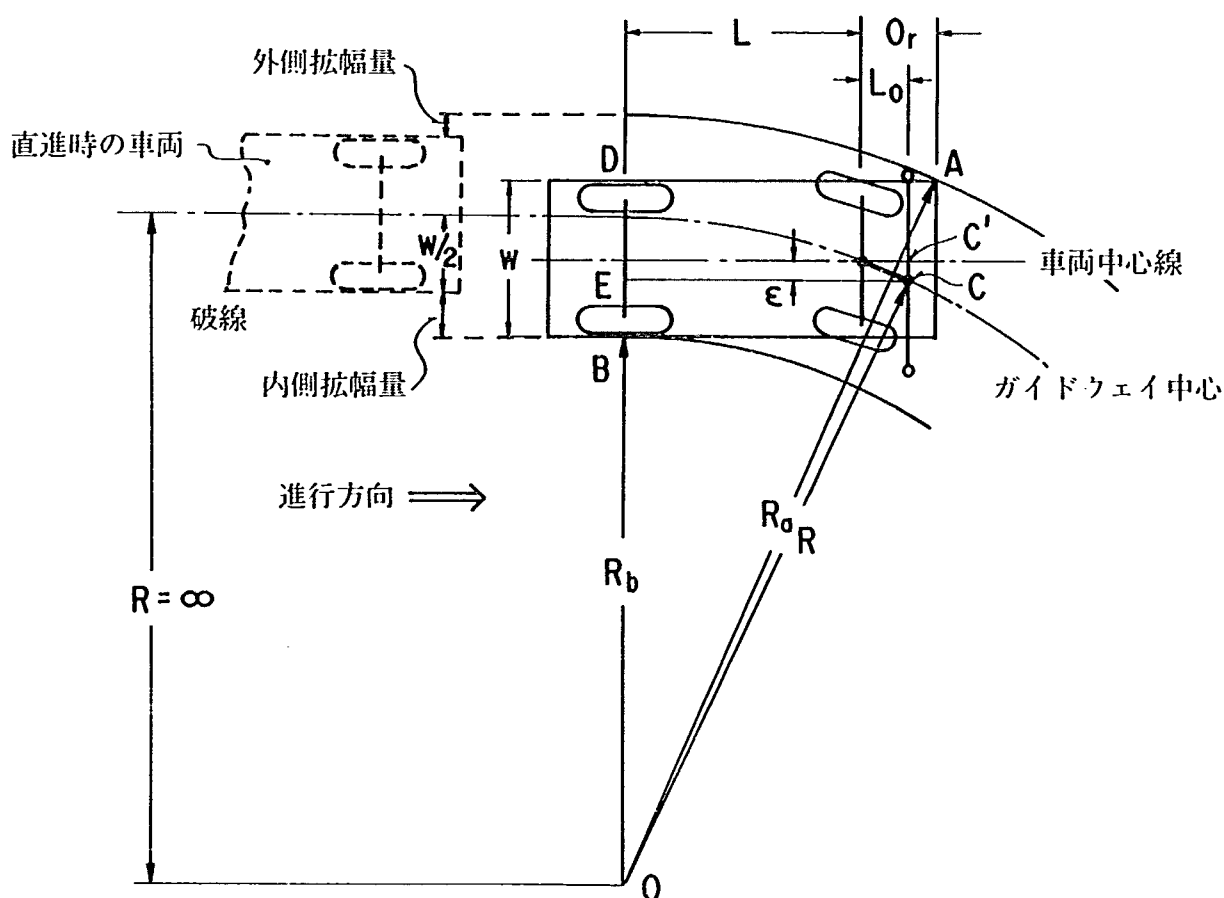


図-5 アッカーマン旋回

内側の案内レールによる片側案内の場合は、案内輪が内側案内レールに接触していることが必要であり、その条件を求めると（図-6 に車両が最小回転半径で旋回している場合を示す）、案内輪の必要な張り出し量は次式のようになる。

ただし、 R_0 ：最小回転半径

なお、案内装置の軸の取り付け位置は $L_0 > 0$ の場合、前車軸より前方となり $L_0 = 0$ の場合の真横となる。また、前車軸より後方に案内装置の軸が位置する場合は動的に不安定な系となるのでここでは検討の対象からはずした。

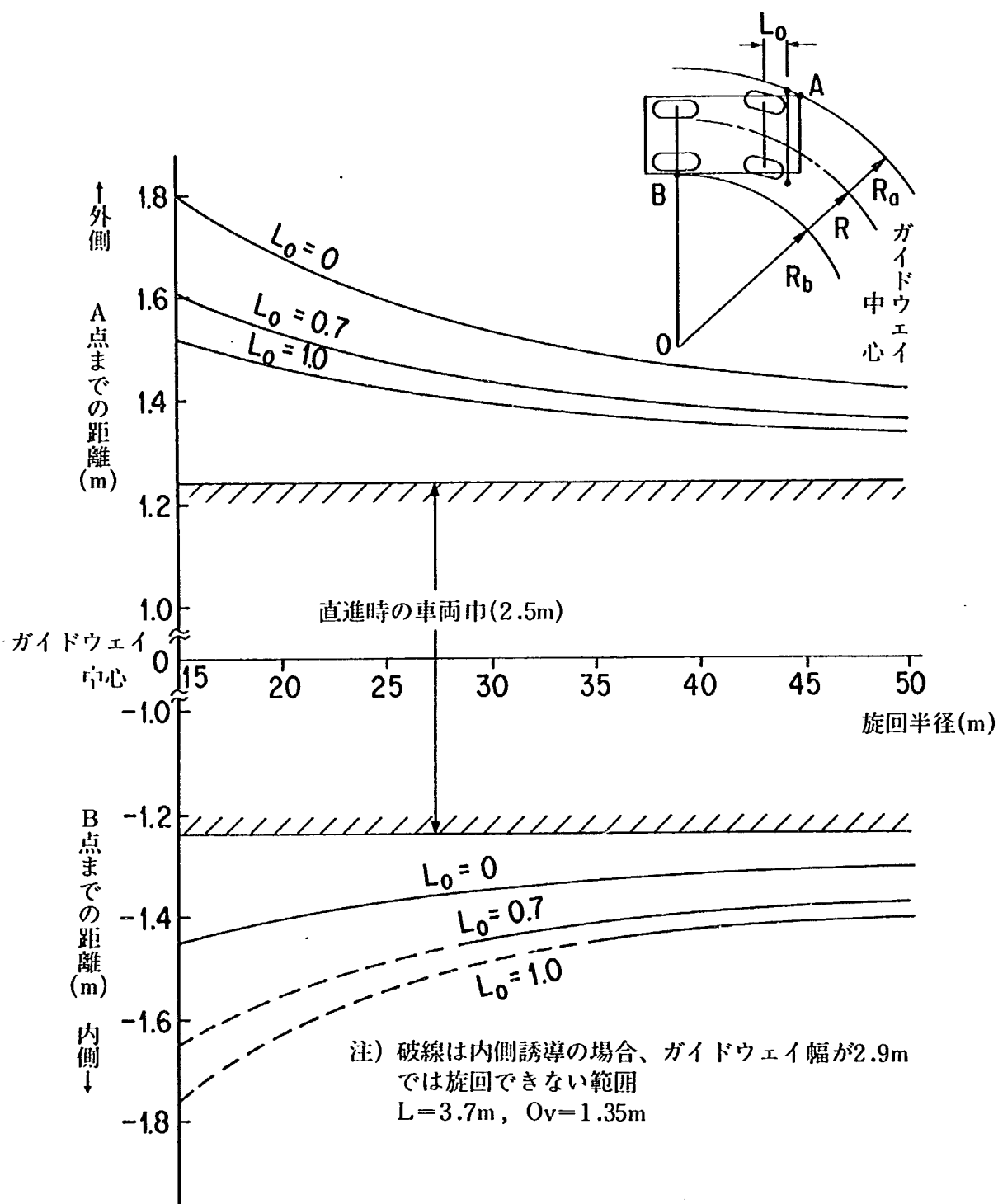


図-7 アッカーマン旋回におけるガイドウェイ拡幅量

旋回時に必要なガイドウェイの案内幅を、図-8に示す。前項①と同様に曲線半径および車両寸法が与えられれば必要な案内幅は、一義的に決まる。図よりDMT車両の場合2.9m案内幅を目標値とするとき、旋回できる限度は半径30m弱となることがわかる。

以上、アッカーマン旋回時の考察より1つの目安として言えることは、DMT車両の諸元を仮定した場合、旋回半径30mのときの車両幅に対してガイドウェイ拡幅量は内側外側ともに20cmを越えない。

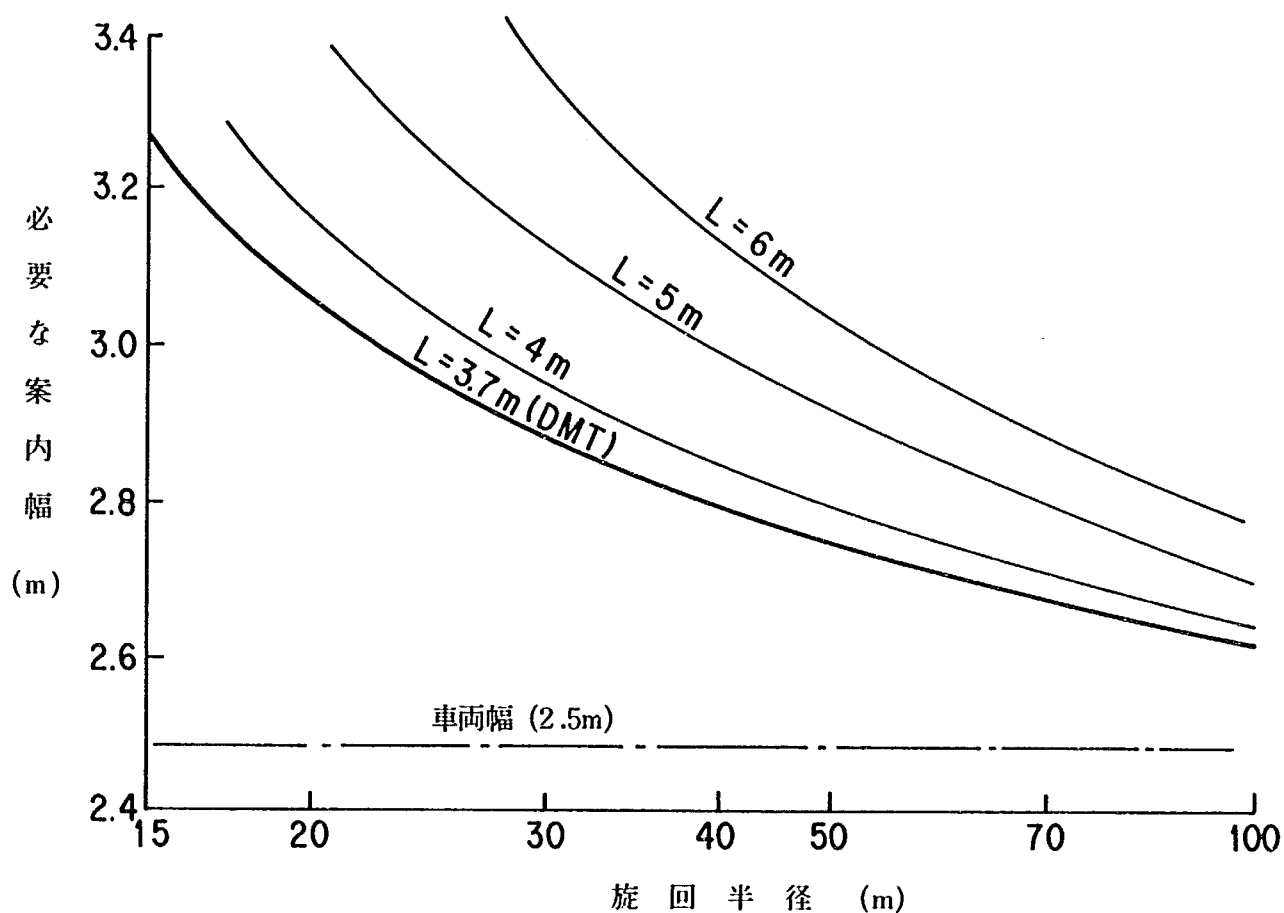


図-8 旋回半径と必要な案内幅

2. 誘導操舵系を除いたシミュレーションモデル

2-1 運動方程式と解析の方法

デュアルモード方式の車両が一般道路上を走行するときは、操向案内を行わないので、一般の自動車と全く同じステアリング機構となる。したがって、このような場合を想定したシミュレーションモデルを検討する。

シミュレーションのモデル検討方法としては、テストコースにおける実験車両の実測結果に合うように、アンダステアの度合をモデルのパラメータとして調節する。ただし、実験車両として本来、大型バスまたは大型トラックの実測値を用いるべきであるが、適当な実験データがないことから大型車両においてもアンダステアの度合として表される量は、小型車両と余り大きな差がないと仮定し、乗用車の実測値を用いた。なお、実測値とシミュレーションの対比における評価量はヨーレイトと横加速度をもちい、図-9のようなフローにしたがって行った。

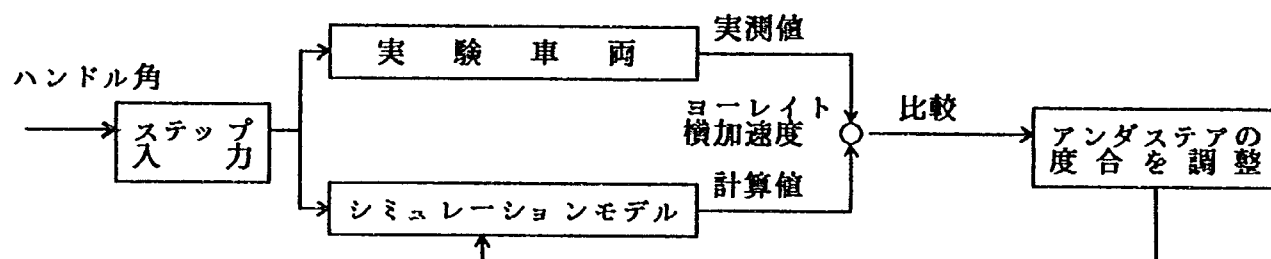


図-9 計算値と実測値の対比フロー

次に、モデルの検討にもちいた実験の方法について説明する。

図-10に示すように直進している車両のハンドル角をステップ状に入力する。すると車両は初め振動しながら徐々に円旋回に近づく。この時の車両の挙動についてヨーレイトおよび横加速度を実測する。実験に用いた車両の諸元は表-1のとおりである。

表-1 実験車両の主要諸元

車 種	乗用車2000 cc
ホイールベース	$L = 2.67 \text{ m}$
前 軸 重 量	$W_1 = 764 \text{ kg}$
後 軸 重 量	$W_2 = 720 \text{ kg}$
タイヤサイズ	185SR14
コーナリング係数	12.5 kg/rad/kg

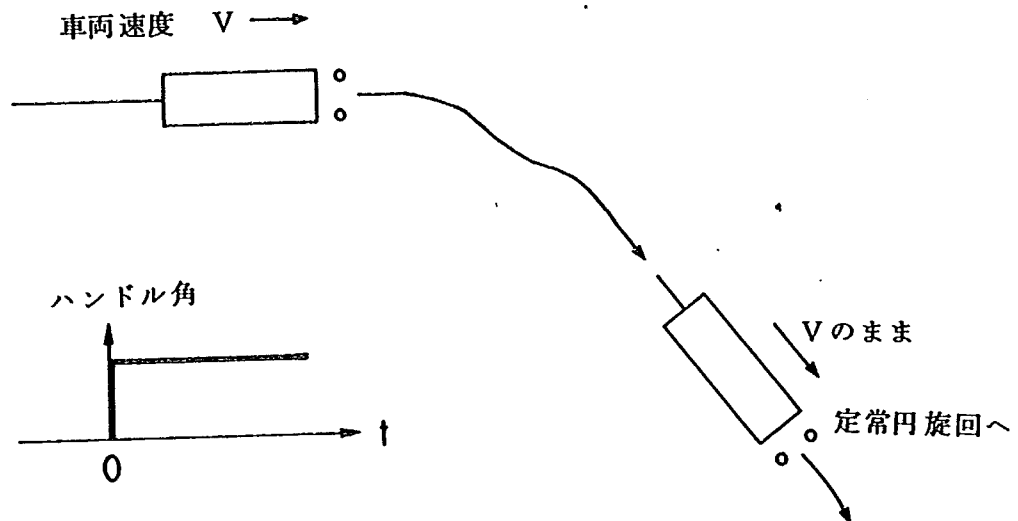


図-10 ハンドル角ステップ入力時の挙動

検討の対象としたシミュレーションモデルを座標系とともに示すと図-11のようになる。ここでは、車両中心線にX軸をとった車上固定の座標系によりモデルを説明する。

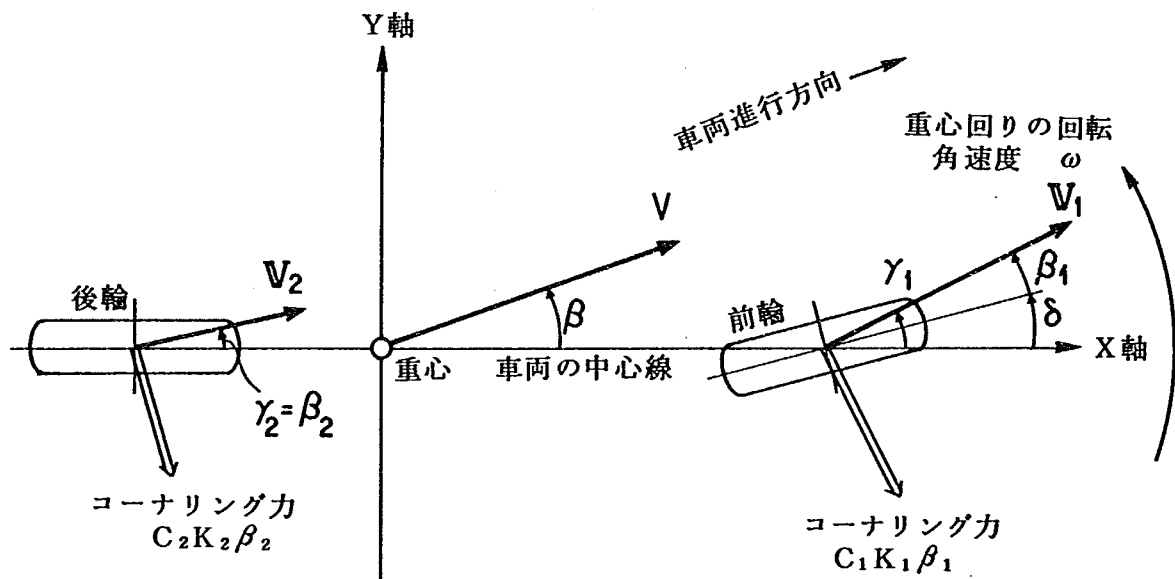


図-11 一般の自動車に対応させたシミュレーションモデル

図において、前・後輪のすべり角 β_1 および β_2 は約3度以下であり、実操舵角も1度程度であるのでこれらは十分小さいとみなせる。したがって、本来X軸と直角でないコーナリング力の方向はX軸に垂直と近似できる。よって、車両の運動方程式は以下に示すように連立線形系として表すことができる。

$$y \text{ 方向の力} \quad mV(\dot{\beta} + \omega) = -K_1\beta_1 - K_2\beta_2 \quad \text{-----} \quad (7)$$

$$\text{重心回りのモーメント} \quad J\dot{\omega} = -L_1K_1\beta_1 + L_2K_2\beta_2 \quad \text{-----} \quad (8)$$

$$\text{ステアリング系} \quad J_s\ddot{\delta} + D_s\dot{\delta} + K_s(\delta - \delta_h) = A_s\beta_1 \quad \text{-----} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{ただし、} \quad \beta_1 &= \beta + \frac{L_1\omega}{V} - \delta \\ \beta_2 &= \beta - \frac{L_2\omega}{V} \end{aligned} \quad \text{-----} \quad (10)$$

(10) 式を (7~9) 式に代入すれば、車両の運動を表す3つの式は β , ω および δ の3つの変数により表される。ここで δ_h はハンドル角入力 (キングピン廻りを換算) を表す定数であり、これを入力として解けば横加速度 $V(\beta + \omega)$ およびヨーレート ω が求まり、これらを実測値と対応させることができる。

次に、アンダステアの度合を実測値に合うようにするために、(11) 式において、前・後輪のコーナリング力の比 C_1C_2 を変化させ、横加速度、ヨーレートを評価量として実測値と計算値との比較を行う

$$\begin{aligned} \text{前輪コーナリング力} &= C_1C_pW_1\beta_1 \\ \text{後輪コーナリング力} &= C_2C_pW_2\beta_2 \end{aligned} \quad \text{-----} \quad (11)$$

なお、(9) 式における D_s の推定方法は、ステアリング系について次式が成立つことを利用する。

$$\text{一般の2次振動形は、} \quad J\ddot{\theta} + D\dot{\theta} + K\theta = 0$$

$$\text{または、} \quad \ddot{\theta} + 2\zeta\omega_n\dot{\theta} + \omega_n^2\theta = 0$$

$$\text{故に、} \quad \frac{D_s}{J_s} = 2\zeta\sqrt{\frac{K}{J}} \quad \text{-----} \quad (12)$$

ただし、一般的な ζ の値は0.3~0.5程度とされており、ここでは、 $\zeta = 0.3$ とした。

2-2 シミュレーションモデルの検討結果

シミュレーションにあたっては、表-2に示すような条件で2ケース行った。その計算結果を同一条件下で行った実測値と比較すると図-12に示すようになる。

図より横加速度およびヨーレート共に定常状態においては、良く合っていると言える。また、過渡状態においては、オーバーシュートの度合あるいは立上がりの時間に多少の違いが見られるが、実測値には多少ノイズ成分を含んでいること等を考慮すると十分整合していると言える。

表-2 シミュレーションおよび実験時の条件

	ケース I	ケース II
速度 V (km/h)	90	←
キックバック角 δ_n (deg)	1.3	1.1
実験時のタイヤ空気圧 (規定値に対して)	±0	+10%
シミュレーション時のステアリング系係数		
慣性モーメント J_s (kgms^2)	2.0	←
減衰係数 A_s (kgm/rad/kg)	0.28	←
バネ定数 K_s (kgm/rad)	1000*	←
ダンピング係数 ζ	0.3	←
前後輪コーナリング力の比	$C_1=0.8$ $C_2=1.2$	$C_1=1.0$ $C_2=1.0$

注) この場合は、乗用車のステアリング系を考えており図-15に相当する値である。したがって、図-16によるDMTの例とは異なる。

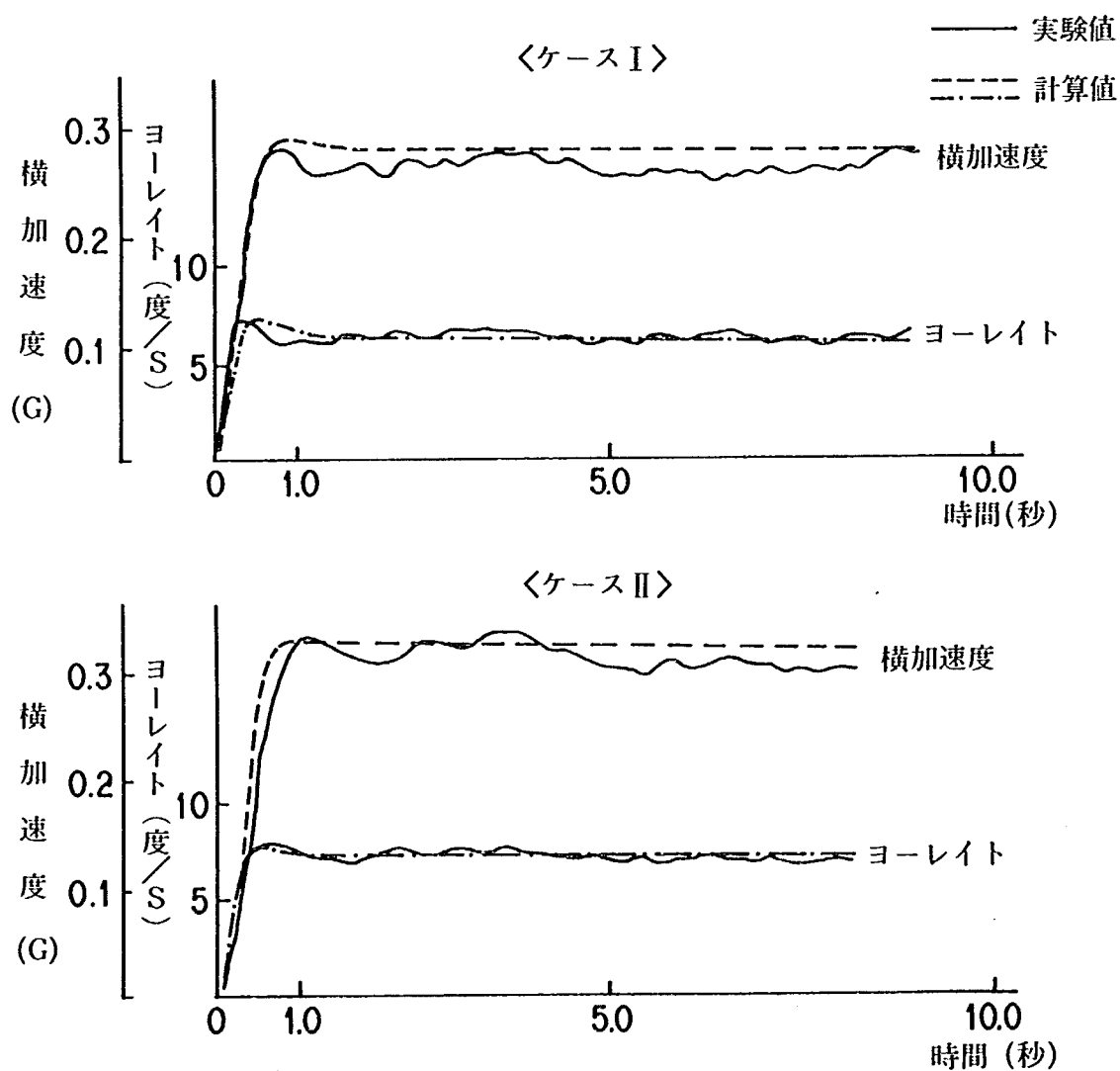


図-12 計算値と実測値との比較例 (乗用車)

3. 誘導操舵系を含めたシミュレーションモデル

3-1 モデルの概要

ここでは、車両がガイドウェイ上において案内装置および案内レールにより自動操向する場合における車両の挙動を解析するためのシミュレーションモデルについて検討する。

モデルはガイドウェイに沿って動く座標系とし、誘導操舵系が加わった他は前の章と同様に考えることができ、以下の条件でモデル化することとした。

- ① X軸はガイドウェイの接線方向で、Y軸はX軸に直交し、車両の重心を通るものとする。
- ② 通常の走行時を対象とするので、車両の重心およびタイヤのすべり角は十分小さい（約3度以下）とみなす。

これらの条件を考慮し、車両をモデル化すると図-13に示すようになる。また、誘導操舵系と座標については図-14に示すようなモデルとした。

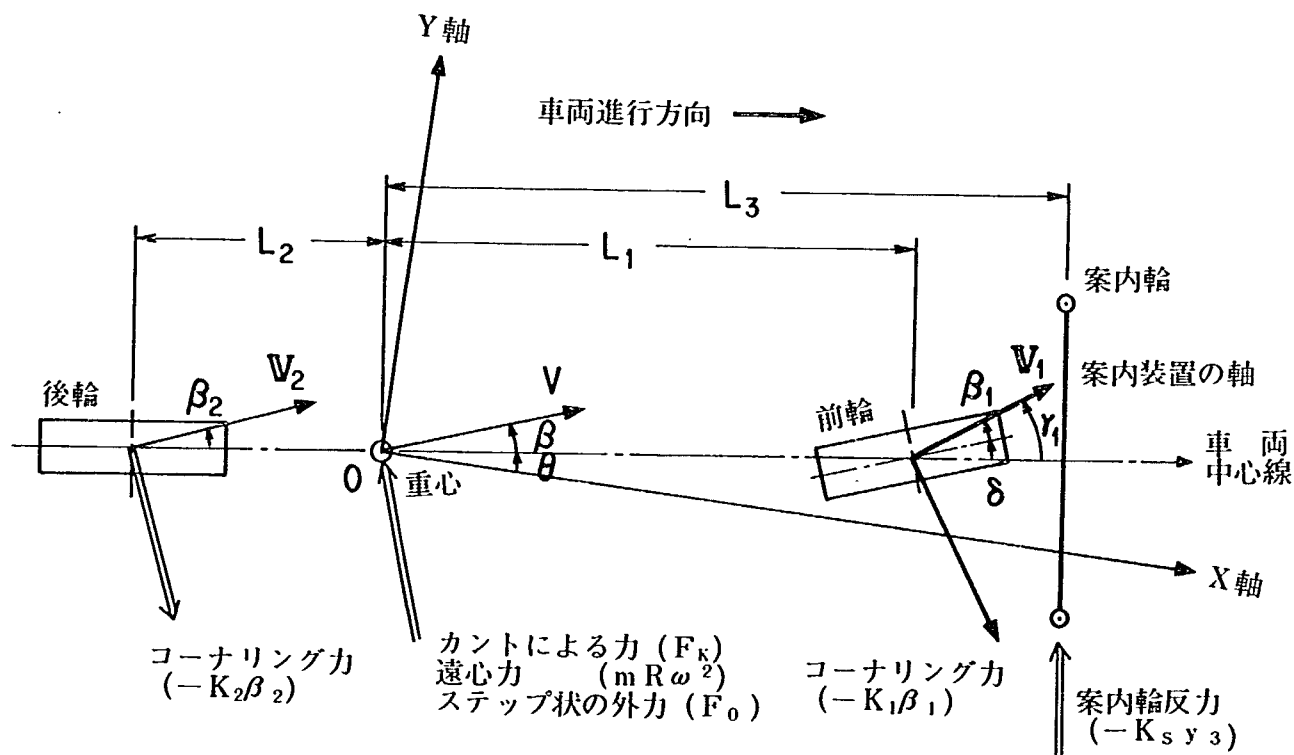


図-13 シミュレーションモデルと座標系

$$\begin{aligned} \text{案内輪反力 (片側案内)} \quad & F_3 = -K_s y_3 \\ \text{(両側案内)} \quad & F_3 = -K_s (y_3 - \epsilon_0 \text{Sig}(y_3)) \end{aligned} \quad (19)$$

よって、これら補助方程式を(13)～(14)式の各運動方程式に代入することにより、未知数を y 、 θ および δ とした連立線形の微分方程式となり、容易に数値解を求めることができる。

ステアリング系は図-15に示すようなモデルとして考え、基本的には一般の自動車とほぼ同じであるが、一般の自動車がハンドル角を入力としているのに対し、ここでは案内輪の横変位が入力となって車両を操向させる。

案内輪のガイドウェイ中心からの横変位は、(18)式に示したとおりであり、右辺の各項については、第1項は車両重心のガイドウェイ中心からの変位置、第2項は車両の姿勢角による変位置、第3項はガイドウェイが円曲線であることによる変位置、そして第4項は案内装置がリンク式機構であることによる車両中心線からの変位置である。

静的なアッカーマン旋回では案内装置の軸中央はガイドウェイ中心線に沿って移動するので、 $y_3 = 0$ であったが、動的な運動においては $y_3 \neq 0$ となり、これが案内装置の軸の持つバネをたわませることになり、案内輪と案内レールとの間に作用力を生む。この力はタイヤのすべりによる復元トルクと定常的には釣り合うことになり、初期押付けモーメント(M_0)があるときにはこの力も釣合に関与する。

次に、案内輪に加わる力と変位の関係は、
<片側案内の場合>

案内装置により初期押し付けモーメント(M_0)を発生させ、片側の案内輪が常に案内レールに接触しているので反力(F_3)は、 $F_3 = -K_s y_3$ とあらわせる。

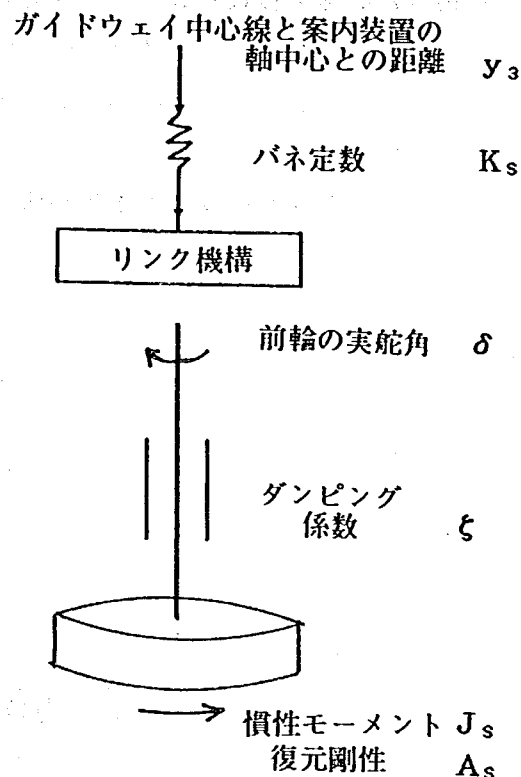


図-15 ステアリング系のモデル

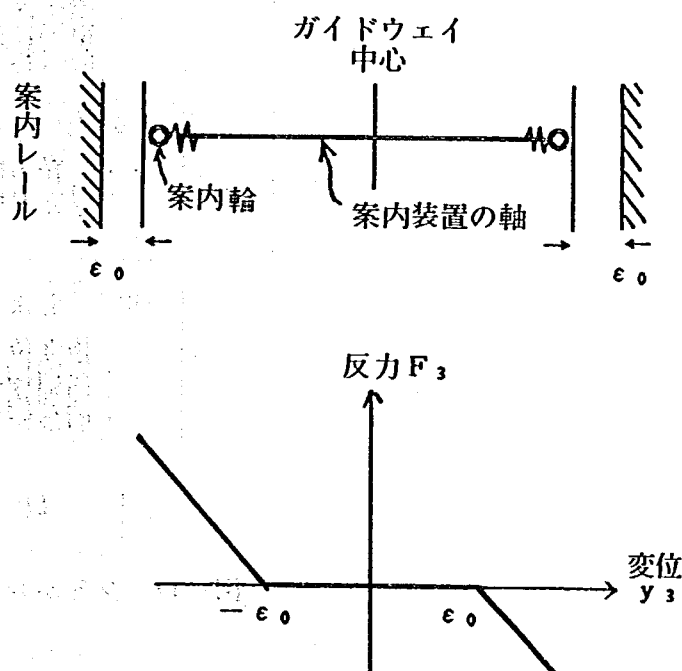


図-16 両側案内時の特性

<両側案内の場合>

図-16に示すように、案内輪と案内レールの間に ε_0 だけ左右とも間隙があるので、反力は不感帯を持った非線形特性となり、これを式で表すと(20)式となる。

$$F_3 = -K_s (y_3 - \varepsilon_0 \text{Sig}(y_3)) \quad \text{-----} \quad (20)$$

$$\text{ただし、} \text{Sig}(y_3) = \begin{cases} + & (y_3 > 0) \\ - & (y_3 < 0) \end{cases}$$

図-17にシミュレーションモデルの計算フローを示す。

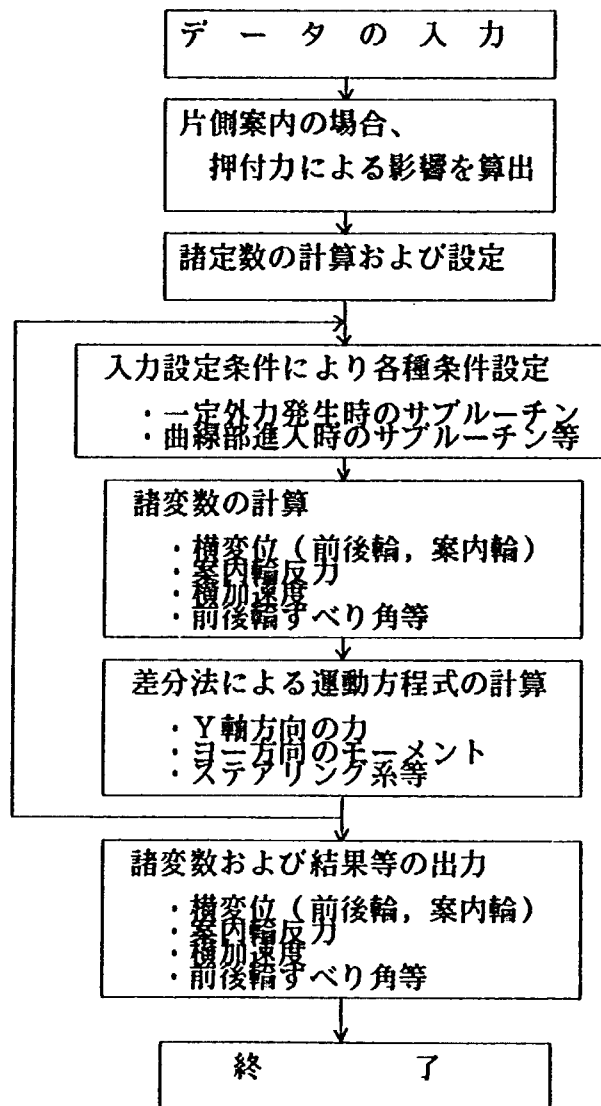


図-17 シミュレーションモデルのフロー

3-2 計算条件の設定

シミュレーションは実車実験との比較を考慮し、DMT車両の主要諸元を用いたが、ステアリング系の特性等不明確なものについては、前章の一般自動車における実測値を参考に設定した。シミュレーションは、種々の基本特性を解析するために一定の横力に対する応答および曲線部進入時に於ける応答の2ケースについて実施した。

パラメータの組合せおよびその表示方法は、表-3に示すとおりである。

表-3 パラメータの組合せおよび表示方法

	アンダーステア (US)	ニュートラル ステア(NS)	グエイ (GA)	ダンピング 係数(ZE)	車速 (V)
標準値(アンダーステアに設定)	$C_1=0.8$ $C_2=1.2$		1.0	0.3	40km/h
変化させたときの値		$C_1=1.0$ $C_2=1.0$	0.8	0.4	60
パラメータの変化はUS, NS, GA, ZE等の略号で表示する。 パラメータに変化がないときはUSで標準値とする。 ガイドウェイの線形： 直線または曲線(右カーブ) 案内輪の押付方向： 左側案内(押し付け力有り) L 右側案内(押し付け力有り) R 両側案内(押し付け力無し) O 表示例 L-US：左側押し付けでパラメータは標準値の場合 B-NS：両側押し付けでニュートラルステア，他のパラメータは標準値の場合 O-ZE：両側案内で押し付け力無し，ダンピング係数0.4，他のパラメータは標準値の場合 R-V：右側押し付けで車速60km/h，他のパラメータは標準値の場合 L-GA：左側押し付けで車グエイ0.8，他のパラメータは標準値の場合					

3-3 一定の横力が加わった場合のモデル

車両の操向状態をシミュレーションで解析する場合の代表的な方法に、ステップ応答法がある。この応答状態を見れば車両の操向安定性，即応性等の基本的な特性を知ることができる。ここでは、ステップ応答を用いて、車両がガイドウェイを操向中に案内レールおよび横風等横方向から外力を受けた場合の解析を行う。

モデルの解析に当ってはガイドウェイ直線部を対象として、以下の条件を設定した。

- ① 一定横力の大きさは車両重量の10%とし、車両に対して加わる方向は図-18に示す向きとする。
- ② 横力はステップ関数状に車両の重心に加わるものとする。なお、個々の車両により空力中心と車両重心は必ずしも一致しないが、ここでは簡略化するために空力中心を車両重心と同位置する。
- ③ 車両の案内方式は図-18に示すように3種類を考える。さらに、前述のパラメータによる変化をする。

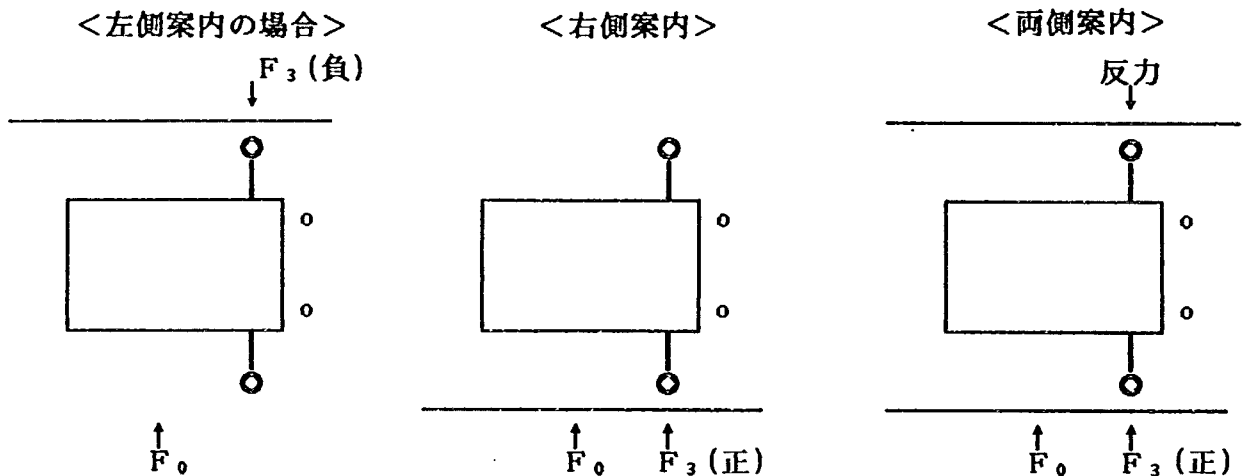


図-18 一定の横力 F_0 の付加 (F_3 は案内輪に働く力)

次に、仮定として設けた「車両重量の10%の横力」について、これが全て横風が原因であるとした場合、どの程度の風速に相当するか計算してみると、

$$\text{横力 } F (\text{kg}) = \frac{\rho}{2g} C_s \cdot A \cdot U^2 \quad \text{-----} \quad (21)$$

$$\text{または、} F (\text{kg}) = \frac{\rho}{2g} C \cdot A_s \cdot u^2 \quad \text{-----} \quad (21')$$

ただし、 C : 車両の側面空気抵抗係数

C_s : 横力の方向(θ')を考慮した車両の側面空気抵抗係数($C_s = C \sin^2 \theta' b$)

A : 車両の前面投影面積 (m^2)

A_s : " 側面投影面積 (m^2)

U : 車両から見た相対風速の大きさ (m/s)

u : 車両の真横方向からの風の速度 (m/s)

$\frac{\rho}{g}$: 空気の密度 (kg/m^3)

が成立する。(21)式は車両の前面から見て、間接的に車両側面の横力を推定する。また、(21')式は車両の側面から見て直接横力を求める。しかし、一般的には C の値は実測されていない。そこで、マ

イクロバスの実測例 ($\theta' = 30 \sim 90$ 度において $C_s = 1.5 \sim 2.5$) を参考に (21) 式を用いて計算すると、

$$U = \sqrt{\frac{2 g F}{\rho C_s A}} \doteq 40 \text{ m/s}$$

ただし、 $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$

$C_s = 2.0$

$A = 8 \text{ m}^2$

$F = 1550 \text{ kg}$ (車両重量15.5tonの10%)

$g = 9.8 \text{ m/s}^2$

よって、車両重量の10%に相当する横風の強さは約40 m/sとなり、計算上これだけの大きさを見ておけば十分であると思われる。

3-3-1 案内輪に加わる力の計算

車両に一定の横力が加わった場合における案内輪に加わる力の変化を図-19に示す。図中横力の加わる方向を正として表示した。図より全体に言えることは、車両速度が速くなると案内輪に加わる力の振幅が大きくなる。また、アンダーステアの度合が強くなるとやや振動的になり反力も大きくなる。これは、前後輪のコーナリング合力の着点(図-22におけるP点)が重心より後方になり易いために、ヨーイング・モーメントがより大きくなるためである。次に、各案内方式別にみると、

① 両側案内(押し付け力無し)の場合

図-19の(a)に示すように、案内装置の軸の横変位量を見ると3ケースとも最大横変位は4 cm以下おさまってはいるが、アンダーステアの度合が強いと応答が振動的になる傾向が他の案内方式に比べて顕著である。一方、横変位の定常値はアンダーステアの場合、ニュートラルステアに比べて正の方向に大きくなっているが、これは横力による正のヨーイングモーメントによるものである。

② 左側案内の場合

横力と案内輪押し付け力の加わる方向が一致するため、他の案内方式よりも反力が負の方向に大きくなっており、ピーク値は最大で-120kg程度であった。また、アンダーステアの場合はニュートラルステアのケースに比べて反力が負の方向に大きい、その理由は①で述べたことによる。

③ 右側案内の場合

横力と案内輪押し付け力の加わる方向が反対向きなので互いに打消し合い、反力はあまり大きくなならない。さらに、反力の方向は案内が維持されるために常に正であることが必要であるが、反力の最小値は約10kgであり十分余裕のある押し付け力とは言えない。また、アンダーステアの度合や、車両速度による影響は他の案内方式と比較して小さい。

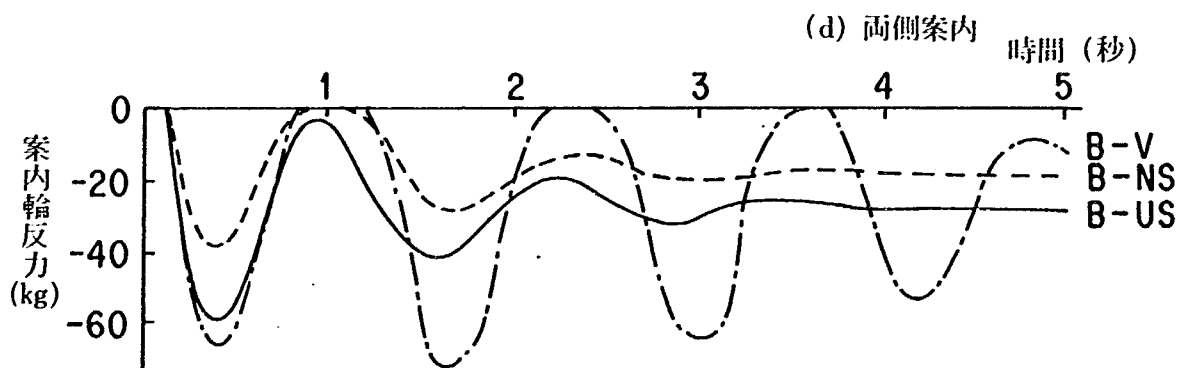
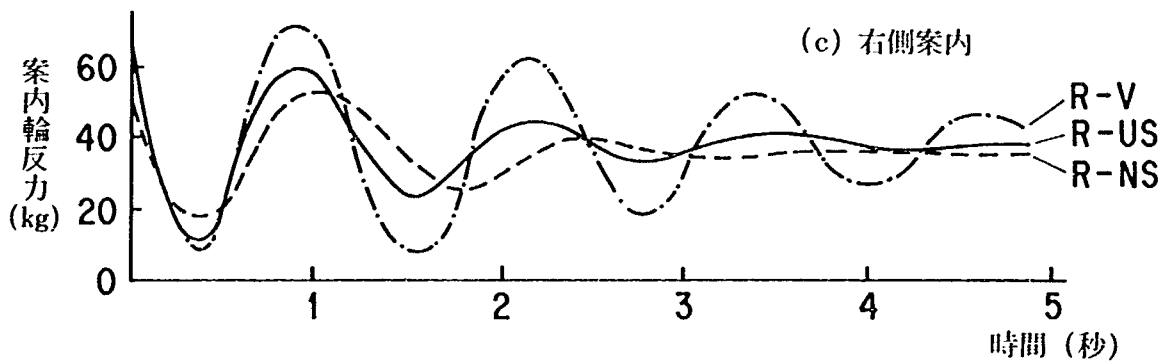
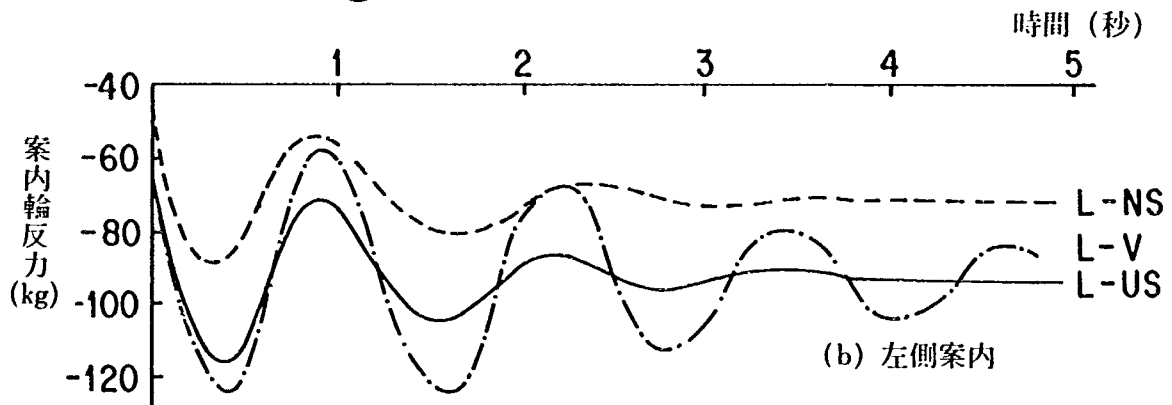
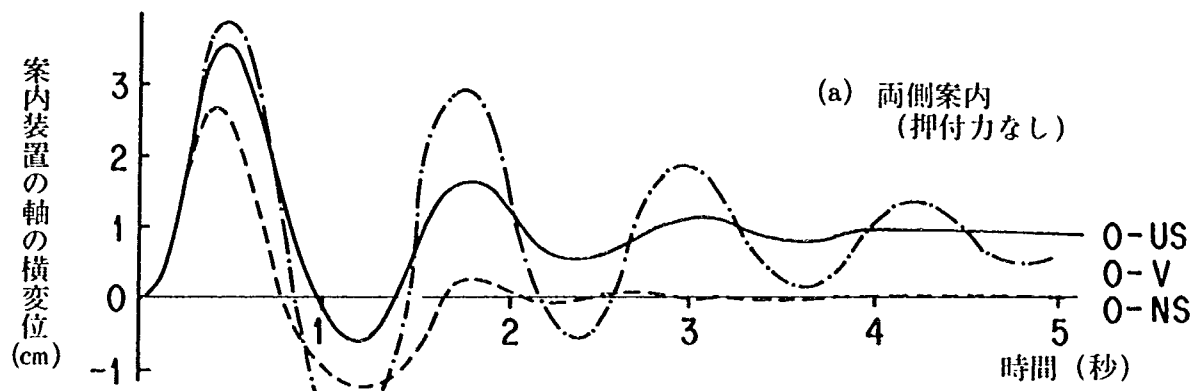


図-19 案内輪に加わる力の変化例

④ 両側案内の場合

横力により車両は左側に押し付けられて自然に左側案内となるが、このときの反力は②の約半分程度である。また、車両速度60km/hの場合では反力が零となるときがあるが、これは案内輪がどちらの案内レールにも接触していない状態を表している。

以上の結果より案内輪反力の大きさは、種々の条件変化を考慮しても最大で約120kg強と推定される。

3-3-2 前後輪の横変位量の計算

案内方式別の前・後輪に関する横変位量の計算結果例を図-20に示す。ただし、ステアリングの特性はアンダステアとした。

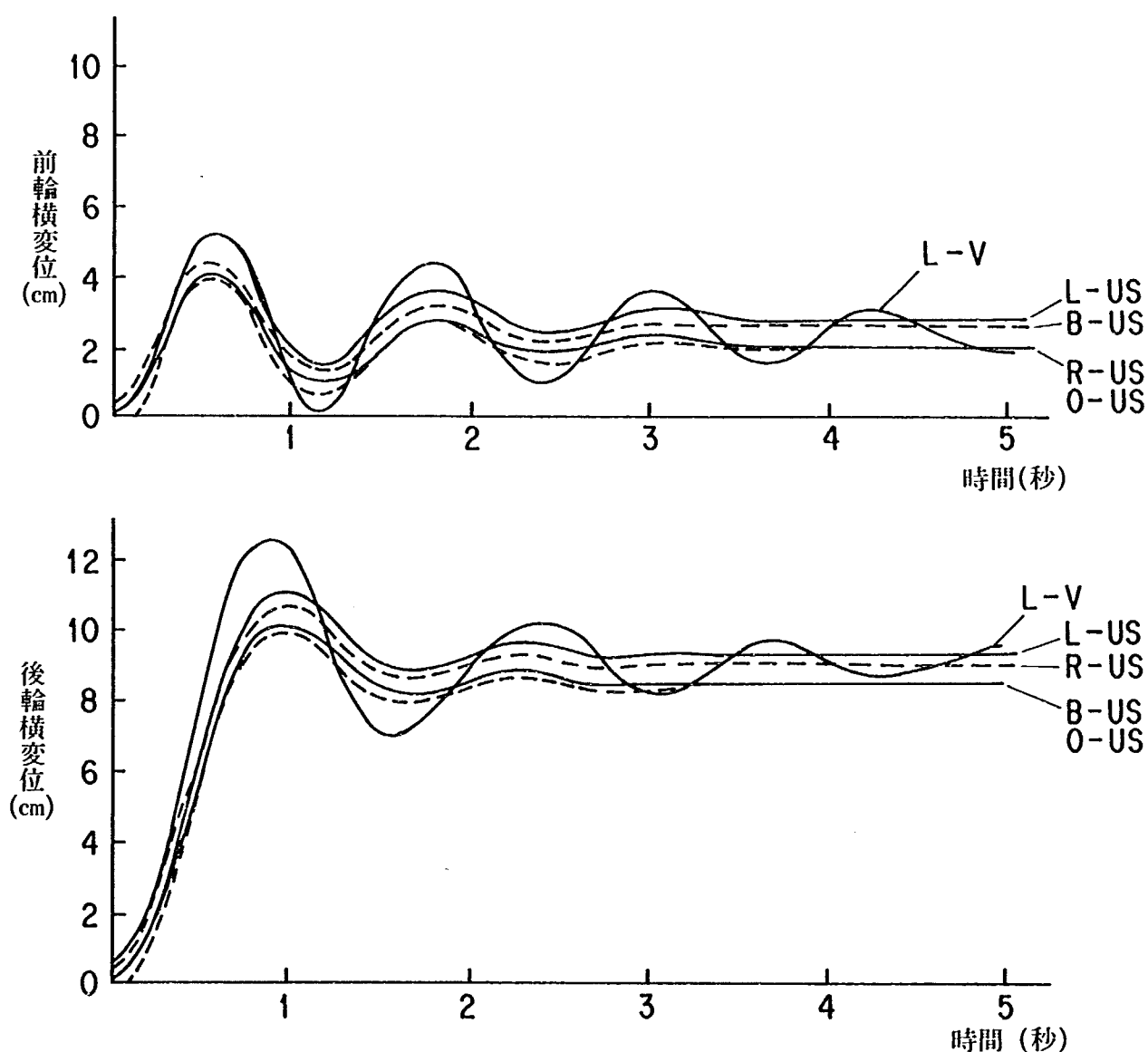


図-20 前後輪の横変位量の変化例

図より以下のことが言える。

- ① 車両速度40km/hのとき前輪横変位量の最大値は約4cm、後輪については約11cmである。これらの値は、案内方式により約2cm程度の違いはあるが同様な傾向を示している。
- ② 前輪より後輪の方が横変位量が大いだが、これは車両の姿勢角が負、すなわち真横より右側を向いていることを表している。
- ③ 車両速度60km/h時の横変位量は40km/hの場合に比べて、より振動的となっている。そして、前輪よりも後輪の横変位量が大きく、その値は約12cm強である。つまり、車両速度が上がると車両は横に流れ易くなることがわかる。

3-3-3 実舵角の計算

案内方式別に実舵角の変化に関する計算例を図-21に示す。図より以下のことが言える。

- ① 左側案内の場合は、初期状態として僅かに正の実舵角を持たせて案内レールへの押し付け力を得ている。次に横力が加わった場合、横力に対抗するために実舵角の変化は他の案内方式に比べ、図中において上方に位置する。また、この差は主に初期操舵角の違いによる。
- ② 右側案内の場合は、横力に対抗するための実舵角と右側に押し付け力を発生させるための実舵角の方向が一致する。このため、他の案内方式に比べて実舵角は図中において下方に位置する。
- ③ 両側案内の場合は、右および左側案内方式の中間の実舵角となっている。案内レールへの押し付け力が無いので、実舵角の初期値はもちろん零であるが、定常値は横力に対抗するためのコーナリング力を生む値となっている。

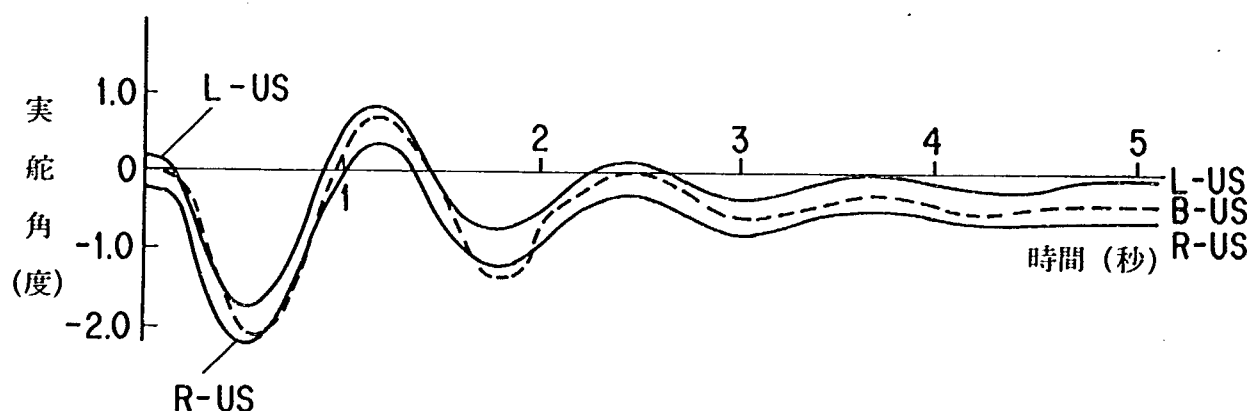


図-21 実舵角の変化例

3-3-4 姿勢角に関する説明

車両に横力が加わった時の車両の姿勢角の関係を図-22に示す。図のように負の姿勢角を持つことにより後輪にすべり角 β_2 が付き、後輪のコナリング力 $(-K_2\beta_2)$ が生み出される。姿勢角のみによる前・後輪のコナリング力の着点点をPとすれば、アンダステアの車両ではPは重心の後方に位置する。しかし、ニュートラルステアの車両では車両重心上に位置する。一方、横力は車両重心に加わると仮定しているので、アンダステアの車両では正のヨーイング・モーメントが発生し易くなる。

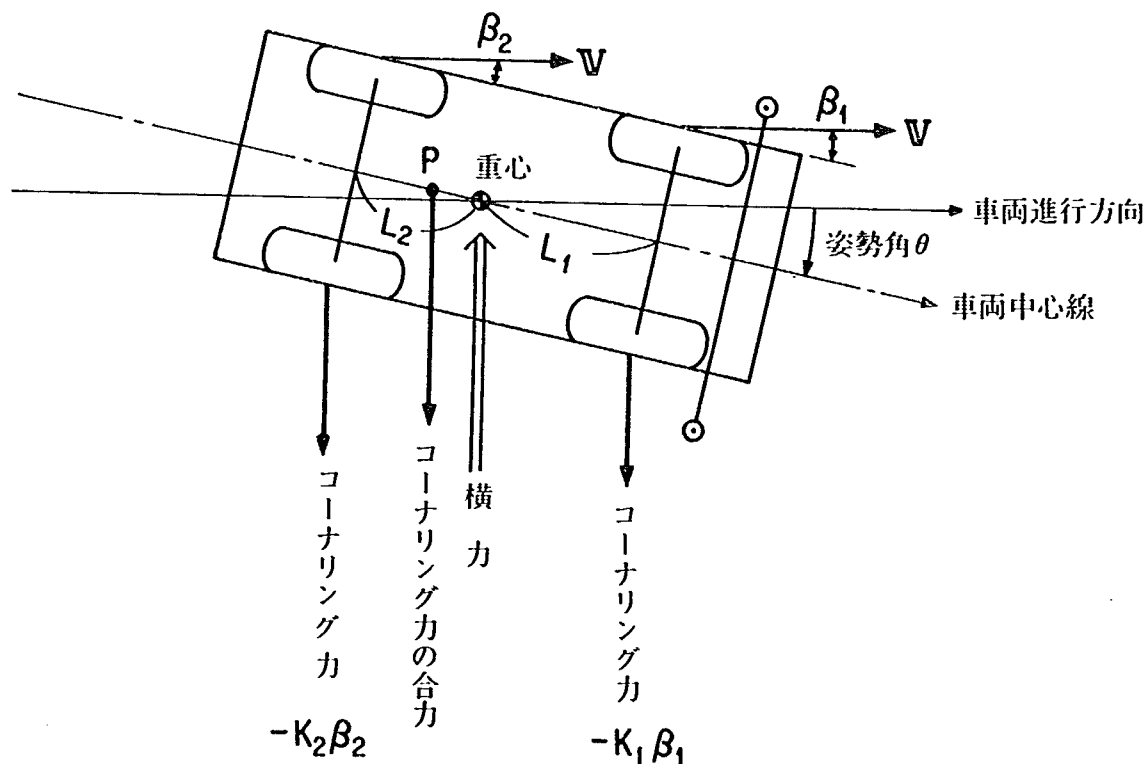


図-22 横力に対する車両の姿勢角

3-4 曲線部に進入する場合のモデル

ここでは、車両が直線部から曲線部に進入する場合の過渡的な車輪の横変位量および案内輪に加わる力の変化等について解析を行う。車両がコーナリング力によって旋回する場合は、後輪にもすべり角が発生するため、必然的に車両の姿勢は曲線部内側に向くようになる。よって、コーナリング力が関与しないアッカーマン旋回の場合に比べ、定常状態における内輪差は小さくなる。しかし、過渡状態における内輪差等の変化量はシミュレーション等により検討する必要がある。。シミュレーションに際しては、以下の仮定を設けた。

- ① 線形の変化点には、緩和曲線は設けない。
- ② 曲線半径は $R = 65\text{m}$ ，横断勾配（カント）は10%，カントの緩和区間は円周角30度とする。
- ③ シミュレーションにおける車両速度は40km/hとする。
- ④ 円旋回の方法は右回転とする。（ただし、案内方式についての内・外側の区別は便宜上、それぞれ右・左側案内と表現する。）

3-4-1 案内輪反力の計算

（1）左側案内の場合

車両が左側案内によって操向する場合の案内輪反力を図-23に示す。図から言えることは、

- ① 車両がアンダステアである時はニュートラルステアの場合に比べ、反力が多少振動的になっている。これは、一定の横力が加わった時と同じように、コーナリング力の着重点が重心より後方になり易いので、より大きなヨーイング・モーメントが働くためと言える。
- ② ステアリング系のダンピング係数 ζ を0.4に増加させたケースでは、ステアリング系が硬くなるので過渡的な反力の最大値は、 ζ が標準値のケースに比べ負の方向に反力が多少大きくなる。ただし、この程度の ζ の差はステアリング系にあまり大きな影響は及ぼさない。
- ③ フィードバックゲインを標準値より小さく（0.8）させた場合は、ステアリング系のフィードバック機能を弱めたことと同じであり、このとき案内輪に加わる反力の絶対値は小さくなる。

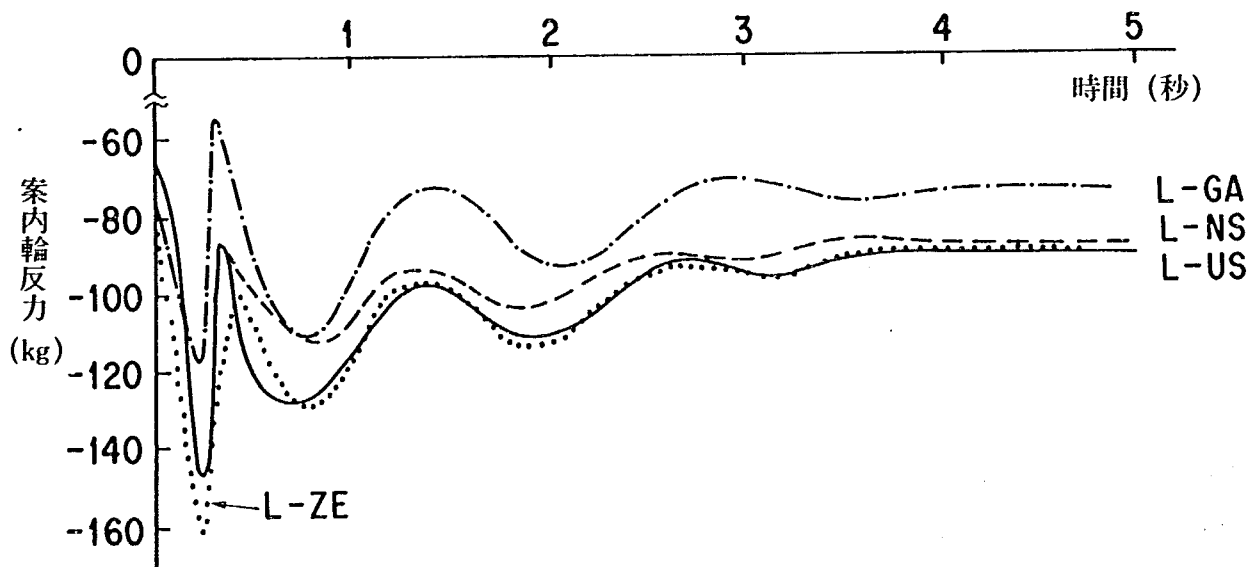


図-23 左側案内における案内輪反力の変化例

(2) 案内方式が異なる場合

案内輪反力を案内方式の違いにより比較したものを図-24に示す。図より言えることは、

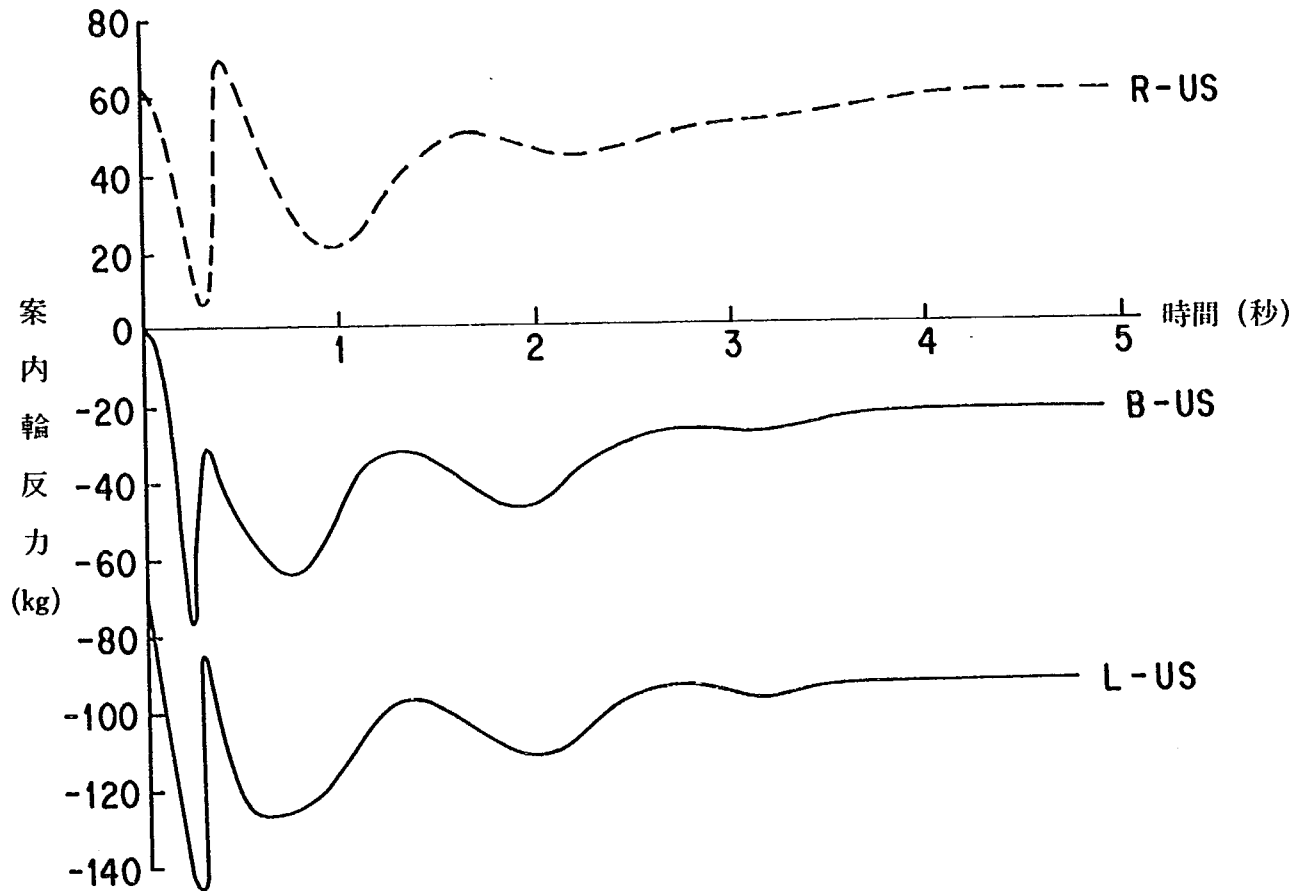


図-24 案内方式による案内輪反力の変化例

- ① 右側案内は、案内レールとの相互力により反力の値は正となっている。しかし、両側案内では初期状態はどちらの案内レールにも接触しないので零であるが、旋回中は遠心力により車両が左側へ多少ずれるために左側案内レールからの反力が負の方向に加わる。また、左側案内の場合は押し付け力と遠心力がそのまま加算されるので、他の方式に比べ負の方向に大きくなる。
- ② 過渡状態においては、各案内方式ともまず左側の案内レールからの反力により負方向に第1のピークを生じる。次に制御系の一般的な特性としてのオーバーシュートの傾向が正の方向に第2のピークとして現れる。以降は反力の振幅が減少しながら、次第に定常値へ収束する。

以上、本条件下においては案内方式および諸パラメータ等を考慮しても最大で200kgを越えない程度であると推定される。

3-4-2 横変位量の計算

両側案内方式において、諸パラメータの変化による違いを前・後輪および車両重心の横変位量について比較したものが図-25である。図より以下のことが言える。

- ① アンダステアの場合はニュートラルステアの場合に比べて、車両重心の横変位はあまり差が見られない。しかし、前輪は相対的に円曲線の外側に、後輪は内側に変位する。これはアンダステアの方が車両の姿勢方向が曲線の外側に向く性質をもっているからである。
- ② フィードバックゲインを標準値から0.8に変更したケースでは、前・後輪および車両重心の横変位量の変化が他のケースよりも大きくなっている。これは、実舵角のフィードバック機能が相対的に弱まったものと推定される。
- ③ 過渡状態における前・後輪の横変位量は、上述の①および②で説明したケースを含めて前輪は10cm以下、後輪は10cm程度となった。

3-4-3 横変位量に関するアッカーマン旋回との比較

車両が直進状態から円曲線に入るときとアッカーマン旋回時における横変位量について比較すると、図-7において横変位量は漸近線から各円曲線までの距離として表されるが、いずれのケースにおいても20cm以下の値となっている。一方、図-25から速度40km/hで半径65mの円曲線に車両が進入する場合の横変位量は前輪に比べ後輪が大きい、その値はどのケースにおいても10cm前後である。これをアッカーマン旋回の図（図-7）に適用して見ると、車両の動的な横変位量は静的な旋回の場合を越えないことが明かである。

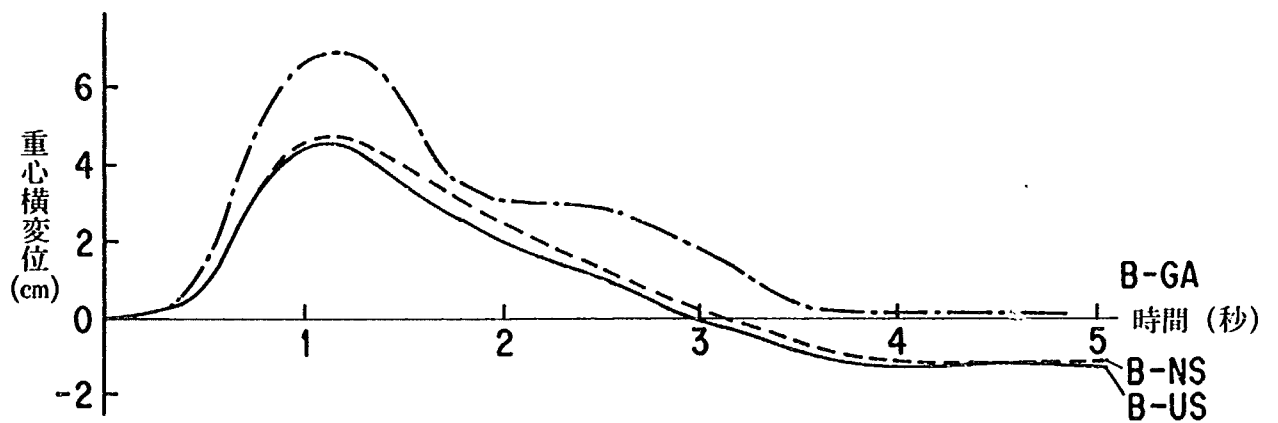
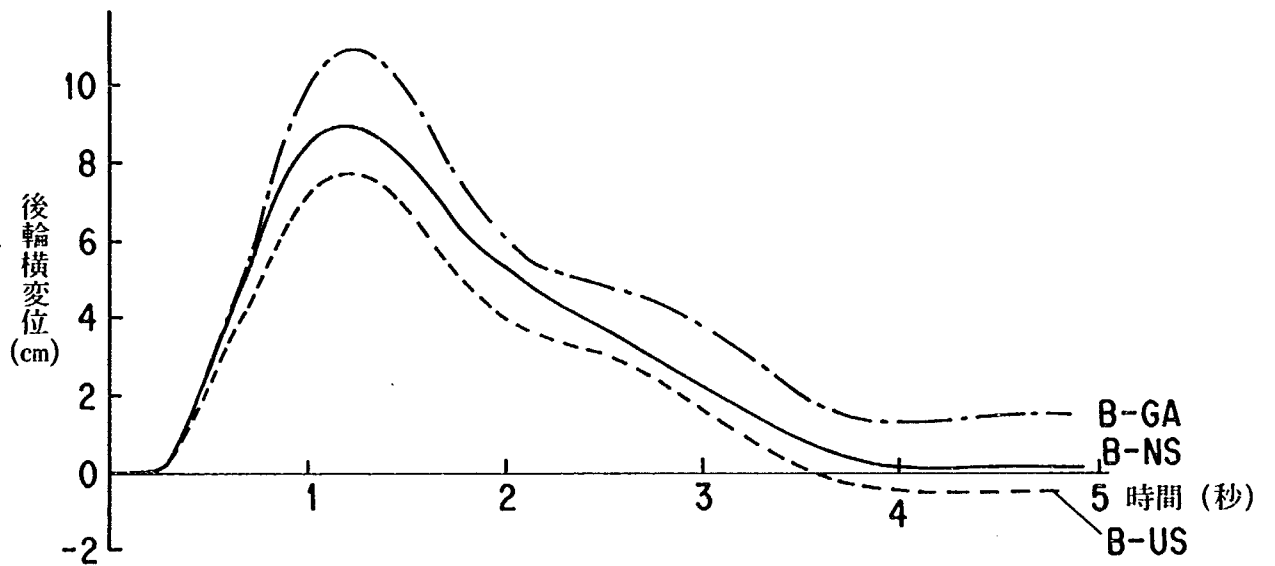
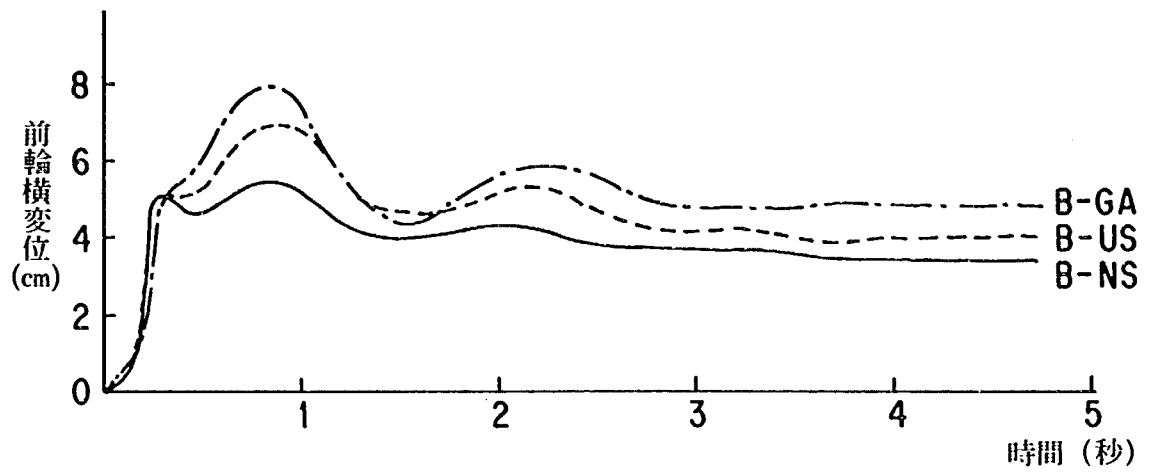


図-25 両側案内方式による横変位量の変化例

3-5 曲線部における輪荷重の変化

ガイドウェイの路面等を設計する上で、円旋回をしている車両における左・右輪の荷重変化がどのようなものであるかを知っておく必要がある。

モデルとしては、図-26に示すような定常円旋回を仮定し、ローリング運動による過渡的な輪荷重の変化は考えないこととした。

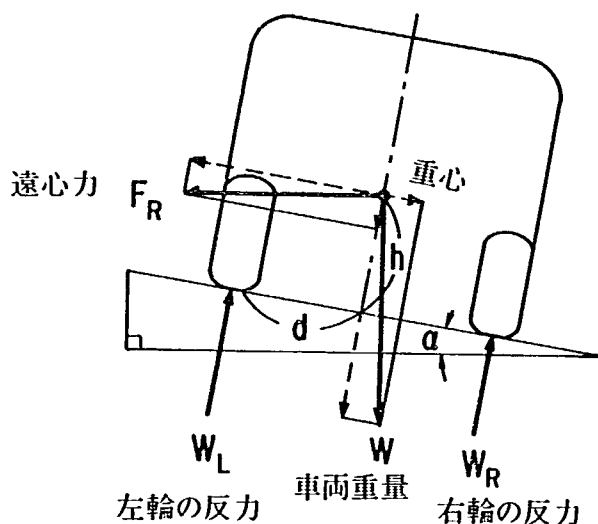


図-26 定常円旋回における力の釣合

図を参考に力の釣合を考えると (22), (23) 式が成立する。

路面に垂直な方向に対しては、

$$W_L + W_R - W \cdot \cos \alpha - F_R \cdot \sin \alpha = 0 \quad \text{-----} \quad (22)$$

左側車輪回りのモーメントは、

$$\begin{aligned} & h \cdot F_R \cdot \cos \alpha - d \cdot F_R \cdot \sin \alpha \\ & - d \cdot W \cdot \cos \alpha - h \cdot W \cdot \sin \alpha + 2 d \cdot W_R = 0 \quad \text{-----} \quad (23) \end{aligned}$$

なお、路面の傾斜方向の釣合は、運動方程式における y 方向との力の釣合 (13式) となり、ここでは省略する。(22), (23) 式において α はあまり大きくないので $\sin \alpha = \alpha$, $\cos \alpha = 1$ と線形化を行うと、左・右輪に対する輪荷重は次式で求められる。

$$\text{右側} \quad W_R = \frac{W}{2} \left(1 + \frac{h \alpha}{d} \right) - \frac{F_R}{2} \left(\frac{h}{d} - \alpha \right) \quad \text{-----} \quad (24)$$

$$\text{左側} \quad W_L = \frac{W}{2} \left(1 - \frac{h \alpha}{d} \right) + \frac{F_R}{2} \left(\frac{h}{d} + \alpha \right) \quad \text{-----} \quad (25)$$

ここで、実際のDMT車両で計算してみると、

$$W = 15500 \text{ kg}$$

$$h = 1.0 \text{ m}$$

$$d = 1 \text{ m}$$

$$\alpha = 0.1$$

$$F_R = \frac{WV^2}{127R} = 3004 \text{ kg}$$

$$\text{ただし、} V = 40 \text{ km/h}$$

$$R = 65 \text{ m}$$

これらの値を(24)，(25)式に代入すると、

$$W_R = 7173 \text{ kg}$$

$$W_L = 8627 \text{ kg}$$

となる。

よって、DMT車両が曲線半径65m，カント10%のガイドウェイを速度40km/hで走行した場合、左・右輪における輪荷重の差は1454kg程度となり、同じ速度で直線部を走行する時の輪荷重と比べ約19%程度の変化となる。

4・実測値とシミュレーション値との対応

4-1 DMT車両を用いた実測結果

当所内におけるデュアルモード・バス・システム実験施設のガイドウェイ（図-27に示す。）において、DMT車両（図-28に誘導操舵装置を示す。）を用いた右側案内（押し付け力有り）および両側案内（押し付け力無し）操向で、車両の案内輪反力、左右加速度、前後加速度、ハンドル角およびヨーレイト等を実測した。その一例を図-29、30に示す。 実測値について見ると、次のことが言える。

<右側案内の場合>

- ① 案内輪反力、ハンドル角およびヨーレイトともに曲線部に進入後は大きく振動しており、その周期は2.1～2.4秒程度となっており、これは車両側の自励振動と思われる。
- ② 理論上のヨーレイトは6.6 度/S であるが、実測値においては自励振動等により大きくなっている。
- ③ 案内輪反力は、曲線部において最大200kg程度となっている。

<両側案内の場合>

- ① 直線部および曲線部ともに自励振動は見られない。
- ② 左右案内輪反力は離散的に100kg程度のピーク値を示す。
- ③ ヨーレイトは曲線部で始め3度/S 程度で左右に変化し、後に零（これは、実測に用いたセンサーが低周波領域に十分応答できないため）となっている。

以上、DMT車両を用いての実測結果を検討すると、以下のことが言える。

自励振動の原因としては、

- ① リンク機構のガタによる不感帯（制御系に動作を与えない範囲）を持った制御系となっているため。
- ② リンク機構のガタによって案内動作に時間遅れが発生するため。
- ③ 走行路面にかなりひどいわだち掘れがあるため、これを車輪が踏むことによって横力が発生するため。
- ④ 案内レールの剛性が低いため、曲線部においては案内輪反力が案内レールの支点間距離の4倍（16m）の周期で発振するため。

シミュレーション値と対応可能な案内方式としては、

- ① 片側案内方式においては自励振動が支配的であり、通常の制御系を想定したシミュレーションの対象としてはあまり適当でない。
- ② 両側案内方式は車両が不安定な要因を含んではいるが、定性的な傾向を検討することは可能である。

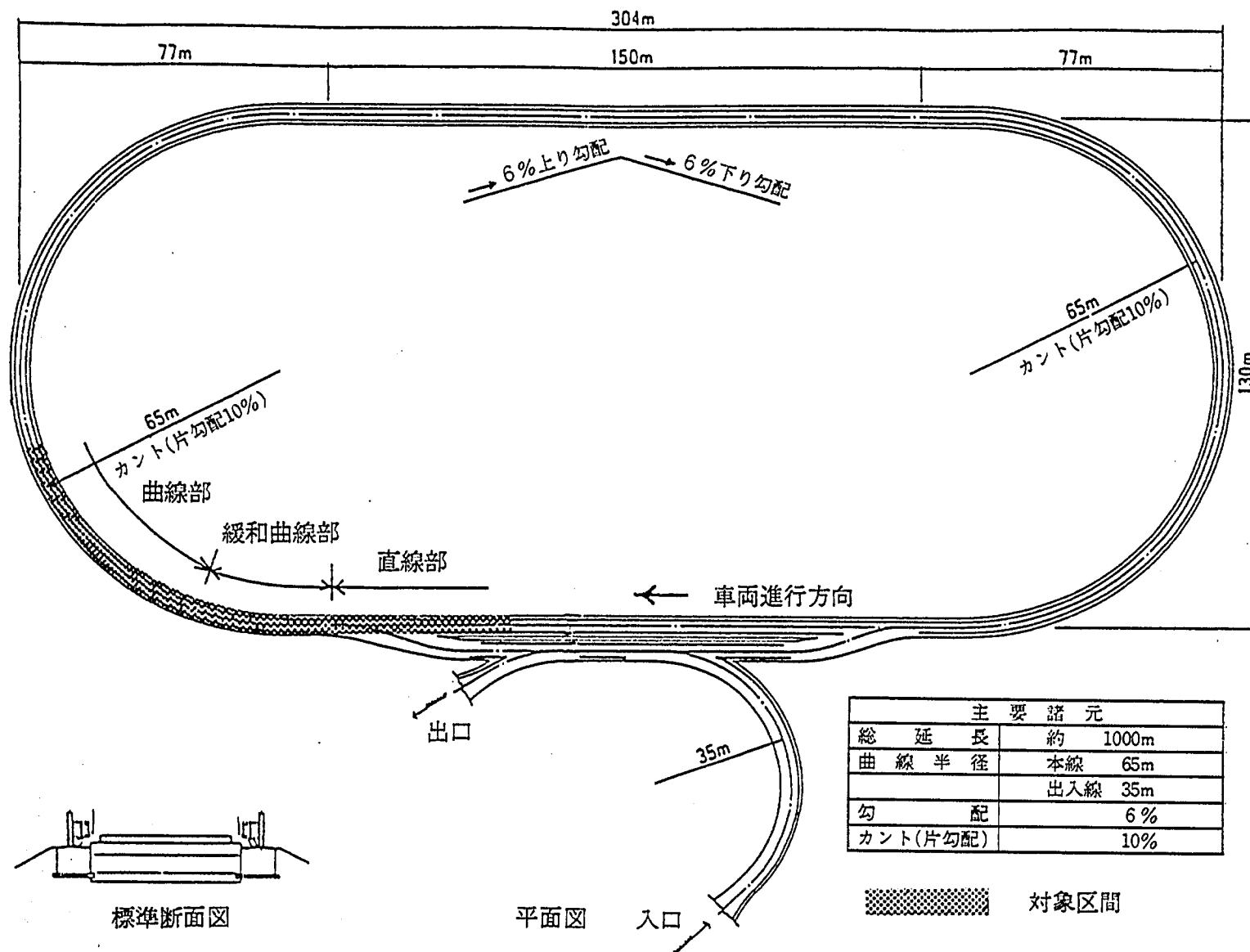
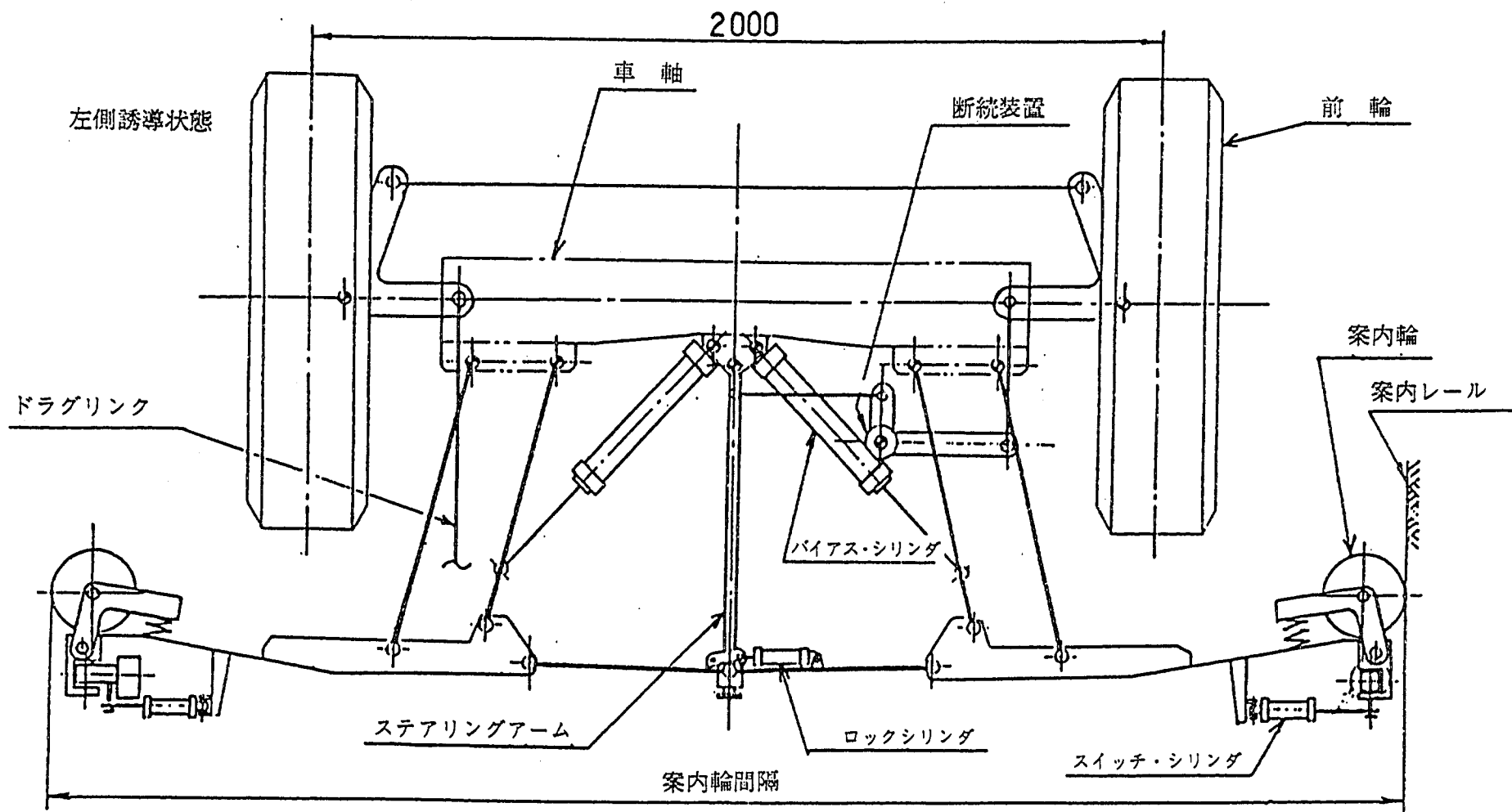


図-27 実験に用いたガイドウェイ平面図



〔凡例〕

- ⊙ 車軸に固定のピン
- ⊕ 上記以外のピン

図-28 DMT車両の操向案内装置

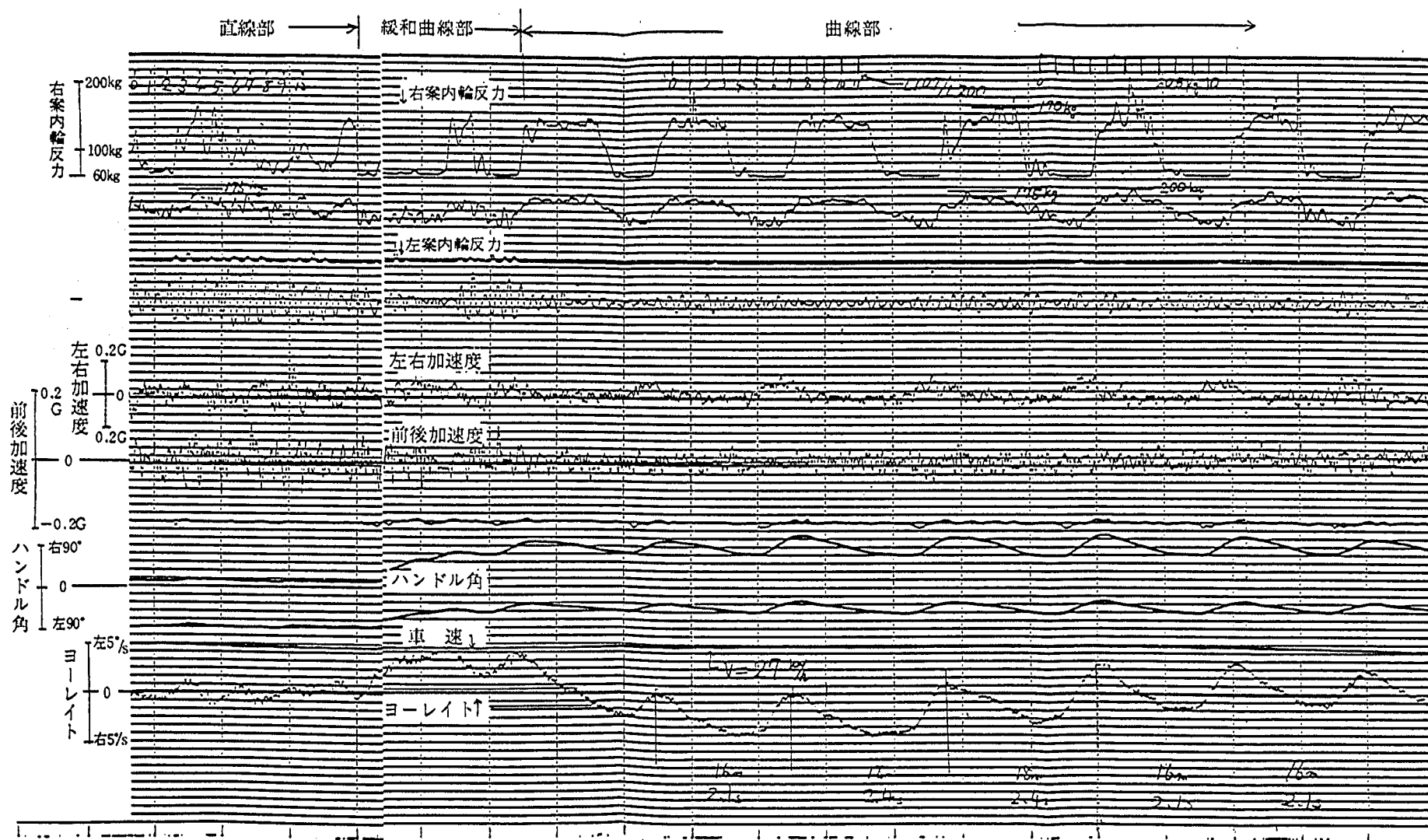


図-29 右側案内時における実測結果例

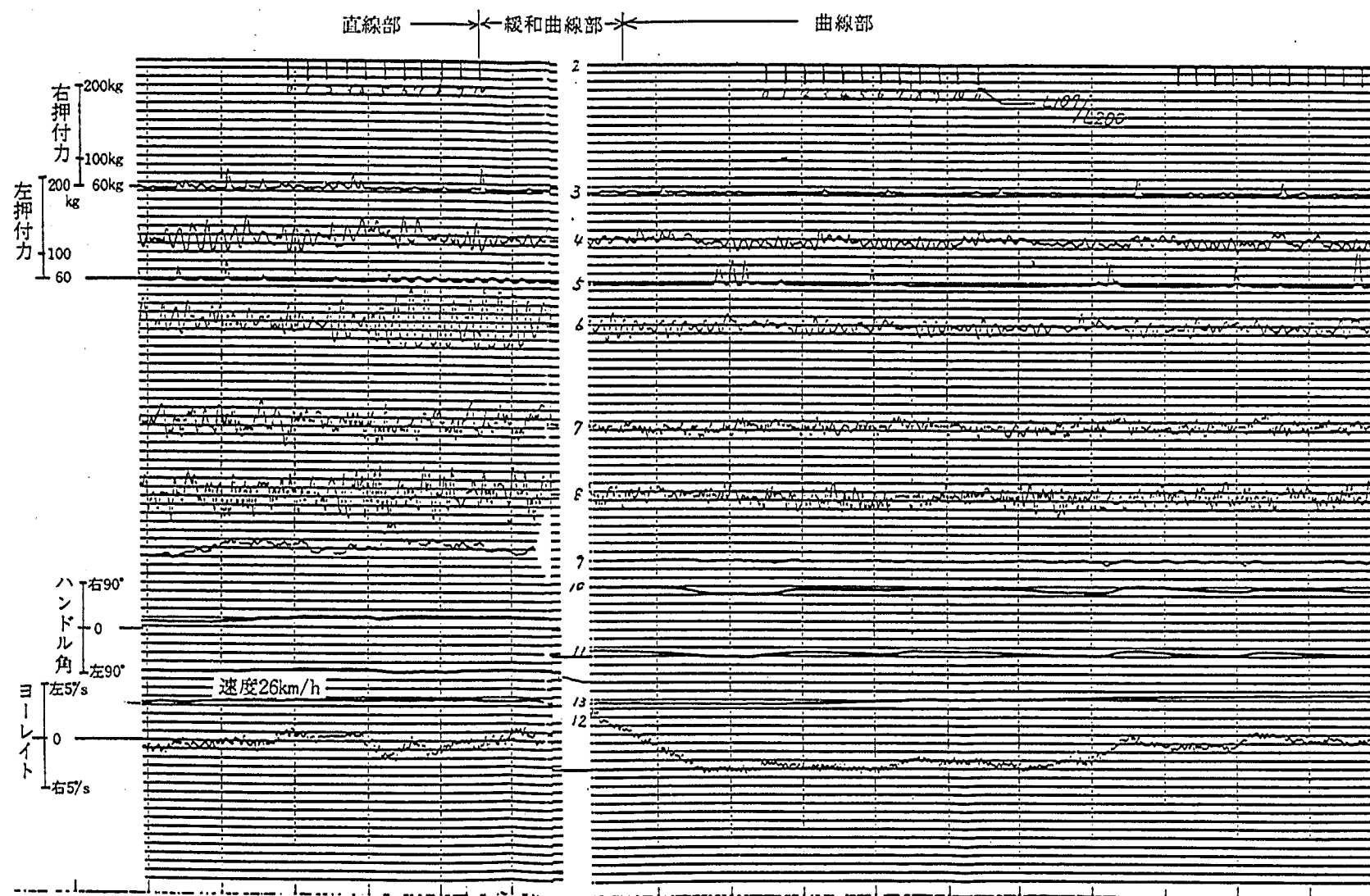


図-30 両側案内時における実測結果例

4-2 シミュレーション値による検討

DMT車両を用いて実測したケースにおいて、両側案内方式（押し付け力有り）について直線部から曲線部の間における例をシミュレートし、実測値との比較を行った。

シミュレーションにあたっては、自励振動の要因として以下の項目を考慮した。

- ① ステアリング系の応答遅れ時間： 0.01 秒
- ② ステアリング系における不感帯： ± 0.01 m

シミュレーションによると、ヨーレイトは定常円旋回になった時の値を零として扱ったが、図-31に示すように振動要因有りの場合は、振動要因無しの場合に比べると最初のピークが大きく、さらにその向きが正（直進状態を維持しようとする方向）なので円旋回に対する応答が遅くなり易い。しかし、次ピーク以降は振動要因有りの方が振幅は小さく、周期はやや長くなっている。

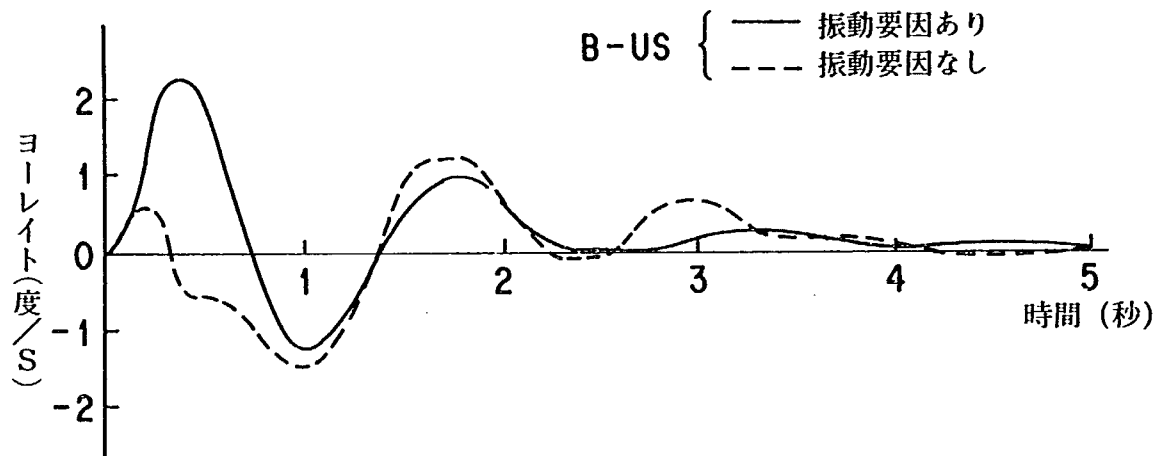


図-31 シミュレーションによるヨーレイトの変化例

次に案内輪反力は、図-32に示すように振動要因有りの場合、振動要因無しに比べて制御系のオーバーシュート特性と見られる最初のピークが正の方向に現れる。以降は負の方向に離散的に現れる。これは、ステアリング系の応答遅れ等により車両が即座に線形に追従されずに直進状態を維持しようとし、外側の案内レールから反力を受けるためと思われる。

なお、実測値では図-30に示したように左側案内輪の反力が離散的に100kg程度の値が観測されており、図-32の振動要因有りのケースについては案内輪反力をほぼ正しく再現しているものと思われる。

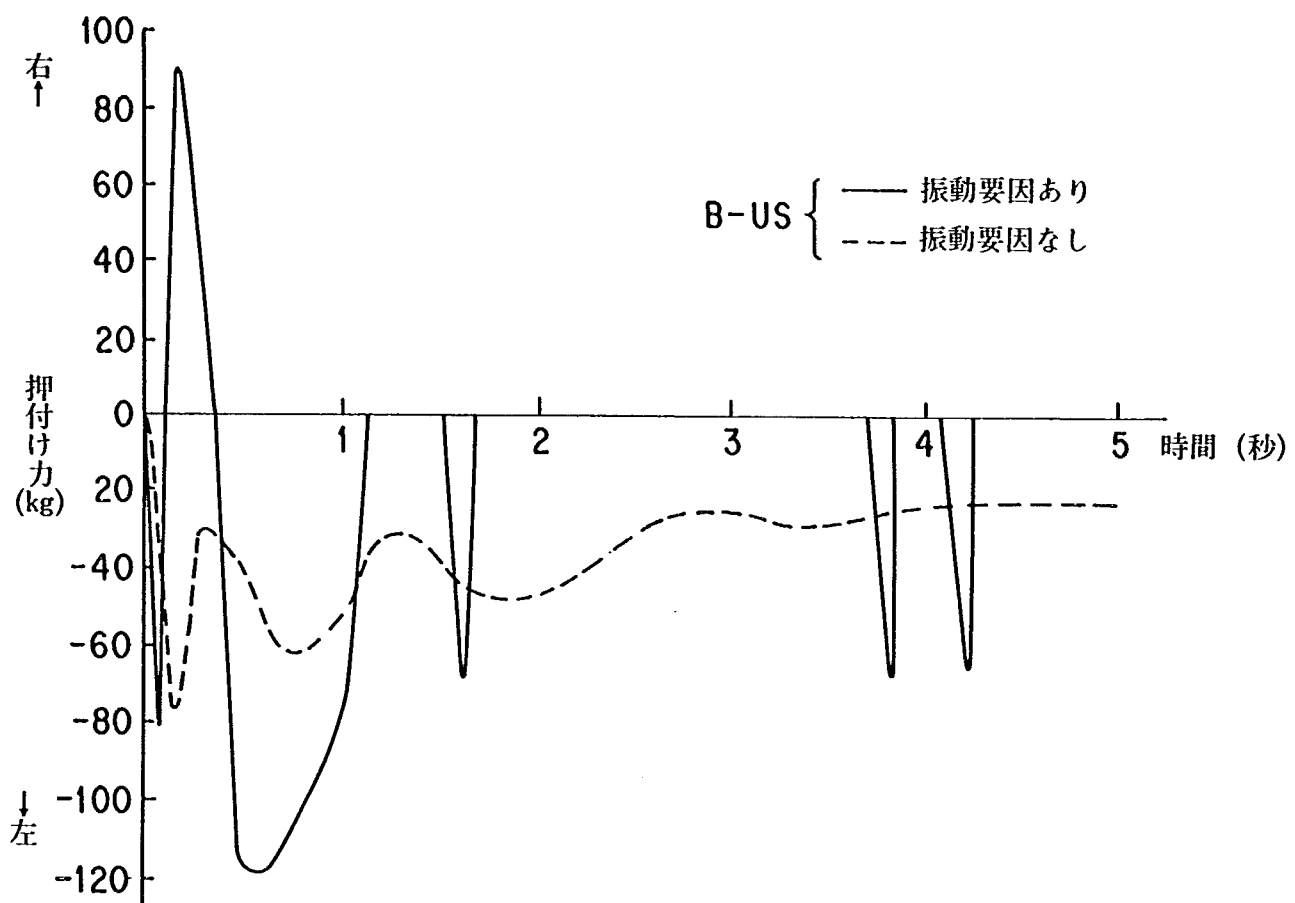


図-32 シミュレーションによる案内輪反力の変化例

5. まとめ

デュアルモード方式における車両の運動特性について、車両のアンダステア、操舵系フィードバックゲインおよびダンピング係数等を実用的な範囲で変化させてシミュレートすることにより、線形を考慮したガイドウェイの拡幅量および車両の挙動等を知ることができる。その結果、以下のことが言える。

- ① DMT車両の諸元において、車両が極低速で旋回（アッカーマン旋回）する場合を直進状態と比べるとガイドウェイの拡幅量は、曲率半径30mにおいて内・外側拡幅量は車両幅に対してともに約20cm程度必要であることが計算上から確認された。また、半径30m以下の曲線部においては片側（内側）案内で操向しようとする、内輪差により後輪が内側案内レールと接触して現実的には、操向不可能となる場合があることも明かとなった（ただし、車両のホイールベース長により異なる）。
- ② 車両に横力が加わった場合については、車両重量の一割程度をステップ状に加え車両の横変位量を見ると、前輪より後輪の方が大きくその値は60km/h走行時において約12cmである。また、このとき案内輪に加わる力は、最大で120kg程度となる。
- ③ 車両が直線部から曲線部に移行する場合、前輪よりも後輪の横変位量が大きくなり、その値は40km/h走行時において約10cm前後である。また、このとき案内輪に加わる力は200kg以下と推定される。
- ④ 実測値とシミュレーション値との比較は、両側案内方式における案内輪反力について実測値との整合性が確認された。しかし、その他の方式等については実測に用いた車両の状態がやや悪く対比できなかった。

以上、デュアルモード方式の車両においてリンク式誘導操舵系を想定したモデルの作成および解析を行った。今後は、さらに実測データとの比較を行いモデルの整合性確認を十分行うとともに、より複雑な線形および外乱等に対応したモデルを構成することにより、ガイドウェイの設計および解析等に使用しうるものと思われる。

ガイドウェイにおける車両の
挙動解析

ISSN 0386-5878
土木研究所資料第2477号
昭和62年3月(1987)

神崎紘郎, 川名万寿郎, 浦野 隆

要 旨

デュアルモード方式の車両について、一般車両の挙動を基本としたシミュレーションモデルを作成し、さらに、誘導操舵系の原理を組み込んで、ガイドウェイ内における車両の挙動解析を行った。

キーワード：新交通システム, ガイドウェイ, 車両, シミュレーション

郵便はがき

40円切手
をはって
下さい。

305-□□

茨城県筑波郡豊里町大字旭一番地

建設省土木研究所

新交通研究室 御中

No 006

No 006

配布先氏名

配布先住所

○

○

土木研究所資料第2477号 部

上記のとおり受領しました。

所 属 (住 所)

氏 名 ⑩

○