

ホイールアライメントが走行性能に及ぼす影響に関する

シミュレーションシステムの開発

西山 修二

Development of Simulation System on Influence of Wheel Alignment on Running Performance

Shuji Nishiyama

Wheel alignment is shown how to assemble each part which composes the suspension and the steering wheel system in a car. The wheel alignment is composed by various angles such as caster, camber, and toe angle, SAI, included angle, rotation angle, set backing, geometrical drive axle, rear wheel cambers, and rear wheel toe angle. This research theoretically clarifies the influence of toe and camber angle of vehicle, especially the influence of both camber angle and toe angle on the running stability of a car is investigated numerically. We developed simulation system to be able to calculate the performance of car stability. And, we will introduce the best value of wheel alignment and how to set up these of each wheel of a vehicle.

Key Words: Wheel Alignment, Running Performance, Camber Angle, Toe Angle, Simulation System

ホイールアライメントの中でも、特に前後輪のトー角およびキャンバー角が自動車の走行安定性に及ぼす影響について、理論的に明らかにした。数学モデルにもとづきシミュレーションシステムを開発した。研究結果より、ホイールアライメントの最適値および設定方法を定めた。

キーワード：ホイールアライメント，走行性能，キャンバー角，トー角，シミュレーション

1. まえがき

ホイールアライメントとは、サスペンションやステアリングのシステムを構成するそれぞれの部品が、どのような角度関係で自動車に取り付けられているかを示すものである。ホイールアライメントは、キャスト、キャンバ、トーをはじめ SAI、インクルードドアンクル、回転角度、セットバック、ジオメトリカルドライブアクシス、後輪キャンバ、後輪トーなどの諸角度によって構成されている。

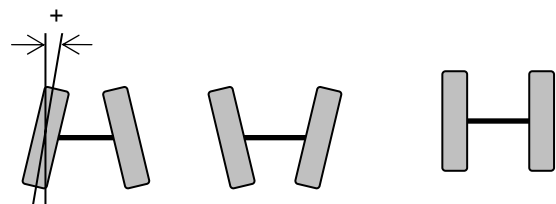
本研究はホイールアライメントの中でも、特に前後輪のトー角およびキャンバー角が自動車の走行安定性に及ぼす影響について、理論的に明らかにする。そして、ホイールアライメントの最適値および設定方法を定める。

2. ホイールアライメント

ホイールアライメント調整の最終目的は、走行上の安全性と安定性、自己直進性と接地性能、最大のタイヤ寿命等を確保することにある。ホイールアラ

イメントにおける約束ごととして、トーは、自動車を上から見た場合、タイヤの前方が自動車の中心の方向に向いている状態を+とする。図1はトーの角度を示す。図1(a)はトーイン、図1(b)はトーアウト、図1(c)はゼロトーをそれぞれ示す。

キャストは、図2に示すとおり、ストラットの上の方が自動車の後方へ傾いている状態を+とする。キャンバは、図3に示すとおり、タイヤの上方が自動車の外側に傾いている状態を+とする。



(a)トーイン (b)トーアウト (c)ゼロトー

図1 トーの角度

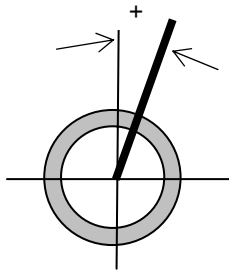


図2 キャスタの角度

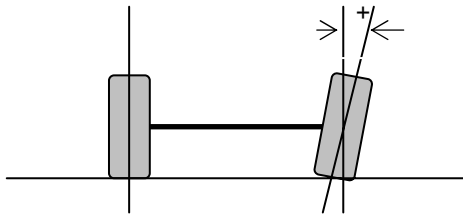


図3 キャンバーの角度

図3は、前輪を前方から見た図を示す。

3. 車両の運動方程式

本研究では自動車の運動性能を主に平面運動に関して考える。前後方向については加速性能と制動性能、横方向に横すべり、ヨーイング、ローリングに関する性能が議論される。一般に自動車は、ばね上系とばね下系から構成され、解析の目的に応じて運動方程式の自由度が選ばれる。

記号の説明

X, Y : 地上に固定した座標系

θ : ヨー角

$\sum F_Y$: Y方向に作用する力の総和

m : 車両の質量

$\frac{d^2 y}{dt^2}$: 重心点垂直方向加速度

$\sum M$: 重心点回りのモーメント

I : 重心点回りの慣性モーメント

$\frac{d^2 \theta}{dt^2}$: 重心点の回転角速度

Y_f, Y_r : コーナリングフォース

x, y : 車両に固定した座標系

l, l_f, l_r : ホイールベース, 車両重心から前輪, 後輪までの長さ

$\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$: 実舵角

V : 車両速度

θ : 車両重心点の回転角度

$\frac{d\theta}{dt}$: 車両重心回転角速度

$K_y = \frac{wC_y \ell^2}{2(1 + \delta l / 6)}$ コーナリングスティフネス

F_z : 荷重

w : 接地幅

$\delta = C_y \lambda^3 \ell^2 / 2k_y$

ℓ : 接地長さ

$\lambda = \sqrt[4]{\frac{k_y}{4EI}}$

C_y : 横ばね定数 (ゴムブロックのY方向)

α : スリップ角

I_z : Z軸回りの断面二次モーメント

E : 弾性係数

μ : 摩擦係数

添え字

1:前輪左 2:前輪右 3:後輪左 4:後輪右

3.1 ホイールアライメントが走行安定性に及ぼす影響

地上に固定した座標系における解析手法を適用する。図4は地上に固定した自動車の座標系を示す。

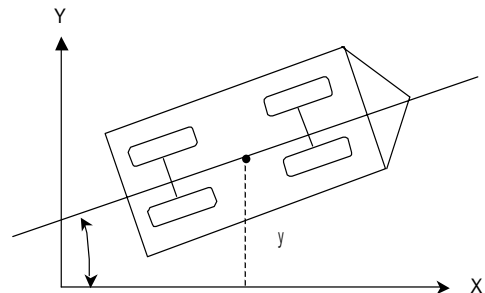


図4 地上に固定した座標系

解析手順としては、次の(1)から(8)の手順で解析をすすめていけばよい。

- (1)車両の重心点の X, Y 方向の速度成分を求める。
- (2)各車輪の実舵角, 横滑り角, ヨー角の関係を明らかにする。

(3)Y 方向に作用する力の総和 $\sum F_Y$ を求める。

(4)重心点の Y 方向の運動方程式を定式化する。

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = \sum F_Y \dots\dots\dots(1)$$

(5)重心点回りのモーメントの総和 $\sum M$ を求める。

(6)重心点回りのヨーイング運動方程式を定式化する。

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} = \sum M \dots\dots\dots(2)$$

(7)コーナリングフォース Y_f, Y_r を算出する。

スリップ角が小さい場合, およびスリップ角が大きい場合は別々に取り扱う。

(8)車両重心点の軌道軌跡 X, Y, θ を求める。

3・2 重心点の速度成分 図5は地上に固定した座標系での車両の速度成分を示す。

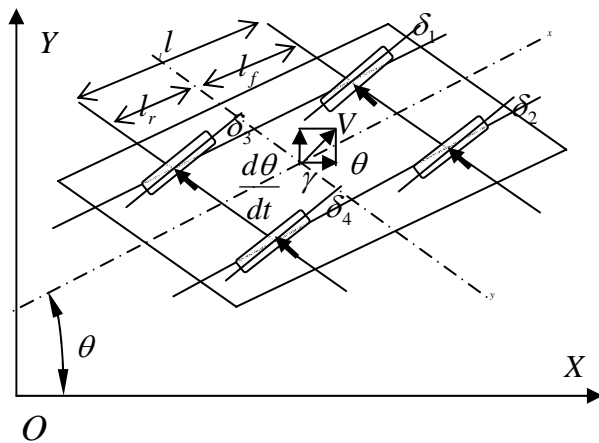


図5 重心点の速度成分

重心点の X 方向の速度成分は $V \cos \gamma$ となる。

また, 重心点の Y 方向の速度成分は $V \sin \gamma$ となり, 一方, $V \sin \gamma = dy / dt$ となる。

さらに, $|\gamma| \ll 1$ のときは, X, Y 方向の速度成分は次のように簡略化できる。

$$V \cos \gamma \rightarrow V$$

$$V \sin \gamma \rightarrow V \gamma = \frac{dy}{dt}$$

3・3 各車輪のスリップ角 各車輪のスリップ角は次のようになる。

図6は各車輪に作用する速度成分を示す。前輪左側タイヤに作用するスリップ角は次式のようにになる。

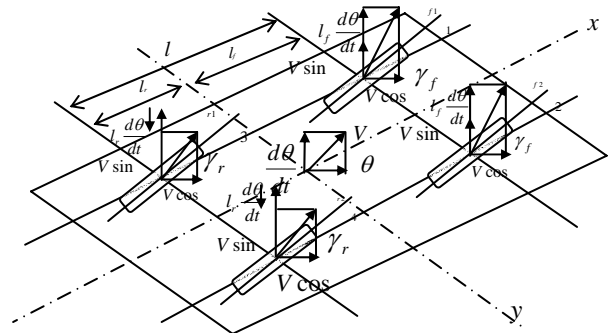


図6 各車輪タイヤに作用する速度成分

$$\tan \gamma_{f1} = \tan(\theta + \delta_1 + \beta_{f1}) = \frac{V \sin \gamma + l_f \frac{d\theta}{dt}}{V \cos \gamma}$$

$$\tan \gamma_{f1} = \frac{1}{V \cos \gamma} \left\{ \frac{dy}{dt} + l_f \frac{d\theta}{dt} \right\}$$

$$\beta_{f1} = \tan^{-1} \left\{ \frac{1}{V \cos \gamma} \left(\frac{dy}{dt} + l_f \frac{d\theta}{dt} \right) \right\} - \theta - \delta_1 \dots(3)$$

前輪右側タイヤに作用するスリップ角は次式のようにになる。

$$\tan \gamma_{f2} = \tan(\theta + \delta_2 + \beta_{f2}) = \frac{V \sin \gamma + l_f \frac{d\theta}{dt}}{V \cos \gamma}$$

$$\beta_{f2} = \tan^{-1} \left\{ \frac{1}{V \cos \gamma} \left(\frac{dy}{dt} + l_f \frac{d\theta}{dt} \right) \right\} - \theta - \delta_2 \dots(4)$$

後輪左側タイヤに作用するスリップ角は次式のようにになる。

$$\tan \gamma_{r1} = \tan(\theta + \delta_3 + \beta_{r1}) = \frac{V \sin \gamma - l_r \frac{d\theta}{dt}}{V \cos \gamma}$$

$$\beta_{r1} = \tan^{-1} \left\{ \frac{1}{V \cos \gamma} \left(\frac{dy}{dt} - l_r \frac{d\theta}{dt} \right) \right\} - \theta - \delta_3 \quad \dots(5)$$

後輪右側タイヤに作用するスリップ角は次式のようになる。

$$\tan \gamma_{r2} = \tan(\theta + \delta_4 + \beta_{r2}) = \frac{V \sin \gamma - l_r \frac{d\theta}{dt}}{V \cos \gamma}$$

$$\beta_{r2} = \tan^{-1} \left\{ \frac{1}{V \cos \gamma} \left(\frac{dy}{dt} - l_r \frac{d\theta}{dt} \right) \right\} - \theta - \delta_4 \quad \dots(6)$$

3・4 二次元運動方程式 車両のY方向へ作用する力は次式となる。

$$\begin{aligned} \sum F_y &= Y_{f1} \cos(\theta + \delta_1) - X_{f1} \sin(\theta + \delta_1) \\ &+ Y_{f2} \cos(\theta + \delta_2) - X_{f2} \sin(\theta + \delta_2) \\ &+ Y_{r1} \cos(\theta + \delta_3) - X_{r1} \sin(\theta + \delta_3) \\ &+ Y_{r2} \cos(\theta + \delta_4) - X_{r2} \sin(\theta + \delta_4) \quad \dots(7) \end{aligned}$$

重心点のY方向の運動方程式は次式となる。

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = \sum F_Y \quad \dots(8)$$

また、重心点回りのモーメントは次式となる。

$$\begin{aligned} \sum M &= \left\{ (Y_{f1} \cos \delta_1 + Y_{f2} \cos \delta_2) - (X_{f1} \sin \delta_1 + X_{f2} \sin \delta_2) \right\} \times \ell_f \\ &+ \left\{ (Y_{f1} \sin \delta_1 + X_{f1} \cos \delta_1) - (Y_{f2} \sin \delta_2 + X_{f2} \cos \delta_2) \right\} \times \frac{d_f}{2} \\ &- \left\{ (Y_{r1} \cos \delta_3 + Y_{r2} \cos \delta_4) - (X_{r1} \sin \delta_3 + X_{r2} \cos \delta_4) \right\} \times \ell_r \\ &- \left\{ (Y_{r1} \sin \delta_3 + X_{r1} \cos \delta_3) - (Y_{r2} \sin \delta_4 + X_{r2} \cos \delta_4) \right\} \times \frac{d_r}{2} \quad \dots(9) \end{aligned}$$

従って、重心点回りのヨーイング運動は次式となる。

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} = \sum M \quad \dots(10)$$

各車輪に作用するコーナリングフォース Y_f, Y_r は次式で表すことができる。

$$Y_f = -K_f \beta_f \quad \dots(11a)$$

$$Y_r = -K_r \beta_r \quad \dots(11b)$$

3・5 車両重心点の軌跡 車両の運動軌跡を求める式を導出する。

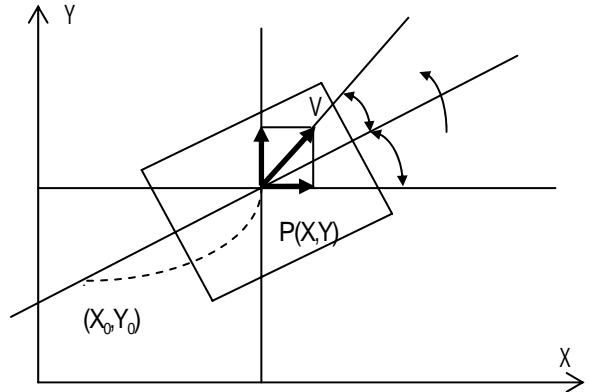


図7 車両重心点の軌跡

図7は地上に固定した座標系における車両重心位置の速度成分を示す。x方向の速度成分は次式となる。

$$\frac{dx}{dt} = V \cos(\beta + \theta)$$

y方向の速度成分は次式となる。

$$\frac{dy}{dt} = V \sin(\beta + \theta) \quad \dots(12)$$

X方向の移動距離は次式となる。

$$X = X_o + V \int_0^t \cos(\beta + \theta) dt \quad \dots(13)$$

Y方向の移動距離は次式となる。

$$Y = Y_o + V \int_0^t \sin(\beta + \theta) dt \quad \dots(14)$$

回転角度は次式となる。

$$\theta = \theta_o + \int_0^t r dt \quad \dots(15)$$

ここに、 X_o, Y_o, θ_o は $t = 0$ での初期値を示す。

3・6 スリップ角が小さい場合 前輪左側タイヤでは次式となる。

$$\gamma_{f1} = \theta + \delta_1 + \beta_{f1}$$

$$\tan \gamma_{f1} = \tan(\theta + \delta_1 + \beta_{f1}) = \frac{V \sin \gamma + l_f \frac{d\theta}{dt}}{V \cos \gamma}$$

$$\theta + \delta_1 + \varphi_{f1} = \tan^{-1} \left\{ \frac{V \sin \gamma + l_f \frac{d\theta}{dt}}{V \cos \gamma} \right\} \dots\dots\dots(16) \quad = \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} - \frac{l_r}{V} \frac{d\theta}{dt}$$

式(16)はスリップ角がついて横変形したタイヤにおいて成立する。

$|\gamma|, |\theta|$ が小さいときは、各車輪に対して次式のように簡略化できる。

前輪左側タイヤでは次式となる。

$$\begin{aligned} \gamma_{f1} = \theta + \delta_1 + \beta_{f1} &= \frac{V\gamma + l_f \frac{d\theta}{dt}}{V} \\ &= \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} + \frac{l_f}{V} \frac{d\theta}{dt} \\ \beta_{f1} &= \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} + \frac{l_f}{V} \frac{d\theta}{dt} - \theta - \delta_1 \dots\dots\dots(17) \end{aligned}$$

後輪左側タイヤでは次式となる。

$$\begin{aligned} \gamma_{r1} = \theta + \delta_3 + \beta_{r1} &= \frac{V\gamma - l_r \frac{d\theta}{dt}}{V} \\ &= \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} - \frac{l_r}{V} \frac{d\theta}{dt} \\ \beta_{r1} &= \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} - \frac{l_r}{V} \frac{d\theta}{dt} - \theta - \delta_3 \dots\dots\dots(18) \end{aligned}$$

前輪右側タイヤでは次式となる。

$$\begin{aligned} \gamma_{f2} = \theta + \delta_2 + \beta_{f2} &= \frac{V\gamma + l_f \frac{d\theta}{dt}}{V} \\ &= \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} + \frac{l_f}{V} \frac{d\theta}{dt} \\ \beta_{f2} &= \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} + \frac{l_f}{V} \frac{d\theta}{dt} - \theta - \delta_2 \dots\dots\dots(19) \end{aligned}$$

後輪右側タイヤでは次式となる。

$$\gamma_{r2} = \theta + \delta_4 + \beta_{r2} = \frac{V\gamma + l_r \frac{d\theta}{dt}}{V}$$

$$\beta_{r2} = \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} - \frac{l_r}{V} \frac{d\theta}{dt} - \theta - \delta_4 \dots\dots\dots(20)$$

コーナリングフォースは次式となる。

$$Y_f = -K_f \beta_f \dots\dots\dots(21a)$$

$$Y_r = -K_r \beta_r \dots\dots\dots(21b)$$

3.7 コーナリング特性の理論

(1) スリップ角が小さい場合

タイヤに発生する横力 F_y は次式となる。

$$F_y = K_y \tan \alpha - \frac{K_y^2}{3\mu F_z} \tan^2 \alpha + \frac{K_y^3}{27\mu^2 F_z^2} \tan^3 \alpha \dots\dots(22)$$

ここに、記号は次のとおり。

$$K_y = \frac{w C_y \ell^2}{2(1 + \delta l / 6)}$$

$$\delta = C_y \lambda^3 l^2 / 2k_y$$

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{k_y}{4EI}}$$

(2) スリップ角が大きい場合

タイヤに発生する横力 F_y は次式となる。

$$\begin{aligned} F_y = C_y \ell_h^2 w \left[\frac{1}{2} \tan \alpha \left(\frac{\delta}{C_y} + \frac{4\ell^2}{3r^2 G_y'} \right) \frac{F_y}{\ell} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell_h}{3\ell} \right) \right] \\ + \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z \mu_d}{\ell^{n+1}} \left[\left(\frac{1}{2} \right)^n (\ell - \ell_h) - \frac{1}{n+1} \left\{ \left(\frac{\ell}{2} \right)^{n+1} - \left(\ell_h - \frac{\ell}{2} \right)^{n+1} \right\} \right] \dots\dots(23) \end{aligned}$$

$$\mu_d = \mu - a \frac{\ell V}{\ell - \ell_h} \sin \alpha \dots\dots\dots(24)$$

コーナリングフォース F_y'

$$F_y' = F_y \cos \alpha \dots\dots\dots(25)$$

コーナリング抵抗 F_x'

$$F_x' = F_y \sin \alpha + \eta F_z \cos \alpha \dots\dots\dots(26)$$

η : ころがり抵抗係数

これらの式から、前節と同様に逐次近似法によって、解析解をもとめることもできるが、スリップ角の大きいところでは精度が悪くなる。そこで、ここでは計算機を用いて求める方法について説明する。上式の両辺には横力 F_y が含まれている。それ故、計算の方法は図9のフローチャートに示すように、横力として適当な値の F_{y1} を選んで右辺を計算し、これを F_{y2} とする。そして収束を早くするために、重み付け平均 $(F_{y1} + 4F_{y2})/5$ を行い、この値を用いて再度 F_{y3} を計算する。

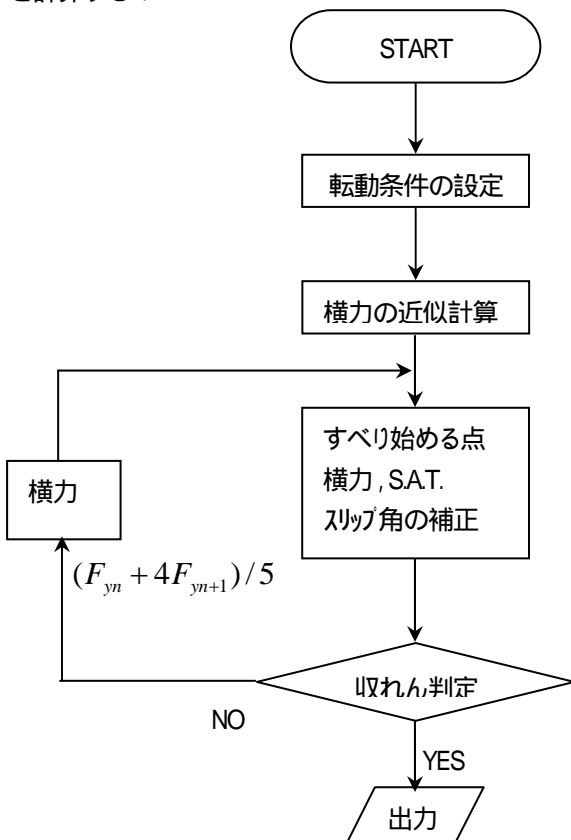


図9 横力の収れん計算フローチャート

順次この計算をくりかえして収れんさせ、 F_{yn} と $F_{y_{n+1}}$ とが誤差の範囲内で一致した値を横力 F_y とする。このようにして F_y が求められれば、すべり出す点 l_h が決まり、セルフアライニングトルク M_z が求められる。なお、他の補正項は計算ループの中にくり込ませればよい。

3.8 シミュレーションシステムの開発 計算システムは Fortran90 を使用して開発した。計算刻み幅は1ミリ秒とする。解析に用いた計算諸元は表1に示すとおり。

表1 計算諸元

パラメータ	値	単位
m	130.61	Kgf s ² /m
I	163.26	Kgf s ² m
l	250	M
l_f	1.15	M
l_r	1.35	M
K_y	3928.58	kg/rad
w	0.12	M
ℓ	0.1	M
C_y	8.6×10^6	kgf/m ³
EI	300	kgf/m ²
μ	0.03	
B	1.47	M

4. 計算結果

図10はトー角とキャンバー角の符号を示す。トー角とキャンバー角の正負はトー角が左右輪とも進行方向に向かって左側を正、右側を負とする。キャンバー角は自動車の進行方向に向かって後方から見て、鉛直から右側を正、左側を負とする。

図11は前輪左側トー角が走行安定性に及ぼす影響についての計算結果を示す。前輪左側のトー角を0, 1, -1度と変化させた場合の結果を示す。図の横軸は時間を示す。また、図の縦軸は車両重心位置の横方向変位を示す。走行速度は40km/hである。

1度はトーアウト1度を示す。-1度はトーイン1度を示す。1度の場合は自動車の進行方向の左側に変位する。逆に-1度の場合は進行方向に対して右側にそれる。トー角が0の場合は直線上を進行することがわかる。

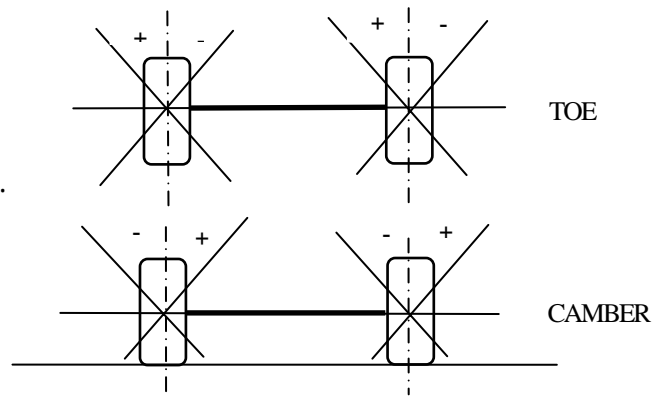


図10 トー角とキャンバー角の符号

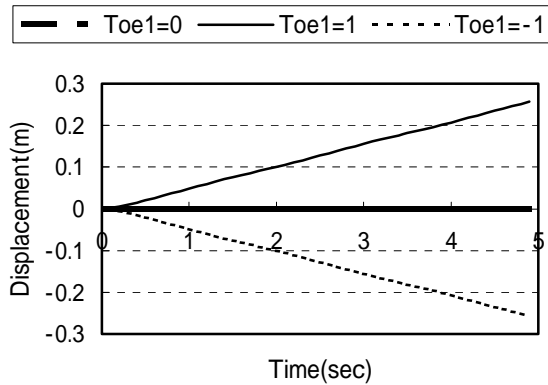


図 11 前輪左側トー角が走行安定性に及ぼす影響

図 12 は前輪トー角が車両のヨーイング運動に及ぼす影響についての計算結果を示す．横軸は時間，縦軸は車両重心位置のヨー角の時間的変位を示す．

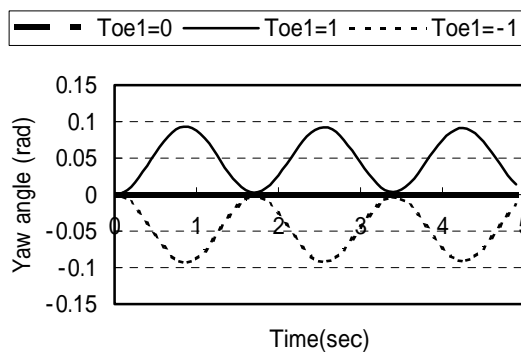


図 12 前輪左側トー角がヨーイング運動に及ぼす影響

図 13 は前輪右側トー角が走行安定性に及ぼす影響についての計算結果を示す．前輪右側のトー角を 1，-1 度と変化させた場合の結果を示す．図の横軸は時間を示す．また，図の縦軸は車両重心位置の横方向変位を示す．走行速度が 40km/h で 5 秒間走行した場合の結果を示す．

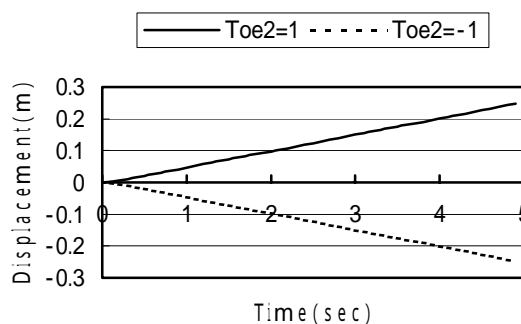


図 13 前輪右側トー角が走行安定性に及ぼす影響

図 14 は前輪トー角が車両のヨーイング運動に及ぼす影響についての計算結果を示す．横軸は時間，縦軸は車両重心位置のヨー角の時間的変位を示す．

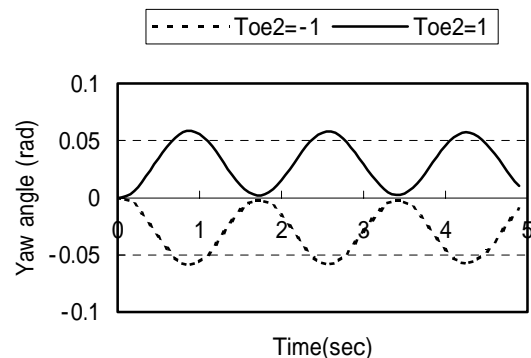


図 14 前輪右側トー角がヨーイング運動に及ぼす影響

図 15 は後輪左側トー角が走行安定性に及ぼす影響についての計算結果を示す．後輪左側のトー角を 1，-1 度と変化させた場合の結果を示す．図の横軸は時間を示す．また，図の縦軸は車両重心位置の横方向変位を示す．走行速度は 40km/h である．

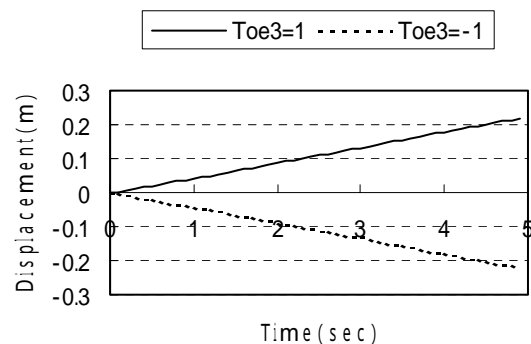


図 15 後輪左側トー角が走行安定性に及ぼす影響

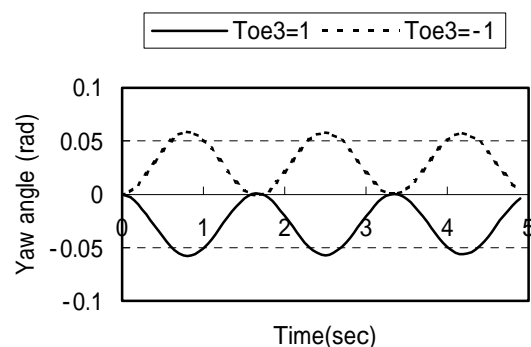


図 16 後輪左側トー角がヨーイング運動に及ぼす影響

図 16 は後輪トー角が車両のヨーイング運動に及ぼす影響についての計算結果を示す。横軸は時間、縦軸は車両重心位置のヨー角の時間的変位を示す。

図 17 は後輪右側トー角が走行安定性に及ぼす影響についての計算結果を示す。後輪左側のトー角を 1, -1 度と変化させた場合の結果を示す。図の横軸は時間を示す。また、図の縦軸は車両重心位置の横方向変位を示す。走行速度は 40km/h である。

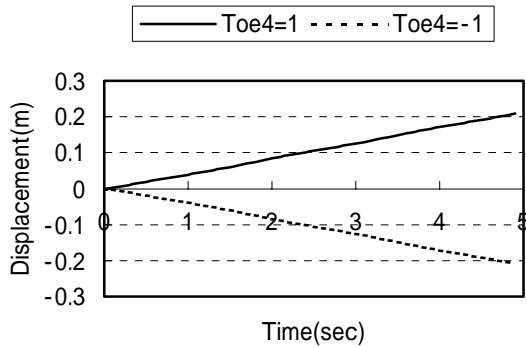


図 17 後輪右側トー角が走行安定性に及ぼす影響

図 18 は後輪トー角が車両のヨーイング運動に及ぼす影響についての計算結果を示す。横軸は時間、縦軸は車両重心位置のヨー角の時間的変位を示す。

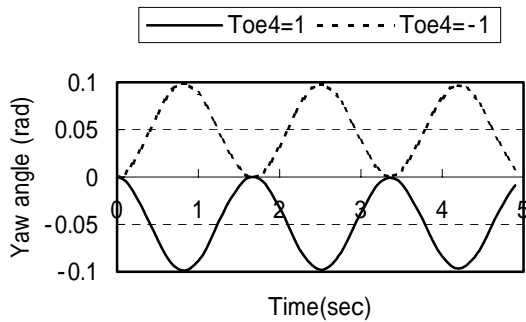


図 18 後輪右側トー角がヨーイング運動に及ぼす影響

図 19,20 は前輪左右輪がトーイン側に 1 度の角度を有する場合の走行安定性に及ぼす影響についての計算結果を示す。図の横軸は時間を示す。また、図の縦軸は車両重心位置の横方向変位を示す。

図 19,20 において、No28-31 の各車輪の角度は次のとおりである。

No28 (Toe1=-1, Toe2=1, Toe3=-3, Toe4=-3)

No29 (Toe1=-1, Toe2=1, Toe3=3, Toe4=3)

No30 (Toe1=-1, Toe2=1, Toe3=3, Toe4=-3)

No31 (Toe1=-1, Toe2=1, Toe3=-3, Toe4=3)

すなわち、No28 は前輪左が IN 側に 1 度、前輪右が IN 側に 1 度、後輪左が IN 側に 3 度、後輪右が OUT 側に 3 度の状態を示す。No29 は前輪左が IN 側に 1 度、前輪右が IN 側に 1 度、後輪左が OUT 側に 3 度、後輪右が IN 側に 3 度の状態を示す。No30 は前輪左が IN 側に 1 度、前輪右が IN 側に 1 度、後輪左が OUT 側に 3 度、後輪右が OUT 側に 3 度の状態を示す。No31 は前輪左が IN 側に 1 度、前輪右が IN 側に 1 度、後輪左が IN 側に 3 度、後輪右が IN 側に 3 度の状態を示す。走行速度は 40km/h で 5 秒間走行した場合の結果を示す。

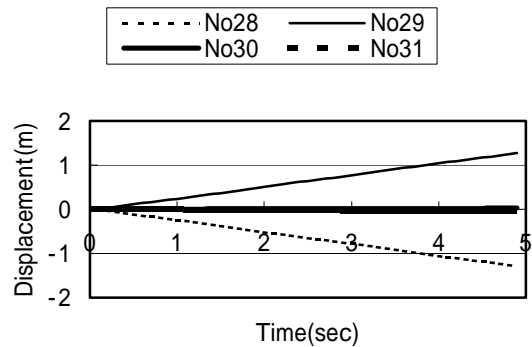


図 19 後輪トー角が走行安定性に及ぼす影響

図 20 は車両のヨーイング運動に及ぼす影響についての計算結果を示す。横軸は時間、縦軸は車両重心位置のヨー角の時間的変位を示す。

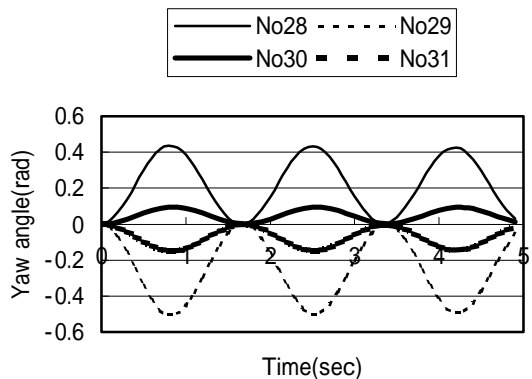


図 20 後輪トー角がヨーイング運動に及ぼす影響

5. ホイールアライメント調整

5.1 最適ホイールアライメント 直進状態でのホイールアライメント、すなわち初期トー角や初期キャンバー角は路面外乱に対する安定性やタイヤ摩耗からは感覚的に小さいほどよいように思われる。とこ

るが、現実的にはわずかではあるがトー角やキャンパー角が設定されている車両が多い。その理由の一つは、それらにより操安性の設計自由度が拡大するからである。

前輪はトーインで左右輪対象に設定したほうがよい。後輪は左右輪対象に設定してあれば、走行安定性については特に支障はない。後輪はトー角が0度が望ましい。

5.2 ホイールアライメント最適設定方法 ホイールアライメント調整作業の留意点としては次の点が考えられる。

- (1) 自動車の進行線(スラストライン)は後輪のトーで決まる。後輪のアライメントを重視する。
- (2) 最適調整方法としては、まず後輪のキャンパーおよびトーを調整する。その後、前輪のキャスト、キャンパー、トーを調整する。
- (3) トーの調整では、20度回転角が自動車の上下運動に伴って片側トーが3分以上変化しないこと。
- (4) 195以上のタイヤ偏平率55%以下のタイヤでは、キャンパをできるだけ0度に近い値にする。

ホイールアライメント調整順序は、リアキャンパー
リアトー スラスト角 前輪キャスト
前輪キャンパー 前輪トー 20度回転角
最大回転角 セットバックの順序で調整作業は、後輪から始め、それが終わったら前輪のキャスト、キャンパー、トーの順序ですすめていくのが一般的なやり方である。

6. あとがき

ホイールアライメントが走行安定性に及ぼす影響について検討した。自動車の横方向の運動とヨーイング運動からなる2自由度平面運動について定式化した。導出した式に基づき計算システムを開発し、各輪のホイールアライメント(トー角、キャンパー角)が走行安定性に及ぼす影響について検討した。検討の結果次の事項が明らかとなった。

- (1) 前輪は左右輪トーインで左右対称に設定する。
- (2) 後輪トー角は左右対称に設定すれば、走行安定性には影響を及ぼさない。
- (3) 後輪はトー角は0度が望ましい。

(4) 前輪の調整のみでは方向安定性が確保できない場合は後輪のアライメント調整で、車両の方向安定性が得られることが明らかとなった。

(5) 車両重心まわりのヨーイング運動については、ヨーイングの周期は走行速度に依存する。速度が小さくなるとヨーイング周波数は大きくなる傾向にある。

さらに、今後の課題として、前後左右輪のキャンパー角とトー角の種々の組み合わせが走行安定性に及ぼす影響などについてさらに検討することが、必要と考えられる。

本研究は平成14年度補正創造技術研究開発事業の一環として実施した。関係各位に感謝の意を表す。また、原稿作成にあたり、柴北典子氏には多大なるお世話になった。ここに付記し感謝の意を表す。

参考文献

- (1) 伊達肇, 改訂版 ホイールアライメント入門 理論と調整の実際, 1999, 鉄道日本社
- (2) 喜 永, タイヤ負荷率の観点から見た車両の運動と制御に関する研究, 学位論文(日本大学)。
- (3) 原田 宏, 人間-自動車系の操舵安定限界と操縦安定性評価に関する研究, 学位論文(九州工大), 平成4年3月。
- (4) 私信, 原田 宏, 自動車の運動。
- (5) 産業科学システムズ編, 自動車走行におけるタイヤの力学的特性と操安性評価。
- (6) 安部 正人, 自動車の運動と制御[第二版], 山海堂, 2003年4月。
- (7) 巨理 厚, 自動車の運動に関する研究, 東京大学生産技術研究所報告, 昭40.4, 153-219。
- (8) 酒井 秀男, タイヤ工学 入門から応用まで, グランプリ出版, 2002。
- (9) 宇野 高明, 車両運動性能とシャシーメカニズム, 2001, グランプリ出版。
- (10) 江守 一郎・斉藤孝三・関本孝三, 第三版 模型実験の理論と応用, 技報堂出版, 2000。
- (11) 近藤 政市, 基礎自動車工学 前編・後編, 1993, 養賢堂。
- (12) 渡邊 徹郎, タイヤのはなし, 日本規格協会, 2002。