

ホイールアライメントがころがり抵抗に及ぼす影響

西山修二，原田 伸^{*1}
森田 茂^{*2}

Effect of Wheel Alignment on Rolling Resistance of Automobiles

Shuji NISHIYAMA, Shin HARADA and Shigeru MORITA

This paper presents rolling resistance of automobiles. The wheel alignment such as toe angle and camber angle has an effect on vehicle handling and stability. In driving cars, the total of the power which acts on the opposite direction, that is called running resistance should be diminished. It is necessary to understand the principle of occurring the running resistance and to consider the influence on running performance. The running resistance consists of the following four factors; rolling resistance, air resistance, inclination resistance, and acceleration resistance. In this research, the influence of rear wheel alignment of rear wheel of a car exerts on the rolling resistance is experimentally investigated. The experimental devices are also developed in the research.

Key Words: Rolling Resistance, Wheel alignment, Measurement, Fuel Cost

本研究は、自動車の後輪のホイールアライメントがころがり抵抗に及ぼす影響について実験的に研究した。実験にあたり、ころがり抵抗の原理を明らかにし、ころがり抵抗計測装置を開発した。開発した装置を適用して、後輪のホイールアライメントを種々変化させて、自動車の転動距離を計測し、自動車の後輪のサイドスリップ量ところがり抵抗の関係を明らかにした。さらに、ころがり抵抗と燃費との関係についても考察した。

キーワード：ころがり抵抗，ホイールアライメント，実験的研究

1. はじめに

走行抵抗とは、自動車が走行する場合にその進行方向とは逆方向に作用する力の総和をいう。自動車が走行する際には、その進行を妨げる力は不必要な力であるので、走行抵抗は限りなく小さい方が望ましい。そのためには走行抵抗の発生原理を理解し、走行性能に与える影響を考慮する必要がある。走行抵抗は発生原因より分類すると、次の四つからなっている。すなわち、ころがり抵抗、空気抵抗、勾配抵抗および加速抵抗である。

自動車の走行性能を評価する場合は、その駆動性能と走行抵抗の両者から、検討を行い、走行性能の向上に際しては駆動性能の改善と走行抵抗の低減の両者から行う必要がある。

本研究では、自動車の後輪のホイールアライメント、特にサイドスリップ量がころがり抵抗に及ぼす影響について実験的に研究する。実験にあたり、ころがり抵抗の原理を明らかにし、ころがり

抵抗計測装置を開発する。開発した装置を適用して、後輪のホイールアライメントを種々変化させて、自動車の転動距離を計測し、ころがり抵抗を評価する。さらに、ころがり抵抗と燃費との関係についても論じる。

記号の説明

R_e : ころがり抵抗
 μ : ころがり抵抗係数
 W : 車両重量
 F : 車両進行方向作用力
 R : 斜面垂直方向作用力
 l_1 : 重心位置斜面の距離
 l_2 : 水平助走路の距離
 h : 車両重心位置高さ
 E_p : 車両の位置エネルギー
 E_r : 損失エネルギー
 θ : 斜面の角度

*1(株)ハラダクニ。(〒739-0046 広島市西区観音町 17-3)

*2 正員，振動音響研究所(〒739-0141 東広島市八本松町 飯田 22-2)

2. ころがり抵抗

ころがり抵抗は、操縦性・安定性とは直接的にはかかわってこないもので、むしろ動力性能に関係するものである。ころがり抵抗の発生は、タイヤのひずみによる内部エネルギー損失以外に路面のひずみによる抵抗、路面が平坦でないために起こる衝撃抵抗、車輪を支える軸受けの摩擦抵抗、空気中でタイヤやホイールが回転するために起こる空気抵抗などが含まれる。そのため現象は極めて複雑で、これを理論的に求めることが困難であり、完成したタイヤをタイヤ試験機にかけて実験的に求める方法が一般的である。

このように、複雑でわかりにくいころがり抵抗を、単純化し、理解しやすくするために導入されたのが、ころがり抵抗係数という概念である。ころがり抵抗は、タイヤ荷重が増加すれば大きくなる簡単な実験によってわかっている。そこで、両者の関係を次のようにおく。

$$R_e = \mu \cdot W \quad \dots(1)$$

実際には、 R_e と W とは決して比例関係にあるわけではないので、 μ の値は決して一定値ではない。表1は、乗用車用タイヤの μ の値を示す。

表1 μ の値⁽¹⁾⁽²⁾

路面の状況	μ
良好な舗装路	0.01 ~ 0.02
良い平坦未舗装路	0.04
粘土質の自然路	0.2 ~ 0.3
新しく敷いた砂利道路	0.12

μ の値は、路面状況以外に、速度、内圧、タイヤ荷重、タイヤ構造などによっても変化する。

3. 装置の開発

3・1 ころがり抵抗の原理 ころがり抵抗の原理について考察する。計測は発射台方式を採用する。アライメントの効果を数値で示すには、横力を計測して、グラフよりころがり抵抗に換算し、燃費などへの効果を示す。

ころがり抵抗係数は、公称 1~2% であり、実測では 0.1% の分解能を持つことが好ましい。アライメントの狂いにより、顧客の車がどの程度の燃費損失があるかを提示することも可能となる。

図1は装置の原理を示す。計測原理を以下に示す。水平部分の長さ l_2 を設け、停車するまでの距離を計測する。発車する前に自動車がつまみ位置のエネルギーは次式となる。

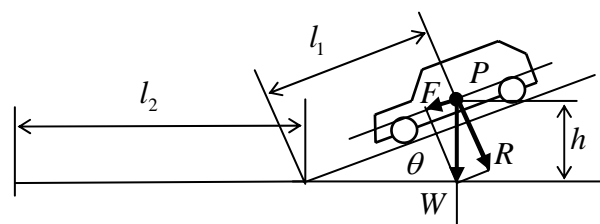


図1 計測原理

$$E_p = Wh = Wl_1 \sin \theta \quad \dots(2)$$

また、ころがり抵抗による損失エネルギーは次式となる。

$$E_r = l_1 \mu W \cos \theta + l_2 \mu W \cong \mu W (l_1 + l_2) \dots(3)$$

位置のエネルギーがころがり抵抗による損失に変換されるので、式(3),(4)より次式が導ける。

$$\therefore \mu W (l_1 + l_2) = Wl_1 \sin \theta \quad \dots(4)$$

式(4)より、ころがり抵抗係数 μ に対して、次式が得られる。

$$\mu = l_1 \sin \theta / (l_1 + l_2) \cong \theta / (1 + l_2 / l_1) \dots(5)$$

この時、試験装置の開発に必要な長さを計算する。条件として、次の値を使用する。

$$\mu = 0.01$$

$$l_1 = 2m$$

$$h = l_1 \sin \theta = 0.065m$$

$$l_2 = l_1 \sin \theta / \mu - l_1 = 0.065 / 0.01 - 2 = 4.5m$$

以上より、水平な路面が 4.5m 必要となる。

前後に余裕を取れば 5m 以上の長さが必要となる。内 4.5m は完全に水平であることが必要である。

要求精度として、車の μ は 1~2% 程度と考えられている。この範囲内では、カタパルト長さ 2m、高さ 6cm (何れも重心位置) にすれば、 μ の 10% の差で l_2 (水平部停止距離) は 50~60cm 異なり、視覚で認知可能となる。

重心位置の誤差については、 l_2 の誤差を 10% 以内にするには、 l_1 の誤差を 10% 以内にする必要があり、重心位置を数 cm で把握する必要がある。そのためには、試験車両の重心位置の計測が必要となる。

3・2 ころがり抵抗係数ところがり距離

図2は式(5)を図示した。縦軸はころがり抵抗係数を示す。横軸は長さ比 l_2 / l_1 を示す。

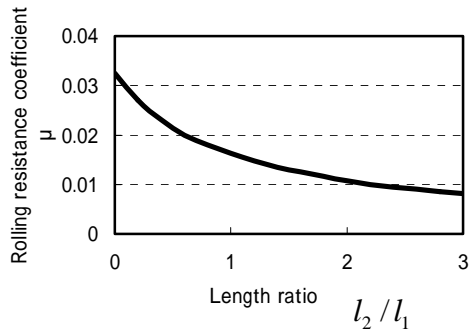


図2 転動距離とこがり抵抗係数

こがり抵抗係数 μ が 0.016 から 0.011 になると転動距離は 2 倍になる。さらに、0.016 から 0.008 になると転動距離は 3 倍になる。

3・3 実測装置 図3は今回の研究で開発したこがり抵抗計測装置を示す。

図3(a)はカタパルトを示す。勾配は 130/4000 である。図3(b)、図3(c)は水平助走路を示す。水平助走路は 4960mm となる。



図4 こがり抵抗計測装置



図5 重心を通鉛直線

図4は、カタパルト、水平助走路を並べて車両が走行できる状態にした試験路を示す。カタパルト、水平助走路のつなぎ目は段差が生じないように接続した。

さらに、水平助走路はトランシットを用いて $\pm 1\text{mm}$ 以内の水平精度を維持した。

4. 実測

4・1 車両 実測に使用した供試車両は、二車種である。車両の諸元は表2に示す。

車両の重心位置の計測は、 $\pm 2.5\text{m}$ 程度の回転台上に車両を進入させて、台が反転したら、支点を $6 \pm 0.1\text{cm}$ の範囲で正確に持ち上げる装置を開発した。この装置により、車両の重心点を通る鉛直方向の位置を正確に計測する事ができる。

図5は、この方法により、車両の重心位置を通鉛直線を計測し、線で示す。

表2 車両諸元

Items	Vehicle 1	Vehicle 2
Registration year	2003.May	1994.Nov.
Total mileage (km)	12000	85000
Tire	225/55/R16	205/55/R16
Wheel base (mm)	2700	2780
Weight of vehicle (kg)	1330	1380

4・2 実測方法 車両の重心位置がカタパルト上において 65mm の位置 ($l_1 = 2\text{m}$) となるように、斜面上に車両を位置する。この場合前輪の中心位置がカタパルト上の 30mm の位置であった。この位置から車両を解放して走行する距離を計測した。転動距離は前輪タイヤの中心を基準に計測した。カタパルト上の斜面の長さや水平助走路とを計測する。前輪のホイールアライメントはトー角ゼロ、キャンバー角ゼロに設定し、後輪のアライメントのみを調整し、その影響を実測した。



図6 計測開始位置

図 6 は試験車をカタバルト上の斜面に設定した状態を示す。車両の重心の位置が斜面高さの 65mm の位置になるようにセットする。運転者は乗車し、ギヤはニュートラル位置、ハンドル操作をしない。サイドブレーキを開放し、車を始動させる。

図 7 は、車両が試験路の斜面から水平助走路をころがり停止した状態を示す。

図 8 は、試験車が停止した前輪タイヤの位置を示す。前輪タイヤの中心点の移動前から移動後までの距離を計測した。



図 7 ころがり終了位置



図 8 ころがり終了前輪タイヤ位置

4.3 実測結果 各車両の実測結果を表 3,4 に示す。設定したアライメントに対して 5 回実測した。5 回の転動距離はほぼ一定の値であったので、5 回の平均値をそれぞれのアライメントに対する実測値とした。

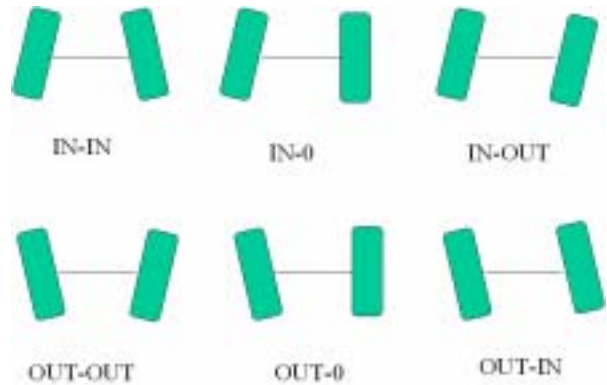


図 9 ホイールアライメントのパターン

図 9 は実測で設定したホイールアライメントのパターンを示す。IN-IN は左右輪ともトーイン状態を示す。IN-0 は左輪がトーインで右輪が 0 を示す。IN-OUT は左輪がトーイン、右輪がトーアウトを示す。OUT-OUT は左右輪ともにトーアウトを示す。OUT-0 は左輪がトーアウトで右輪が 0 の状態を示す。OUT-IN は左輪はトーアウト、右輪はトーイン状態を示す。

表 3,4 において、No はアライメントの設定番号を示す。図 10,11 のアライメント No と一致する。サイドスリップ量の左右は運転者側から見て、左側と右側を示す。

表 3 実測結果 (Vehicle 1)

No.	サイドスリップ量(mm/m)		転動距離 mm (5 回の平均値)
	左輪	右輪	
1	0	0	5414
2	IN 5	IN 5	5012
3	IN10	IN10	4294
4	IN 5	0	5328
5	IN10	0	4974
6	OUT 5	IN 5	5350
7	OUT 5	OUT 5	5368
8	OUT10	OUT10	4866
9	OUT 5	0	5196
10	OUT10	0	5158
11	OUT10	IN10	5328

表 3 に示す試験の日時は 2003 年 12 月 1 日に実施した。外気温は 9 であった。試験場所は(株)ハラダクニ 五日市工場である。

また、表 4 に示す試験は 2004 年 1 月 21 日に実施した。外気温は 9 であった。試験場所は(株)ハラダクニ 五日市工場である。

図 10 は表 3 に示す試験結果を横軸が転動距離、縦軸がホイールアライメント設定 No を示す。

No1 はサイドスリップ量を左右ともに 0 の場合を示す。転動距離はこの場合が一番大きく 5414mm である。サイドスリップ量の値が IN10-IN10 の場合は 4294mm で一番小さい転動距離である。すなわち、ころがり抵抗が一番大きいといえる。サイ

ドスリップ量が IN と OUT を比較すると、IN10-IN10 では 4294mm である。

一方 OUT10-OUT10 では 4866mm で IN より OUT の方がころがり抵抗が小さい。IN10-0、OUT10-0 を比較すると前者が 4974mm、後者が 5158mm となり、片輪のみサイドスリップ量が設定されている場合でも IN の方がころがり抵抗は大きい傾向にある。

図 11 は表 4 に示す試験結果を横軸が転動距離、縦軸がホイールアライメント設定 No を示す。No1 はサイドスリップ量を左右ともに 0 の場合を示す。転動距離はこの場合が一番大きく 4622mm である。サイドスリップ量の値が IN10-IN10 の場合は 3778mm で一番小さい転動距離である。すなわち、ころがり抵抗が一番大きい。サイドスリップ量が IN と OUT を比較すると、IN10-IN10 では 3778mm である。

一方 OUT10-OUT10 では 4120mm で IN より OUT の方がころがり抵抗が小さい。IN10-0、OUT10-0 を比較すると前者が 4220mm、後者が 4420mm となり、片輪のみサイドスリップ量が設定されている場合でも IN の方がころがり抵抗は大きい。

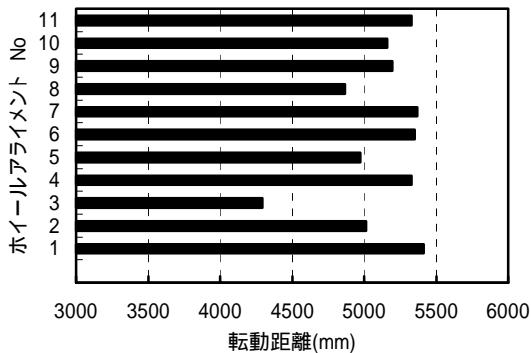


図 10 転動距離(Vehicle 1)

表 4 実測結果 (Vehicle 2)

No	サイドスリップ量(mm/m)		転動距離 mm (5 回の平均値)
	左	右	
1	0	0	4622
2	IN 5	IN 5	4186
3	IN10	IN10	3778
4	IN 5	0	4438
5	IN10	0	4220
6	OUT 5	IN 5	4558
7	OUT 5	OUT 5	4554
8	OUT10	OUT10	4120
9	OUT 5	0	4486
10	OUT10	0	4420
11	OUT10	IN10	4544
12	IN10	OUT10	4486
13	IN(F:5,R:5)	IN(F:5,R:5)	3832

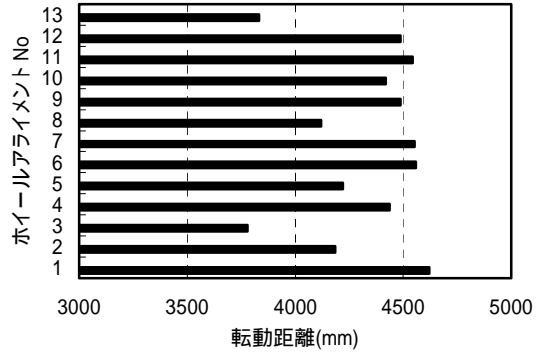


図 11 転動距離 (Vehicle 2)

また No13 はフロントタイヤが IN5-IN5、リアタイヤが IN5-IN5 の場合である。転動距離は 3832mm となる。フロントタイヤにサイドスリップ量が設定されると、ころがり抵抗がさらなる大きくなる傾向にある。

図 12 は表 5 に示す実測結果を図示したものである。

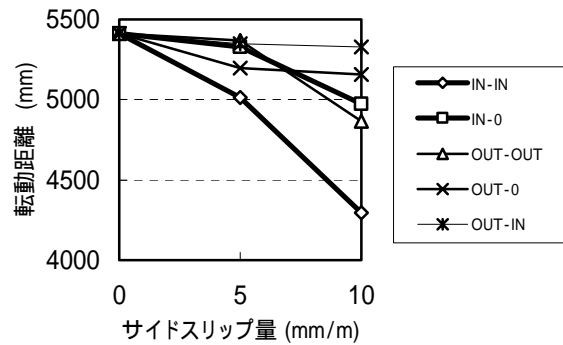


図 12 後輪トー角と転動距離(Vehicle 1)

図 12 は、Vehicle 1 の場合についての後輪アライメントと転動距離の関係を示す。図の横軸がサイドスリップ量、縦軸が転動距離を示す。サイドスリップ量が 10 の場合、OUT-IN,OUT-0,IN-0,OUT-OUT,IN-IN の順に転動距離が減少し、ころがり抵抗が大きくなる傾向を示す。

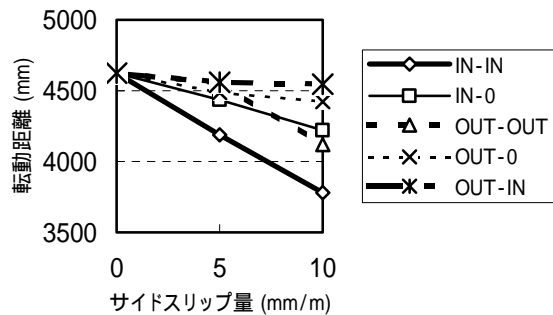


図 13 後輪トー角と転動距離(Vehicle 2)

図 13 は、Vehicle 2 の場合についての後輪アライメントと転動距離の関係を示す。図の横軸がサイドスリップ量、縦軸が転動距離を示す。サイドスリップ量が 10 の場合、OUT-IN, OUT-0, IN-0, OUT-OUT, IN-IN の順に転動距離が減少し、ころがり抵抗が大きくなる傾向を示す。

5. ころがり抵抗係数と燃費

約 10% ころがり抵抗が増加すると、ころがり抵抗の影響係数は、10 - 15M で 0.1 ~ 0.2 程度、40 ~ 60km/h の定常走行で 0.4 程度であるから、10% のころがり抵抗差に対し、燃費差は、10 - 15M 的な走行の車で 1 ~ 2%、定常走行の車で 4% 程度となる。従って、生涯で 10000l のガソリンを消費する車は (10 km/l で、10 万 km 走る車)、100 ~ 400l の差がつくことになる。

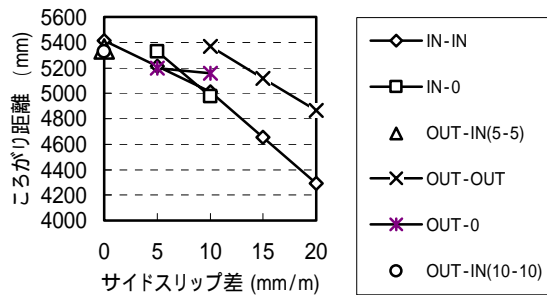


図 14 サイドスリップ量の差による影響

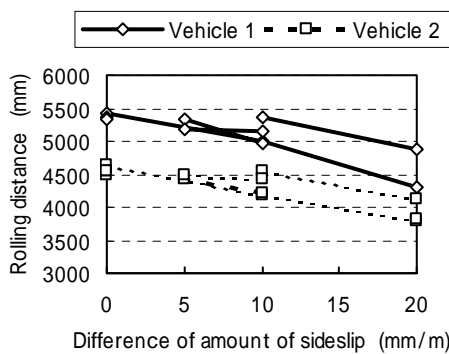


図 15 サイドスリップ量の差による影響

ここで、左右輪の相対（見かけ）サイドスリップ量の差を次のように定める。

$$\text{サイドスリップ量の差} = |S_l + S_r| \quad \dots(1)$$

ここに、 S_l, S_r は左右タイヤのサイドスリップ量を示す。式(1)での符号は

IN のとき、 S_l, S_r +

OUT のとき、 S_l, S_r -

とする。

図 14, 15 より、サイドスリップ量の差が 20 mm の車はその 2.5 倍となる。

実測した結果、ころがり抵抗係数 μ は、サイドスリップ量の差 10 mm/m で約 10% 悪化する。

15 mm/m で約 20%、20 mm/m で約 25% それぞれ悪化する。

車にはタイヤが 4 本あるので、例えば、それぞれのタイヤに 2.5 mm/m のサイドスリップ量の差があるとすると全部で 10 mm/m となる。

燃費に対する影響は 40 ~ 60km/h の定常走行で約 0.4 となる。

従って、10% の (サイドスリップ量の 10mm/m) の走行抵抗改善は燃費 4% の改善につながる。

また 20% の (サイドスリップ量の差 15mm/m) の走行抵抗改善は燃費 8% の改善につながる。

さらに、25% (サイドスリップ量の差 20mm/m) の走行抵抗改善は燃費 10% の改善につながる。

大半の乗用車はサイドスリップ量の差 10mm/m 前後と考えられる。なかにはこれ以上に差がある車両もあるが、燃費への効果は走行モードによって大きく変化する。今のところ、1 ~ 5% ではないかと考えている。乗用車は廃車までに 100 万円程度 of ガソリン代がかかるので 1 から 5 万円に相当すると考えられる。また、CO₂ が 1 から 5% 低減するので、京都議定書の 6% 削減の数値に比較し、かなり寄与できるものと考えられる。

6. おわりに

後輪のホイールアライメントがころがり抵抗に及ぼす影響について研究した。研究により明らかになった事柄をまとめると次のとおりである。

(1) ころがり抵抗の原理を整理し、ころがり抵抗計測装置の開発に応用した。

(2) 車両の重心の位置を簡易に計測するスケルトン方式計測装置を考案した。

(3) 種々のホイールアライメントについてころがり抵抗への影響について明らかにした。

サイドスリップ量が増加すると、OUT-IN, OUT-0, IN-0, OUT-OUT, IN-IN の順にころがり抵抗が大きくなる。

さらに、IN-IN と OUT-OUT を比較すると、前者の方がころがり抵抗は大きい。

また IN-0 と OUT-0 を比較すると前者の方がころがり抵抗は大きい。

(4) ころがり抵抗係数とサイドスリップ量の差および燃費との関係を明らかにした。

さらに、今後の課題として次のことが考えられる。今回は後輪のホイールアライメントの影響を主に検討した。前輪と後輪のホイールアライメントの組み合わせによる影響についても検討する必要がある。さらに、キャンバー角がころがり抵抗に及ぼす影響についても調べる必要がある。

今回は二車種の車両について実測したが、車種によってころがり抵抗に差が見受けられる。種々の車種によるころがり抵抗の影響についても実測してみることが必要である。さらに、ホイールアライメントがころがり抵抗に及ぼす影響を検討可能なシミュレーションシステムについては、非線形の要因が多く定式化が容易ではない。しかし、今後の課題として考えたい。

参考文献

- (1) 景山克三, 自動車の操縦性・安定性, pp.10-18, 山海堂
- (2) 茄子川, 宮下義考, 汐川満則, 自動車の走行性能と試験法, pp.11-13, 山海堂.
- (3) 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.
- (4) 安部 正人, 自動車の運動と制御 [第二版], 山海堂, 2003年4月.
- (5) 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
- (6) 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.
- (7) 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.
- (8) 近藤 政市, 基礎自動車工学 前編・後編, 1993, 養賢堂.
- (9) 渡邊 徹郎, タイヤのはなし, 日本規格協会, 2002.
- (10) 山本 真規, ホイールアライメントと操安性, 自動車技術 Vol.54, No.11, 2000, 10-15.