

## タイヤのトレッド摩耗に関する研究

メタデータ	言語: Japanese 出版者: 公開日: 2017-10-05 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 藤川, 達夫 メールアドレス: 所属:
URL	<a href="http://hdl.handle.net/2297/30574">http://hdl.handle.net/2297/30574</a>

タイヤのトレッド摩耗に関する研究

藤 川 達 夫

平成 8 年 5 月



博士論文

タイヤのトレッド摩耗に関する研究

金沢大学大学院自然科学研究科

藤川 達夫

# 序

自動車に求められる性能には、運動性能、経済性、安全性、快適性（乗り心地、車室内騒音など）などがある。自動車技術は既に成熟期に入っており、これらの性能に対する要求は、極めて高度化している。また、先進諸国では、環境への影響を配慮し、省エネルギー性や排出物、廃棄物の安全性、リサイクル性なども要求されるようになってきた。さらに、発展途上諸国における自動車の大衆化による、世界の自動車台数の爆発的増加を目前にひかえ、環境をまもるための自動車技術の確立は、人類の死活問題となりつつある。

自動車の一要素であるタイヤは、これらのすべての性能に直接関わっている。したがって、自動車の性能を向上するためには、タイヤ性能の向上が不可欠である。本研究では、タイヤの諸性能の内、材料の健全なライフサイクル確立および経済性に直接関わるタイヤ寿命に着目し、トレッド摩耗について論じる。

タイヤの諸性能の向上を困難にしている原因は、タイヤが自動車のすべての性能に関わっていること自体にあるとも言える。タイヤの性能のひとつを向上させると他の性能が犠牲になる場合が多く、単一技術の発展だけでは、目標を達成することができない。しかし、このことは同時に、ひとつの技術の発展が他の性能の向上を助ける場合もあることを、意味している。既に目標を達成したかに見えるトレッドの耐摩耗性に関する技術に、さらなる発展が求められるのは、このためである。

また、トレッド摩耗に関する技術は、工学的に確立されている訳ではなく、他の自動車関連技術に比べると、研究の余地を多く残している様に思われる。したがって、この分野での研究は、社会に貢献できる余地も多いと考え、この研究に着手した。“先端技術”が流行の社会において、タイヤの研究は、うまみが少ない様にも見える。しかし前述の様に、環境をまもるための自動車技術の確立は、人類の死活問題である。本研究の成果が、この問題の解決に貢献することができれば、人類の一員として大きな喜びである。



目次

序

第 1 章 緒論	1
1. 1. 研究の意義および目的	2
1. 2. 本研究に関係する従来の研究	2
1. 2. 1. トレッド摩耗のマクロモデル	2
1. 2. 2. トレッド摩耗試験の方法	3
1. 2. 3. ゴムの摩耗に関する研究	4
1. 2. 4. ゴムの摩耗と物性の関係に関する研究	5
1. 2. 5. トレッド摩耗とゴム試料摩耗の対応	5
1. 3. 本論文の内容	6
第 2 章 車両走行時のタイヤのスリップ角および横力	7
2. 1. 緒言	8
2. 2. 車両モデル	8
2. 2. 1. 変数	8
2. 2. 2. 仮定	11
2. 2. 3. 横方向の力の釣り合い	11
2. 2. 4. 車両重心点まわりのトルクの釣り合い	12
2. 2. 5. 左右前輪の実舵角およびスリップ角	12
2. 2. 6. 左右前輪に加わる横力	13
2. 3. 直進時に前輪に加わる横力の測定および計算	14
2. 3. 1. 測定	14
2. 3. 2. 計算	19
2. 3. 3. 結果	19
2. 4. 直進時の前輪スリップ角	19
2. 5. 緩やかな旋回における前輪スリップ角の計算	19
2. 6. 第 2 章の結言	25
第 3 章 タイヤに加わる横力とトレッド摩耗	27
3. 1. 緒言	28
3. 2. 試験タイヤ	28
3. 3. 試験条件	28
3. 4. 実車摩耗試験	28

3. 4. 1. 試験車	28	6. 3. 1. 3. $y_{lij}$ , $y_{2ij}$ の算定	156
3. 4. 2. 試験路	33	6. 3. 2. 真実接触面温度の測定方法	156
3. 4. 3. 試験方法	33	6. 3. 3. 計算および測定の条件	161
3. 4. 3. 1. 車両の前輪アライメントの設定	33	6. 3. 4. 結果	161
3. 4. 3. 2. 実車による直進走行試験	33	6. 3. 4. 1. 計算結果と測定結果の比較	161
3. 4. 3. 3. 実車によるモード走行試験	33	6. 3. 4. 2. 真実接触面寸法の影響	161
3. 5. 台上トレッド摩耗試験	36	6. 3. 4. 3. 路面の材質の影響	161
3. 5. 1. 試験機	36	6. 3. 4. 4. スリップ角の影響	166
3. 5. 2. 摩耗粉の再付着の防止	36	6. 3. 4. 5. 真実接触面まわりの温度分布	166
3. 5. 3. 路面	39	6. 3. 5. 真実接触面温度に関するまとめ	166
3. 5. 4. 試験方法	39	6. 4. トレッド摩耗試験における真実接触面温度	166
3. 5. 4. 1. 台上直進走行試験	39	6. 4. 1. トレッド摩耗試験における発熱量の算定	169
3. 5. 4. 2. 台上モード走行試験	40	6. 4. 2. 真実接触面に関する変数	169
3. 6. 摩耗量の測定	40	6. 4. 3. $y_{lij}$ , $y_{2ij}$ の算定	169
3. 7. 実車摩耗試験と台上摩耗試験の結果の比較	40	6. 4. 4. トレッドと路面の熱特性	170
3. 7. 1 直進走行の結果	40	6. 4. 5. 計算結果	170
3. 7. 2 モード走行の結果	48	6. 5. 本章の考察	170
3. 8. ゴム試料の摩耗との関係を調べるための台上トレッド摩耗試験	48	6. 6. 第6章の結言	170
3. 8. 1 試験方法	48		
3. 8. 2 結果	55	第7章 ゴム試料の摩耗によるトレッド摩耗の再現	177
3. 9. 第3章の結言	55	7. 1. 緒言	178
		7. 2. 摩耗試験の方法	179
第4章 走行中のトレッドの摩擦条件	59	7. 2. 1. ゴム試料摩耗試験装置	179
4. 1. 緒言	60	7. 2. 2. ゴム試料	179
4. 2. トレッドのすべり量および接地面に加わる力の定義	60	7. 2. 3. 試験の手順	179
4. 3. トレッドのすべりに及ぼす走行速度の影響	62	7. 3. 摩耗試験の条件	182
4. 3. 1. 測定方法	62	7. 3. 1. 摩擦相手面・すべり速度・接地圧	182
4. 3. 2. 測定条件	67	7. 3. 2. すべり温度	182
4. 3. 3. 測定結果	67	7. 4. ゴム試料摩耗試験の結果	182
4. 4. トレッドのすべり量, 接地面せん断応力および接地圧の測定	67	7. 4. 1. 摩耗曲線	182
4. 4. 1. 測定方法	67	7. 4. 2. ゴム試料の摩耗と摩擦条件の関係	186
4. 4. 2. 測定結果	80	7. 4. 2. 1. ゴム試料の摩耗とすべり速度の関係	186
4. 5. トレッドのすべり距離	89	7. 4. 2. 2. ゴム試料の摩耗と接地圧の関係	190
4. 6. トレッドのすべり速度の平均値	89	7. 5. 本章の考察	194
4. 7. トレッドの接地面せん断応力および接地圧の平均値	98	7. 6. 第7章の結言	194
4. 8. 本章の考察	100		
4. 8. 1. トレッド全体の平均摩擦条件	100	第8章 トレッド摩耗とゴム試料の摩耗の関係	197

4. 8. 2. 測定結果に及ぼすプローブ面積の影響	103	8. 1. 緒言	198
4. 9. 第4章の結言	103	8. 2. トレッドと同じ摩擦条件におけるゴム試料の摩耗	198
第5章 トレッドと路面の接触状態	105	8. 2. 1. ゴム試料の摩耗曲線を用いた換算	198
5. 1. 緒言	106	8. 2. 2. 定常摩耗率に関する換算	200
5. 2. 測定および画像解析の方法	106	8. 2. 3. 比摩耗量を用いた換算	200
5. 2. 1. 測定および画像解析	106	8. 3. 本章の考察	204
5. 2. 2. 路面レプリカの製作	108	8. 3. 1. トレッド摩耗とゴム試料摩耗の簡便な換算則	204
5. 2. 3. 路面およびゴム	108	8. 3. 2. 換算率の計算例	207
5. 3. 測定結果	108	8. 3. 3. 摩擦相手面	207
5. 3. 1. 接触面の様子	108	8. 3. 3. より長い距離を走行した場合のトレッド摩耗率の変化	207
5. 3. 2. 真実接触率	114	8. 4. 第8章の結言	208
5. 4. 真実接触面に関する変数の表式化	114	第9章 総括	209
5. 4. 1. セーフティ・ウォーク上での値	116	謝辞	213
5. 4. 2. A240研磨布上での値	118	参考文献	215
5. 5. 本章の考察	122		
5. 6. 第5章の結言	122		
第6章 接地面内におけるトレッド表面温度	123		
6. 1. 緒言	124		
6. 2. 見かけの接触面におけるトレッド表面温度	124		
6. 2. 1. 測定および数値計算の方法	124		
6. 2. 1. 1. 赤外線センサを用いた測定法	124		
6. 2. 1. 2. 一次元FEMを用いた計算法	127		
6. 2. 1. 3. 摩擦による発熱量の算定	131		
6. 2. 1. 4. 供試タイヤおよび測定条件	133		
6. 2. 2. 測定および数値計算の結果	133		
6. 2. 2. 1. 測定の結果	133		
6. 2. 2. 2. 測定結果と計算結果の比較	133		
6. 2. 2. 3. 温度変化の過程	138		
6. 2. 2. 4. 一次元モデルの妥当性について	138		
6. 2. 2. 5. 路面の熱特性の影響	138		
6. 2. 3. 見かけの接触面におけるトレッド表面温度に関するまとめ	141		
6. 3. 真実接触面におけるトレッド表面温度	145		
6. 3. 1. 計算の方法	145		
6. 3. 1. 1. 移動熱源のモデル	146		
6. 3. 1. 2. トレッドすべり量および発熱量の算定	156		

## 第 1 章

### 緒論

## 1. 1. 本研究の意義および目的

トレッドの耐摩耗性の向上によりタイヤ寿命を延長することは、自動車の維持における経済性を向上させる。環境への配慮からも、一度製造したタイヤを廃棄せず、できるだけ長く使用するために、タイヤ寿命の延長は重要である。また、安全性の確保という面からは、新品時のトレッド溝深さができるだけ長期にわたってたもたれることが望ましい。さらに、耐摩耗性が確保されれば、新品時の溝深さを現在よりも浅く設定することにより、トレッド部を薄くしてタイヤを軽量化することができる。これは、車両のバネ下の質を低減させるために有効な手法である。

トレッドの耐摩耗性は、これまでの多くの研究・開発の結果、大幅に向上してきた。しかし、耐摩耗性を確保しつつ、タイヤの他の性能（摩擦、振動、騒音、転がり抵抗など）を向上させることが要求されている。この要求に応えるには、トレッド摩耗に関する研究をさらに進展させてゆく必要がある。

これまで、トレッド摩耗に関連して報告されている研究は、トレッド摩耗そのものに関するものと、ゴムの摩耗に関するものに大別される。トレッド摩耗はゴムの摩耗の一種であるから、ゴムの摩耗に関する研究の成果やゴム試料を用いた摩耗試験の結果を、トレッド摩耗に適用することが可能なはずである。その利点は、以下の二点である。①ゴム試料を用いた研究では、タイヤに比べて現象が単純であるため、ミクロな摩耗メカニズムの解明が可能である。②ゴム試料の製作および試験に必要なコストが、タイヤに比べて削減される。

しかし、ゴムの摩耗形態および摩耗量は、摩擦条件により大幅に変化するため、ゴムの摩耗に関する結果の内、トレッドと同等な摩擦条件におけるもののみが適用可能である。また、トレッドの摩擦条件は、タイヤの走行条件に支配される。このため、タイヤが車両に装着されて走行している状態を考慮して、トレッドの摩擦条件を求める必要がある。

本研究の目的は、これらの条件を考慮し、タイヤの転動によるトレッド摩耗と単純なすべりによるゴム試料の摩耗とを関連づけることである。

## 1. 2. 本研究に関係する従来の研究

### 1. 2. 1. トレッド摩耗のマクロモデル

旋回や制動・駆動によるタイヤの弾性変形により、トレッドと路面の間にはすべりが生じる。マクロな見地からは、これがトレッド摩耗の原因と考えられる。Schallamach<sup>(1)</sup>は、ゴム円盤を転動させた時のスリップ角と摩耗の関係をモデル化し、トレッド摩耗もこれに似たモデルで表されるとした。Grosch 等<sup>(2)</sup>は、このモデルを用いて、トレッド摩耗に及ぼす横力と荷重の影響について検討した。実際のタイヤは、いくつかの部品からできている

ために、ゴム円盤とは異なるモデル化が必要である。Daniels<sup>(3)</sup>は、実際のタイヤの場合には、トレッド剛性が摩耗に大きな影響を及ぼすことを示した。Livingston<sup>(4)</sup>は、タイヤをサイドウォール部とトレッド部で構成したモデルを提案した。

これらのモデルは、タイヤ単体に関するものであるが、トレッド摩耗は、車両、タイヤ、道路（路面状態、道路線形など）の組合せにより発生するため、これらの要素を含めたモデルも必要である。香村<sup>(5)</sup>は、車両の定常円旋回時にタイヤに加わる力および対地キャンバ角を計算し、Schallamach<sup>(1)</sup>のモデルを適用してトレッド摩耗量を予測する方法を提案した。

また、これまでのマクロモデルでは、タイヤ接地面にわたって均一なすべりを想定しているが、Browne 等<sup>(5)</sup>の測定によれば、1° 以下の小さなスリップ角で転動中のトレッドのすべりは、接地面内で複雑に変化する。実際のタイヤは主に 1° 以下のスリップ角で使用されるため、トレッド摩耗の研究においては、この複雑なすべりを把握する必要がある。

さらに、トレッド表面のゴムがどのように摩耗粉となって離脱するかというミクロ・メカニズムについては、直接の観察が困難なために、明らかになっていない。観察および解析の容易なゴム試料の摩耗メカニズムをトレッドにあてはめることにより、解明してゆく必要がある。

### 1. 2. 2. トレッド摩耗試験の方法

トレッド摩耗は、車両、タイヤ、道路（路面状態、道路線形など）の組合せにより発生する。実車に試験タイヤを装着して走行しトレッド摩耗を評価する実車試験は、これらの要素を含んでいるため、実用的な試験法として古くから用いられてきた。1970 年代の米国においては、UTQGS (Uniform Tire Quality Grading System) の発足に備え、実車試験を用いて再現性ある評価を得るための研究が集中的に行われた。Brenner, Kondo 等は、3 種のタイヤを制動・発進・旋回の異なるコースで実車試験した結果から、コースの過酷度により、タイヤ間の評価の差が異なることを示した<sup>(7)</sup>。彼らは、トレッドの摩耗曲線についても検討を加え、初期摩耗や周期的変動はあるが、ほぼ直線で近似できる定常摩耗状態が存在するとしている<sup>(8)(9)</sup>。また、試験結果の変動の原因を調査し、トーインの変化の影響が大きいこと<sup>(10)</sup>、駆動形式やタイヤ装着位置（操舵輪、駆動輪、従動輪）によってタイヤの摩耗が異なること<sup>(11)</sup>を明らかにした。

この様に、実車試験では、多くの要素のコントロールが困難であるために、タイヤの単体試験法が提案されてきた。Grosch 等<sup>(12)</sup>は、トレーラに試験タイヤを装着し、スリップ角および荷重をコントロールしながら試験路上を走行する方法を提案した。Southern<sup>(13)</sup>と Veith<sup>(14)(15)</sup>は、トレーラ試験輪にスリップ角を設定することで、加速摩耗試験を行う方法

を提案した。

さらに、路面状態および環境条件をコントロールした試験を行うために、室内試験機を用いた台上試験も提案されてきた。McIntosh<sup>(16)</sup>は研磨材を埋め込んだローラーにタイヤを押しつけて転動させる方法を試みている。Gusakov 等<sup>(17)</sup>は、セーフティ・ウォークを貼付したフラットベルト式タイヤ試験機上で、摩耗試験を行った。

タイヤの単体試験では、試験条件がコントロール可能な上、様々な測定が容易なために、トレッド摩耗のメカニズムを確認するための実験が可能である。Grosch 等<sup>(12)</sup>は、トレーラによる方法を用いて、トレッドの摩耗率がスリップ角の 2 乗に比例するという Schallamach<sup>(1)</sup>のモデルがほぼ正しいことを確かめた。酒井<sup>(18)(19)</sup>は、フラットベルト式タイヤ試験機を用い、スリップ角とトレッド摩耗の関係について詳細な検討を加えている。ただし、タイヤの単体試験の結果を実車装着時のトレッド摩耗と対応づけるには、実車装着タイヤの走行状態を典型化して、単体試験で再現する必要がある。Veith<sup>(14)</sup>は、実車で試験路を走行した際の横加速度からタイヤに加わる横力の頻度を求め、旋回時の横力のみ再現した走行モードで加速試験を行えば、実車装着時の摩耗を再現できるとしている。Gusakov 等<sup>(17)</sup>は、加速摩耗試験では、実車装着タイヤの摩耗を再現できないとして、実車の走行に近いスリップ角および前後力をランダムに入力することを提案した。

#### 1. 2. 3. ゴムの摩耗に関する研究

Schallamach<sup>(20)</sup>は、粗い相手面（研磨紙）上で一方向に摩擦したゴム試料の摩耗面に、摩擦方向に直角なパターン（ブレイジョンパターン）が形成されることを発見した。さらに、摩擦方向を途中で変化させることにより、パターンの発生しない試験を行い、パターンの存在が、摩耗率を高めていることを示した。Schallamach<sup>(21)</sup>は、アブレーションパターンをとまなう摩耗を、相手面の突起によるゴムの引裂きであると予測し、光弾性法を用いたモデル実験から、突起の後端にゴムを引き裂く応力が発生することを確認した。Bowmick<sup>(22)</sup>と Zhang<sup>(23)(24)</sup>は、ゴム試料の摩耗面の観察から、ブレイジョンパターンの形成過程を明らかにしようとした。内山<sup>(25)</sup>は、摩擦中の摩擦面を直接観察することにより、その形成過程を明らかにした。さらに Fukahori 等<sup>(26)(27)</sup>は、パターン間隔とゴムの振動を測定し、ゴムと突起のスティック・スリップ振動が、パターン発生の原因であるとした。

ゴムの摩耗メカニズムは、引き裂きによるものだけではない。Reznikovskii<sup>(29)</sup>と Kragel'skii 等<sup>(30)</sup>は、ゴムの摩耗を疲労破壊過程としてとらえている。Gent 等<sup>(31)</sup>は、アブレーションパターンの峰の部分が疲労破壊するモデルおよび、ゴムの物理化学的劣化が観察されることを報告した。

また、内山<sup>(32)</sup>は、ころ状摩耗粉をとまなう摩耗について、摩耗粉の生成過程と発生条件

を明らかにした。

#### 1. 2. 4. ゴムの摩耗と物性の関係に関する研究

摩耗現象と比べて単純な、弾性変形や引き裂き、引張破壊などにおける物性から、摩耗特性が予測されるならば、ゴムの配合設計は、大幅に効率化される。そこで、以上の様な摩耗メカニズムの観察および推定の成果から、ゴムの摩耗をその他の物性とむすびつける試みがなされてきた。

Schallamach<sup>(33)</sup>は、ゴムの引張強さと硬度が、摩耗率と関連があることを指摘した。さらに、Grosch とともに<sup>(34)</sup>引き裂きエネルギーと摩耗率の類似性を調べ、摩耗率にも温度・速度換算則が適用できることを明らかにした。Reznikovskii<sup>(29)</sup>は、相手面の突起により繰り返を受けるゴムの疲労を計算し、疲労強度との関連を示した。内山<sup>(35)</sup>は、ゴムの破断強さおよび弾性定数を摩耗率と対応させる式を示した。Southern 等<sup>(36)</sup>は、アブレーションパターンをとまなう摩耗をき裂の進展としてとらえ、引き裂きエネルギーと対応させる式を導いた。Fukahori 等<sup>(26)(27)</sup>は、ゴムに発生する局部ひずみを計算し、同一のひずみ下でのき裂の進展速度と摩耗が対応することを示した。三橋等<sup>(28)</sup>は、生成される摩耗粉の表面積を考慮すれば、ゴムの引張破壊エネルギーと摩耗率が対応することを示した。

#### 1. 2. 5. トレッド摩耗とゴム試料摩耗の対応

ゴムの摩耗形態および摩耗量は、摩擦条件により大幅に変化する。Sakhnovskii 等<sup>(37)</sup>は、接地荷重、摩擦係数、相手面粗さ、ゴム硬度により、ゴムの摩耗形態が変化することを、示した。古田<sup>(38)</sup>は、従来使われてきた数種のゴム摩耗試験法の過酷度を整理し、ゴム配合間の耐摩耗性の順位が、試験の過酷度により異なることを示した。三橋等<sup>(39)(40)</sup>は、試験温度によりゴムの摩耗メカニズムが異なることを示した。トレッド摩耗についても、走行の過酷度により、ゴム配合間の耐摩耗性の順位が異なることを、Barnard 等<sup>(41)</sup>と酒井等<sup>(42)</sup>が示した。

摩擦条件としては、相手面、すべり距離、すべり速度、摩擦力、接地圧、温度などが考えられる。Schallamach<sup>(20)</sup>は、トレッドの摩耗面にブレイジョンパターンが観察されることから、トレッド摩耗は、粗い相手面上におけるゴム試料の摩耗と対応すると考えた。すべり距離、摩擦力、接地圧、については、Browne 等<sup>(5)</sup>が触針と圧力センサによる測定法を提案した。Kvatinsky 等<sup>(43)</sup>は、効率的に接地圧分布を測定するための方法を提案した。これまで、おもに、Browne 等<sup>(5)</sup>の手法を用いた検討が加えられている。Oblizajek 等<sup>(44)</sup>は、トレッド上の点に加わるせん断応力と接地圧の比を測定した。この比がある限界を越えた時に、この点がすべりを生じ摩耗するとして、トレッド上の摩耗分布を求めている。落合等



<sup>(45)</sup>は、トレッドのすべり量とせん断応力を測定して求めた摩擦エネルギーの分布が、トレッド上の摩耗分布と対応することを示した。Shepherd 等<sup>(46)</sup>は、Oblizajek 等と同様の手法を用いて、タイヤの多角形摩耗を接地圧分布と対応させた。安岡<sup>(47)</sup>は、摩擦エネルギー、接地圧、すべりによる発熱と摩耗の関係について検討した。温度については、Schallamach<sup>(48)</sup>が、接地面内の温度分布を定性的に予測しているが、接地面内の複雑なすべりを考慮した計算結果の報告は、見あたらない。

トレッド摩耗を研究するためのゴム試料摩耗試験は、これらの摩擦条件を再現する形で行われる必要がある。Bergman 等<sup>(49)</sup>は、タイヤに加わる外力などマクロな条件からゴム試料の摩擦条件を決定し、試験結果がトレッド摩耗と同一の傾向を示すことを確かめた。しかし、前述の様な、トレッドの詳細な摩擦条件の解明にもかかわらず、それを再現した摩耗試験の報告は見あたらない。

### 1. 3. 本論文の内容

トレッド摩耗は、車両に装着されて走行している時のタイヤの状態に支配される。第2章と第3章では、この点について検討する。まず、第2章では、直進時の車両のモデルにタイヤの特性を導入して、スリップ角および横力を計算する。また、計算結果が測定値と一致することを示す。第3章では、第2章の方法で求めたのと等しい横力で台上トレッド摩耗試験を行う。その結果が実車摩耗試験の結果と一致することから、第2章の方法で求められるタイヤの横力が、トレッド摩耗を支配する因子であることを示す。

第4章から第6章では、トレッド摩耗におけるトレッドの摩擦条件について、検討する。第4章では、実車装着時に近い条件下で、トレッドのすべり量、すべり距離、すべり速度、接地圧などの摩擦条件を測定する。また、真実接触面は、摩耗において重要な働きをする。そこで、第5章では、トレッドと路面の真実接触面の大きさと分布を、実験により求める。第6章では、トレッドの接地面内での表面温度を測定・計算する。また、第5章の結果を用いて、トレッドの真実接触面温度を計算する。

第7章では、前章までの結果を考慮し、トレッドに近い条件下で、ピン・ディスク式のゴム試料摩耗試験を行う。

第8章では、ゴム試料の摩耗量を、第4章の摩擦条件におけるトレッド摩耗に換算し、実際のトレッド摩耗と比較する。結果がほぼ一致することから、タイヤの転動によるトレッド摩耗と単純なすべりによるゴム試料の摩耗とが、定量的に対応することを示す。

第9章では、以上の結果を総括する。

## 第2章

### 車両走行時のタイヤのスリップ角 および横力<sup>(50)(51)</sup>

## 2. 1. 緒言

トレッド摩耗について調べるには、まず、車両走行時にタイヤがどのような力学的条件で転動しているかを知る必要がある。力学的条件としては、前後力、横力、荷重、キャンバ角、スリップ角が考えられる。

本研究では、車両の従動輪（後輪駆動車の前輪）に装着されたタイヤのトレッド摩耗について検討する。従動輪においては、前後力はタイヤと軸受けの転がり抵抗に相当するので、タイヤと軸受けに固有な値として取り扱う。また、荷重およびキャンバ角は、車両の設定により制御可能なので、試験条件として設定することにする。ただし、車両の旋回時には、左右輪の荷重移動が生じるので、これを計算する。

これに対し、走行中にタイヤに発生するスリップ角および横力は、車両諸元とタイヤ特性の組合せにより変化すると考えられるため、計算または測定する必要がある。従来、トレッド摩耗試験において、タイヤのスリップ角を  $0^\circ$  に設定することにより、車両の直進状態を再現する方法が用いられてきた。また、走行時の車両の横加速度をタイヤの横力で置き換える方法<sup>(14)</sup>も試みられている。さらに香村<sup>(5)</sup>は、車両諸元とタイヤのコーナリング特性からタイヤに加わる力および対地キャンバ角を計算し、Schallamach<sup>(1)</sup>のモデルを適用してトレッド摩耗量を予測する方法を提案している。しかし、車両諸元とタイヤのコーナリング特性に加え、プライステア、コンシシティの影響を考慮した例は見あたらない。

本章では、タイヤの力学的条件を明らかにすることを目的とし、車両諸元およびプライステア、コンシシティを含むタイヤ特性を考慮した車両モデルを用いて、走行中にタイヤに発生するスリップ角および横力を計算する。まず、車両の走行の基本として直進時を考え、さらに、緩やかな旋回における値を計算する。

## 2. 2. 車両モデル

タイヤは単体の特性として、コーナリング特性のほかにプライステアおよびコンシシティをもつ。また車両に装着した状態では、トー、キャンバの設定にともなう横力およびアライニングトルクが発生する。したがって、タイヤを車両に装着して走行する際に発生するスリップ角および横力を計算するには、これらを考慮したモデルを用いる必要がある。

図 2. 1 に、タイヤのコーナリング特性、プライステア、コンシシティおよび前輪のトー、キャンバを考慮した、直進走行時の車両モデルを示す。

### 2. 2. 1. 変数

ここで、変数およびその符号を以下の様に定義する。なお以下の定義で、タイヤに加わる力およびトルクはすべて一輪あたりの値である。

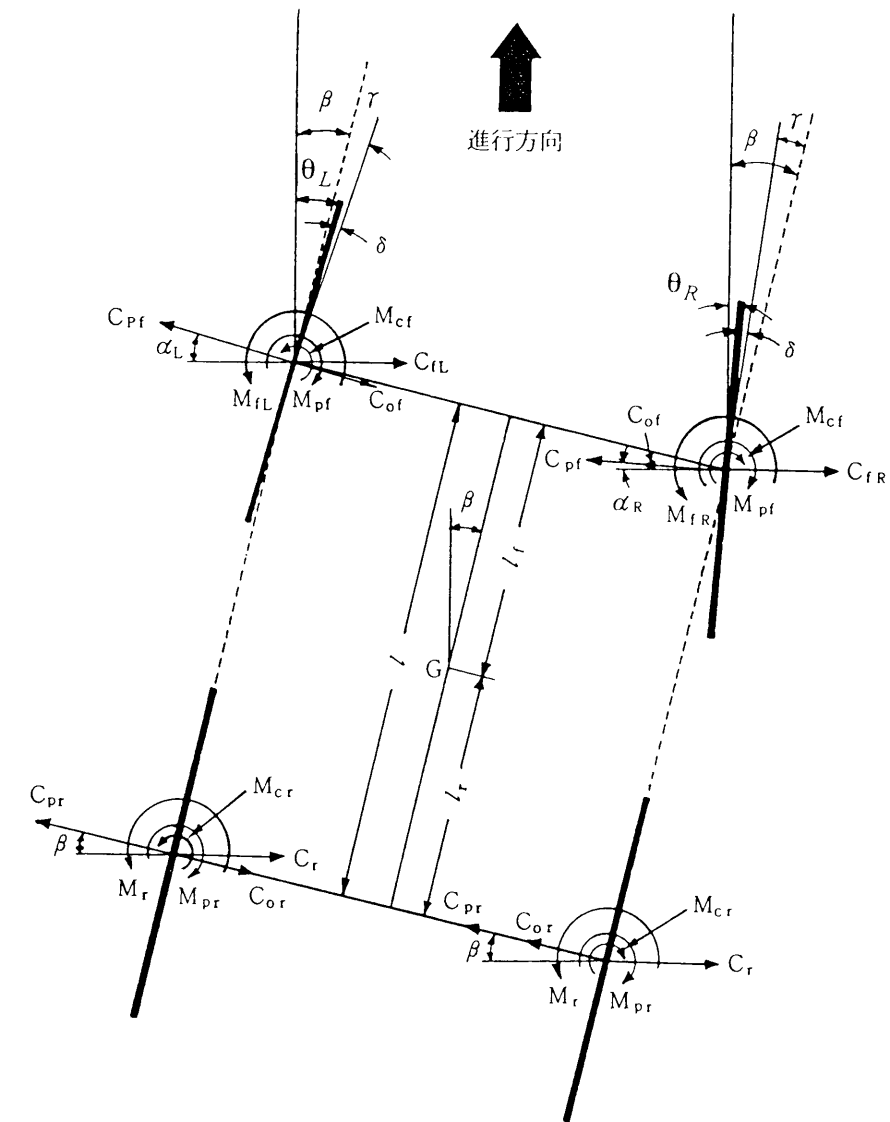


図 2. 1 直進走行時の車両モデル

$C_{fL}$ ,  $C_{fR}$  : 左前輪および右前輪のスリップ角により発生するコーナリングフォース. 右向きを正とする.  
 $C_r$  : 後輪のスリップ角により発生するコーナリングフォース. 右向きを正とする.  
 $C_{pf}$  : 前輪に加わるプライステア. 左向きを正とする.  
 $C_{pr}$  : 後輪に加わるプライステア. 左向きを正とする.  
 $C_{of}$  : 前輪に加わるコンシティ. 車両の内側に向く力を正とする. (左輪では右向きが正, 右輪では左向きが正.)  
 $C_{or}$  : 後輪に加わるコンシティ. 車両の内側に向く力を正とする. (左輪では右向きが正, 右輪では左向きが正.)  
 $C_t$  : 前輪に加わるキャンバラスト. 車両の外側に向く力 (ポジティブキャンバにおける値) を正とする. (左輪では左向きが正, 右輪では右向きが正.)  
 $F_{yL}$ ,  $F_{yR}$  : 左前輪および右前輪に加わる横力. 右向きを正とする.  
 $M_{fL}$ ,  $M_{fR}$  : 左右前輪のスリップ角により発生するアライニングトルク. 反時計回りを正とする.  
 $M_r$  : 後輪のスリップ角により発生するアライニングトルク. 反時計回りを正とする.  
 $M_{pf}$  : プライステアにより前輪に加わるアライニングトルク. 時計回りを正とする.  
 $M_{pr}$  : プライステアにより後輪に加わるアライニングトルク. 時計回りを正とする.  
 $M_{of}$  : コンシティにより前輪に加わるアライニングトルク. 左輪では反時計回りを正, 右輪では時計回りを正とする.  
 $M_{or}$  : コンシティにより後輪に加わるアライニングトルク. 左輪では反時計回りを正, 右輪では時計回りを正とする.  
 $K_f$  : 前輪のコーナリングパワ.  
 $K_r$  : 後輪のコーナリングパワ.  
 $T_f$  : 前輪のアライニングスティフネス.  
 $T_r$  : 後輪のアライニングスティフネス.  
 $l$  : 車両のホイールベース (前車軸と後車軸の間の距離).  
 $l_f$  : 車両の重心点と前車軸の間の距離.  
 $l_r$  : 車両の重心点と後車軸の間の距離.  
 $\beta$  : 車両の重心点のスリップ角. 時計回りを正とする.  
 $\gamma$  : 前輪のトー角. トーインを正とする.  
 $\delta$  : 前輪の実舵角.  
 $\theta_L$ ,  $\theta_R$  : 左右前輪のスリップ角. 時計回りを正とする.

以上の定義で, プライステアおよびそれによるトルクは, 一般の国産タイヤで発生する方向 (左向きおよび時計回り) を正とした.

## 2. 2. 2. 仮定

ここでは, つぎの仮定が成り立つ場合について, 車両直進時における前輪のスリップ角および横力を計算する.

- (1) 車両は, 一定速度で直進走行しており, 車両のローリングおよびピッチングは, 無視できる.
- (2) 四輪に加わる前後方向の力は, タイヤおよび車両のスリップ角に影響を及ぼさないとして無視できる.
- (3) 左右前輪の輪荷重は等しく, 左右後輪の輪荷重も等しい.
- (4) 左右前輪のキャンバ角は等しく, 左右後輪のキャンバ角も等しい.
- (5) 左右前輪のトー角は等しく, 左右後輪のトー角は0である.
- (6) 左右前輪のタイヤ特性 (コーナリングパワ, アライニングスティフネス, キャンバスティフネス, プライステア, コンシティ, プライステアにより発生するアライニングトルク, コンシティにより発生するアライニングトルク) は等しく, 左右後輪のタイヤ特性も等しい.
- (7) 各輪のスリップ角により発生するコーナリングフォースおよびアライニングトルクとスリップ角の関係は線形である.
- (8) 左右後輪の実舵角は0である.

## 2. 2. 3. 横方向の力の釣り合い

横方向の力の釣り合いは, 次式で表される.

$$C_{fL} + C_{fR} + 2C_r - C_{pf} \cos \theta_L - C_{pf} \cos \theta_R - 2C_{pr} \cos \beta = 0 \quad (2.1)$$

なお, 仮定4および6により, コンシティおよびキャンバラストは力の釣り合いに影響を及ぼさない. ここで,  $\theta_L$ ,  $\theta_R$  および  $\beta$  は微小とおけるので,  $\cos \theta_L \approx 1$ ,  $\cos \theta_R \approx 1$ ,  $\cos \beta \approx 1$  と考えられ,

$$C_{fL} + C_{fR} + 2C_r - 2C_{pf} - 2C_{pr} = 0 \quad (2.2)$$

ここで、仮定 7 より各輪のスリップ角により発生するコーナリングフォースは、次式で表される。

$$C_{fL} = \theta_L K_f, \quad C_{fR} = \theta_R K_f, \quad C_r = \beta K_r \quad (2. 3)$$

これを式 2. 2 に代入し、

$$(\theta_L + \theta_R)K_f + 2\beta K_r - 2C_{pf} - 2C_{pr} = 0 \quad (2. 4)$$

#### 2. 2. 4. 車両重心点まわりのトルクの釣り合い

重心点まわりのトルクの釣り合いは、次式で表される。

$$M_{fL} + M_{fR} + 2M_r - 2M_{pf} - 2M_{pr} + 2C_{pf}l_f - 2C_{pr}l_r - C_{fL}l_f - C_{fR}l_f + 2C_rl_r = 0 \quad (2. 5)$$

仮定 4 および 6 により、コンシティによるトルクおよびキャンバトルクはトルク釣り合いに影響を及ぼさない。ここで、仮定 7 より各輪のスリップ角により発生するアライニングトルクは、次式で表される。

$$M_{fL} = \theta_L T_f, \quad M_{fR} = \theta_R T_f, \quad M_r = \beta T_r \quad (2. 6)$$

これと式 2. 3 を式 2. 5 に代入し、

$$\begin{aligned} & \theta_L T_f + \theta_R T_f + 2\beta T_r - 2M_{pf} - 2M_{pr} \\ & + 2C_{pf}l_f - 2C_{pr}l_r - \theta_L K_f l_f - \theta_R K_f l_f + 2\beta K_r l_r = 0 \end{aligned} \quad (2. 7)$$

#### 2. 2. 5. 左右前輪の実舵角およびスリップ角

前輪および車両重心点のスリップ角、実舵角、トー角の幾何学的関係から、

$$\begin{aligned} \theta_L &= \beta + \gamma - \delta \\ \theta_R &= \beta - \gamma - \delta \end{aligned} \quad (2. 8)$$

式 2. 8 より

$$\theta_L + \theta_R = 2(\beta - \delta) \quad (2. 9)$$

これを式 2. 4 に代入し、

$$\beta - \delta = \frac{C_{pf} + C_{pr}}{K_f} - \frac{K_r}{K_f} \beta \quad (2. 10)$$

式 2. 9 および 2. 10 のもとに式 2. 7 を  $\beta$  について解くと、

$$\beta = \frac{C_{pr}l - \frac{T_f}{K_f}(C_{pf} + C_{pr}) + M_{pf} + M_{pr}}{T_r + K_rl - \frac{K_r}{K_f}T_f} \quad (2. 11)$$

さらに、式 2. 10、2. 11 を式 2. 8 に代入して、

$$\begin{aligned} \theta_L &= \frac{C_{pf} + C_{pr}}{K_f} + \left(1 - \frac{K_r}{K_f}\right) \frac{C_{pr}l - \frac{T_f}{K_f}(C_{pf} + C_{pr}) + M_{pf} + M_{pr}}{T_r + K_rl - \frac{K_r}{K_f}T_f} + \gamma \\ \theta_R &= \frac{C_{pf} + C_{pr}}{K_f} + \left(1 - \frac{K_r}{K_f}\right) \frac{C_{pr}l - \frac{T_f}{K_f}(C_{pf} + C_{pr}) + M_{pf} + M_{pr}}{T_r + K_rl - \frac{K_r}{K_f}T_f} - \gamma \end{aligned} \quad (2. 12)$$

#### 2. 2. 6. 左右前輪に加わる横力

車両が直進する時に左右前輪に加わる横力は、

$$\begin{aligned} F_{yL} &= C_{fL} - C_{pf} + C_{of} - C_t \\ F_{yR} &= C_{fR} - C_{pf} - C_{of} + C_t \end{aligned} \quad (2. 13)$$

式 2. 3 を代入して、

$$\begin{aligned} F_{yL} &= \theta_L K_f - C_{pf} + C_{of} - C_t \\ F_{yR} &= \theta_R K_f - C_{pf} - C_{of} + C_t \end{aligned} \quad (2.14)$$

### 2. 3. 直進時に前輪に加わる横力の測定および計算

実際の車両にタイヤを装着した場合に前輪に加わる横力を測定し、式 2. 14 による計算結果と比較する。

#### 2. 3. 1. 測定

図 2. 2 および図 2. 3 に、測定に使用する車両の寸法および輪荷重を示す。これらの車両は市販の乗用車および軽トラックを改造したもので、前輪のトー、キャンバを変化させることができる。ここでは、前後輪のキャンバ角および後輪のトー角をを 0 に固定し、前輪のトー角を変化させた時の左右前輪に加わる横力の変化を測定する。

表 2. 1 に、装着するタイヤ 4 種の諸元を、表 2. 2 にタイヤ特性を示す。タイヤ RVF1, RVF2 はラジアルタイヤ、BVF1, BVF2 はバイアスタイヤである。なお、RVF1, BVF1 の特性は、これらのタイヤを試験車両 VA に装着した時の輪荷重における値である。また、RVF2, BVF2 の特性は、これらのタイヤを試験車両 VB に装着した時の輪荷重における値である。

図 2. 4 に、測定装置を示す。本装置は、サイドスリップテストのリンク機構を取り外し、踏板にロードセルを取り付けたものである。踏板はスライドベアリングによって水平に支えられており、前後および上下方向には固定されている。横方向にはロードセルのみにより支えられているため、横方向に加わる力をロードセルにより検出できる。

測定の手順を以下に示す。

- ① 前輪のタイロッドの長さを調整することによりトー角を設定した後、トーインゲージを用いて、設定値を確認する。
- ② 踏板のスライド方向に垂直な方向に沿って車両を微速で直進させる。この時、タイヤおよび懸架装置が車両直進における状態に安定するよう、車両を 10 m 以上直進させる。
- ③ 車両が踏板の上を走行した時に踏み板に加わる横方向の力をロードセルで検出し記録する。左右前輪に加わる横力は、左右の踏み板から検出された力の反力として求められる。
- ④ トー角を変化させ、以上の測定を繰り返す。

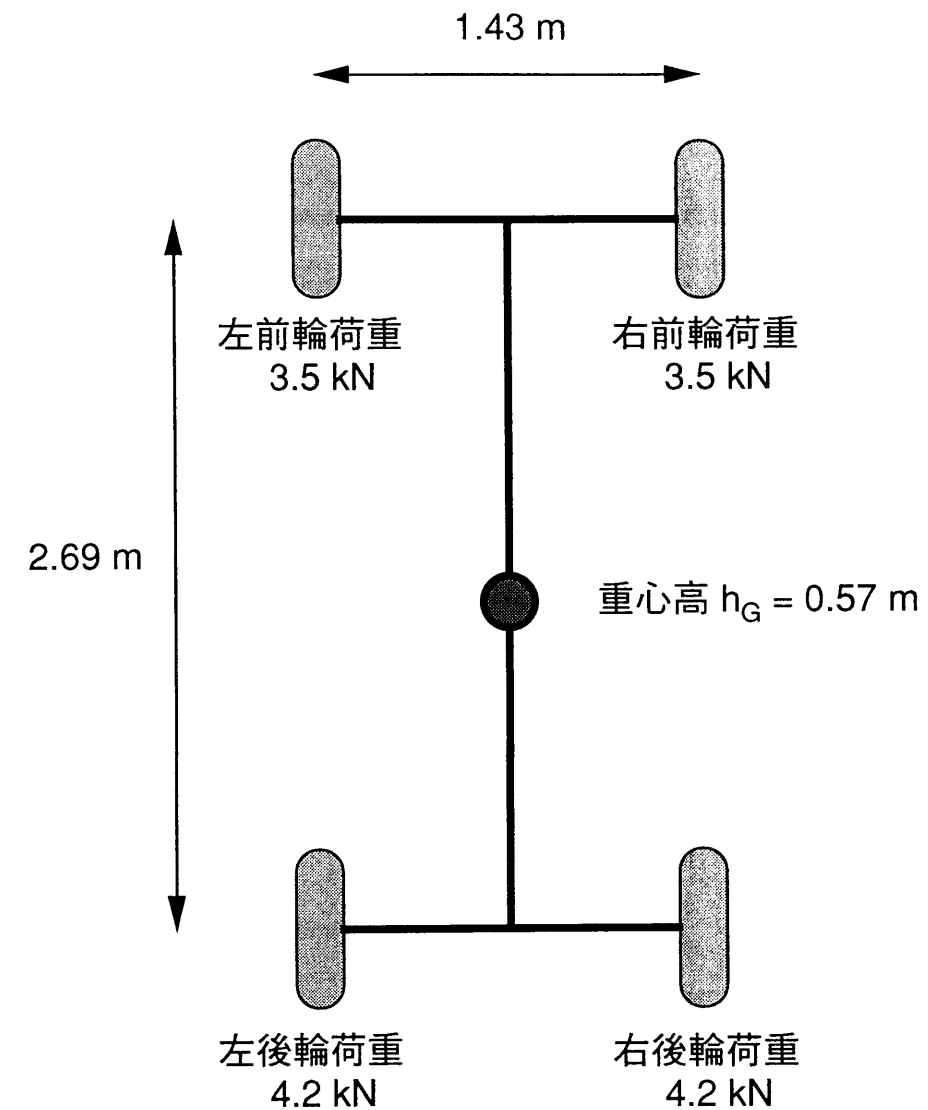


図 2. 2 試験車両 VA の寸法および輪荷重

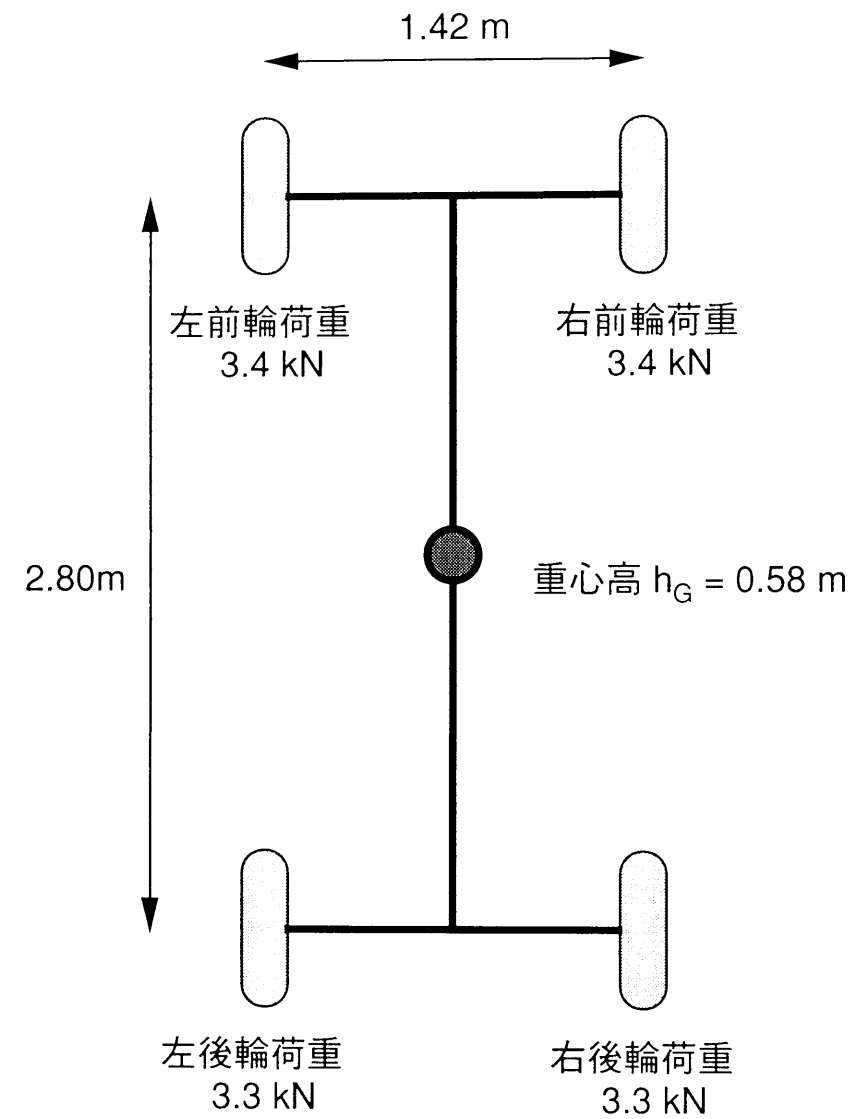


表 2. 1 前輪に加わる横力の計算および測定に用いるタイヤの諸元

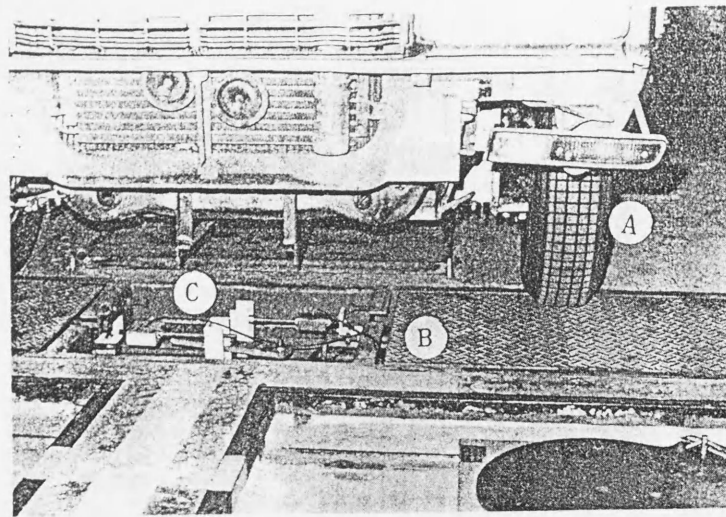
タイヤ名	構造	タイヤ寸法	リム寸法	内圧 (kPa)	装着車両
RVF1	ラジアル	185/70R14	14×5JJ	190	VA
RVF2	ラジアル	185/70R14	14×5JJ	190	VB
BVF1	バイアス	6.45-14	14×4.5JJ	170	VA
BVF2	バイアス	6.45-14	14×4.5JJ	170	VB

表 2. 2 前輪に加わる横力の計算および測定に用いるタイヤの特性

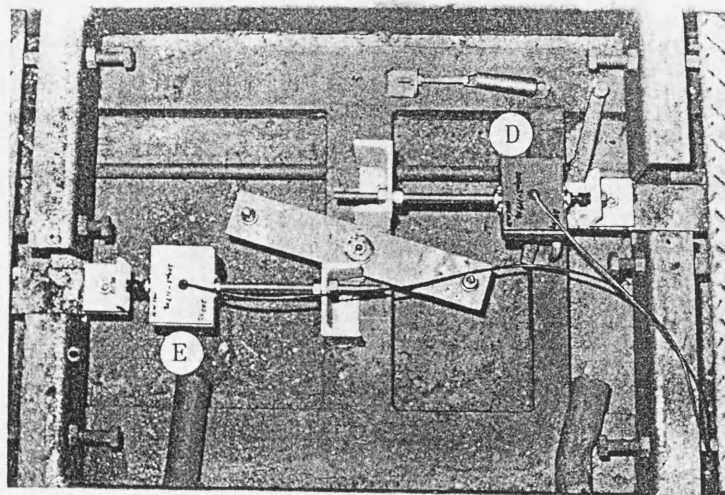
タイヤ特性	ラジアルタイヤ RVF1	ラジアルタイヤ RVF2	バイアスタイヤ BVF1	バイアスタイヤ BVF2
$C_{pf}$ (N)	246	233	3	3
$C_{pr}$ (N)	270	231	-13	3
$M_{pf}$ (N・m)	12.0	12.7	4.4	2.0
$M_{pr}$ (N・m)	13.9	12.7	-6.4	2.0
$K_f$ (N/°)	951	951	568	539
$K_r$ (N/°)	1029	921	549	539
$T_f$ (N・m/°)	18.6	21.1	16.7	16.7
$T_r$ (N・m/°)	24.5	20.1	21.6	16.2
$C_{of}$ (N)	59	55	-15	58
$C_{or}$ (N)	71	53	-23	57

図 2. 3 試験車両 VB の寸法および輪荷重





A) 測定輪  
B) 踏 板  
C) 横力測定部  
(a) 横力測定装置の外観



D) 右輪横力測定用ロードセル  
E) 左輪横力測定用ロードセル  
(b) 横力測定部

図 2. 4 前輪に加わる横力の測定装置

### 2. 3. 2. 計算

図 2. 2 および図 2. 3 に示した車両 VA および VB のホイールベース  $l$  (2.69 m および 2.80 m) と、表 2. 2 のタイヤ特性を、式 2. 12 および式 2. 14 に代入して、左右前輪に加わる横力を計算する。

### 2. 3. 3. 結果

図 2. 5 および図 2. 6 にラジアルタイヤに関する測定結果および計算結果を、図 2. 7 および図 2. 8 にバイアスタイヤに関する結果を示す。いずれのタイヤ、車両についても、計算結果は測定結果とほぼ一致しており、前節の車両モデルが正しいことを示している。

### 2. 4. 直進時の前輪スリップ角

図 2. 5～図 2. 8 と同じ状態における左右前輪のスリップ角を式 2. 12 を用いて計算した結果を、図 2. 9～図 2. 12 に示す。

これらの図から、車両の直進状態においても前輪にはスリップ角が発生することがわかる。特に、図 2. 9、図 2. 10 から、プライステアが大きいラジアルタイヤでは、トー角を調整しても左右前輪のスリップ角がともに  $0^\circ$  になることはないことがわかる。この結果は、従来直進走行中のタイヤの力学的条件として、トレッド摩耗試験に用いられてきたスリップ角  $0^\circ$  が、適切でないことを意味する。直進走行中のタイヤの力学的条件は、本章の車両モデルを用いて計算されたスリップ角および横力により表さねばならない。

ここで、タイヤ特性が一定なら、スリップ角と横力は一意に対応する。そこで、本研究の以降の実験では、車両走行時にタイヤに加わる横力を計算して、これを台上試験の試験で再現する。

### 2. 5. 緩やかな旋回における前輪スリップ角の計算

図 2. 1 の車両モデルは、車両の直進状態を再現するものであるが、緩やかな旋回においては、このモデルより計算されたスリップ角および横力に、旋回に相当する横向き加速度を発生するためのスリップ角および横力が加算されると考えられる。

ここでつぎの仮定を置く。

- (1) 旋回による輪荷重の変化は、前後輪とも同じ割合で発生する。
- (2) 旋回による輪荷重の変化により発生するタイヤのプライステアおよびコンシティの変化は無視できる。
- (3) 旋回による前輪の対地キャンバの変化によるタイヤ特性の変化およびキャンバスラストの発生は無視できる。

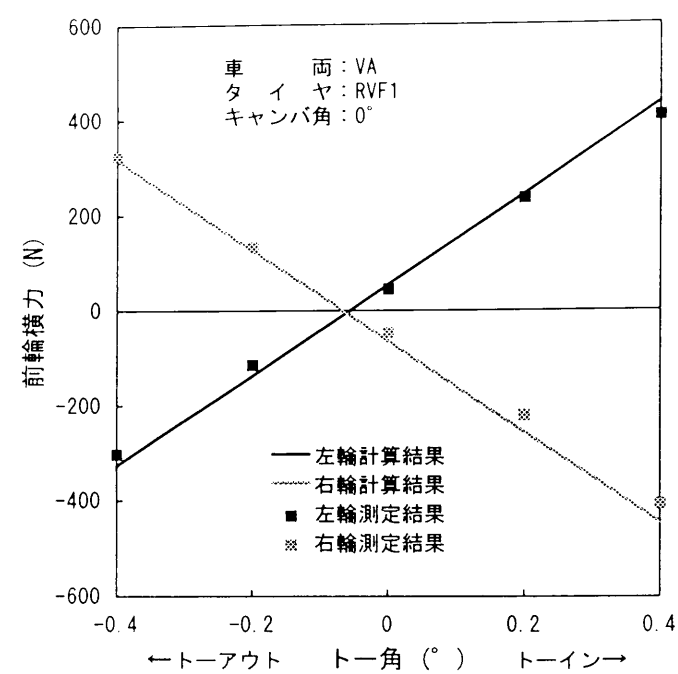


図 2. 5 直進走行時に前輪に加わる横力の計算結果および測定結果  
(ラジアルタイヤ)

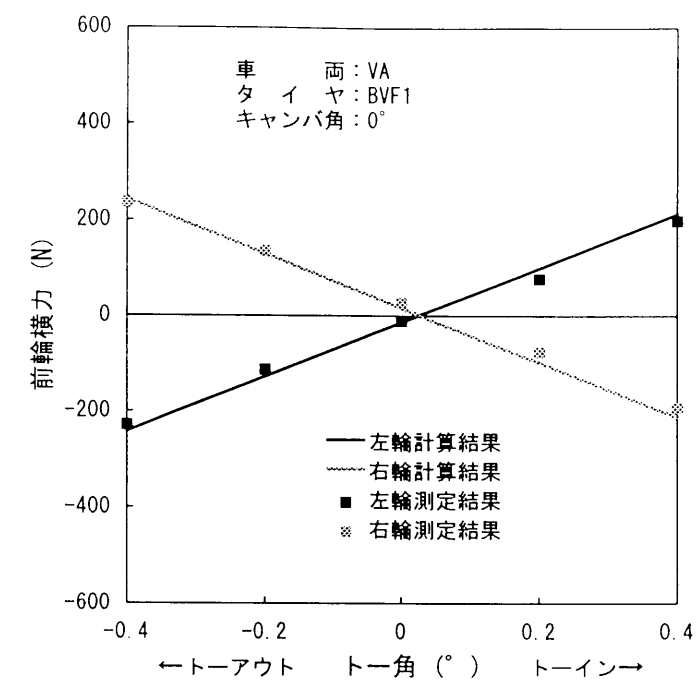


図 2. 7 直進走行時に前輪に加わる横力の計算結果および測定結果  
(バイアスタイヤ)

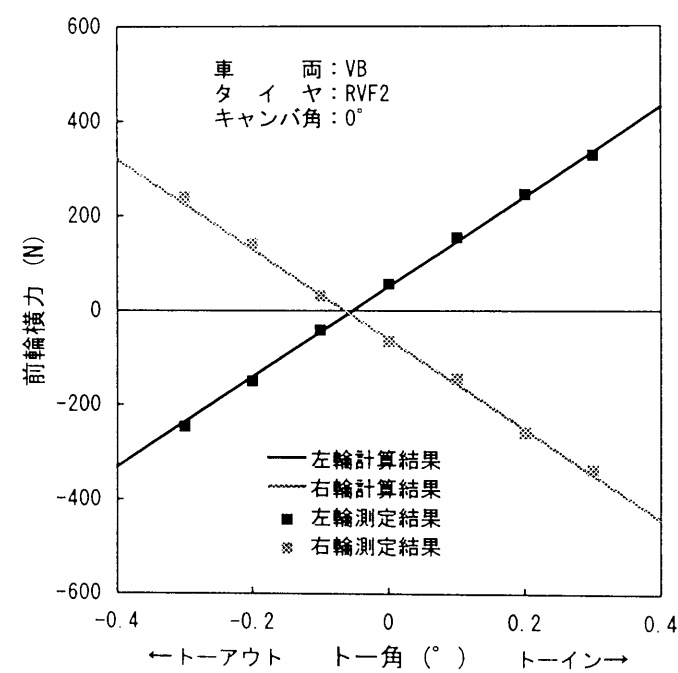


図 2. 6 直進走行時に前輪に加わる横力の計算結果および測定結果  
(ラジアルタイヤ)

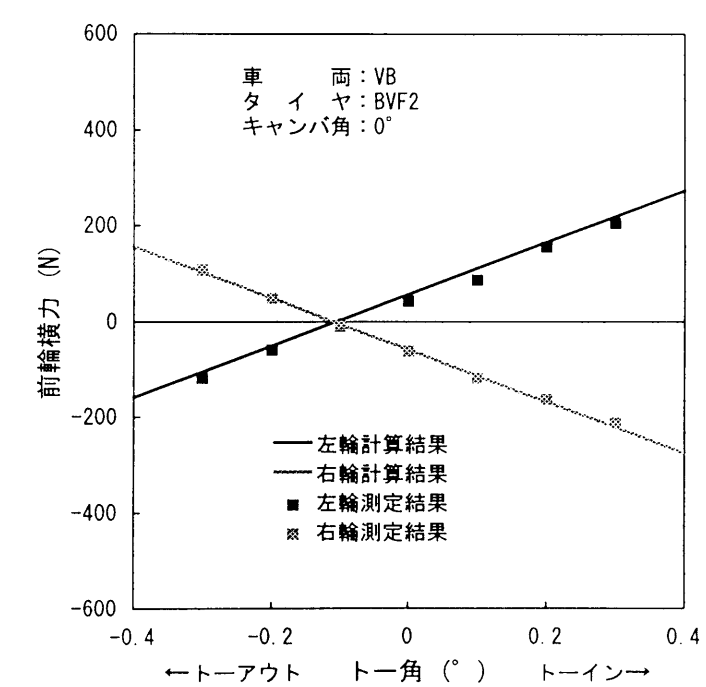


図 2. 8 直進走行時に前輪に加わる横力の計算結果および測定結果  
(バイアスタイヤ)

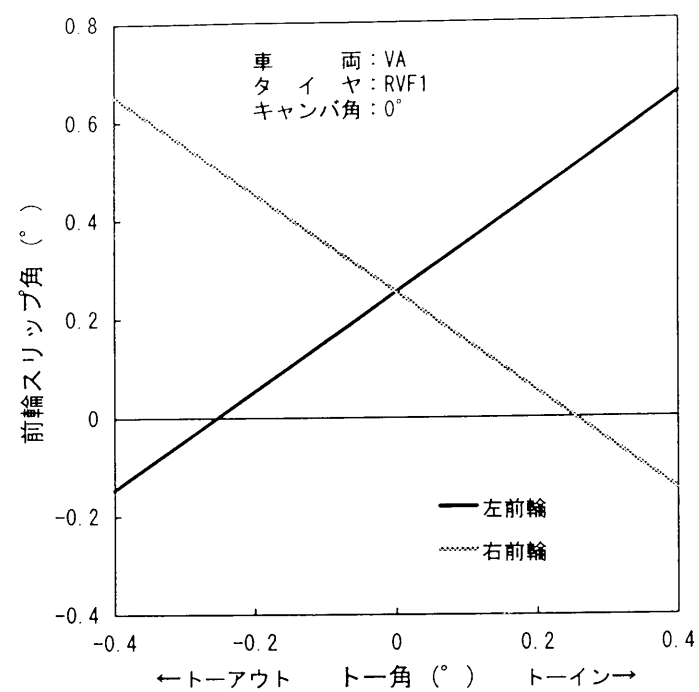


図 2. 9 直進走行時に前輪に発生するスリップ角の計算結果  
(ラジアルタイヤ)

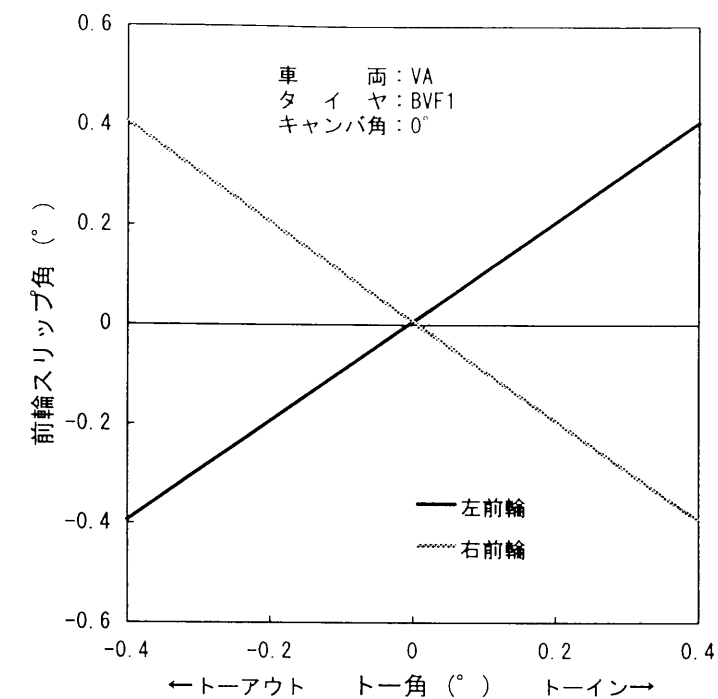


図 2. 11 直進走行時に前輪に発生するスリップ角の計算結果  
(バイアスタイヤ)

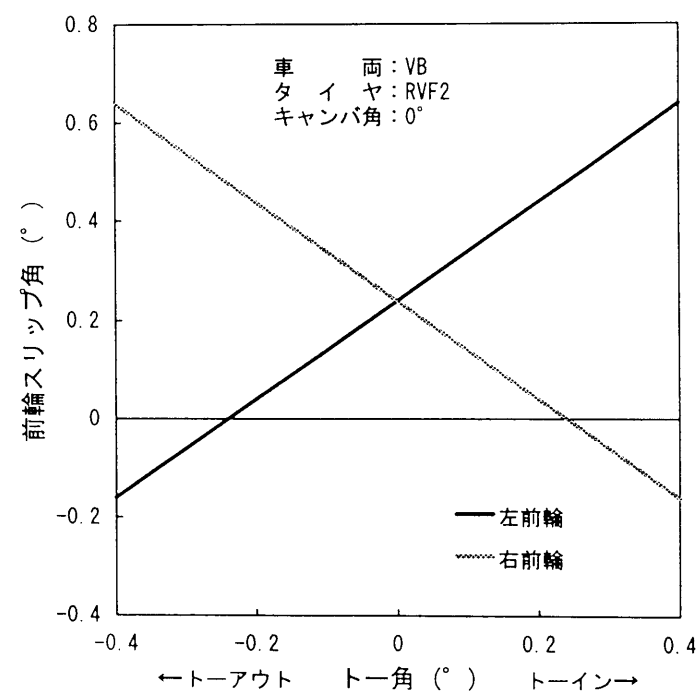


図 2. 10 直進走行時に前輪に発生するスリップ角の計算結果  
(ラジアルタイヤ)

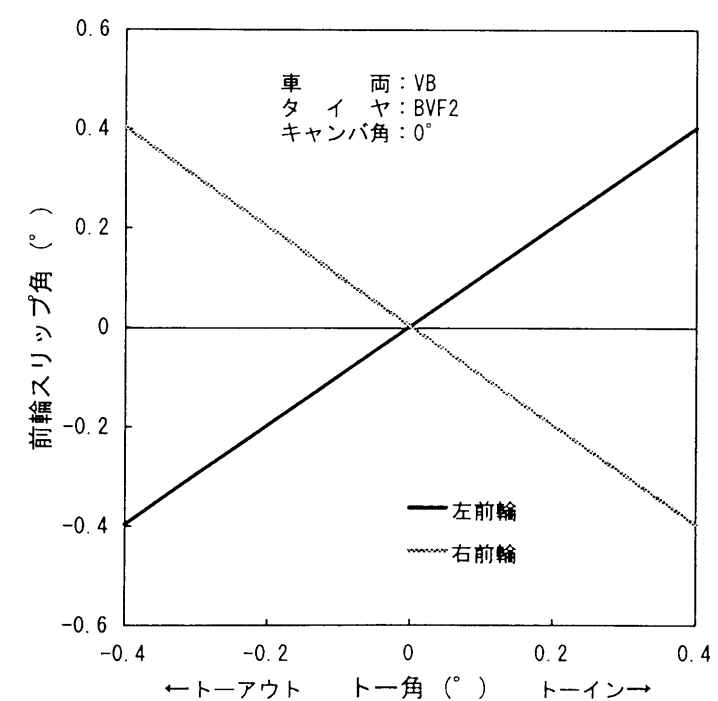


図 2. 12 直進走行時に前輪に発生するスリップ角の計算結果  
(バイアスタイヤ)

旋回時の車両重心点の横向き加速度を $\alpha_y$  (m/s<sup>2</sup>, 右旋回における加速度を正とする), 車両重心高を $h_G$  (m), 左右輪の中心間隔を $l_w$  (m) とすると, 緩やかな旋回時に左右前輪に加わる荷重は, 次式で表される.

$$\begin{aligned} F_{yL} &= F_{y0} \left( 1 + \frac{2\alpha_y h_G}{l_w g} \right) \\ F_{yR} &= F_{y0} \left( 1 - \frac{2\alpha_y h_G}{l_w g} \right) \end{aligned} \quad (2.15)$$

$g$  は, 重力加速度 (9.8 m/s<sup>2</sup>) である. 左右前輪に加算される横力の和は, 次式で表される.

$$\Delta F_{yL} + \Delta F_{yR} = \frac{2\alpha_y F_{y0}}{g} \quad (2.16)$$

前輪に加算されるスリップ角は左右で等しく, これを $\Delta\theta$  と表すと, 式 2.16 はコーナリングパワを用いてつぎの様に書きなおされる.

$$\Delta\theta (K_{fL} + K_{fR}) = \frac{2\alpha_y F_{y0}}{g} \quad (2.17)$$

したがって, 前輪に加算されるスリップ角および横力は次式で表される.

$$\Delta\theta = \frac{2\alpha_y F_{y0}}{(K_{fL} + K_{fR})g} \quad (2.18)$$

$$\Delta F_{yL} = K_{fL} \Delta\theta, \quad \Delta F_{yR} = K_{fR} \Delta\theta \quad (2.19)$$

ただし,  $K_{fL}$ ,  $K_{fR}$  は, 式 2.18 で得られる荷重における, 左右前輪のコーナリングパワーである.

本研究では, 緩やかな旋回時のトレッド摩耗を室内試験で再現する際には, 式 2.18 および式 2.19 により計算された横力を試験条件として採用する.

## 2. 6. 第 2 章の結言

車両直進時の左右前輪のスリップ角および横力を計算する車両モデルを提案した.

横力の測定結果との比較から, 同モデルの妥当性が確認された.

計算の結果から, 車両の直進状態においても前輪にはスリップ角が発生することがわかった. したがって, 車両走行時のタイヤの力学的条件を定めるには, 車両モデルを用いて横力およびスリップ角を求める必要がある.

### 第 3 章

タイヤに加わる横力とトレッド摩耗<sup>(50)(51)</sup>

3. 1. 緒言

Schallamach<sup>(1)</sup>およびLivingston<sup>(4)</sup>は、タイヤ単体に関するモデルを用い、タイヤのスリップ角およびタイヤに加わる横力とトレッド摩耗とが密接な関係にあることを示している。また、酒井<sup>(18)(19)</sup>は、タイヤ単体の台上摩耗試験の結果とタイヤに加わる横力およびセルフアライニングトルクとの関係を調べている。香村<sup>(5)</sup>は、実車装着時におけるタイヤの横力を計算し、これにSchallamach<sup>(1)</sup>のモデルを適用している。しかし、実車装着時のタイヤに加わる横力とトレッド摩耗の関係について明らかにした報告は見あたらない。

本章では、実車装着時のタイヤに加わる横力とトレッド摩耗の関係を明らかにすることを目的とし、直進および緩やかな旋回を含む走行について、実車および台上でトレッド摩耗試験を行う。台上試験においては、車両装着時のタイヤの横力を第2章のモデルで計算し、これと同じ横力を発生させる。その結果が、実車トレッド摩耗試験の結果と一致することから、計算した横力がトレッド摩耗を支配する因子であることを示す。

3. 2. 試験タイヤ

トレッド摩耗試験に用いるタイヤの諸元および特性を表3. 1および表3. 2に、外観を図3. 1に示す。RW1, RW2, RW3はラジアルタイヤ、BW1はバイアスタイヤである。RW2とRW3は同一の設計だが、装着車両が異なる。このため輪荷重の相違により、タイヤ特性が異なる。なお表3. 2のタイヤ特性は、試験車両に装着した時の輪荷重における値である。

本研究では、実車試験と台上試験の比較のため、各々のタイヤ種について2本から6本のタイヤを試験する。表3. 2の特性は、タイヤ種ごと平均値である。各タイヤ種の中での特性のばらつきが、試験結果の差となるのを抑えるために、各タイヤ種については、特性の近いものを選択して用いる。

3. 3. 試験条件

実車および台上トレッド摩耗試験の試験条件を表3. 3に示す。

3. 4 実車摩耗試験

3. 4. 1. 試験車

実車摩耗試験には3台の試験車を用いる。その内の2台は、2章で用いた試験車両VAおよびVB（図2. 2および図2.3）である。図3. 2に、もう1台の試験車（試験車両VC）の寸法および輪荷重を示す。試験車両VAおよびVCは、市販の後輪駆動の乗用車を改造した車両で、左右前輪に試験タイヤを装着することにより、自由転動状態でのトレッド摩耗試験を行う。試験車両VBは、四輪駆動の軽トラックを改造したもので、前輪駆動または後輪

表 3. 1   トレッド摩耗試験に用いるタイヤの諸元

タイヤ名	構造	タイヤ寸法	リム寸法	内圧 (kPa)	装着車両
RW1	ラジアル	185/70R13	13×5.5JJ	190	VC
RW2	ラジアル	185/70R14	14×5JJ	190	VA
RW3	ラジアル	185/70R14	14×5JJ	190	VB
BW1	バイアス	6.45-14	14×4.5JJ	170	VB

表 3. 2   トレッド摩耗試験に用いるタイヤの特性

タイヤ特性	ラジアルタイヤ RW1	ラジアルタイヤ RW2	ラジアルタイヤ RW3	バイアスタイヤ BW1
$C_{pf}$ (N)	250	246	233	3
$C_{pr}$ (N)	227	270	231	3
$M_{pf}$ (N・m)	11.7	12.0	12.7	2.0
$M_{pr}$ (N・m)	11.9	13.9	12.7	2.0
$K_f$ (N/°)	1029	951	951	539
$K_r$ (N/°)	991	1029	921	539
$T_f$ (N・m/°)	22.3	18.6	21.1	16.7
$T_r$ (N・m/°)	19.6	24.5	20.1	16.2
$C_{of}$ (N)	2	59	55	58
$C_{or}$ (N)	39	71	53	57



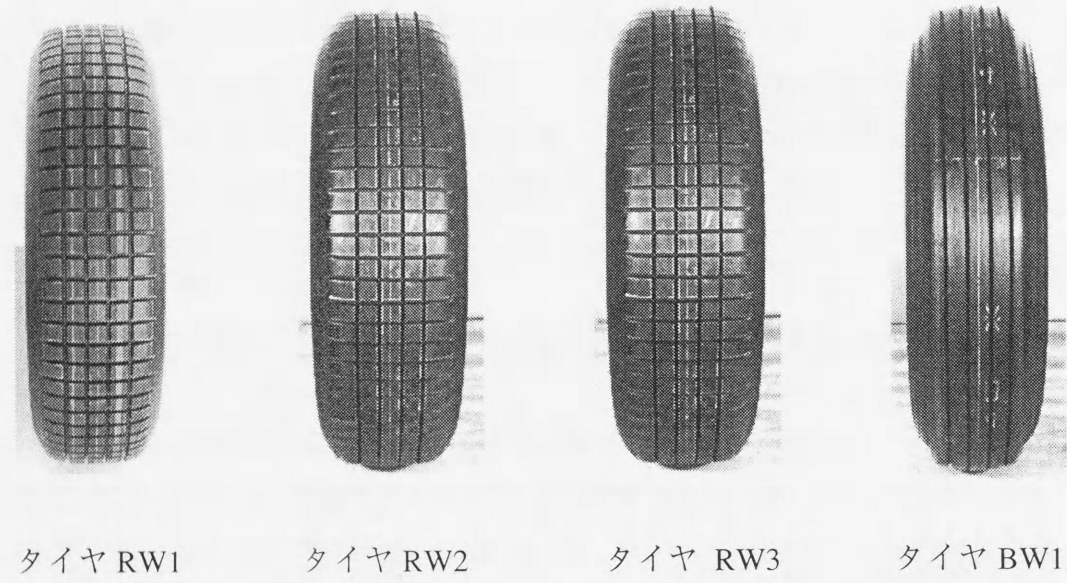


図3.1    トレッド摩耗試験に用いる試験タイヤ

表 3. 3    トレッド摩耗試験の条件

タイヤ名	実車摩耗試験			台上摩耗試験		走行形式	トー角	キャンバ角	直進時試験輪荷重
	車両	試験輪	試験路	速度	試験機				
RW1	VC	右前輪	試験路A (アスファルト)	60 km/h	試験機A (A240研磨布)	直進走行 (自由転動)	横力が 340N と なるよう設定	0°	3.1 kN
RW2	VA	右前輪	試験路B (アスファルト)	平均 約 50 km/h	試験機B (セーフティ・ ウオーク)	モード走行 (自由転動)	0.1° -0.1° 0.6°	0°	3.4 kN
RW3	VB	右前輪	試験路B (アスファルト)	平均 約 50 km/h	試験機B (セーフティ・ ウオーク)	モード走行 (自由転動)	直進時に 横力が 0と なるよう設定	0° 2° -2°	3.5 kN
BW1	VB	右前輪	試験路B (アスファルト)	平均 約 50 km/h	試験機B (セーフティ・ ウオーク)	モード走行 (自由転動)	直進時に 横力が 0と なるよう設定	0° 2° -2°	3.5 kN

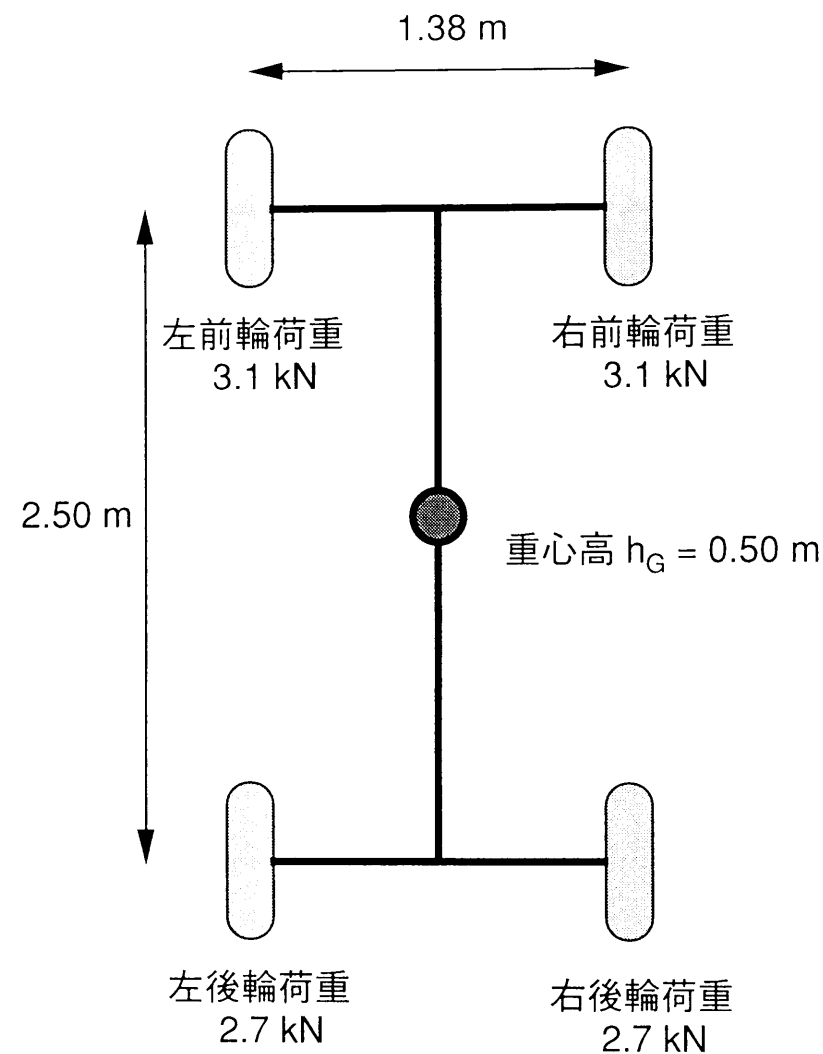


図 3.2 試験車両 VC の寸法および輪荷重

駆動による走行が選択できる。左右前輪に試験タイヤを装着することにより、自由転動状態および駆動状態でのトレッド摩耗試験を行うことができる。これらの試験車は、トーおよびキャンバを調整できるように改造されている。なお、試験車 VA および VB を用いたトレッド摩耗試験には、緩やかな旋回が含まれる。両試験車の前輪の懸架装置は、アライメントが旋回中に大きく変化しないように改造されている。

### 3. 4. 2. 試験路

図 3. 3、図 3. 4 に、実車摩耗試験に用いる試験路の線形を示す。試験路 A は、1 本の直線部を往復するコースである。直線部の両端に方向転換のための曲線部が設けられている。試験路 B は、2 箇所の直線部を複数の曲線でつないだ周回コースである。

試験路 A、B とも、路面はアスファルト（密粒アスコン）舗装である。また、試験はすべて乾燥路面上で行う。

### 3. 4. 3. 試験方法

#### 3. 4. 3. 1. 車両の前輪アライメントの設定

2 章で述べた様に、走行時のタイヤのスリップ角および横力は、車輪のトーおよびキャンバにより変化する。実車試験では、試験タイヤを試験車に装着した後、トー角、キャンバ角を設定目標の値に設定し、さらに、直進時の前輪に加わる横力を図 2. 4 の装置で測定して設定を確認する。

#### 3. 4. 3. 2. 実車による直進走行試験

試験車 VC の右前輪に試験タイヤを装着し、試験路 A の直線部を往復する。曲線部での走行速度を低く維持して走行することにより、車両に発生する横向き加速度を  $0.05 G$  ( $G = 9.8 \text{ m/s}^2$ ) 以下に抑え、擬似的に直進走行のみと考えられる試験を行う。これにより、試験中のタイヤに加わる横力は、ほぼ一定となる。

#### 3. 4. 3. 3. 実車によるモード走行試験

試験車 VA および VB の右前輪に試験タイヤを装着し、試験路 B 上を、図 3. 4 に示した速度で走行することにより、一定の頻度分布の横向き加速度を発生する。周回方向の影響を除くために、時計回りと反時計回りの走行を 10 周ごとに繰り返す。この走行を台上試験で再現するために、走行中に車両重心点に発生する横向き加速度を測定し、頻度分布を求める。図 3. 5 に、求めた頻度分布を示す。

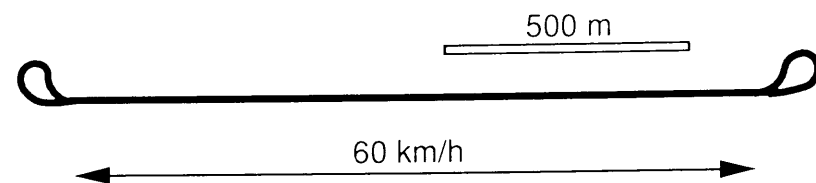


図 3.3 試験路 A の線形

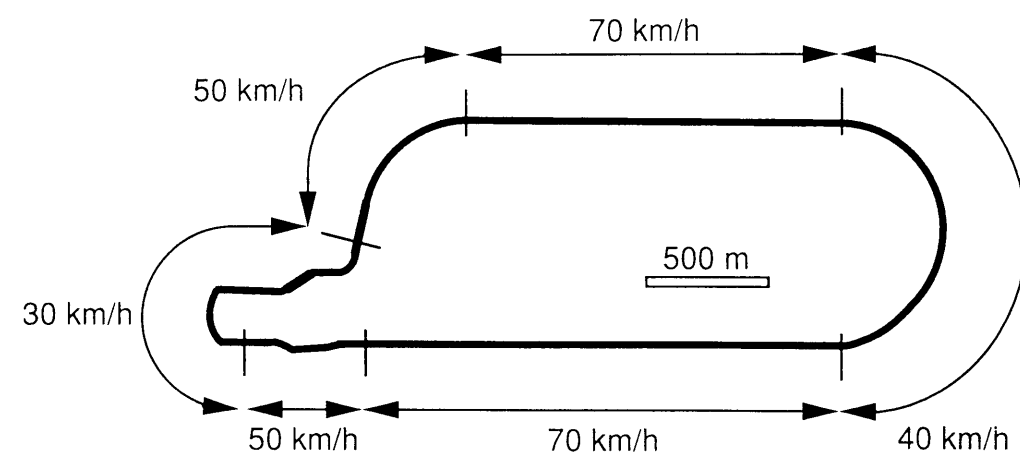


図 3.4 試験路 B の線形

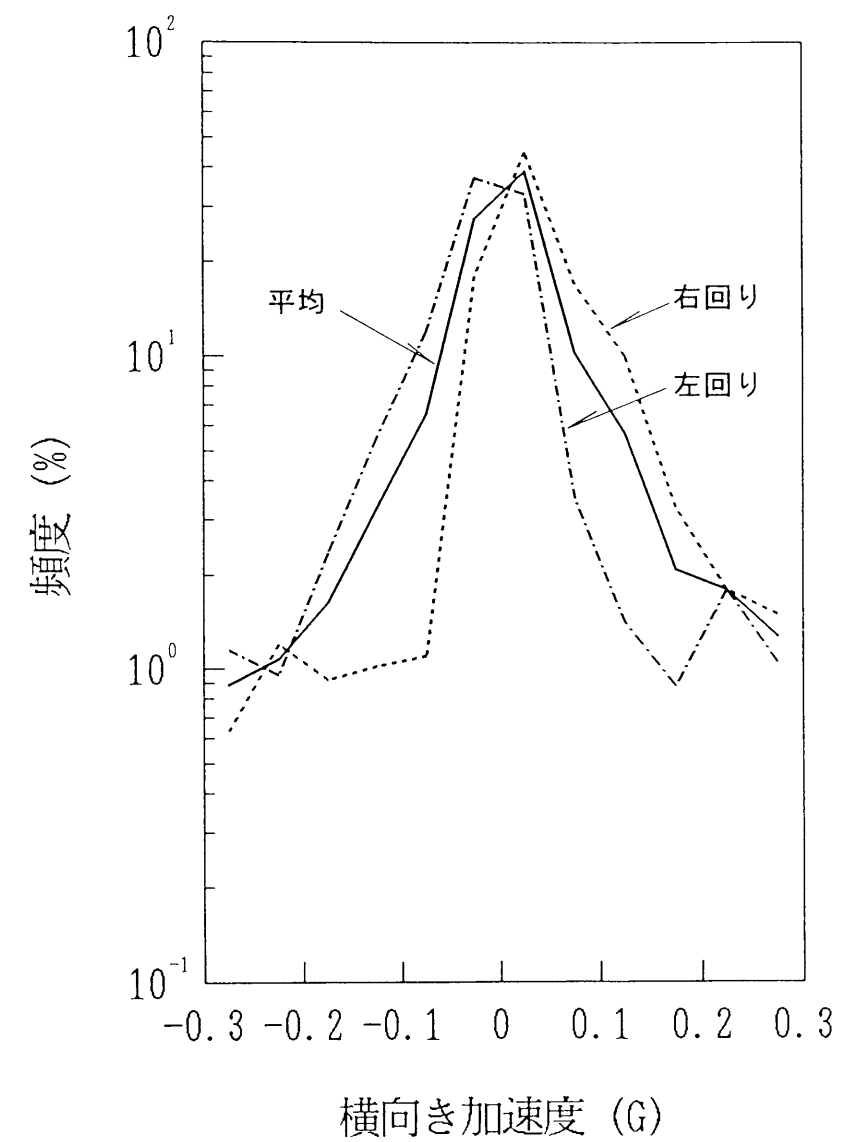


図 3.5 試験路 A における実車横向き加速度の頻度分布

### 3. 5. 台上トレッド摩耗試験

#### 3. 5. 1. 試験機

図 3. 6, 図 3. 7 に、台上トレッド摩耗試験に用いる試験機の概念図を示す。

試験機 A は、フラットベルト式タイヤ試験機で、スチールベルトに研磨布を貼付して路面とする。スチールベルトは、ウォーターベアリングで支えられており、タイヤと接触する部分の路面は平坦に支持される。タイヤ軸は実車と同等の円錐ころ軸受けを用いて軸受け部で支持されている。スリップ角およびキャンバ角設定機構を鉛直軸まわりに回転させることにより、タイヤにスリップ角を与える。また、前後軸まわりに回転させることにより、タイヤにキャンバ角を与える。軸受け部にはロードセルが装着されており、これによって荷重および横力を検出する。

試験機 B は、ドラム式タイヤ試験機で、直径 3.5 m、厚さ 30 mm のスチールドラムに、研磨布を貼付して路面とする。試験機 B は、本来トレッド摩耗試験用に設計されたものではないため、第 2 章で計算した様な小さなスリップ角を設定することは困難である。また、タイヤ軸の軸受けの転がり抵抗が、実車に比べて大きい。そこで、図 3. 7 (b) の様な装置を、試験機の荷重支持部に装着して試験を行う。タイヤ軸の支持の方法およびスリップ角キャンバ角の付与の方法は、試験機 A と同様である。タイヤに加わる荷重および横力は、荷重支持部に取り付けられたロードセルにより検出される。

#### 3. 5. 2. 摩耗粉の再付着の防止

タイヤの台上試験では、摩耗粉の再付着が発生しやすい。これは、タイヤが同一路面上を繰り返し走行する際に、トレッドから一端離脱して路面に落下したゴム摩耗粉が、トレッドに再び付着する現象である。摩耗粉は、タイヤの走行にともなって離脱と再付着を繰り返すと考えられており、しだいに変質した摩耗粉がトレッド表面に層を作り、トレッドの摩耗形態を変化させる。この現象は、実路ではほとんど発生しない。したがって、台上試験によって実車のトレッド摩耗を再現するためには、摩耗粉の再付着を防止する必要がある。

摩耗粉の再付着の原因はつぎの様に考えられている。

- (1) 実路上には多くの塵が乗っている。この塵がトレッド表面および摩耗粉表面に付着し、摩耗粉の再付着を妨げている。しかし、台上試験の路面上の塵の量は、積極的に散布しないかぎり、実路に比べて極めて少ない。
- (2) 台上試験では、実路に比べて短い路面上をタイヤが繰り返し走行するために路面上の摩耗粉とトレッドが接触する機会が多い。

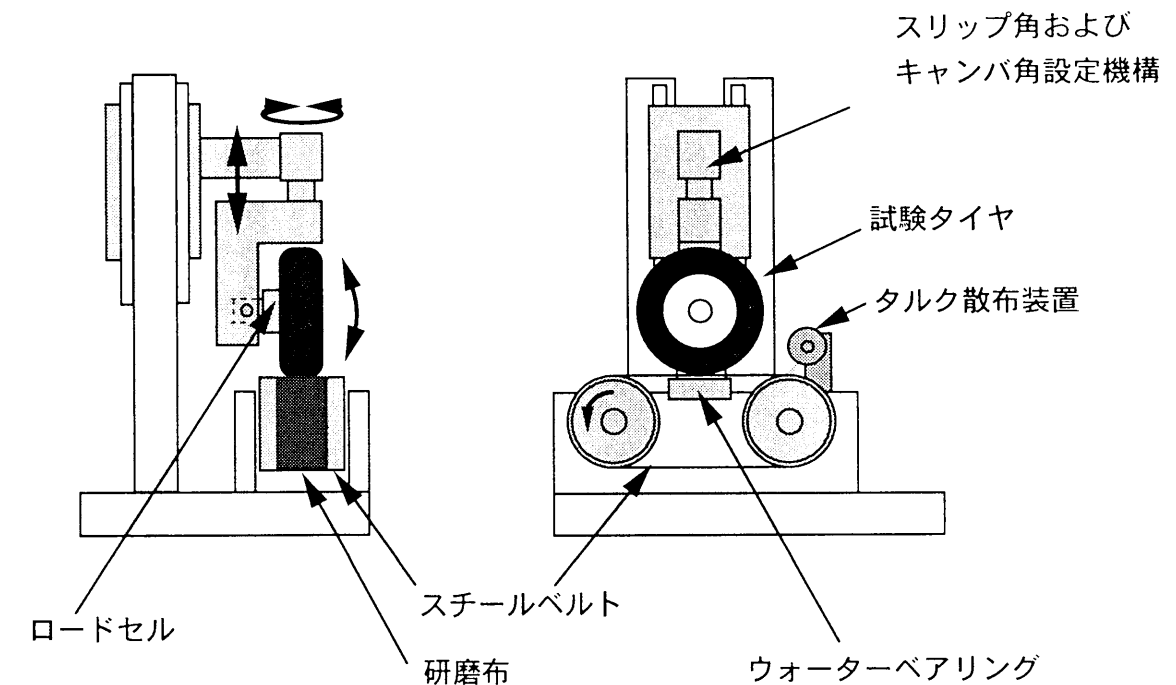
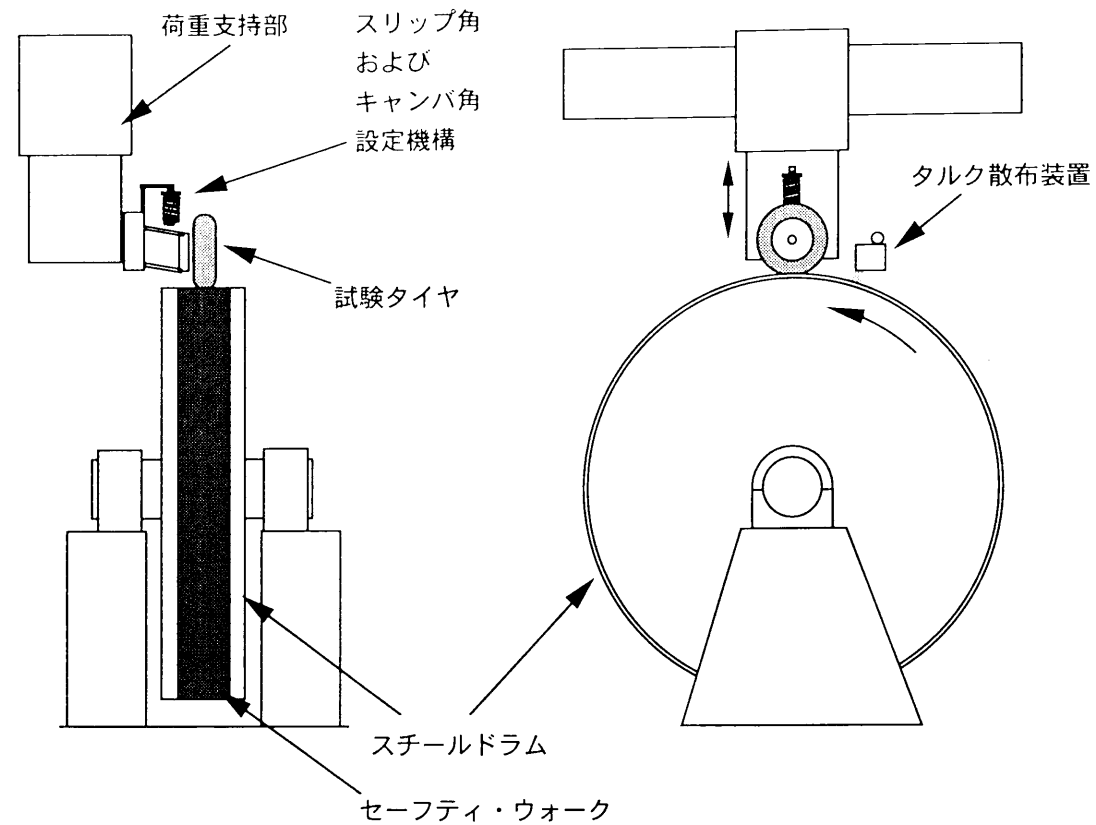
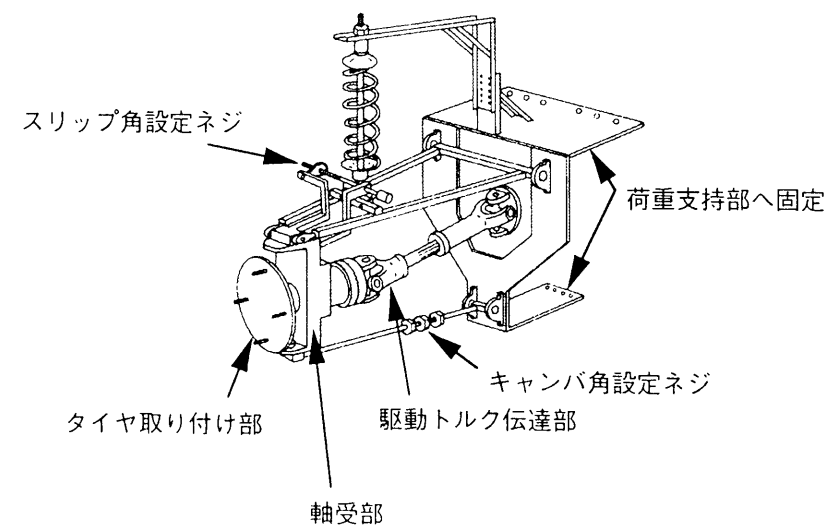


図 3.6 トレッド摩耗試験機 A



(a) 全体図



(b) スリップ角およびキャンバ角設定機構

図 3.7 トレッド摩耗試験機 B

Gusakov 等<sup>(17)</sup>は原因(1)に着目し、実路上の塵の代わりに粉体を台上試験の路面に散布することを提案している。これは、ゴム試料の摩耗試験におけるダスティングと同様の方法で、粉体の種類および量を適切に選べば、摩耗粉の再付着を抑えられることが知られている。原因(2)については、試験機の路面の長さが限られているために、根本的には避けることができない。しかし、原因(1)に対する対策を十分にすれば、摩耗粉は、再付着する前に路面から落下すると考えられる。試験機 A、B とも、試験機の路面は水平軸まわりに回転しているからである。Gusakov 等は、粉体としてコーンスターチを散布しているが、本研究では、つぎの基準を満たす粉体として、タルクを散布する。

- (1) 試験機の機能に悪影響を及ぼさないこと。
- (2) 安定した量を散布できること。
- (3) 粉体の材質が均一であること。
- (4) できるだけ少量の散布で再付着を抑えられること。

一般に行われているゴム試料のランボン式摩耗試験では、砂を散布することが行われている。試験機 A を用いた過去の実験でも砂を散布している。しかし、砂は研磨剤としての機能が高いために、試験機の軸受けなどの機能低下を早める可能性が高い。また、コーンスターチは水分を吸収して粘着するために、試験機のウォーターベアリングの水づまりの原因となることがわかっているので、用いない。

### 3. 5. 3. 路面

路面に貼付する研磨布をどのような基準で選択すれば実路上のトレッド摩耗を忠実に再現できるかは、明らかにされていない。したがって、台上試験における摩耗の絶対量を実車試験と対応づけることはできない。しかし、第 2 章のモデルの正しさを確かめるには、トレッド摩耗の分布のみを実車と台上で比較すればよいと考えて実験を行う。本研究では、一般に試験機の路面として広く用いられているセーフティ・ウォーク(#60 相当の金剛砂を使用)および、これより粗さの小さい研磨布(A240)を用いる。

### 3. 5. 4. 試験方法

#### 3. 5. 4. 1. 台上直進走行試験

試験路 A 上での実車による直進走行試験を台上試験で再現するために、試験機上を一定の横力で走行する。実車の直進時の前輪の横力を式 2. 12、式 2. 14 で計算し、これにしたがって試験機上を走行する。

### 3. 5. 4. 2. 台上モード走行試験

試験路 B 上での実車によるモード走行試験を台上試験で再現するために、試験機を用いたモード走行試験を行う。図 3. 5 に示した走行中の横向き加速度の頻度分布を模式化し、図 3. 8 の頻度分布で置き換える。車両 VA および VB に試験タイヤを装着して表 3. 3 の条件で走行した際に、図 3. 8 のそれぞれの加速度において左右前輪に加わる荷重を、式 2. 15 で計算する。また、左右前輪の横力を式 2. 14、式 2. 19 で計算する。これらの計算結果から、加速度の頻度分布に対応した走行モードを作成し、これにしたがって試験機上を走行する。表 3. 4 に、走行モードを示す。

### 3. 6. 摩耗量の測定

走行前および走行後にトレッド断面形状を測定し、その差からトレッド摩耗量を求める。

図 3. 9 に、トレッド断面形状を測定するための装置の原理を示す。試験タイヤをタイヤ移動台上の軸に固定し、移動台を軸方法に移動することにより、レーザー変位計でトレッドの幅方向の断面形状を測定する。また、タイヤを軸まわりに回転することにより、トレッドの周方向の断面形状を測定する。測定された断面形状のトレッド溝の底部の形状は、走行の前後で変化しないとする。図 3. 10 の様に、この部分を基準に走行前後の断面形状を重ね合わせ、トレッド上の定められた点の線摩耗量を測定する。

レーザー変位計の測定原理を図 3. 11 に示す。タイヤの半径方向に沿ってレーザー光を発射する。タイヤの直径軸に対して  $45^\circ$  傾いた方向に配置したレンズを用いて、トレッド表面にできたレーザ光の点の実像を CCD の受光面上に結像させる。トレッド表面の位置がタイヤの半径方向に変化すると、実像の位置は CCD 上を移動する。この位置を検出してタイヤの半径方向の位置に換算することにより測定を行う。なお、光の経路がトレッドブロックと干渉する位置では、CCD に対して光の点はトレッドブロックのかげに隠れてしまうため、断面形状が測定されない。これを防ぐために、レーザ変位計をタイヤ半径方向のまわりに回転させ、光の経路がトレッドブロックと干渉しない方向に固定して測定を行う。

図 3. 12 にトレッド摩耗量の測定位置を示す。同じリブに属するトレッドブロック 10 個について測定を行い、その平均値をその点の摩耗量とする。

### 3. 7. 実車摩耗試験と台上摩耗試験の結果の比較

#### 3. 7. 1. 直進走行の結果

図 3. 13 に、直進走行のみ（タイヤに加わる横力が一定）で行った実車および台上摩耗試験の結果を比較する。図 3. 13 (a)は試験車両 VC で試験路 A を走行した後の右前輪のトレッド摩耗量である。図の右から左に向かって一定の横力が加わったために、リブ 5 の側

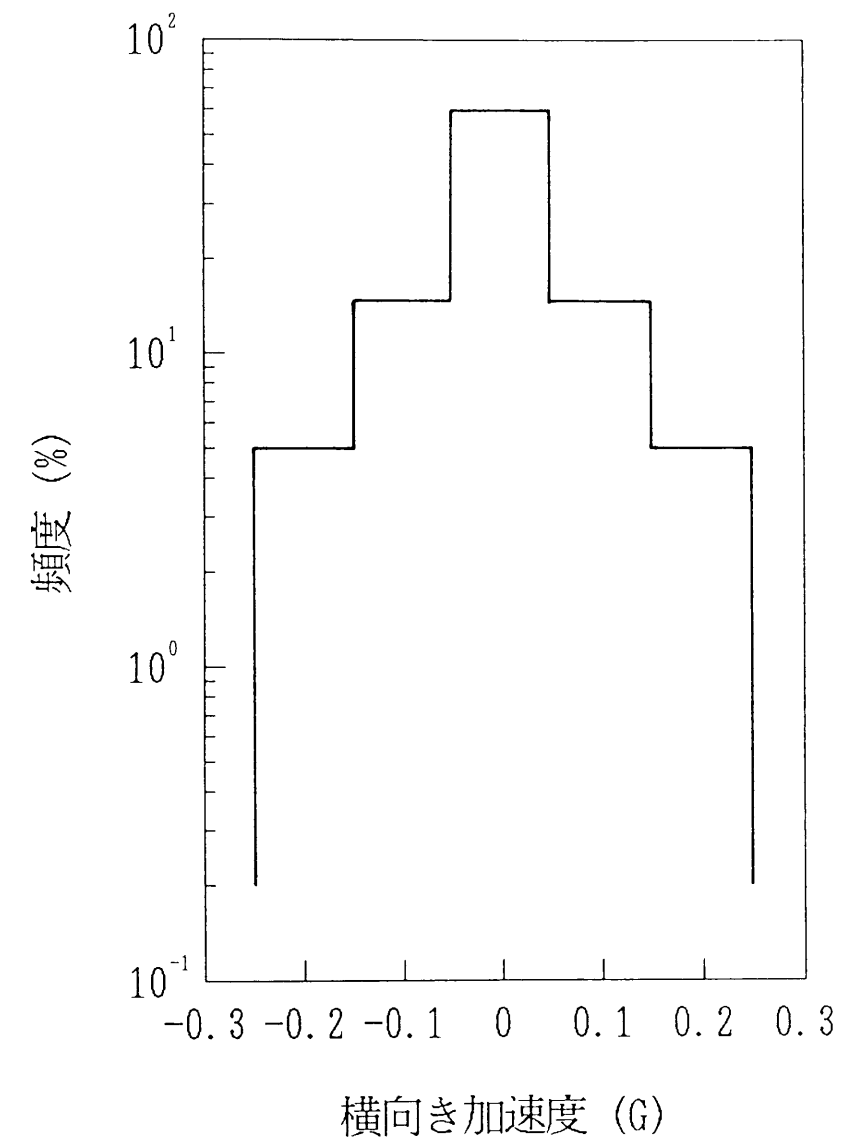


図 3. 8 模式化した横向き加速度度の頻度分布



表3. 4 台上トレッド摩耗試験の走行モード（走行速度 50km/h）

想定する車両	タイヤ	試験条件		走行モードステップ No.							
				想定する車両の横向き加速度 (G)							
				走行時間 (min)							
VA	RW2	トー角（+がトーイン） 0.1°	キャンバ角 0°	1	2	3	4	5	6	7	8
				0	0.1	0	-0.2	0	0.2	0	-0.1
		-0.1°	0°	18	18	18	6	18	6	18	18
		0.3°	0°	3.5	3.2	3.5	4.1	3.5	2.9	3.5	3.8
				-100	200	-100	-850	-100	550	-100	-500
VB	RW3	-0.06° (直進時横力 = 0)	0°	3.5	3.2	3.5	4.1	3.5	2.9	3.5	3.8
				100	400	100	-650	100	750	100	-300
		0.01° (直進時横力 = 0)	2°	3.5	3.2	3.5	4.1	3.5	2.9	3.5	3.8
				-300	0	-300	-1050	-300	350	-300	-700
		-0.13° (直進時横力 = 0)	-2°	3.4	3.1	3.4	4.0	3.4	2.8	3.4	3.7
				0	300	0	-750	0	650	0	-400
VB	BW1	-0.11° (直進時横力 = 0)	0°	3.4	3.1	3.4	4.0	3.4	2.8	3.4	3.7
				0	300	0	-750	0	650	0	-400
		0.14° (直進時横力 = 0)	2°	3.4	3.1	3.4	4.0	3.4	2.8	3.4	3.7
				0	300	0	-750	0	650	0	-400
		-0.36° (直進時横力 = 0)	-2°	3.4	3.1	3.4	4.0	3.4	2.8	3.4	3.7
				0	300	0	-750	0	650	0	-400

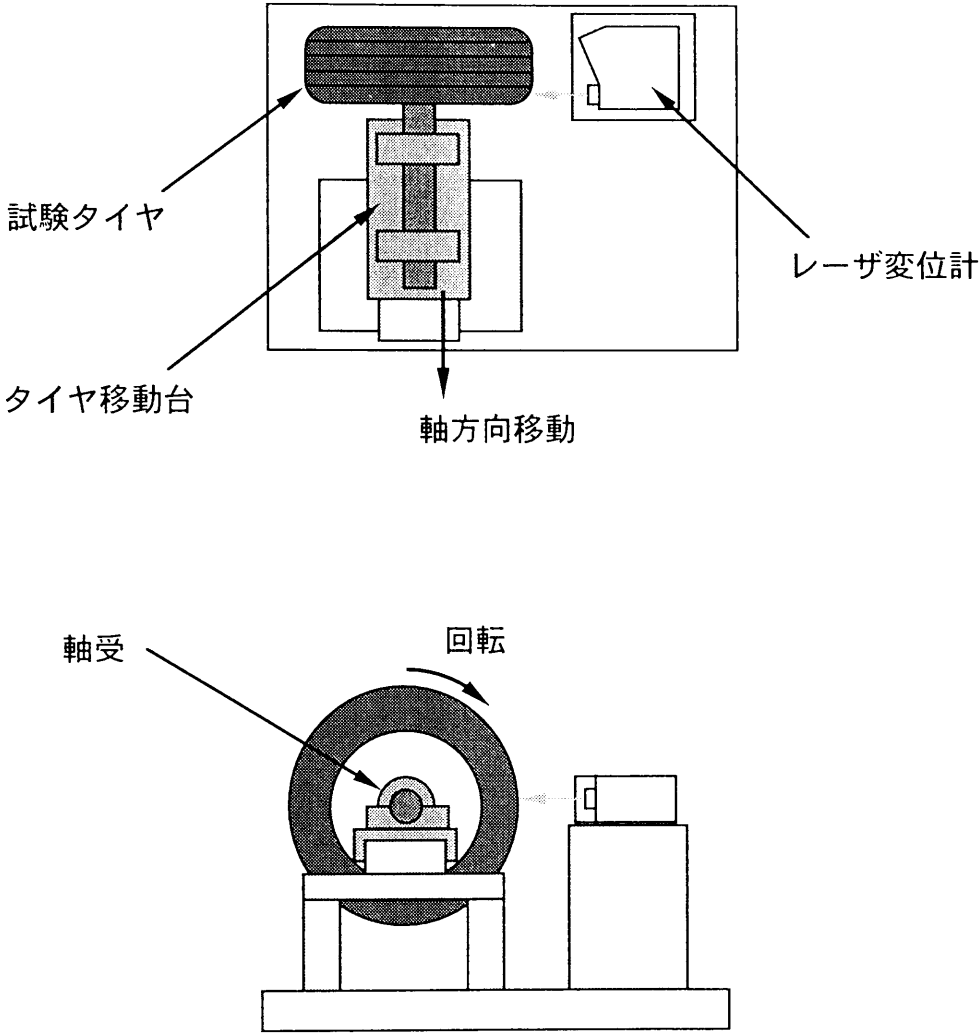


図 3.9 トレッド断面形状測定装置

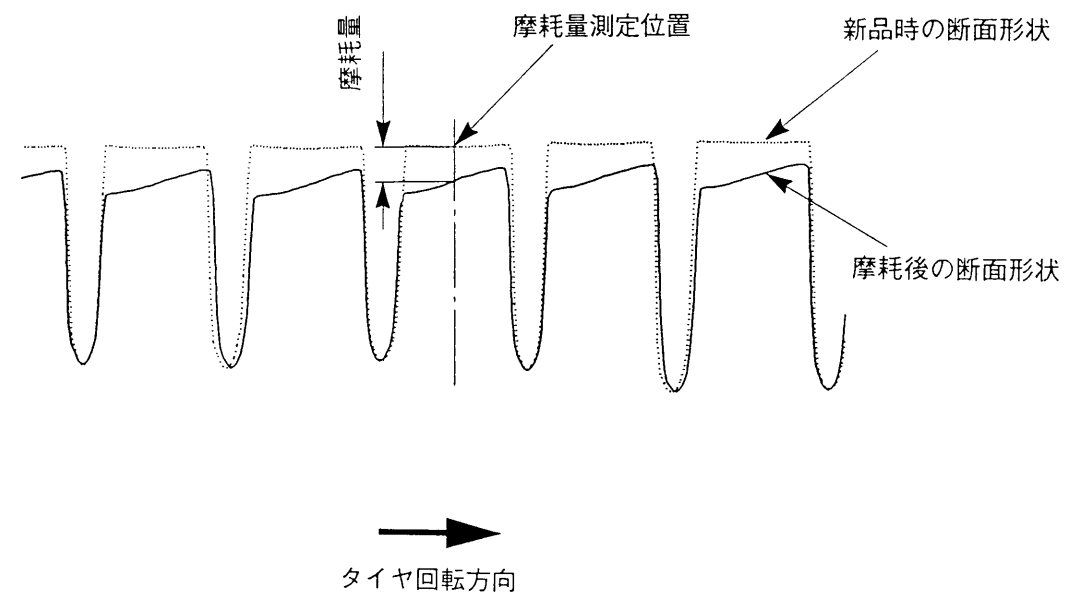


図 3. 10 トレッド摩耗量の算定方法

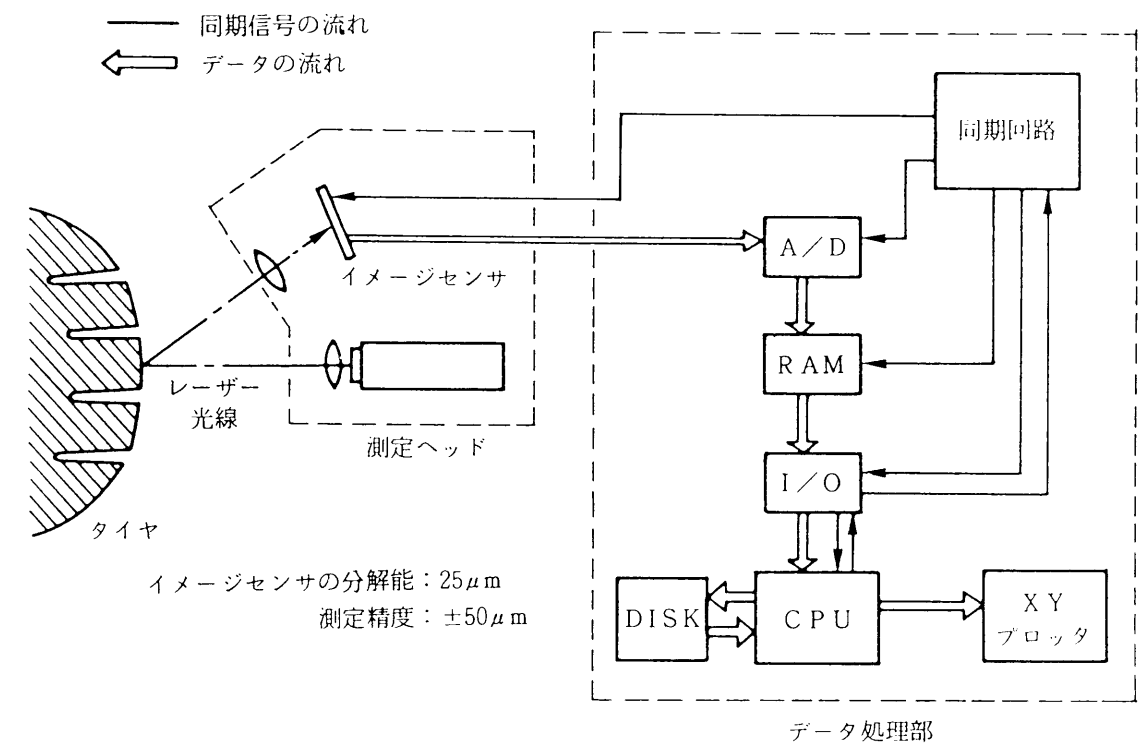
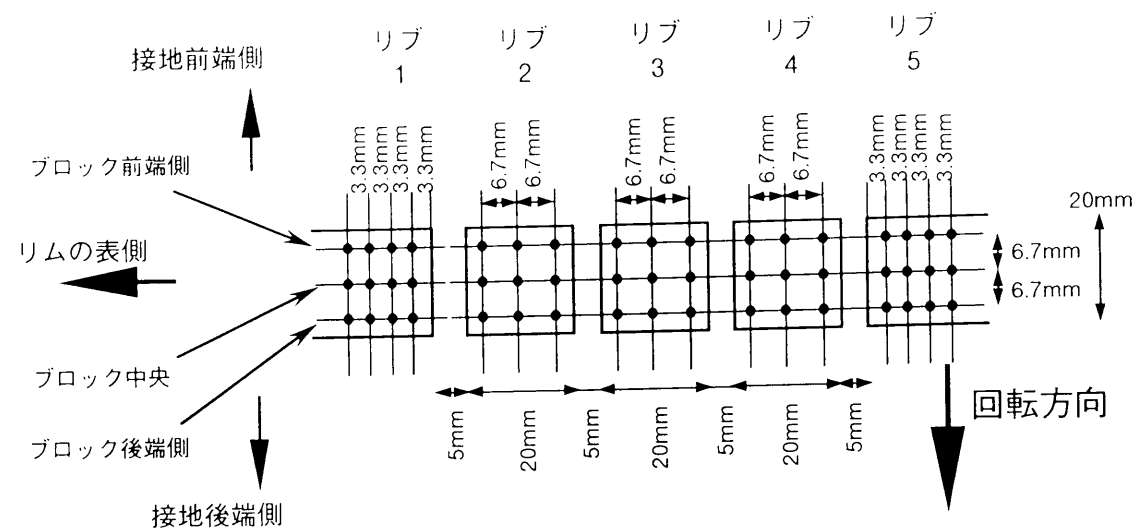
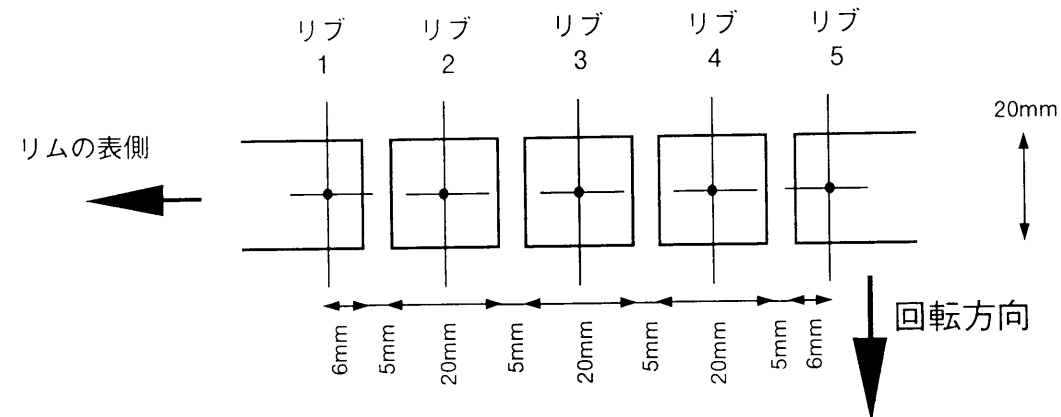


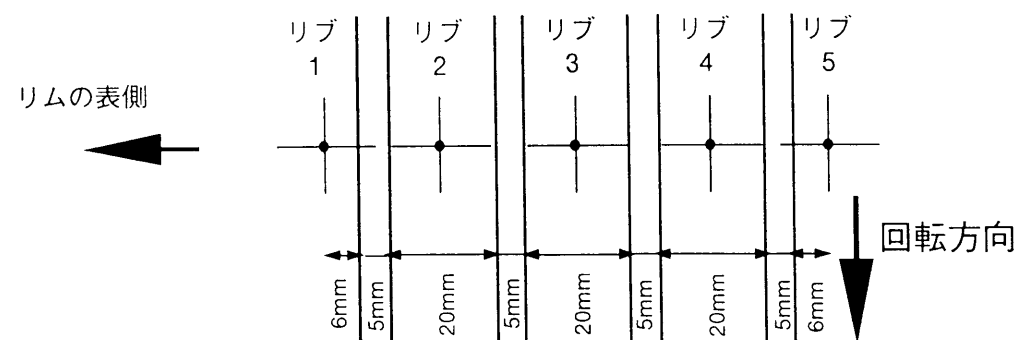
図 3. 11 レーザー変位計の測定原理



(a) タイヤ RW1



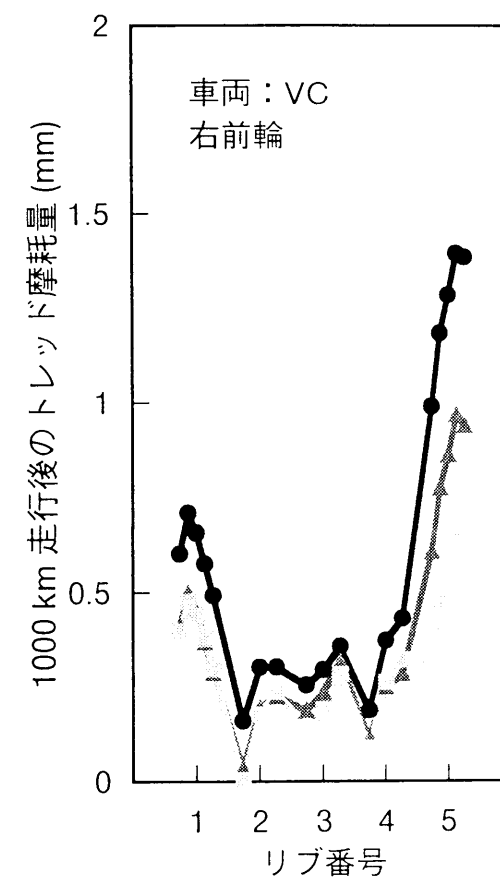
(b) タイヤ RW2, RW3



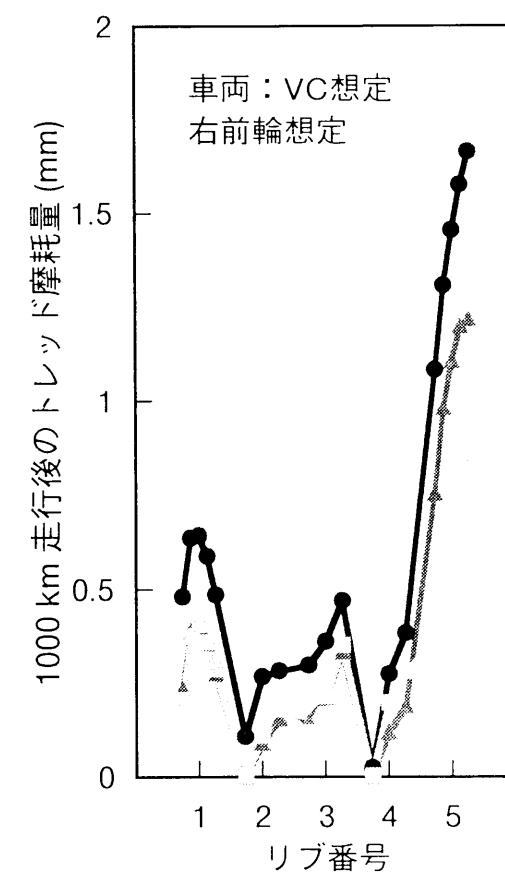
(c) タイヤ BW1

図3.12 トレッド摩耗量の測定位置

タイヤ：RW1 (185/70R13)  
 リム：13×5.5JJ  
 荷重：3.1 kN  
 内圧：190 kPa  
 キャンバ角：0°  
 前輪横力：340 N  
 直進走行



(a) 実車摩耗試験  
 (試験路A, アスファルト路面)



(b) 台上摩耗試験  
 (試験機A, A240研磨布貼付  
 フラットベルト路面)

図 3.13 実車および台上摩耗試験におけるトレッド摩耗量の分布  
 (直進走行, ラジアルタイヤ)

(リムの外側)の摩耗量が、他のリブに比べて大きくなっている。また、両側のショルダーの摩耗量が、トレッド中央付近の摩耗量に比べ大きい。さらに、周方向の摩耗量を比較すると、トレッドブロックの接地前端側ほど摩耗量が大きくなっている。図 3. 13 (b)は、(a)と同じ横力を発生して走行した台上試験のトレッド摩耗量の分布を示す。実路と試験機の路面が同一ではないために、摩耗の絶対量は、台上摩耗試験の方が大きくなっている。しかし、上記の実車試験における摩耗量の分布の特徴は再現されている。

この結果から、実車装着時のタイヤに加わる横力を計算し、これを発生させて台上摩耗試験を行うことにより、実車のトレッド摩耗の分布を再現できることが確認される。

### 3. 7. 2. モード走行の結果

図 3. 14, 図 3. 15, 図 3. 16 は、モード走行試験の結果である。試験車両 VA および VB で試験路 B 上を走行した後の右前輪のトレッド摩耗量と、表 3. 4 の走行モードにしたがって走行した台上試験のトレッド摩耗量の分布を比較する。

図 3. 14 の実験ではトー角を 3 水準に変化させている。いずれのトー角においても、実車試験と台上試験の摩耗量の分布は一致している。また、摩耗量の分布に及ぼすトー角の影響も、実車試験と台上試験の間で一致している。

図 3. 15, 図 3. 16 の実験では、キャンバ角を 3 水準に変化させている。いずれのキャンバ角においても、実車試験と台上試験の摩耗量の分布は一致している。また、摩耗量の分布に及ぼすキャンバ角の影響も、実車試験と台上試験の間で一致している。

これらの結果から、モード走行においても、実車と同じ横力を発生させて台上摩耗試験を行うことにより、実車のトレッド摩耗の分布を再現できることがわかる。

### 3. 8. ゴム試料の摩耗との関係を調べるための台上トレッド摩耗試験

#### 3. 8. 1. 試験方法

第 7 章で行うゴム試料摩耗試験の結果と比べるために、単純な試験条件でトレッド摩耗試験を行う。試験の手順は、3. 5. 節の台上試験と同じである。用いる試験タイヤ (RW4) は、先に用いた RW1 と同じ構造・外観をもち、ゴム配合の異なるタイヤである。その外観を図 3. 17 に、諸元を表 3. 5 に示す。試験条件を表 3. 6 に示す。試験機 A を用いて、一定横力を発生して走行する。トレッドゴムの配合を表 3. 7 に示す。摩耗量の測定位置を図 3. 18 に示す。摩耗量の算定は、3. 6. 節の方法にしたがう。

タイヤ：RW2 (185/70R14)

リ ム：14×5JJ

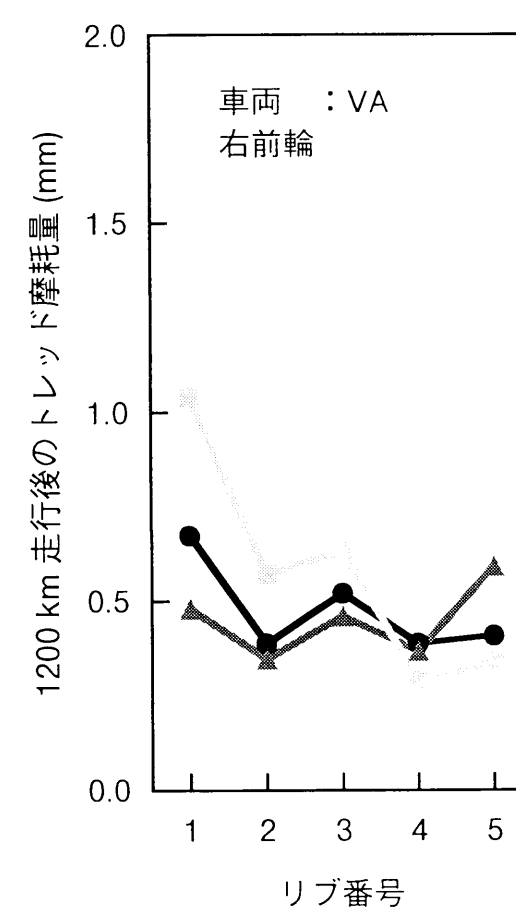
荷 重：3.4 kN

内 圧：190 kPa

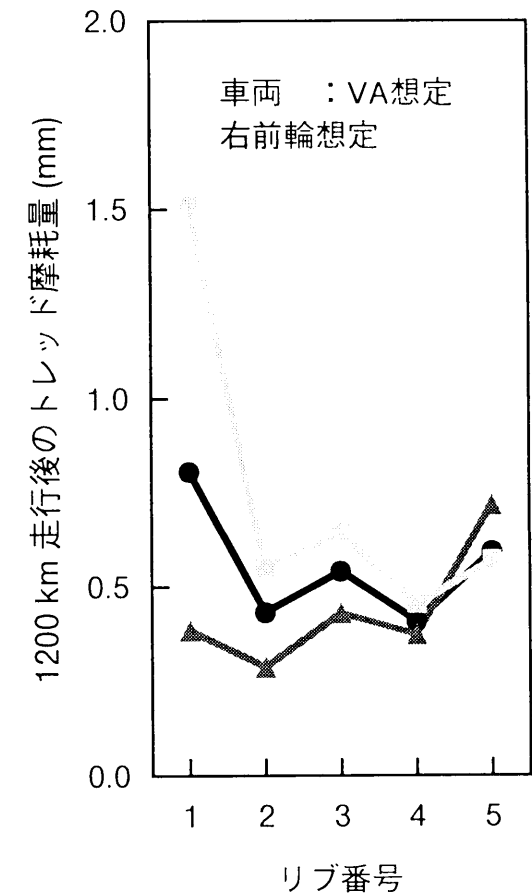
キャンバ角：0 °

モード走行

● トー角 0.1 ° (トーイン)  
▲ トー角 -0.1 ° (トーアウト)  
◇ トー角 0.6 ° (トーイン)



(a) 実車摩耗試験  
(試験路面 B, アスファルト路面)

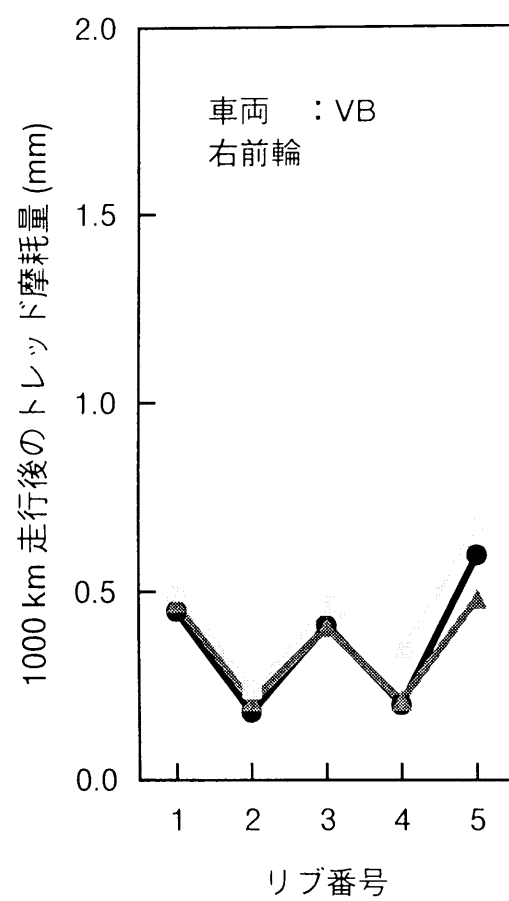


(b) 台上摩耗試験  
(試験機B, セーフティ・ウォーク貼付ドラム路面)

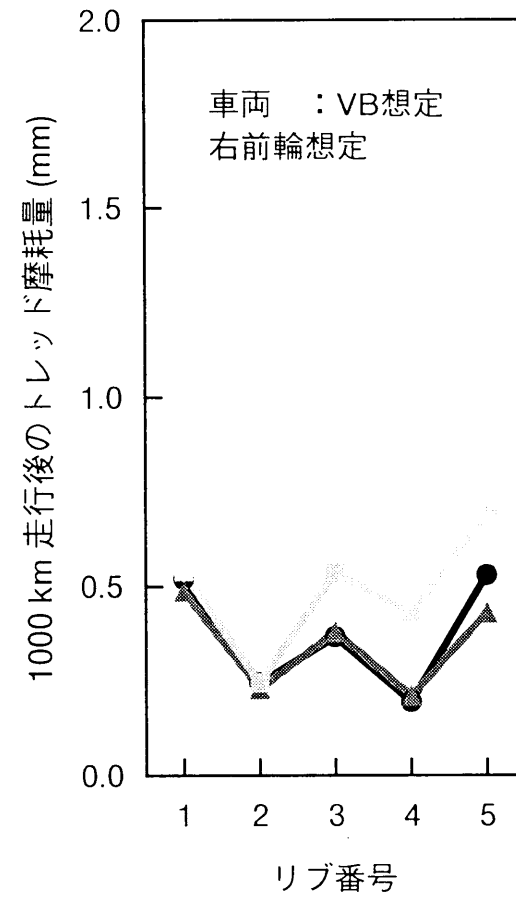
図 3. 14 実車および台上摩耗試験におけるトレッド摩耗量の分布  
(モード走行, ラジアルタイヤ, トー角変化)

タイヤ：RW3 (185/70R14)  
 リム：14×5JJ  
 荷重：3.5 kN  
 内圧：190 kPa  
 直進時前輪横力：0 kN  
 モード走行

● キャンバ角 0° (トーアウト 0.06°)  
 ▲ キャンバ角 2° (トーイン 0.01°)  
 ○ キャンバ角 -2° (トーアウト 0.13°)



(a) 実車摩耗試験  
 (試験路B, アスファルト路面)

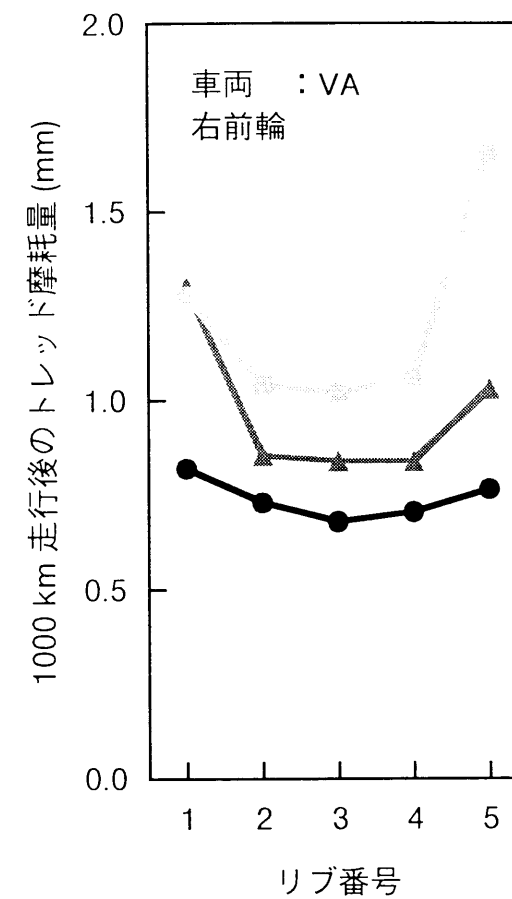


(b) 台上摩耗試験  
 (試験機B, セーフティ・ウオーク貼付ドラム路面)

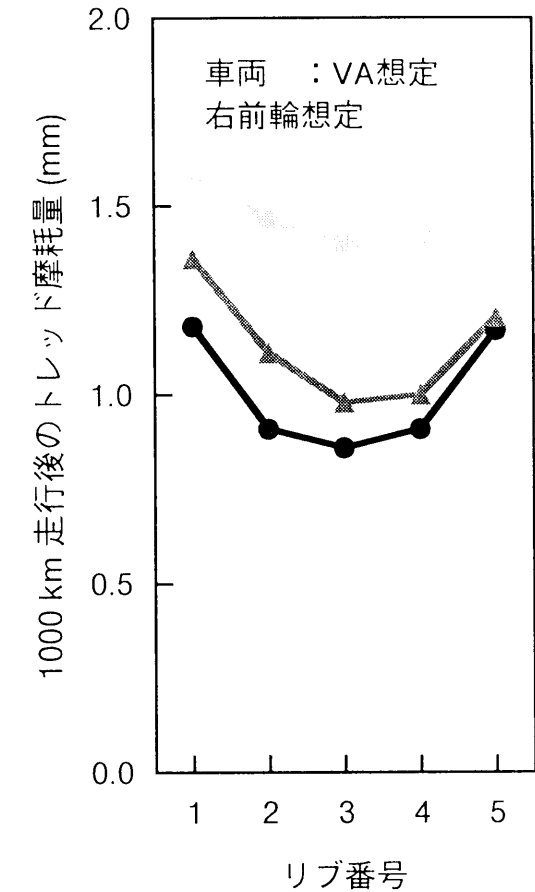
図 3.15 実車および台上摩耗試験におけるトレッド摩耗量の分布  
 (モード走行, ラジアルタイヤ, キャンバ角変化)

タイヤ：BW1 (6.45-14)  
 リム：14×4.5JJ  
 荷重：3.5 kN  
 内圧：190 kPa  
 直進時前輪横力：0 kN  
 モード走行

● キャンバ角 0° (トーアウト 0.11°)  
 ▲ キャンバ角 2° (トーイン 0.14°)  
 ○ キャンバ角 -2° (トーアウト 0.36°)

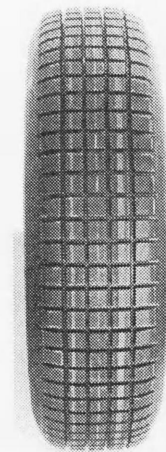


(a) 実車摩耗試験  
 (試験路B, アスファルト路面)



(b) 台上摩耗試験  
 (試験機B, セーフティ・ウオーク貼付ドラム路面)

図 3.16 実車および台上摩耗試験におけるトレッド摩耗量の分布  
 (モード走行, バイアスタイヤ, キャンバ角変化)



タイヤ RW4

図 3. 17 ゴム試料の摩耗と比較するための  
台上トレッド摩耗試験に用いる試験タイヤ

表3. 5 タイヤ RW4 の諸元

タイヤ寸法	185/70R13
リム寸法	13×5.5JJ
内圧	190 kPa
ゴム配合	B (表3.7参照)

表 3. 6 ゴム試料摩耗試験と比較するためのトレッド摩耗試験の条件

タイヤ	RW4 (185/70R13)
荷重	3.1 kN
内圧	190 kPa
横力	340 N
キャンバ角	0 °
走行形式	直進走行 (自由転動)
試験機	試験機 A
路面	A240 研磨布貼付フラットベルト路面
路面のダスティング	タルクを散布
走行速度	60 km/h
周囲温度	25 °C (± 2°C )
路面温度	ベルト裏面を 25 °C (± 2°C ) の水により冷却

表 3. 7 トレッドゴムの配合

配合名	B
ポリマー	SBR
カーボン	HAF 70 部
プロセス油	40部

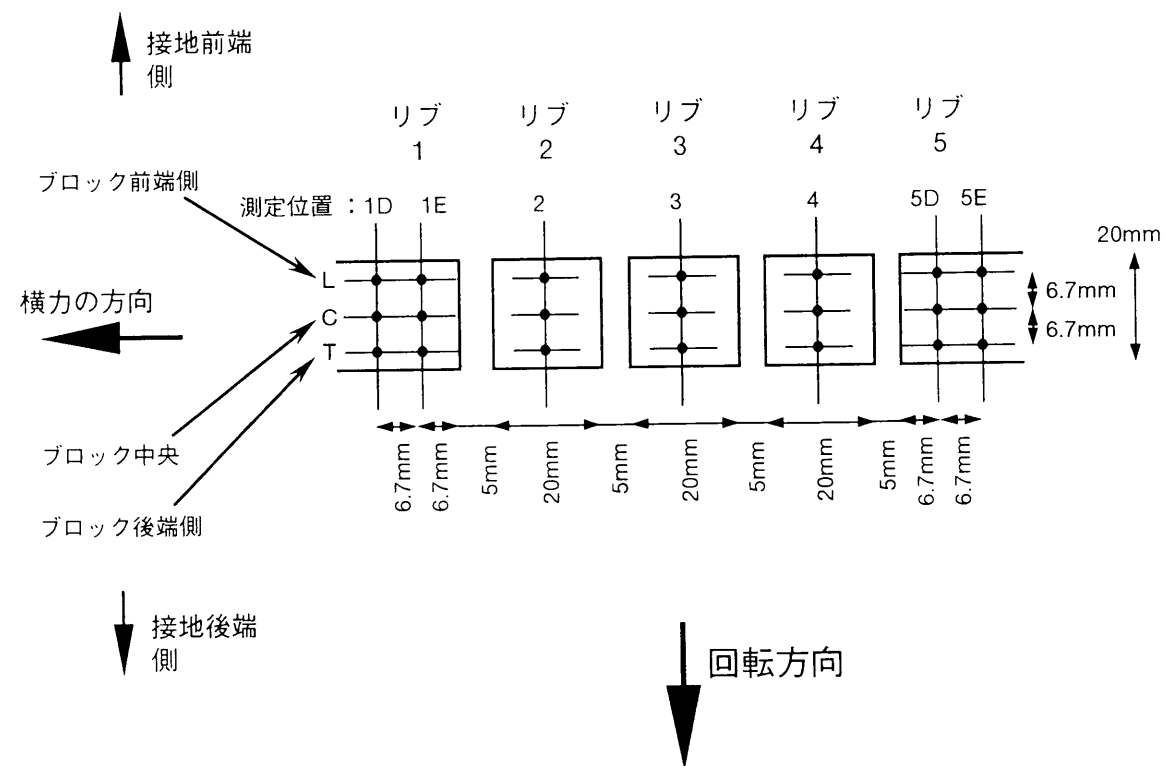


図3.18 ゴム試料の摩耗と比較するためのトレッド摩耗量の測定位置

### 3. 8. 2. 結果

一定の摩擦条件でゴムを摩擦し続けた場合、摩擦初期には過渡的な初期摩耗が現れ、その後摩耗は、摩耗率一定な定常摩耗へと移行する。しかし、トレッド上各点の摩擦条件は、トレッド摩耗の進行にともなって変化すると考えられている。したがって、トレッド摩耗においては、厳密な意味での定常摩耗は存在しない<sup>(8)</sup>。本論文では便宜上、図 3. 19 に示す様に、走行距離 0 km から 100 km の間を初期摩耗領域、走行距離 100 km から 500 km の間を第 1 期走行、走行距離 500 km から 1000 km の間を第 2 期走行と呼ぶ。第 1 期以降は、初期摩耗を終了しているが、摩擦条件が変化するために、徐々に摩耗率が変化する領域である。

図 3. 20 に 500 km 走行後（初期摩耗領域および第 1 期走行後）のトレッド摩耗量の分布を示す。

つぎに、走行距離 100 km と 500 km におけるトレッド摩耗量の差を 400 km で除し、第 1 期走行中の平均摩耗率（走行距離 1 km あたりの摩耗量）とする。結果を、図 3. 21 に示す。

### 3. 9. 第 3 章の結言

第 2 章の車両モデルを用いて、実車摩耗試験において前輪に加わる横力を計算した。これと同じ横力を発生させて台上摩耗試験を行うことにより、実車のトレッド摩耗の分布を再現できることが確認された。

つまり、第 2 章の車両モデルを用いて計算した横力は、トレッド摩耗において支配的な因子であると言える。

タイヤ：RW4 (185/70R13, ゴム配合B)  
 荷 重：3.1 kN  
 リ ム：13×5.5JJ  
 内 圧：190 kPa  
 キャンバ角：0°  
 前輪横力：340 N  
 直進走行  
 走行速度：60 km/h  
 路 面：A240研磨布貼付フラットベルト  
 周囲温度：25℃

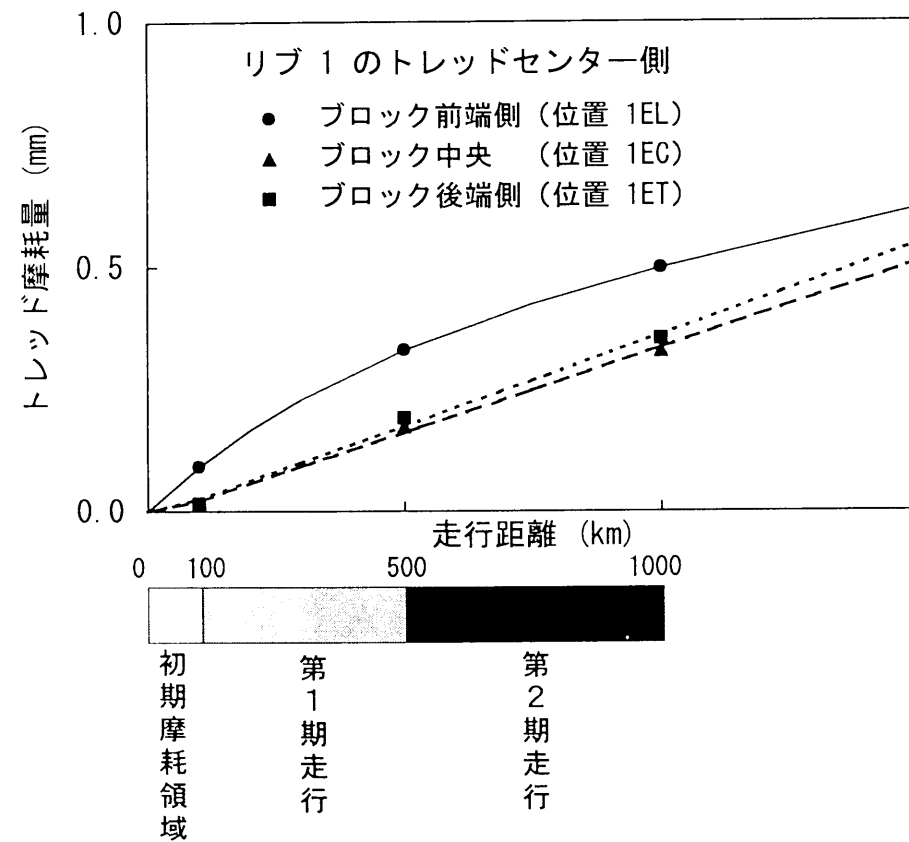


図 3. 19 トレッド摩耗試験における走行期間の定義

タイヤ：RW4 (185/70R13, ゴム配合B)  
 荷 重：3.1 kN  
 リ ム：13×5.5JJ  
 内 圧：190 kPa  
 キャンバ角：0°  
 前輪横力：340 N  
 直進走行  
 走行速度：60 km/h  
 路 面：A240研磨布貼付フラットベルト  
 周囲温度：25℃

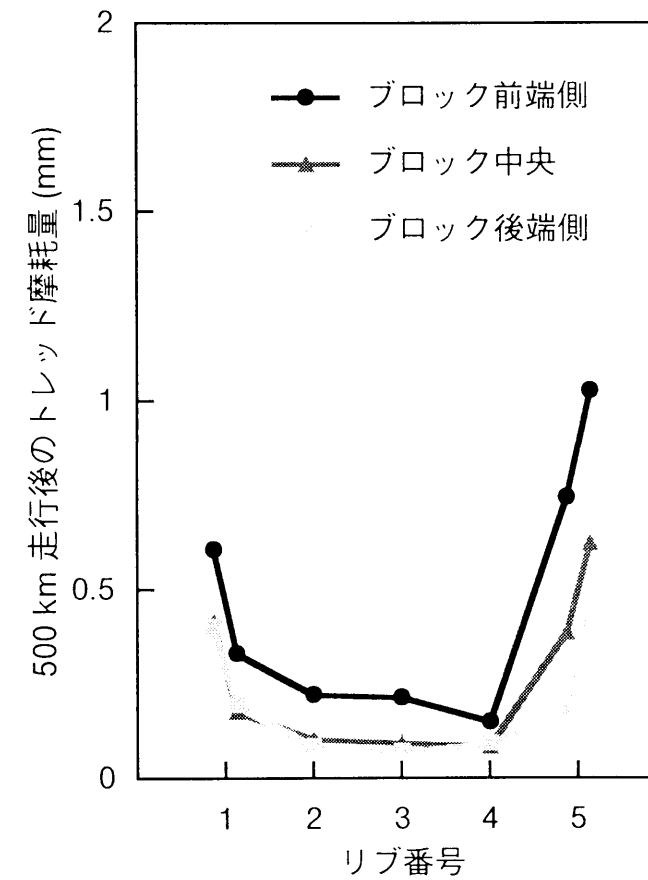
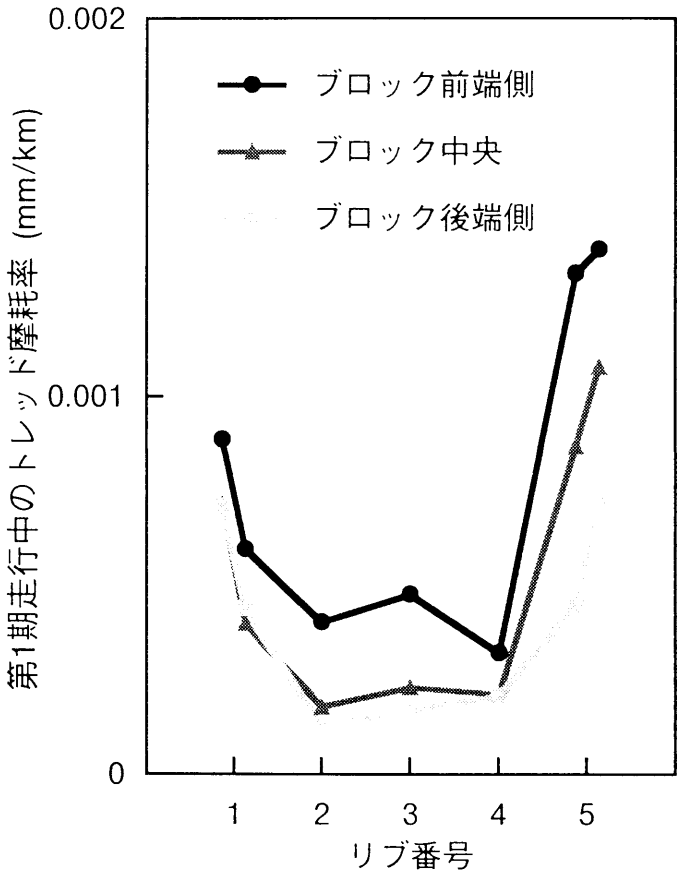


図 3. 20 ゴム試料の摩耗と比較するための  
台上トレッド摩耗試験の結果 (試験機 A)



タイヤ：RW4 (185/70R13, ゴム配合B)  
荷 重：3.1 kN  
リ ム：13×5.5JJ  
内 圧：190 kPa  
キャンバ角：0 °  
前輪横力：340 N  
直進走行  
走行速度：60 km/h  
路 面：A240研磨布貼付フラットベルト  
周囲温度：25℃



第4章

走行中のトレッドの摩擦条件<sup>(52)(53)(54)</sup>

図 3. 21 ゴム試料の摩耗と比較するための  
台上トレッド摩耗試験の結果（試験機 A）,  
第1期走行中（走行距離 100 km から 500 km）  
のトレッド摩耗量

#### 4. 1. 緒言

旋回や制動・駆動によるタイヤの弾性変形により、トレッドと路面の間にはすべりが生じる。また3次元の曲率をもつトレッドが路面に接地することにより、タイヤの自由転動、直進時にも、すべりが生じる。これらの原因によるすべりが、トレッド摩耗の原因であると考えられる。また、この時のすべり速度、摩擦力、接地圧、温度などが、トレッド摩耗に影響を及ぼす摩擦条件であると考えられる。

これまでのマクロモデル<sup>(1)(2)(4)</sup>では、タイヤ接地面にわたって均一なすべりと単純な接地圧分布を想定しているが、Browne 等<sup>(6)</sup>の測定によれば、 $1^\circ$  以下の小さなスリップ角で転動中のトレッドのすべりおよび接地圧は、接地面内で複雑に変化する。第3章で計算した様に、実際のタイヤは主に  $1^\circ$  以下のスリップ角で使用されるため、トレッド摩耗の研究においては、この複雑なすべりを把握する必要がある。

本章では、トレッド摩耗試験中のトレッドの摩擦条件を明らかにすることを目的として、トレッド摩耗試験に用いたのと同じのタイヤについて、測定を行う。

#### 4. 2. トレッドのすべり量および接地面に加わる力の定義

図 4. 1 にトレッドのすべり量の定義を示す。スリップ角をもって横力を発生しながら自由転動するタイヤを想定する。図の灰色の部分、タイヤの接地面を表す。まず、図 4. 1 (a) に○印で示した、トレッド上の一点に着目する。図 4. 1 (a)においては、この点は、接地前端にあって、路面との接触を開始するところである。タイヤが転動すると、図 4. 1 (b), (c), (d)の様に、接地面は図の上方に前進し、接地前端から着目する点までの距離は長くなる。自由転動を想定しているので、点が接地してからタイヤの転動距離は、接地前端から点までの距離と等しい。スリップ角をもって転動しているため、トレッドは横方向に変形し、着目する点には弾性力が加わるが、トレッドは路面に押しつけられているため、図 4. 1 (b), (c), (d)では、点は路面にほとんど粘着している。弾性変形は、接地前端からの距離が増すにつれて大きくなり、図 4. 1 (b)の様に、点は横方向にすべる。すべる前に点が接触していた路面上の位置と、すべっている時の点との横方向の距離を、トレッド横すべり量  $y_s$  と呼ぶ。それ以降は、図 4. 1 (f), (g)の様に、接地前端からの距離が増すにつれてトレッド横すべり量は大きくなり、図 4. 1 (h)の様に、点は接地後端に到達して、路面との接触を終了する。

実際のトレッド上の点の動きは、ここで示したよりも複雑であるが、以上の定義により、トレッド横すべり量は、タイヤの転動距離 (= 接地前端からの距離) の関数として扱うことができる。また、トレッド上の点は前後方向にもすべりを生じる。すべる前に点が接触していた路面上の位置と、すべっている時の点との前後方向の距離を、トレッド前後すべり

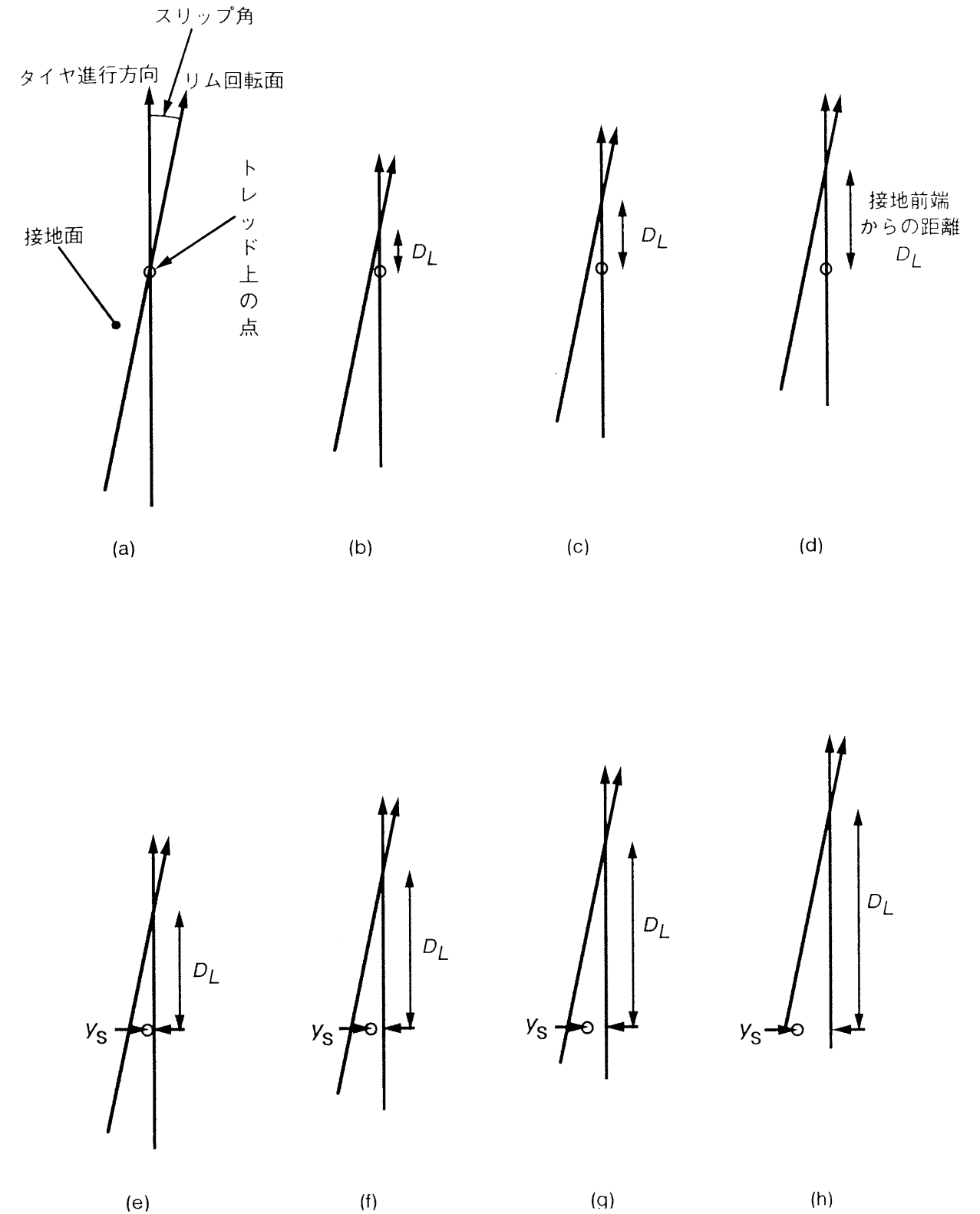


図 4. 1 トレッド横すべり量  $y_s$  の定義

量  $x_s$  と呼ぶ。

図 4.2 にトレッドすべり量の座標を示す。タイヤの進行に沿って後方に前後すべり量  $x_s$  の方向を、それと直角な左向きに横すべり量  $y_s$  の方向を定める。

トレッドがすべる時、すべり方向とは逆向きの摩擦力がトレッドに加わる。また、すべっていない時にも、トレッドの弾性変形による力加わる。図 4.3 に接地面に加わる力の座標を示す。タイヤの進行に沿って前方にトレッドに加わる単位面積あたりの力を、接地面前後せん断力  $p_x$  と呼ぶことにする。また、それと直角な右向きにトレッドに加わる単位面積あたりの力を、接地面横せん断力  $p_y$  と呼ぶことにする。

#### 4. 3. トレッドのすべりに及ぼす走行速度の影響

これまで、トレッドの接地面内すべりについては、多くの測定結果が報告されている<sup>(6)(45)</sup>。しかしそれらは、タイヤが 1 km/h 以下の極めて低い速度で走行している場合の測定結果であり、実際の車両走行速度におけるトレッドのすべりを測定した例は、見あたらない。極低速と実際の走行速度でのすべりの間に相似性があるならば、測定の容易な低速でのデータから、実際の走行速度でのすべりを推定することができる。

##### 4. 3. 1. 測定方法

図 4.4 に、トレッドのすべり量および接地面に加わる力を測定するための装置の概念図を示す。ドラム式タイヤ試験機（第 3 章で用いた試験機 B）のドラムに設けた穴に、トレッドすべり量および接地面に加わる力を検出するセンサを固定する。センサ表面以外のドラム表面には、C1000 研磨紙を貼付してある。ドラムを回転させ、タイヤがセンサ上を通過する時のトレッドすべり量および接地面に加わる力をセンサで検出する。検出した信号を、ドラムに固定したアンプで処理・増幅し、スリッピングを介して信号記録用コンピュータに入力する。

図 4.5 に、検出部の原理を示す。トレッドブロックに光ファイバを埋め込み、トレッド表面にできる光の点の動きを、イメージファイバを介して光位置検出素子（PSD）で検出する。データは光の点の二次元座標として出力される。その変化をトレッドの前後および横方向のすべり量として記録する。また、イメージファイバを圧電型ロードセルで支持することにより、接地面せん断応力および接地圧を同時に測定する。

なお、この測定装置は、被測定点が接地を終えた後もその変位を検出するので、同時に測定した接地圧から接地前端・後端を定め、接地面外の範囲を削除する必要がある。本研究では、接地圧の測定結果が零となる範囲を接地面外として削除する。

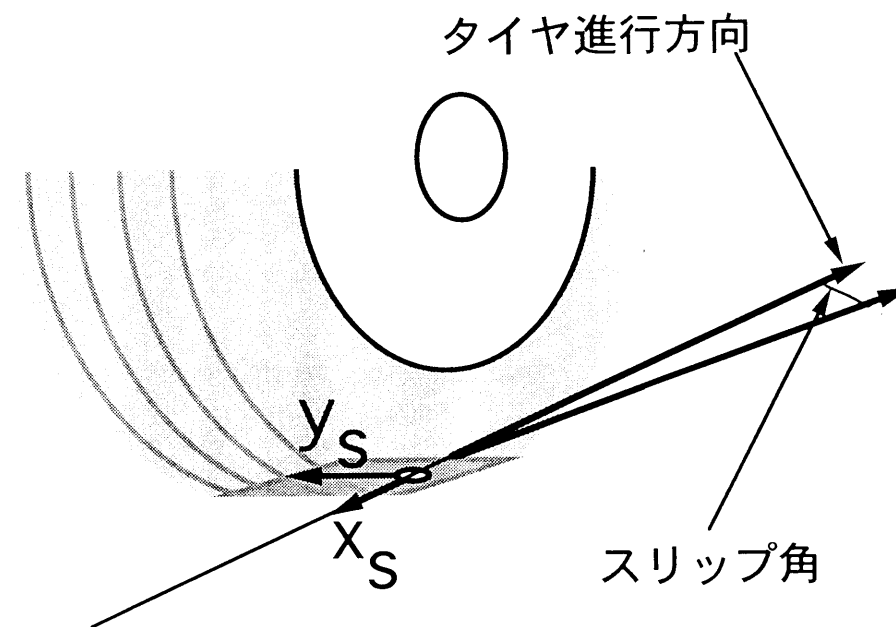


図 4.2 トレッドすべり量の座標

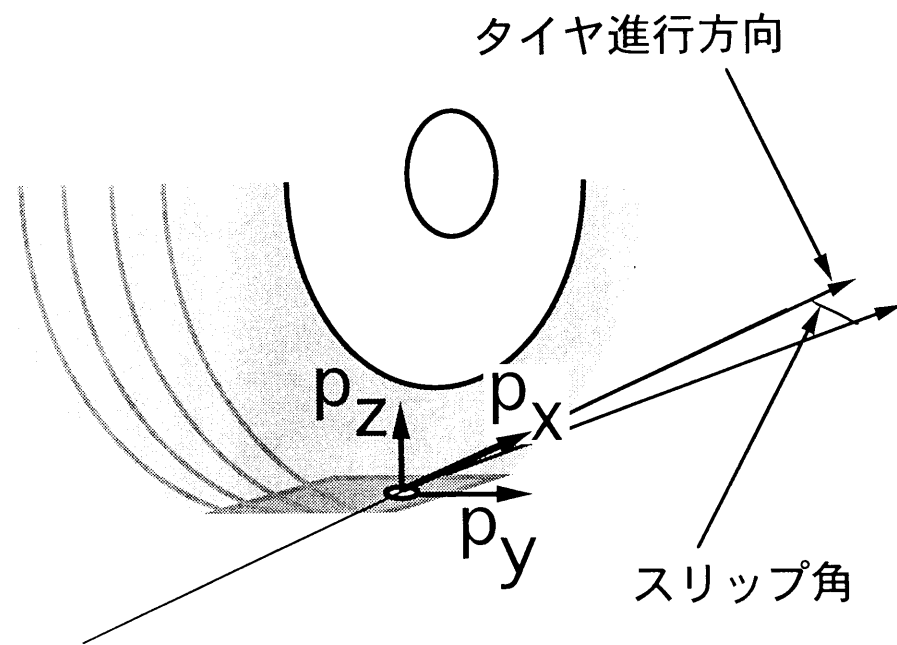


図 4.3 接地面せん断応力および接地圧の座標

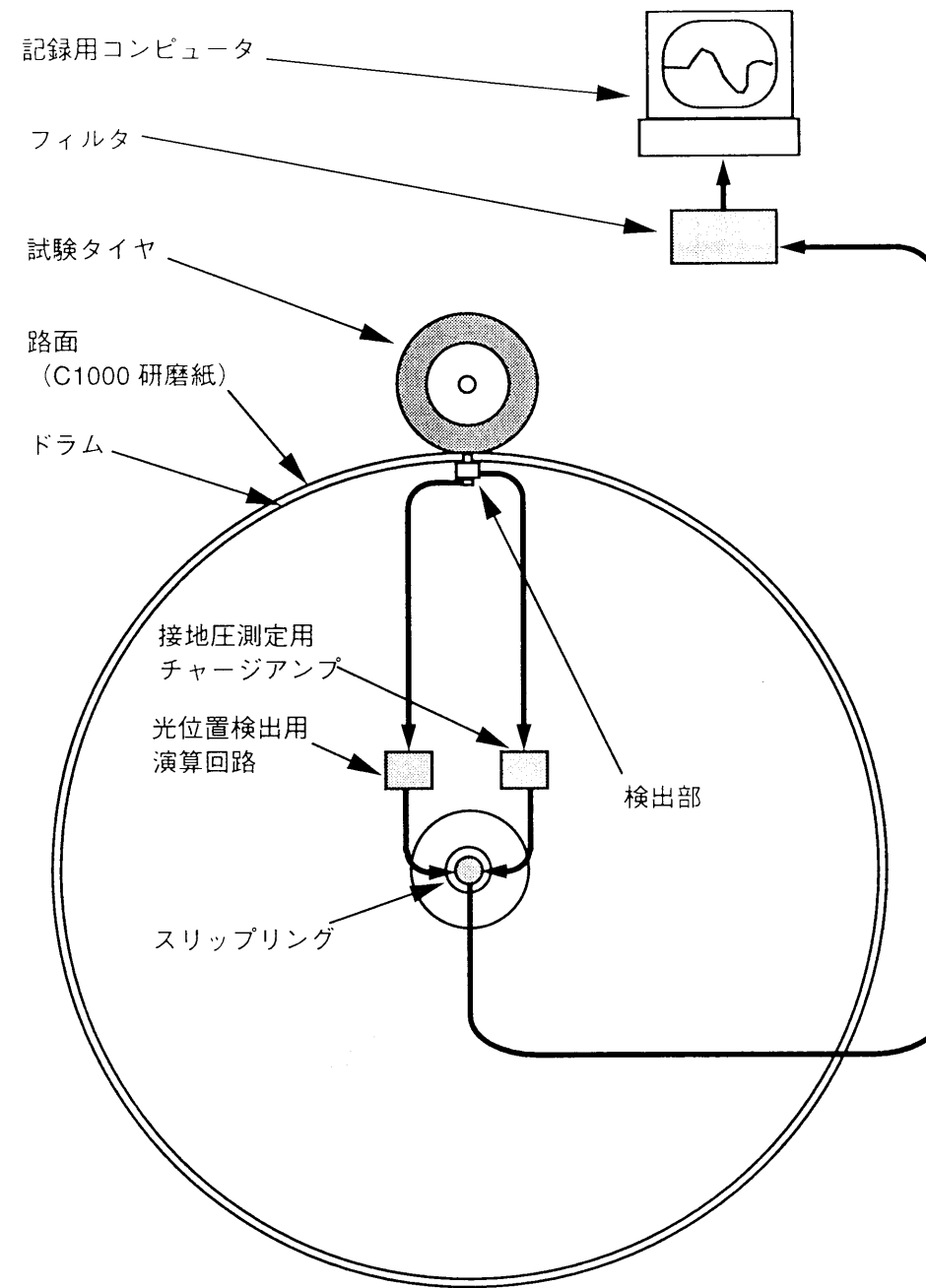


図 4.4 光センサを利用したトレッドすべり量測定装置の概念図

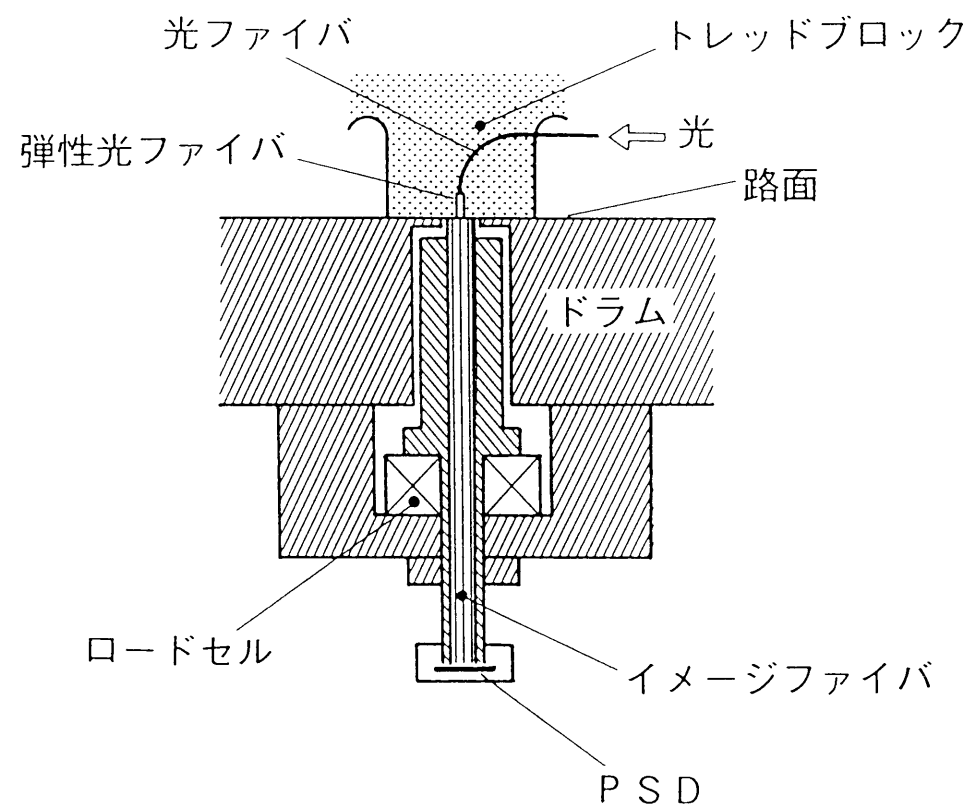


図4.5 光センサを利用したトレッドすべり量の測定装置

#### 4. 3. 2. 測定条件

測定条件を表4.1に示す。路面がC1000 研磨紙貼付ドラムであることと、速度が4水準であることを除き、第3章3.8節のトレッド摩耗試験と同じ条件である。第3章の図3.18に示した摩耗量の測定位置の内、リブ3, 4, 5（位置5E）のブロック中央の横すべり量を測定する。

#### 4. 3. 3. 測定結果

図4.6～4.8に、1 km/h から 37 km/h における横すべり量  $y_s$  の測定結果を示す。高い走行速度におけるすべり量が、低い走行速度に比べて小さくなる傾向が見られるが、3ヶ所の測定位置の間でのすべり量の相対的な分布は相似である。この測定の範囲では、実際の走行速度における横すべり量の分布は、極低速における測定から推定できると言える。

図4.9～4.11に、測定結果から求めた単位転動距離あたりの横すべり量  $dy_s / dD$  を示す。図4.12～4.14は、接地後端近くの部分を拡大したものである。走行速度による測定結果の差は最大30%程度である。このことは、実際の走行速度におけるトレッドの横すべり速度は、低速で測定した  $dy_s / dD$  から次式を用いて30%程度の精度で求められることを示している。

$$\dot{y}_s = \frac{dy_s}{dt} = \frac{dy_s}{dD} \frac{dD}{dt} = \frac{dy_s}{dD} v \quad (4.1)$$

ここに、 $D$  はタイヤの転動距離、 $t$  は時間、 $v$  はタイヤの走行速度である。

以上の結果から、本研究の以降の節では、極低速における測定からトレッドの摩擦条件の値を求めることとする。

#### 4. 4. トレッドのすべり量、接地面せん断応力および接地圧の測定

##### 4. 4. 1. 測定方法

第3章3.8節のトレッド摩耗試験と同じ条件下で、極低速におけるトレッドのすべり量を測定する。トレッド上の測定位置も、図3.18の摩耗量の測定位置と同じである。

図4.15に、装置の概念図を示す。フラットテーブル式タイヤ試験機の路面に設けた穴に、センサを固定する。テーブルを移動させ、タイヤがセンサ上を通過する時のトレッドすべり量、接地面せん断応力および接地圧をセンサで検出する。検出した信号を、アンプで処理・増幅し、信号記録用コンピュータに入力する。

図4.16に検出部の原理<sup>(55)</sup>を示す。触針を内蔵した円管を路面に埋め込み、円管の上端

表 4. 1   トレッドのすべりに及ぼす走行速度の影響の測定条件

タイヤ	RW4 (185/70R13)
リム	13×5.5JJ
荷重	3.1 kN
内圧	190 kPa
キャンバ角	0°
横力	340 N
路面	C1000 研磨紙貼付ドラム (測定部は C1000 仕上げ石英光ファイバ)
走行速度	1, 5, 10, 37 km/h
路面温度および周囲温度	25℃
測定位置	リブ 3, 4, 5 のブロック中央

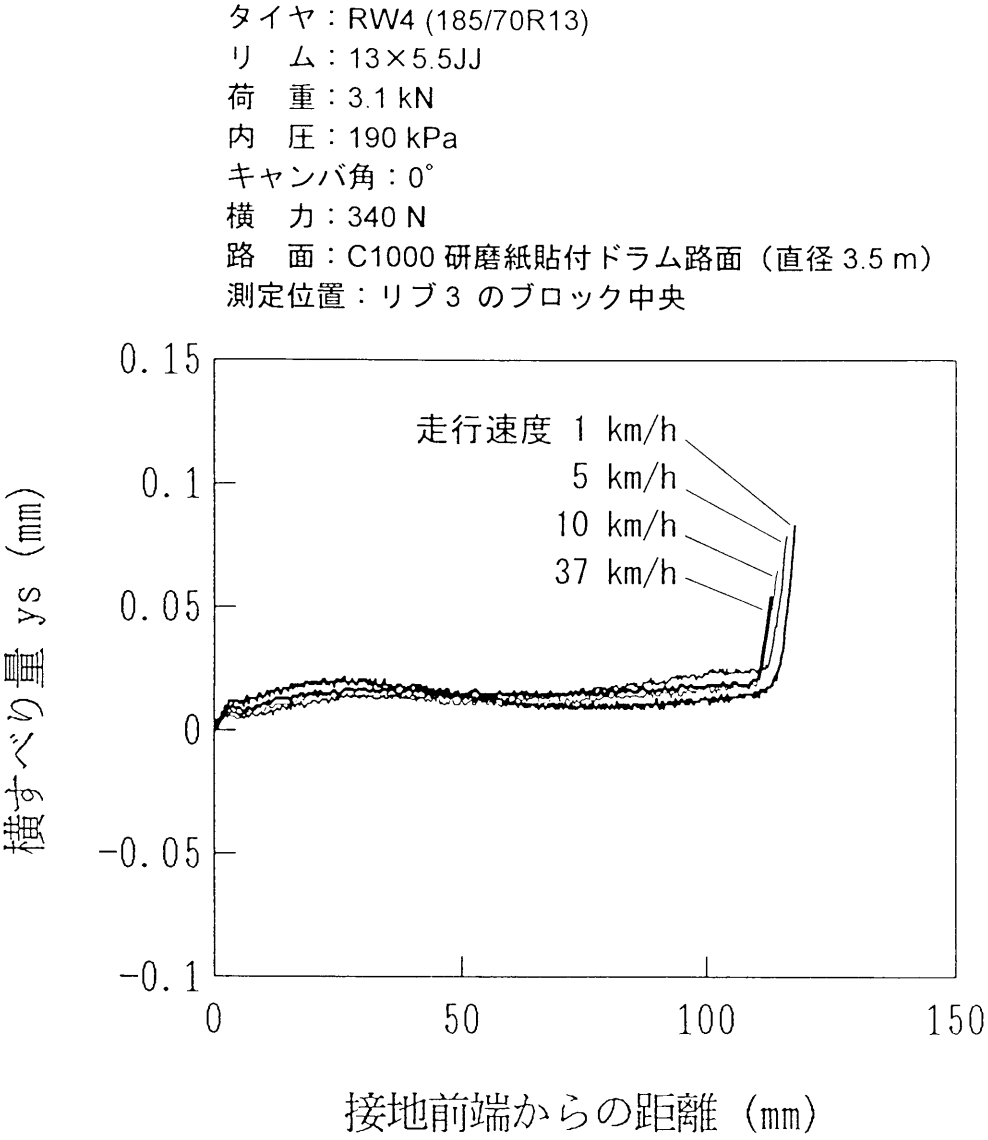


図 4. 6   トレッド横すべり量に及ぼす走行速度の影響

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
 リ ム：13×5.5JJ  
 荷 重：3.1 kN  
 内 圧：190 kPa  
 キャンバ角：0°  
 横 力：340 N  
 路 面：C1000 研磨紙貼付ドラム路面（直径 3.5 m）  
 測定位置：リブ 4 のブロック中央

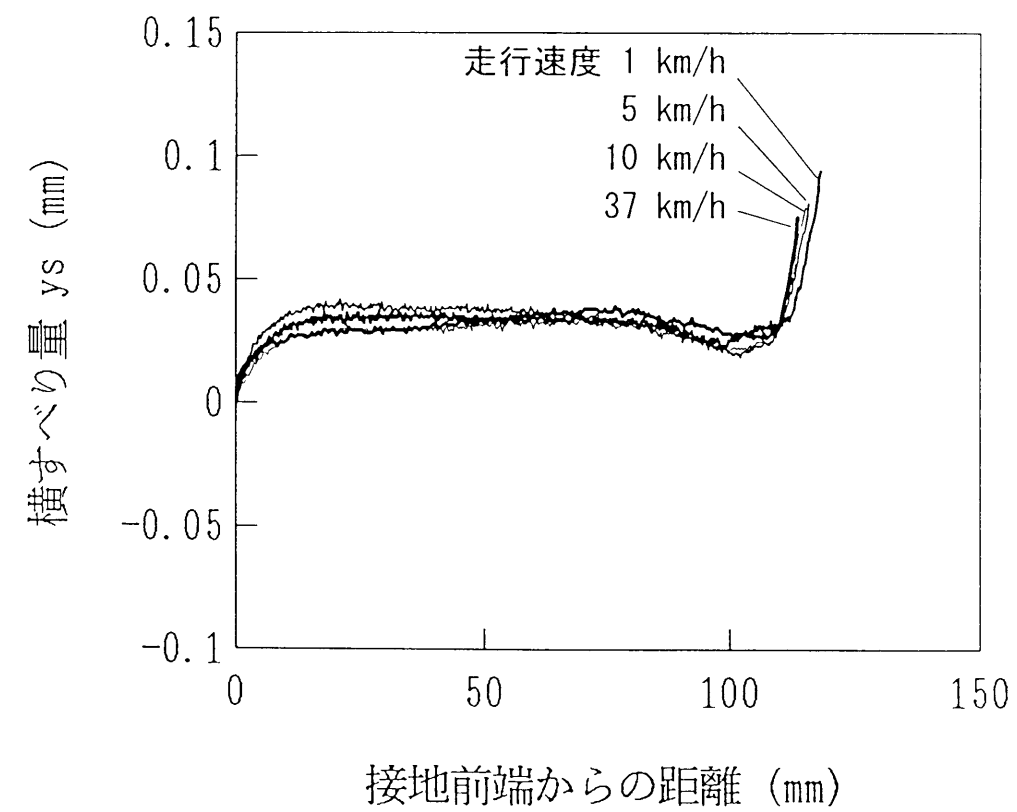


図 4. 7 トレッド横すべり量に及ぼす走行速度の影響

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
 リ ム：13×5.5JJ  
 荷 重：3.1 kN  
 内 圧：190 kPa  
 キャンバ角：0°  
 横 力：340 N  
 路 面：C1000 研磨紙貼付ドラム路面（直径 3.5 m）  
 測定位置：リブ 5 のブロック中央

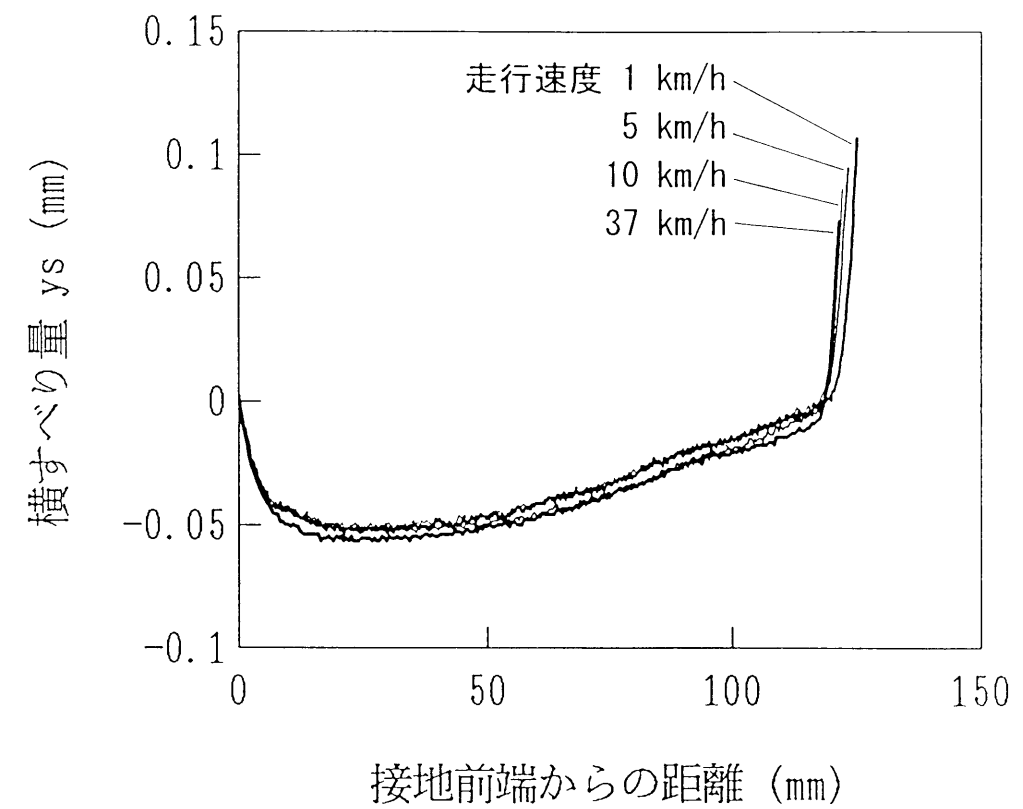


図 4. 8 トレッド横すべり量に及ぼす走行速度の影響

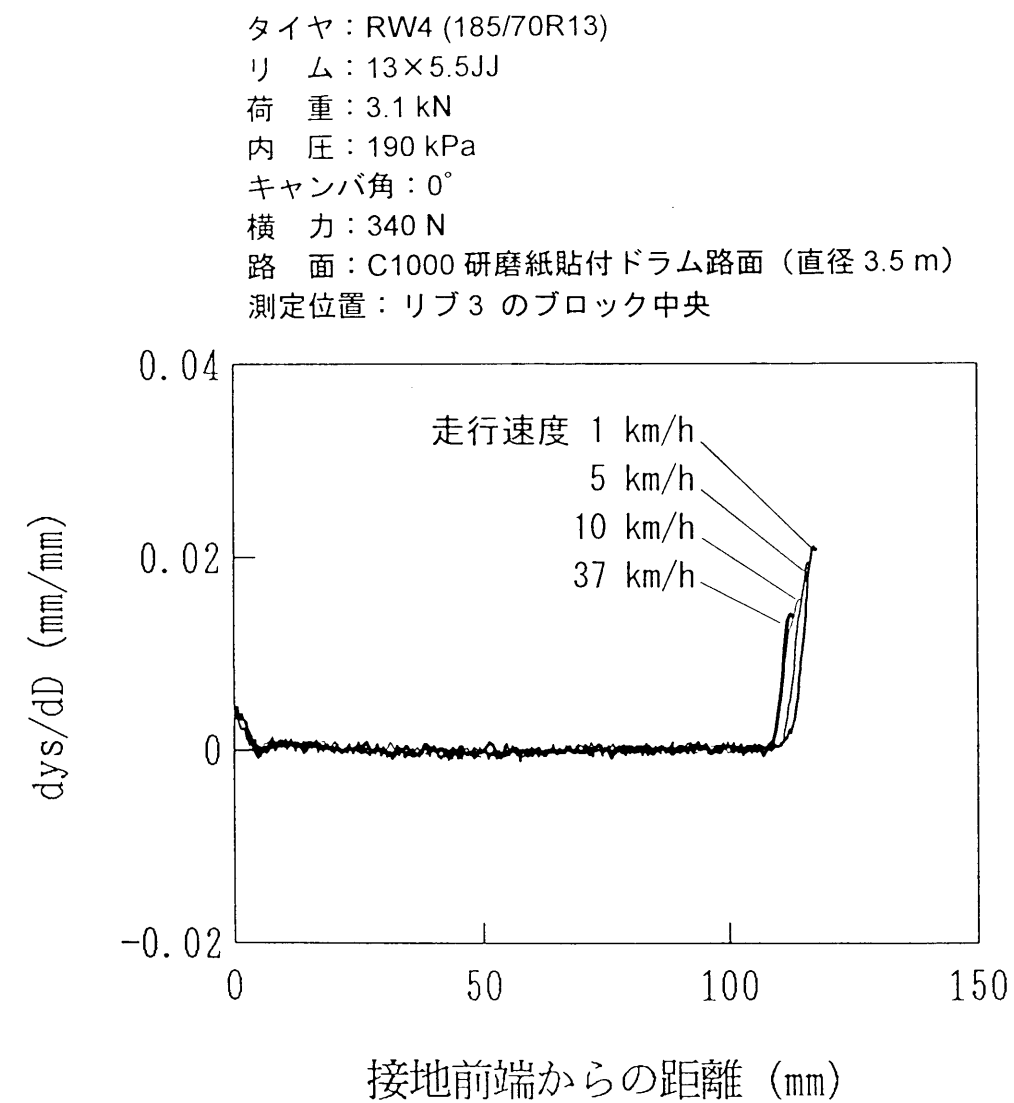


図 4. 9 トレッドの単位転動距離あたりの横すべり量に及ぼす走行速度の影響

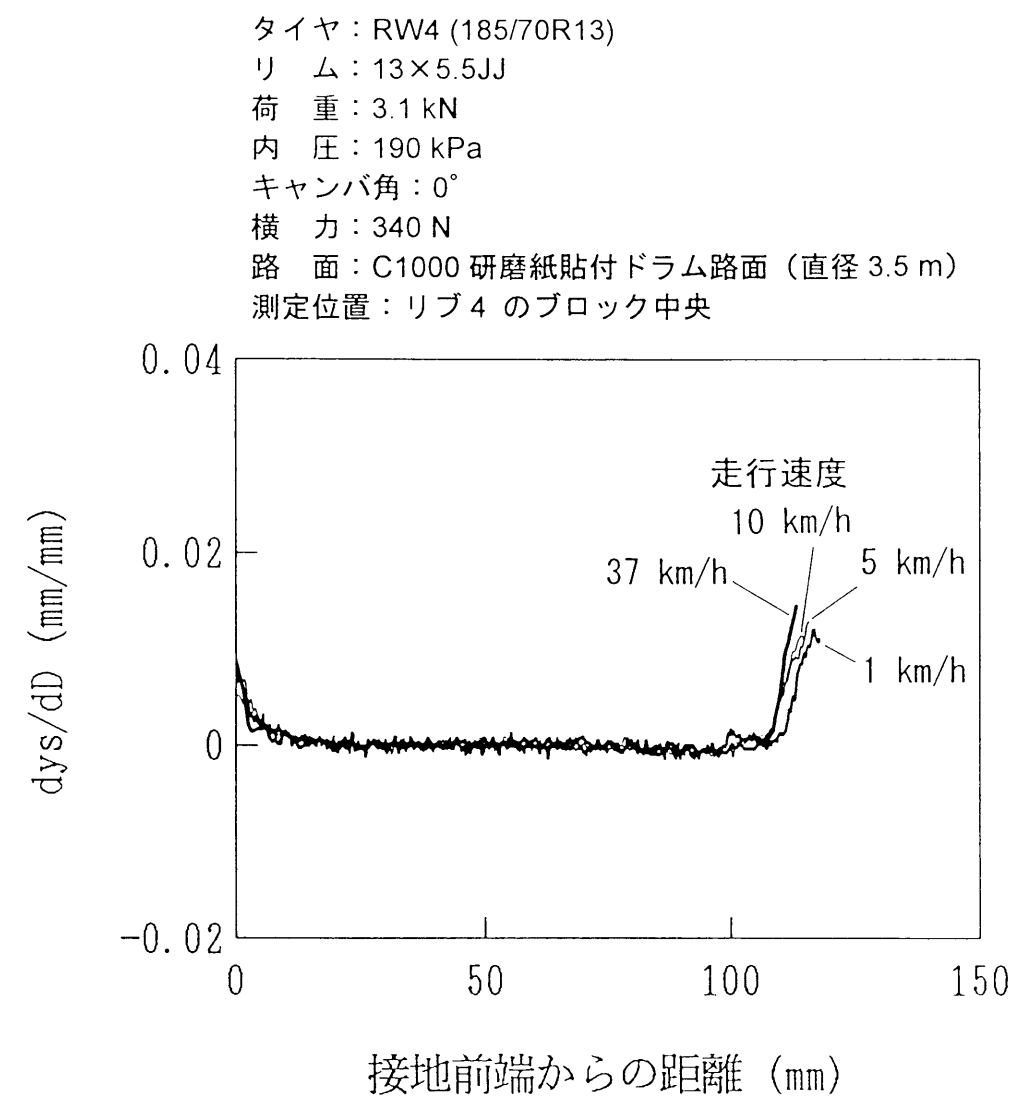


図 4. 10 トレッドの単位転動距離あたりの横すべり量に及ぼす走行速度の影響



タイヤ：RW4 (185/70R13)  
 リ ム：13×5.5JJ  
 荷 重：3.1 kN  
 内 圧：190 kPa  
 キャンバ角：0°  
 横 力：340 N  
 路 面：C1000 研磨紙貼付ドラム路面（直径 3.5 m）  
 測定位置：リブ 5 のブロック中央

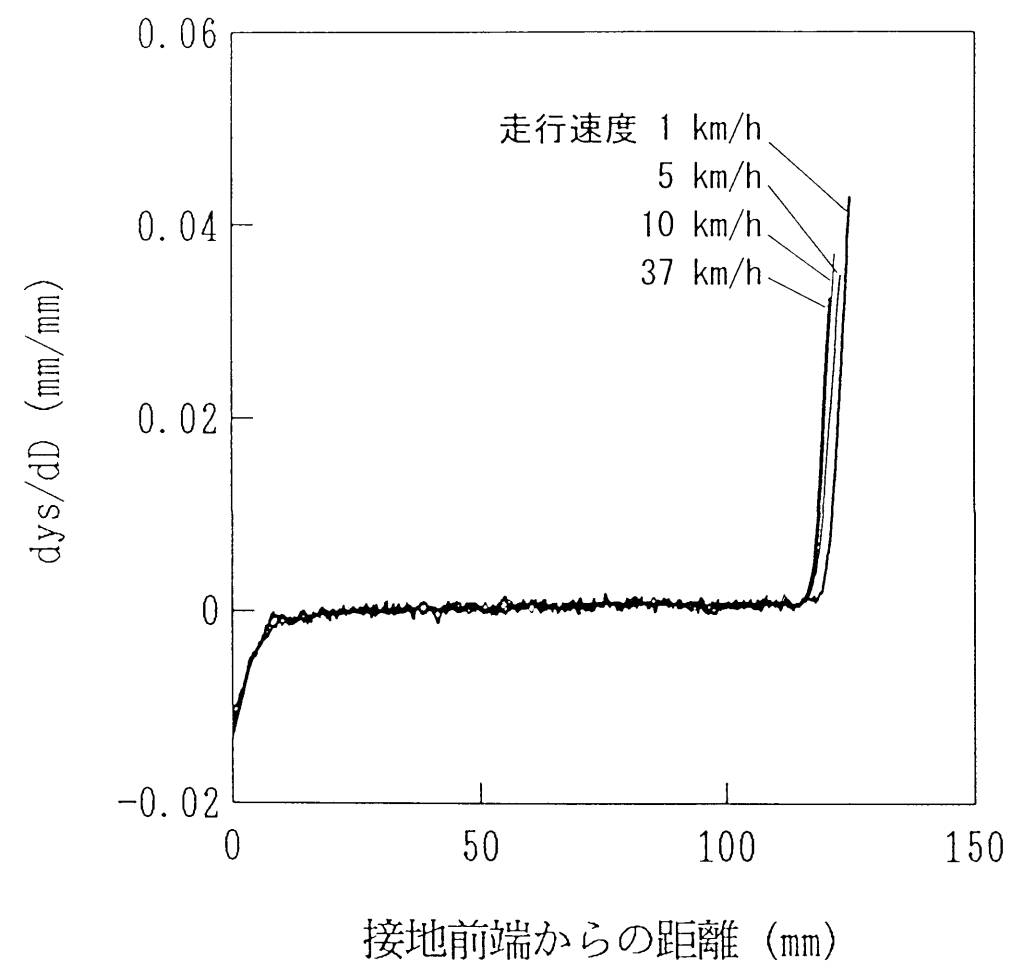


図 4. 11 トレッドの単位転動距離あたりの横すべり量に及ぼす走行速度の影響

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
 リ ム：13×5.5JJ  
 荷 重：3.1 kN  
 内 圧：190 kPa  
 キャンバ角：0°  
 横 力：340 N  
 路 面：C1000 研磨紙貼付ドラム路面（直径 3.5 m）  
 測定位置：リブ 3 のブロック中央

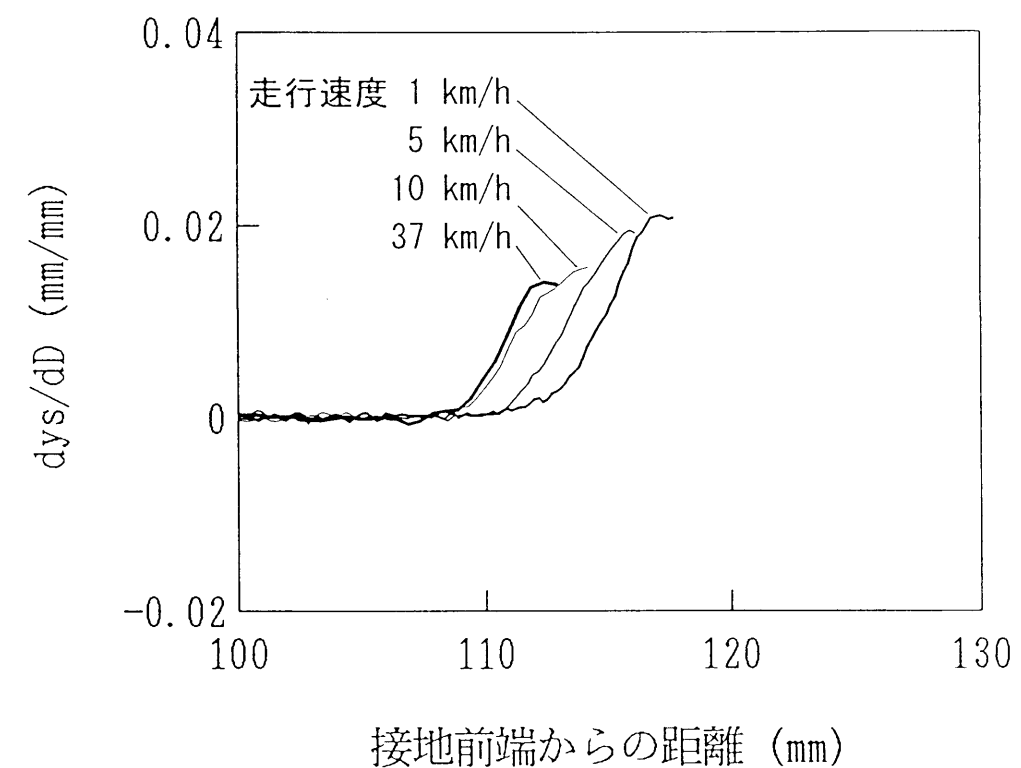


図 4. 12 トレッドの単位転動距離あたりの横すべり量に及ぼす走行速度の影響  
 （接地後端部分の拡大）

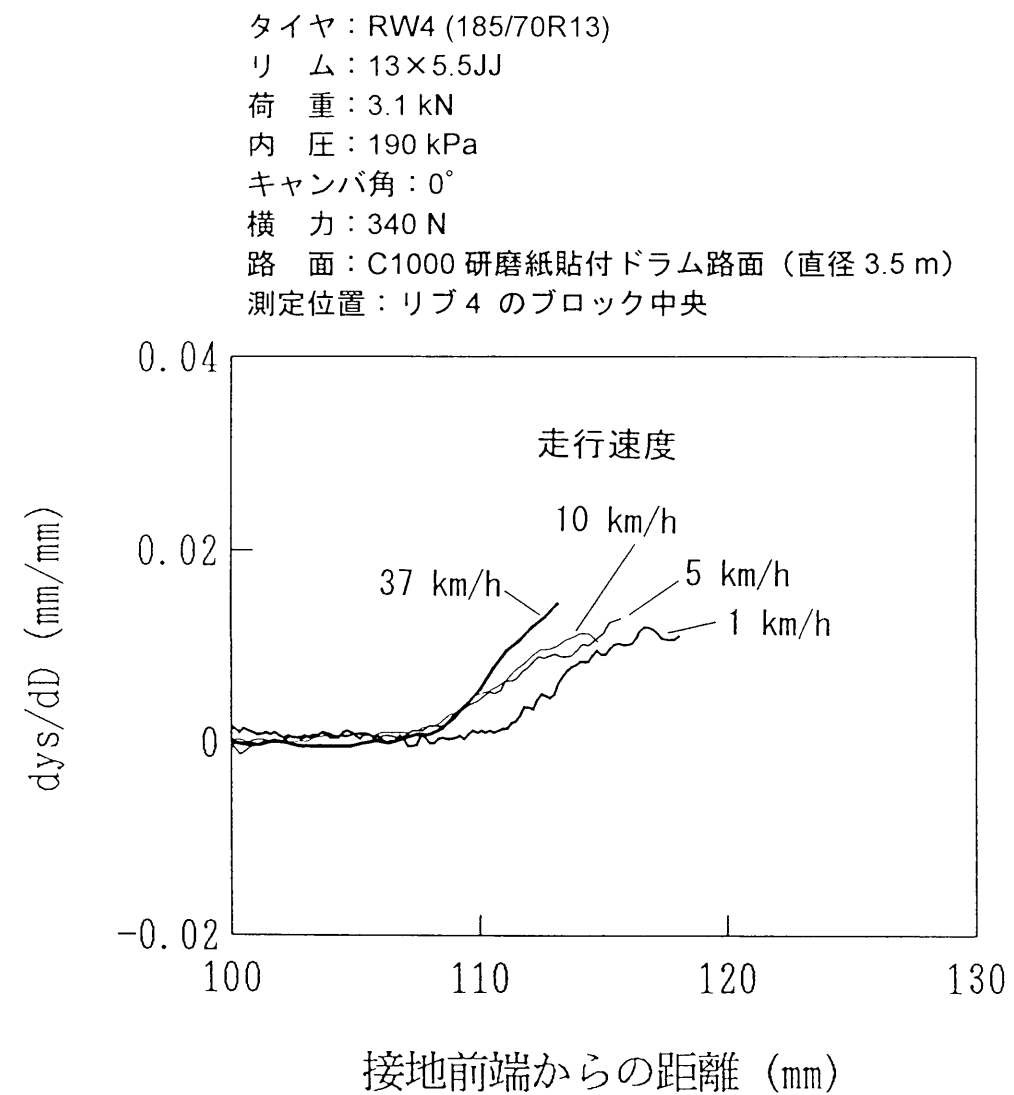


図 4. 13 トレッドの単位転動距離あたりの横すべり量に及ぼす走行速度の影響  
 （接地後端部分の拡大）

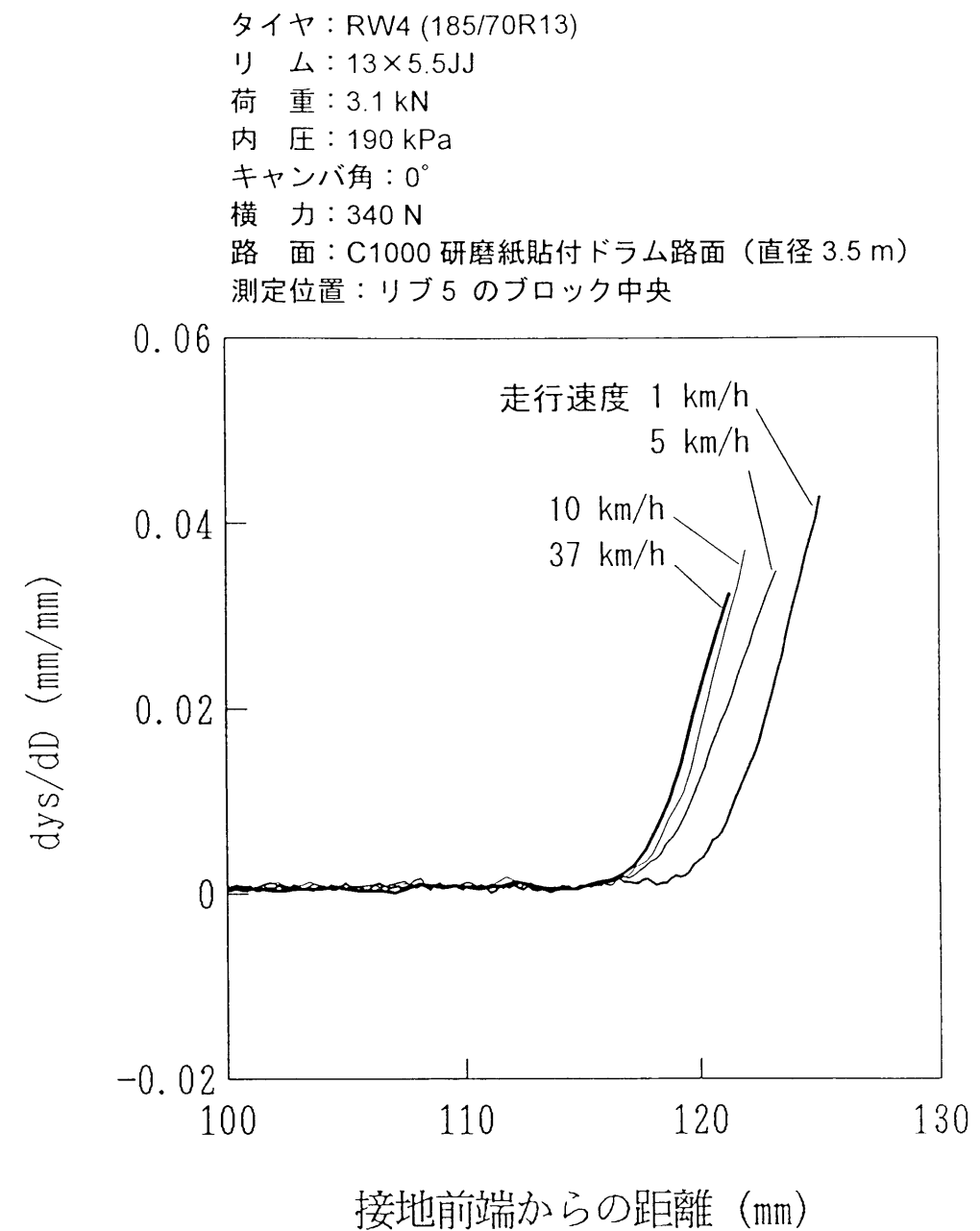


図 4. 14 トレッドの単位転動距離あたりの横すべり量に及ぼす走行速度の影響  
 （接地後端部分の拡大）

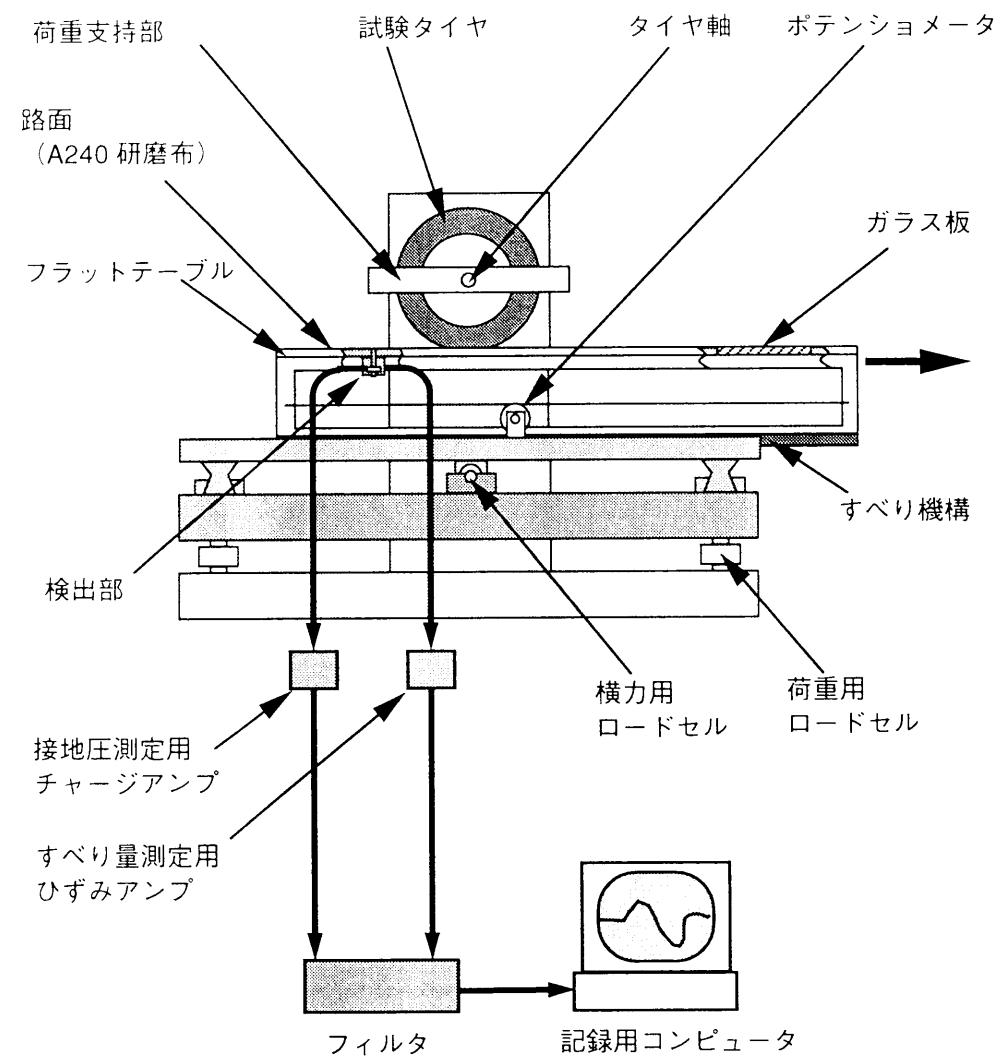


図4.15 トレッドの摩擦条件を測定するための装置の概念図

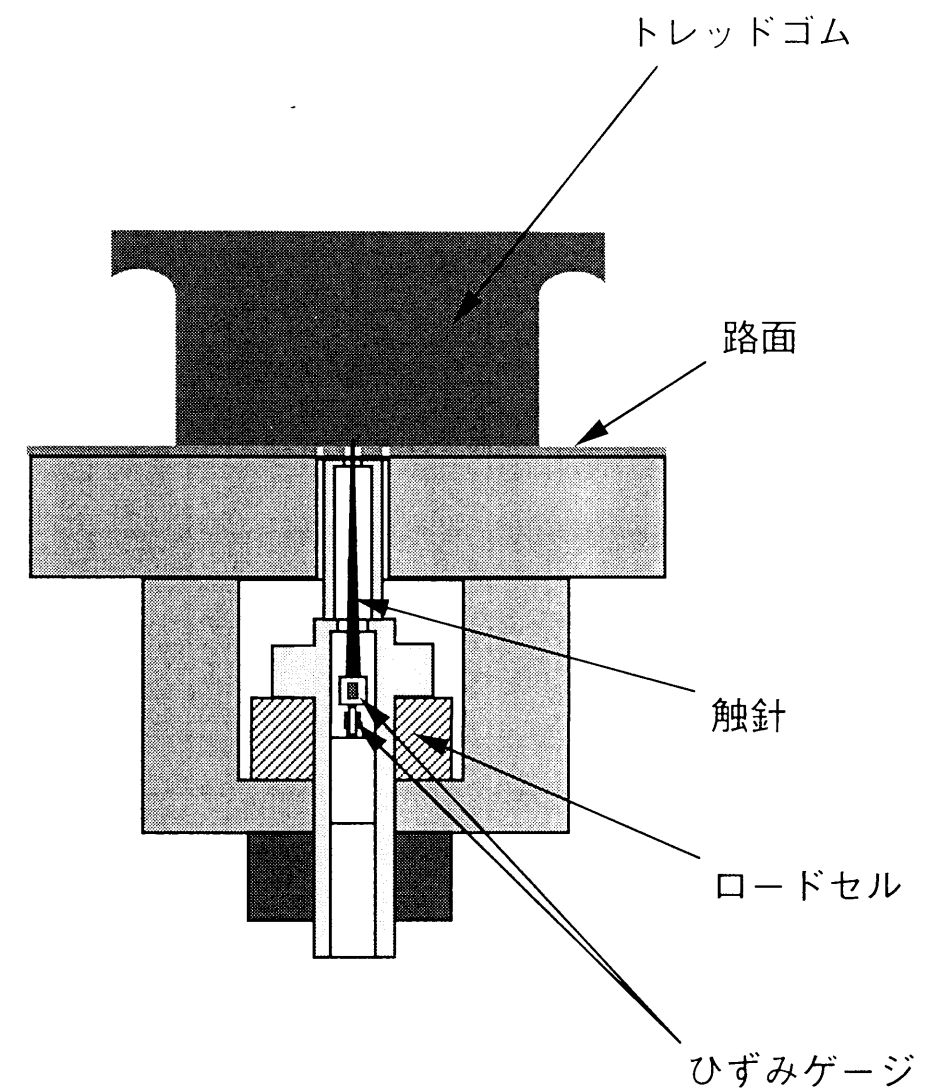


図4.16 触針を利用したトレッドすべり量の検出部

面（直径 3 mm）の穴（直径 1 mm）から、触針を 0.1 mm 突出させる。トレッドが路面および円管の上端面に接地すると触針はトレッドに刺さり、トレッドのすべりにともなって触針先端が変位する。触針は片持ち支持されており、支持部のひずみから先端の前後方向および横方向の変位を求める。これを、トレッドの前後および横方向のすべり量として記録する。また、円管を圧電型ロードセルで支持することにより、接地面せん断応力および接地圧を同時に測定する。円管の上面および試験機の路面には、トレッド摩耗試験に用いたものと同じ研磨布（A240）を貼付してある。

#### 4. 4. 2. 測定結果

図 4. 17～4. 23 にトレッドのすべり量、接地面せん断応力および接地圧の測定結果を示す。

ここで、図 4. 20(c)、図 4. 20(d)のブロック中央のデータを見ると、接地長の中央付近では、前後および横方向の接地面せん断応力は 80 kPa 以下である。一方、図 3. 20(e)を見ると、この付近では、接地圧は 300 kPa 以上の値を示している。トレッドと路面の間の摩擦係数が約 1.0 であることから、リップ 3 のブロック中央の点は、接地前端と後端の中央付近では、すべりを生じないと考えられる。しかし、図 4. 20(a)は、この付近でこの点が前後方向にすべるという測定結果を示している。

これは、測定機構に原因する誤差であると考えられる。ここで用いた触針式の測定装置では、図 4. 24 に示す様に、すべり量を測定する位置の路面に穴を設ける必要がある。ここで、トレッド表面とトレッド内部（図の上方の要素）の間に水平方向の弾性力が加わる場合を考える。路面の穴以外の場所では、トレッドゴムと路面が接しているため、水平方向の弾性力がトレッドと路面の静止摩擦力に達するまでは、すべりは生じない。しかし、穴の上のトレッドゴムは、路面から摩擦力を受けないので、わずかな弾性力によっても、穴の中で水平方向に変位する。測定装置は、この変位をすべり量として検出することになる。

本研究では、すべり量の測定結果から弾性変位を差し引くことにより補正し、実際の路面上でのトレッドすべり量を推定する。トレッドの被測定点における前後および横方向の弾性変位が、各々、前後および横方向の接地面せん断応力に比例すると考えると、すべり量  $x_s$ 、 $y_s$  は、測定結果  $x_M$ 、 $y_M$  から次式で求められる。

タイヤ：RW4（185/70R13）、リム：13×5JJ、荷重：3.1 kN、内圧：190 kPa、  
キャンバ角：0°、横力：340 N、路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
測定位置：1D（リップ 1 のショルダー側）

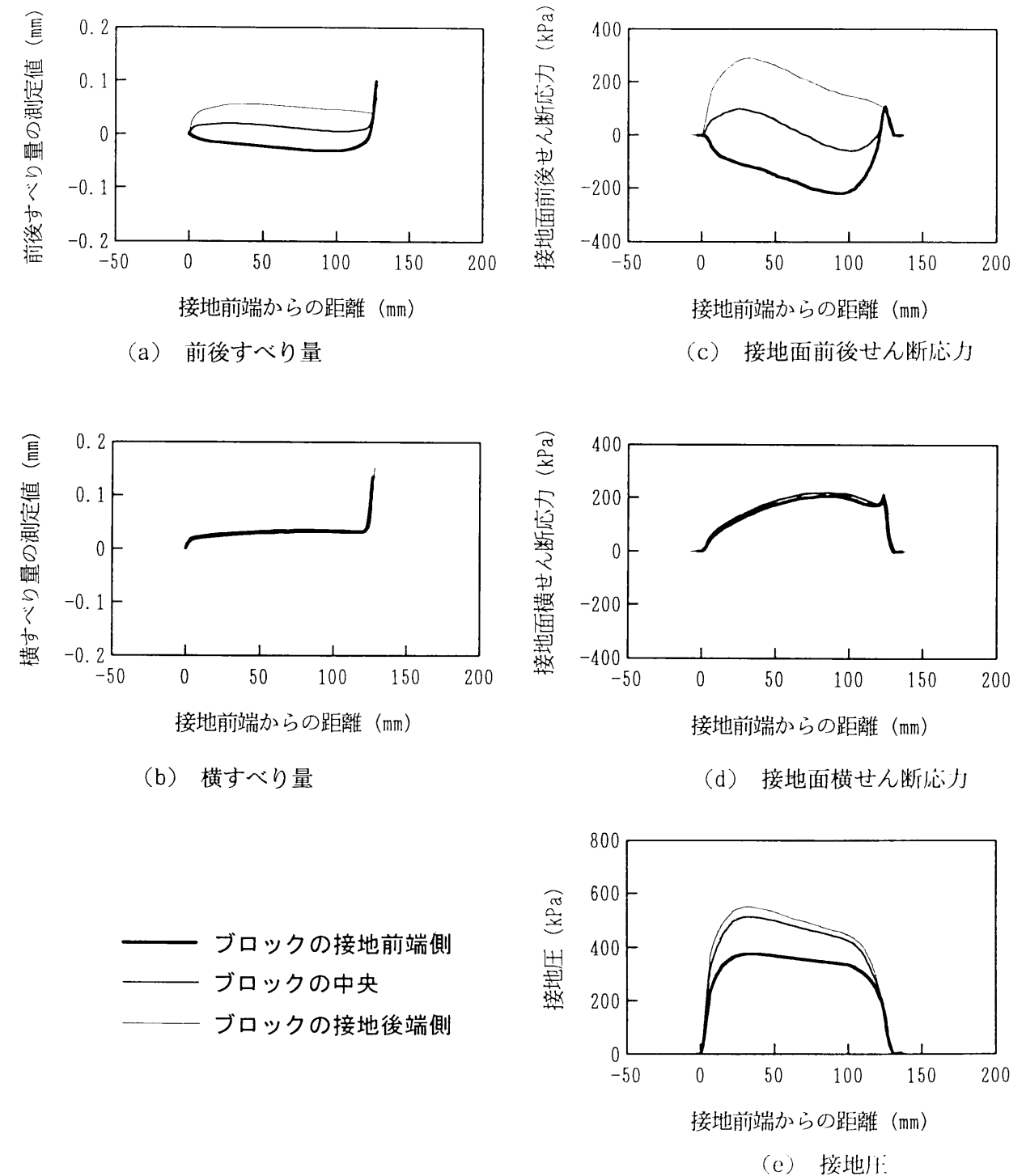
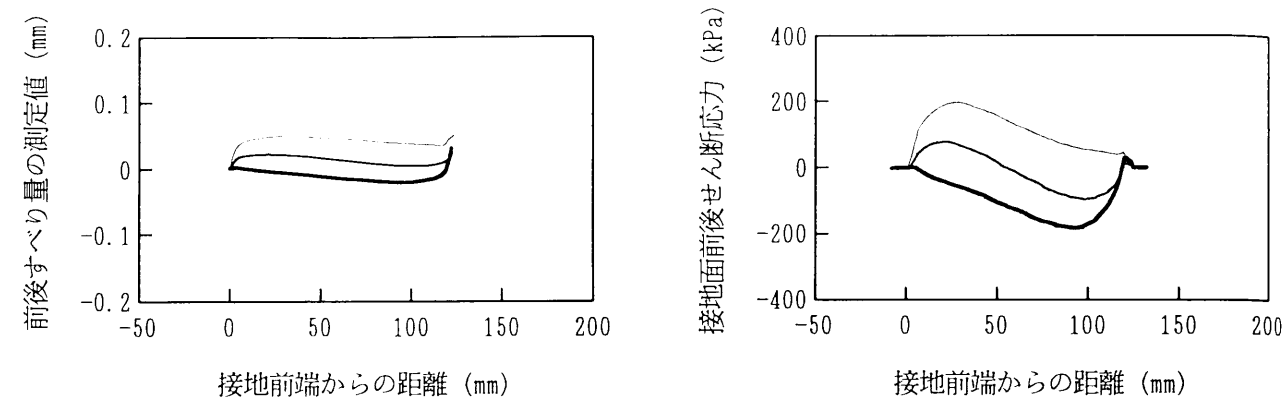


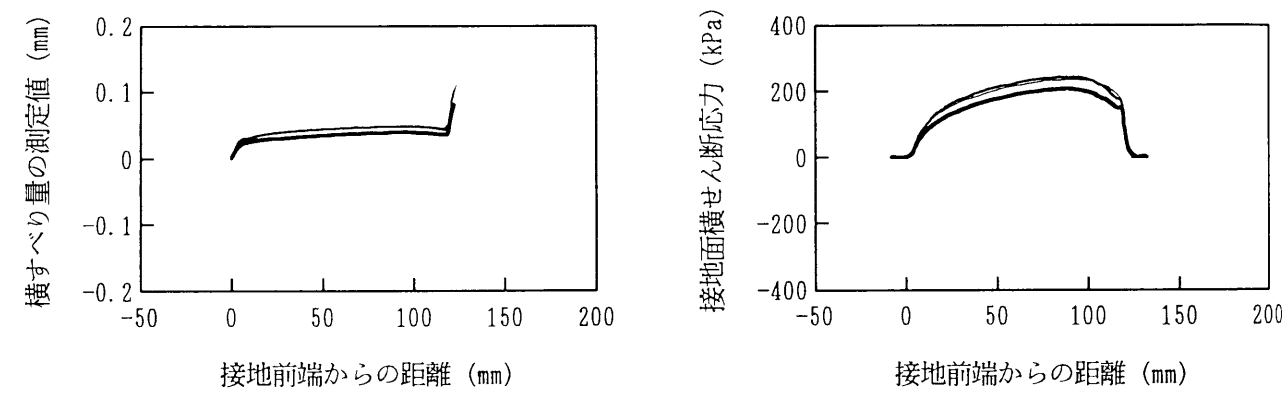
図 4. 17 トレッドのすべり量、接地面せん断応力および接地圧の測定結果

タイヤ：RW4（185/70R13），リム：13×5JJ，荷重：3.1 kN，内圧：190 kPa，  
 キャンバ角：0°，横力：340 N，路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
 測定位置：1E（リブ1のトレッドセンタ側）



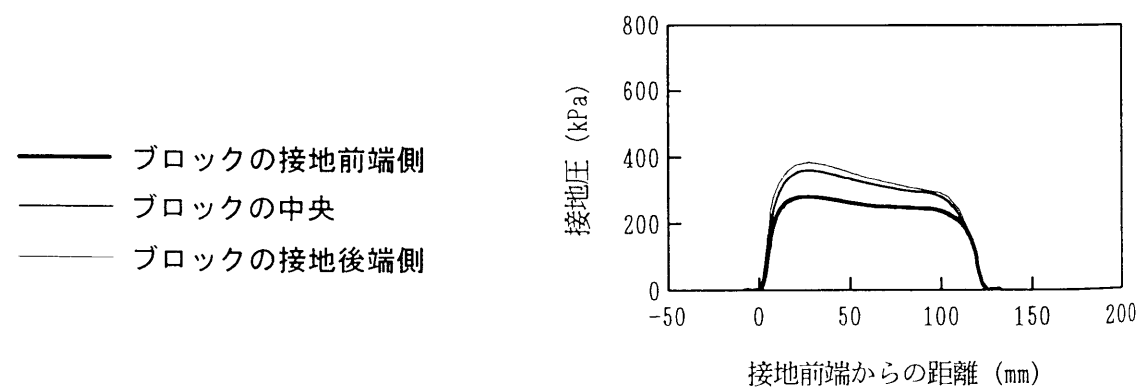
(a) 前後すべり量

(c) 接地面前後せん断応力



(b) 横すべり量

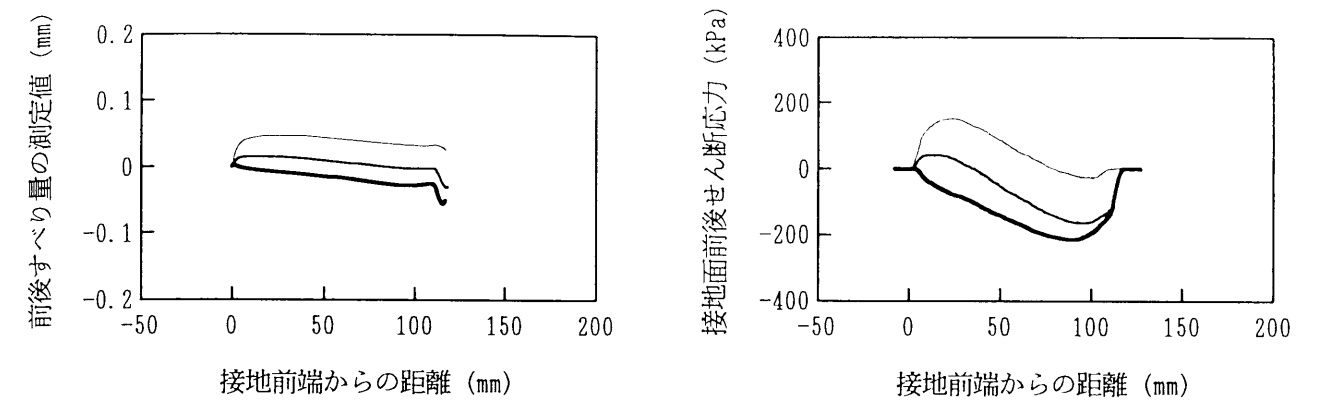
(d) 接地面横せん断応力



(e) 接地圧

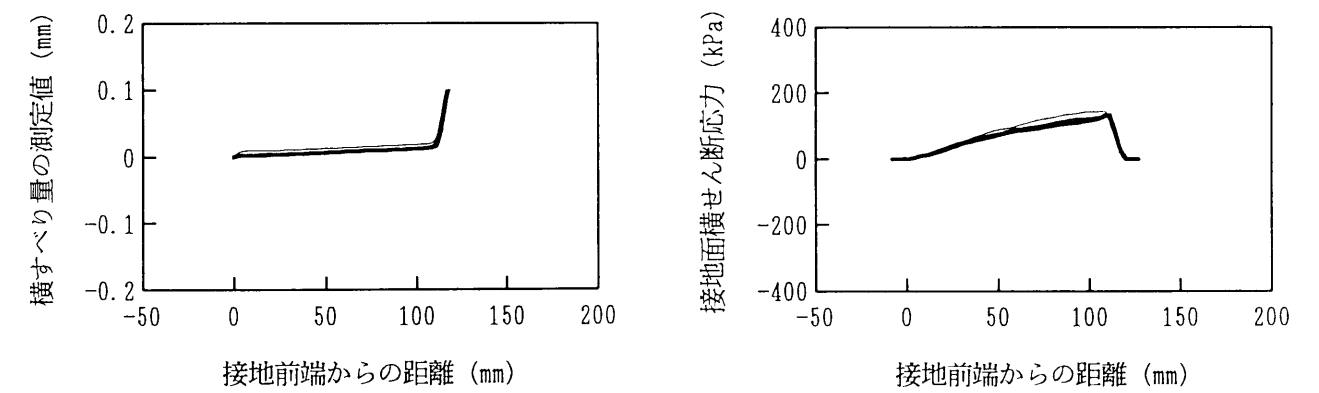
図 4. 18 トレッドのすべり量，接地面せん断応力および接地圧の測定結果

タイヤ：RW4（185/70R13），リム：13×5JJ，荷重：3.1 kN，内圧：190 kPa，  
 キャンバ角：0°，横力：340 N，路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
 測定位置：2（リブ2）



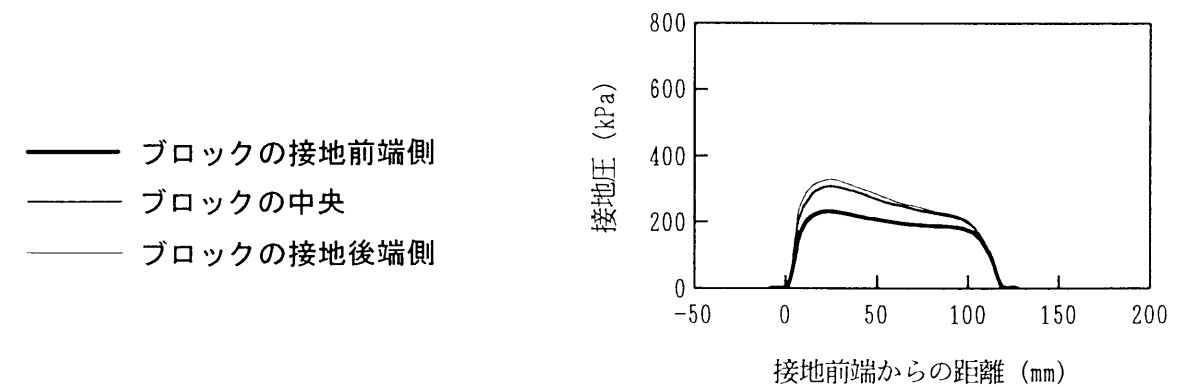
(a) 前後すべり量

(c) 接地面前後せん断応力



(b) 横すべり量

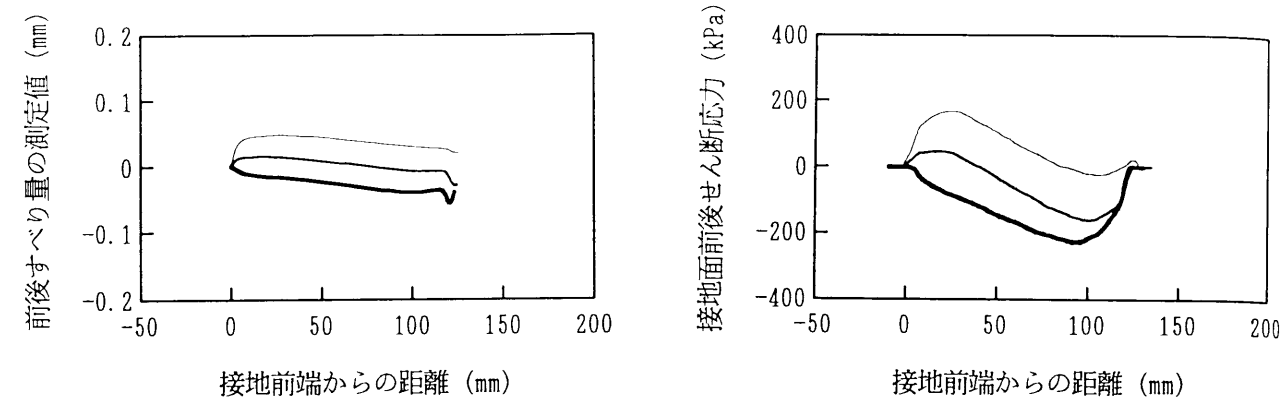
(d) 接地面横せん断応力



(e) 接地圧

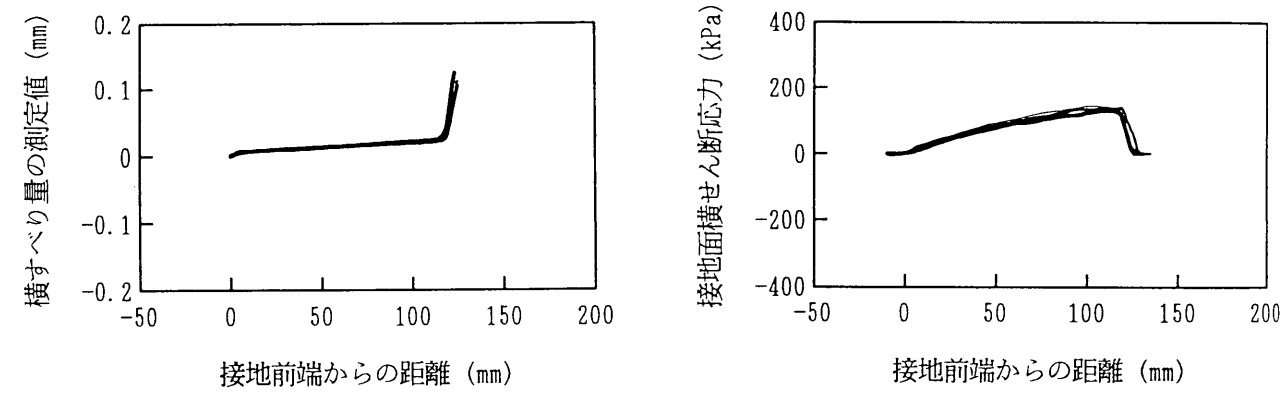
図 4. 19 トレッドのすべり量，接地面せん断応力および接地圧の測定結果

タイヤ：RW4 (185/70R13)，リム：13×5JJ，荷重：3.1 kN，内圧：190 kPa，  
キャンバ角：0°，横力：340 N，路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
測定位置：3 (リブ 3)



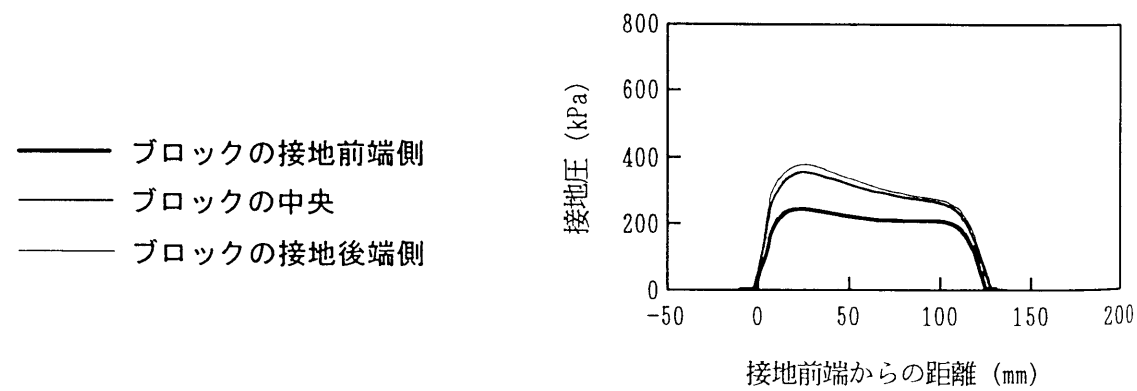
(a) 前後すべり量

(c) 接地面前後せん断応力



(b) 横すべり量

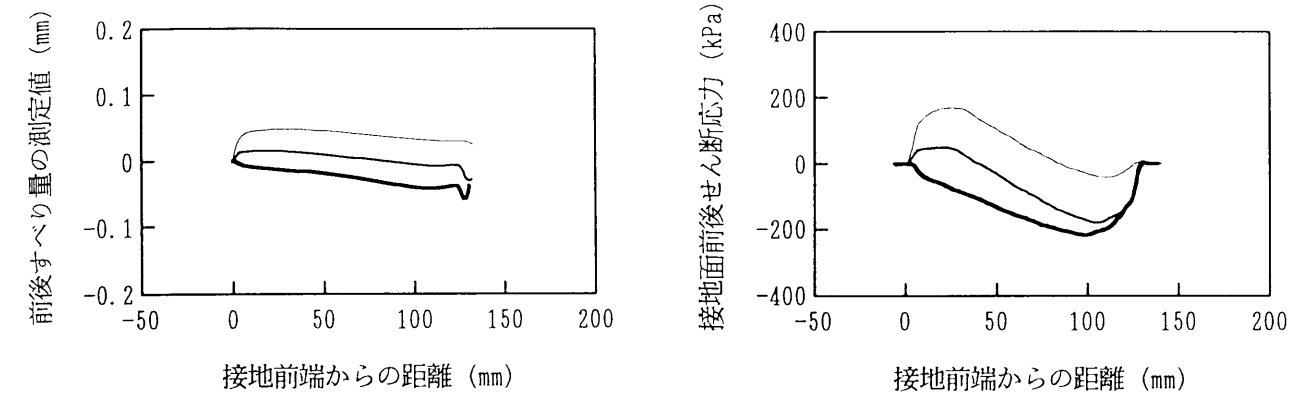
(d) 接地面横せん断応力



(e) 接地圧

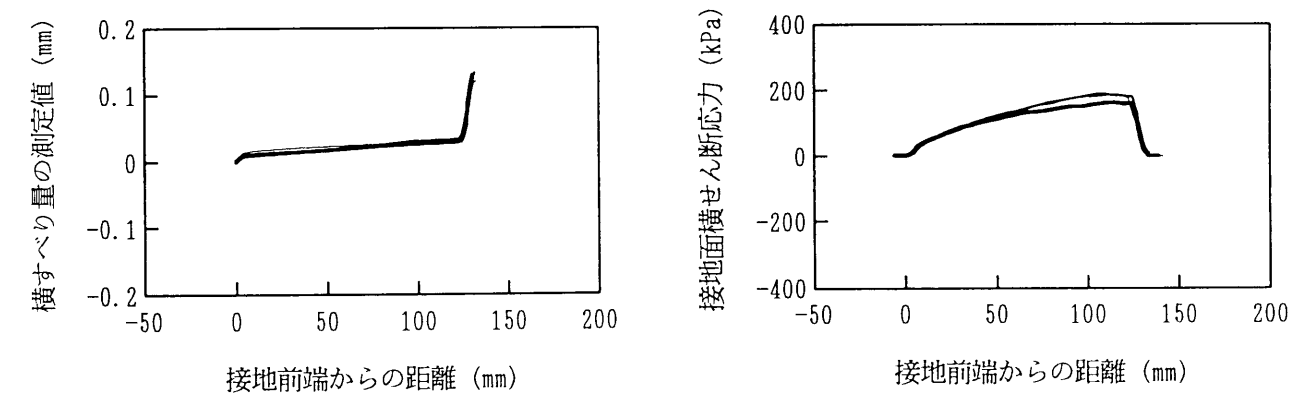
図 4. 20 トレッドのすべり量，接地面せん断応力および接地圧の測定結果

タイヤ：RW4 (185/70R13)，リム：13×5JJ，荷重：3.1 kN，内圧：190 kPa，  
キャンバ角：0°，横力：340 N，路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
測定位置：4 (リブ 4)



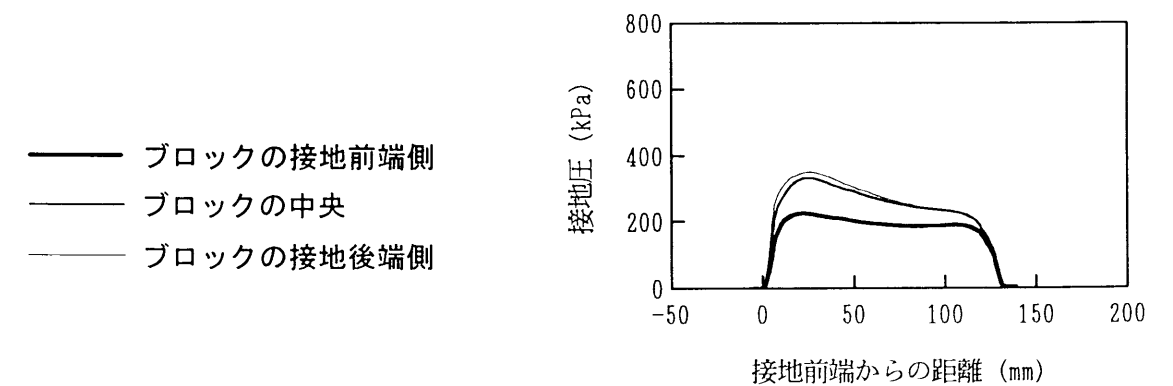
(a) 前後すべり量

(c) 接地面前後せん断応力



(b) 横すべり量

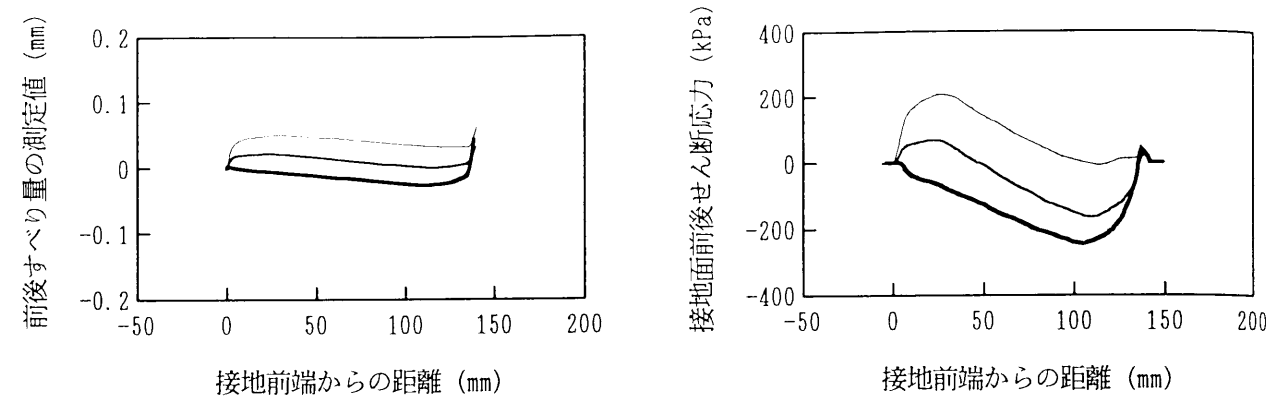
(d) 接地面横せん断応力



(e) 接地圧

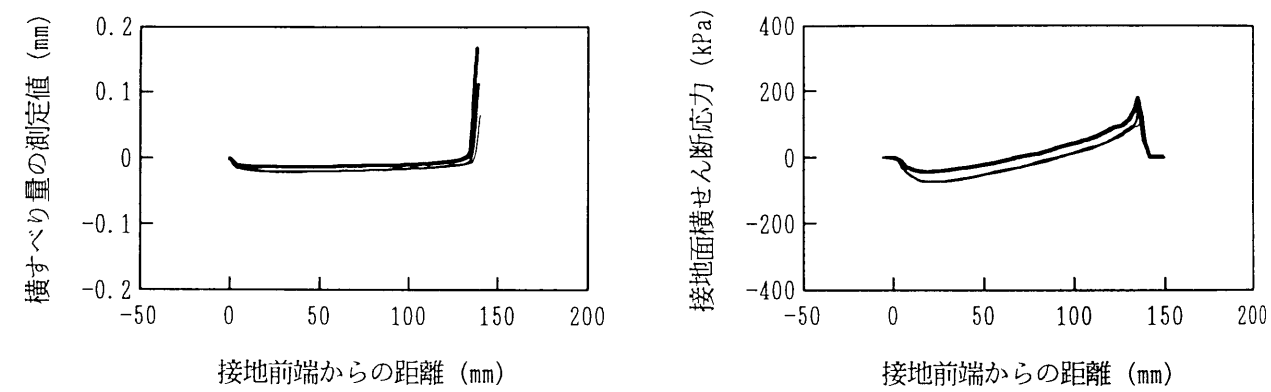
図 4. 21 トレッドのすべり量，接地面せん断応力および接地圧の測定結果

タイヤ：RW4 (185/70R13)，リム：13×5JJ，荷重：3.1 kN，内圧：190 kPa，  
 キャンバ角：0°，横力：340 N，路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
 測定位置：5D（リブ5のトレッドセンター側）



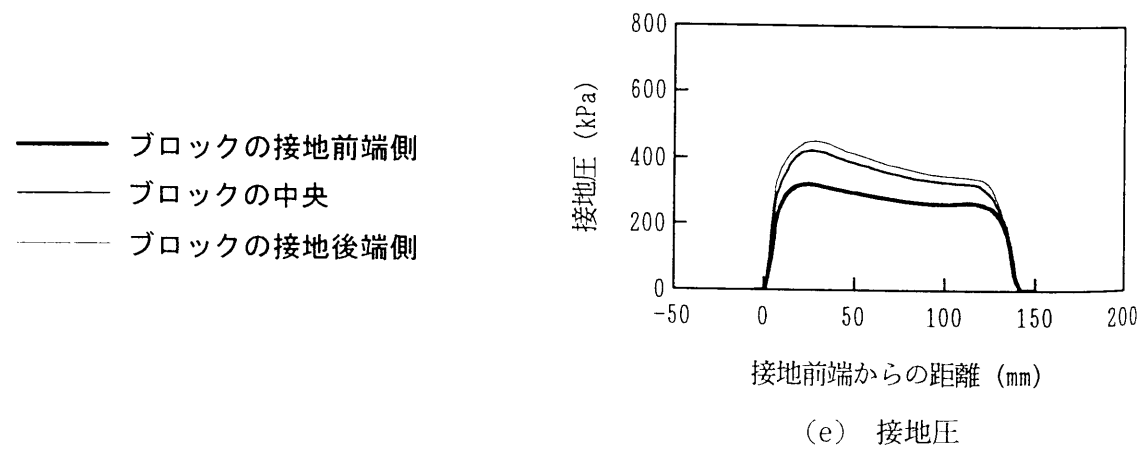
(a) 前後すべり量

(c) 接地面前後せん断応力



(b) 横すべり量

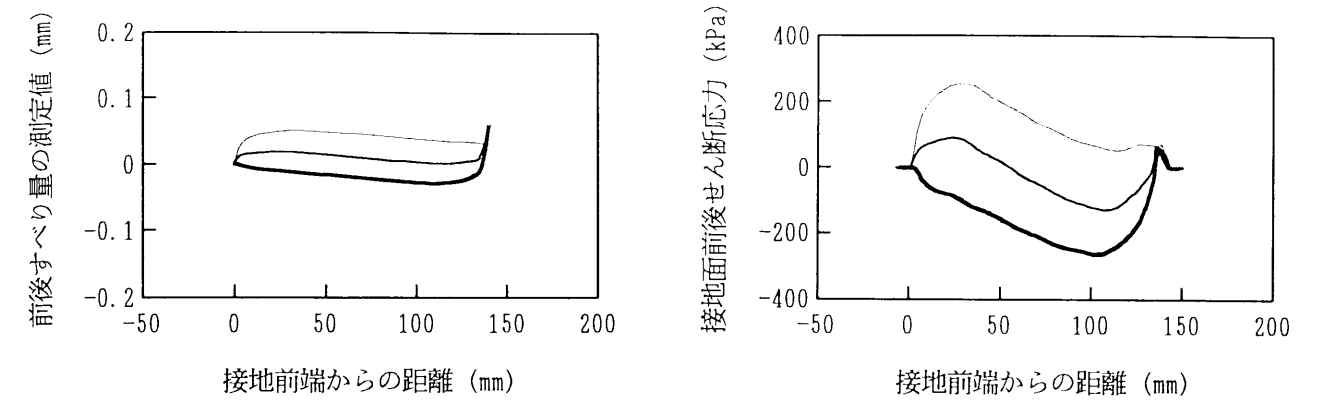
(d) 接地面横せん断応力



(e) 接地圧

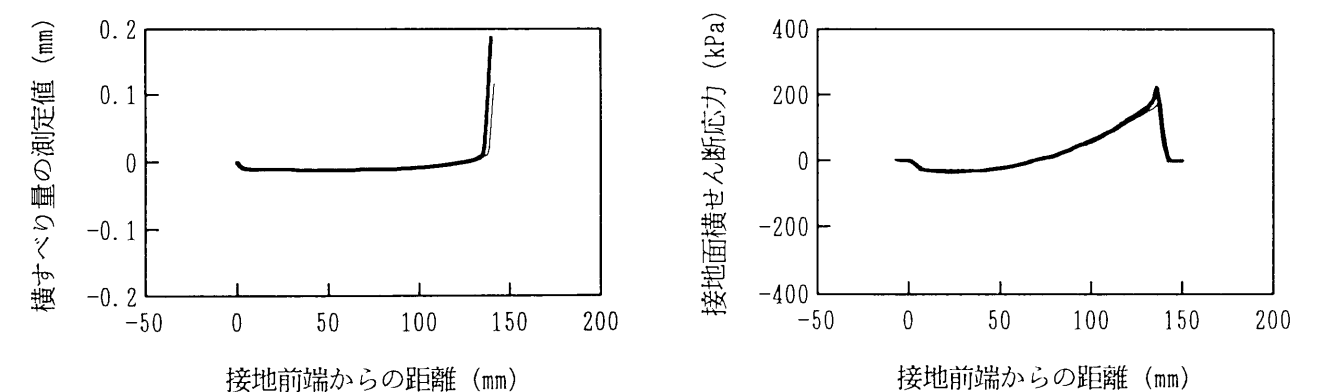
図 4. 22 トレッドのすべり量，接地面せん断応力および接地圧の測定結果

タイヤ：RW4 (185/70R13)，リム：13×5JJ，荷重：3.1 kN，内圧：190 kPa，  
 キャンバ角：0°，横力：340 N，路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
 測定位置：5E（リブ5のショルダー側）



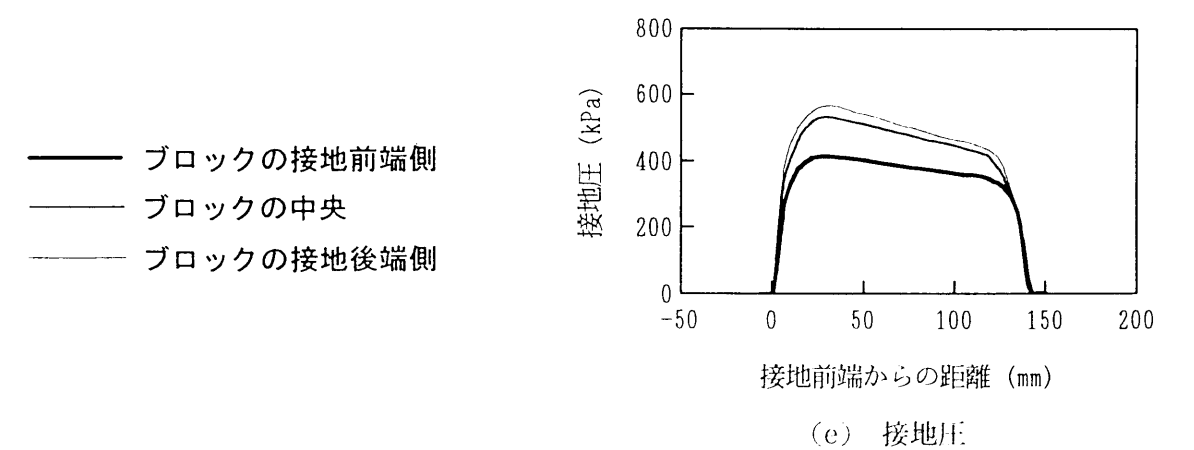
(a) 前後すべり量

(c) 接地面前後せん断応力



(b) 横すべり量

(d) 接地面横せん断応力



(e) 接地圧

図 4. 23 トレッドのすべり量，接地面せん断応力および接地圧の測定結果

$$\begin{aligned}x_S &= x_M - \frac{p_x}{k_E} \\y_S &= y_M - \frac{p_y}{k_E}\end{aligned}\tag{4. 2}$$

$p_x$ ,  $p_y$  は各々, 前後, 横方向の接地面せん断応力である.  $k_E$  は等価バネ定数で, トレッドゴム材料と測定装置の組合せに固有な値である. ここでは, 接地前端と後端の中央付近で, 補正後のトレッドのすべり速度が最小となるように定める.

図 4. 25～4. 31 に,  $k_E = 11000$  (kPa/mm) として補正したトレッドすべり量を示す.

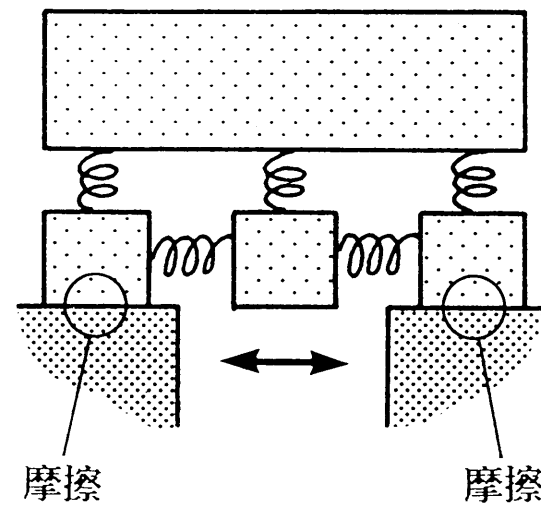


図 4. 24 すべり量の測定結果に含まれる弾性変位

#### 4. 5. トレッドのすべり距離

トレッド上の各点は接地面内で前後方向および横方向にすべる. 本研究では, 4. 4. 節で補正した前後方向および横方向のすべり量からすべりの軌跡  $S$  を求め, その長さをタイヤ 1 回転あたりのトレッド上各点のすべり距離  $S_1$  とする.

$$\begin{aligned}S_1 &= \int_0^{S_1} dS \\&= \int_0^{D_E} \frac{dS}{dD} dD \\&= \int_0^{D_E} \sqrt{\left(\frac{dx_S}{dD}\right)^2 + \left(\frac{dy_S}{dD}\right)^2} dD \\&\equiv \sum_{i=0}^{i_g} \sqrt{\Delta x_{S_i}^2 + \Delta y_{S_i}^2}\end{aligned}\tag{4. 3}$$

ここに,  $D$  はタイヤの転動距離,  $D_E$  は接地長,  $x_S$ ,  $y_S$  は各々トレッドの前後, 横方向のすべり量である.

図 4. 32 にタイヤ 1 回転あたりのトレッドのすべり距離  $S_1$  の分布を示す.

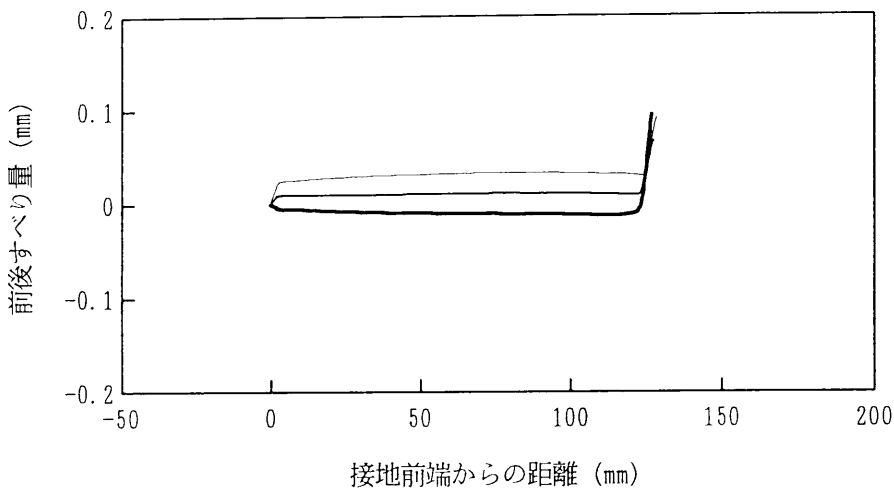
#### 4. 6. トレッドのすべり速度の平均値

4. 4. 節で補正したすべり量をタイヤ転動距離  $D$  で差分し, 次式によってトレッドすべり速度  $\dot{S}$  を求める.

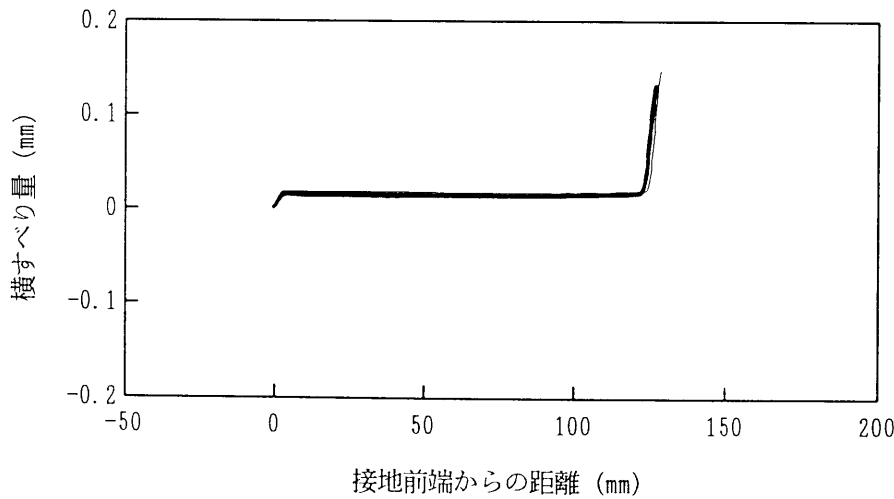


タイヤ：RW4 (185/70R13)  
リム：13×5JJ  
荷重：3.1 kN, 内圧：190 kPa  
キャンバ角：0°，横力：340 N  
路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
測定位置：1D (リブ1のショルダー側)

—— ブロックの接地前端側  
—— ブロックの中央  
- - - - ブロックの接地後端側



(a) 前後すべり量

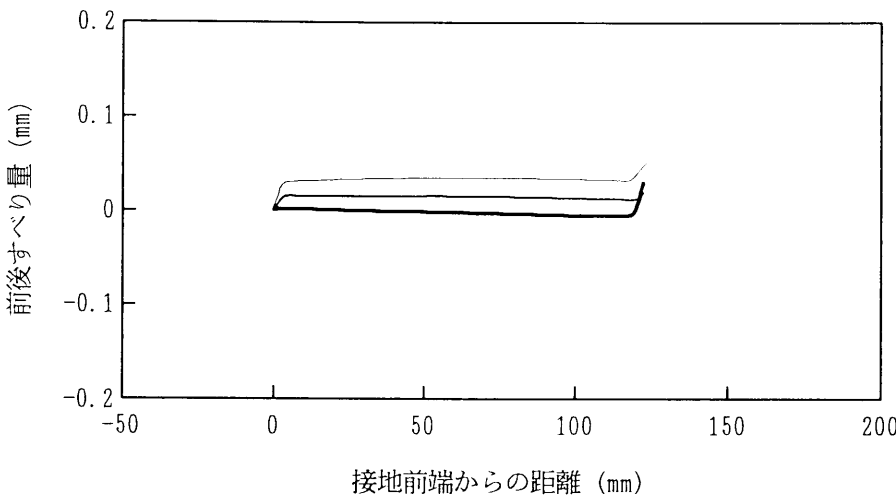


(b) 横すべり量

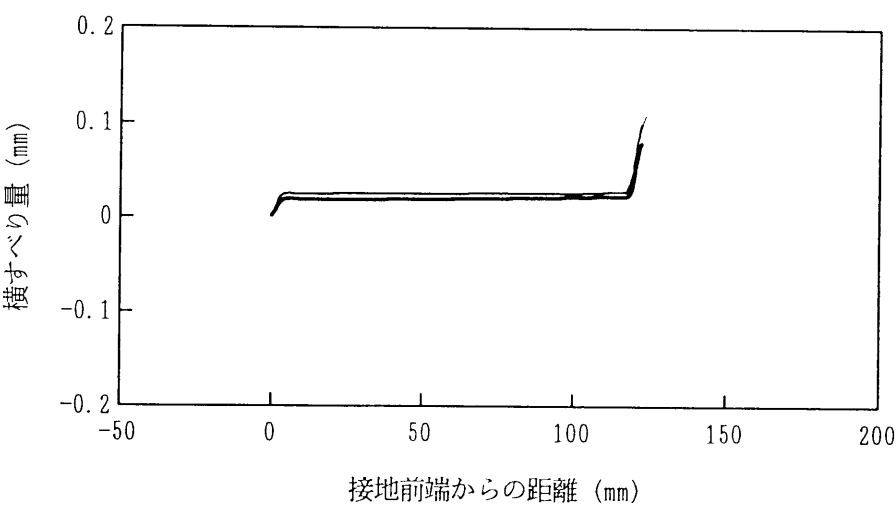
図 4. 25 トレッドのすべり量の補正結果

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
リム：13×5JJ  
荷重：3.1 kN, 内圧：190 kPa  
キャンバ角：0°，横力：340 N  
路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
測定位置：1E (リブ1のトレッドセンター側)

—— ブロックの接地前端側  
—— ブロックの中央  
- - - - ブロックの接地後端側



(a) 前後すべり量

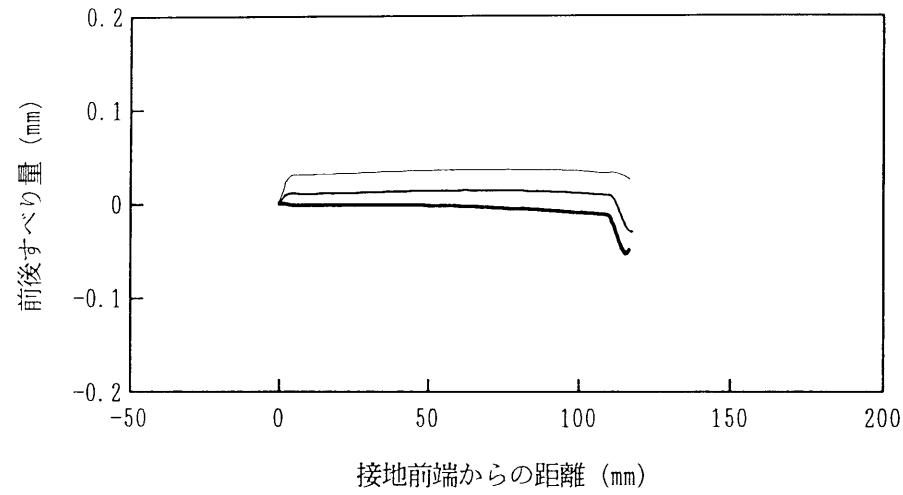


(b) 横すべり量

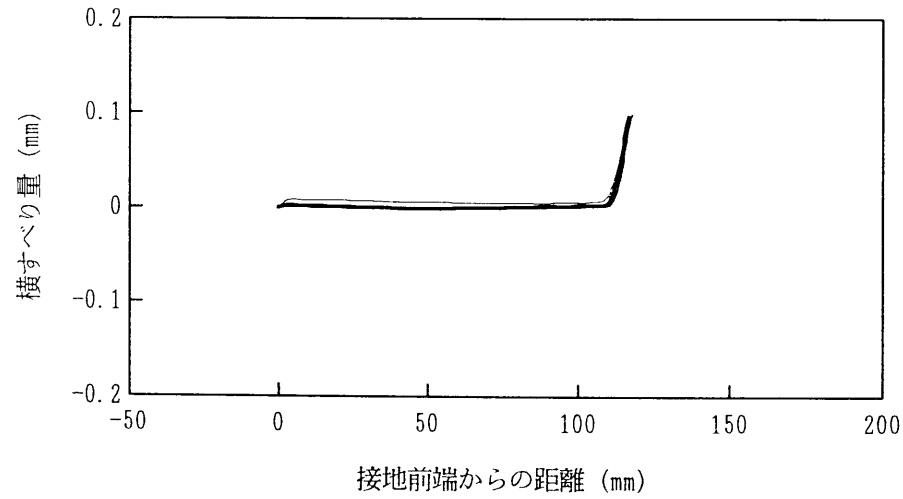
図 4. 26 トレッドのすべり量の補正結果

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
リム：13×5JJ  
荷重：3.1 kN, 内圧：190 kPa  
キャンバ角：0°, 横力：340 N  
路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
測定位置：2 (リブ2)

—— ブロックの接地前端側  
—— ブロックの中央  
—— ブロックの接地後端側



(a) 前後すべり量

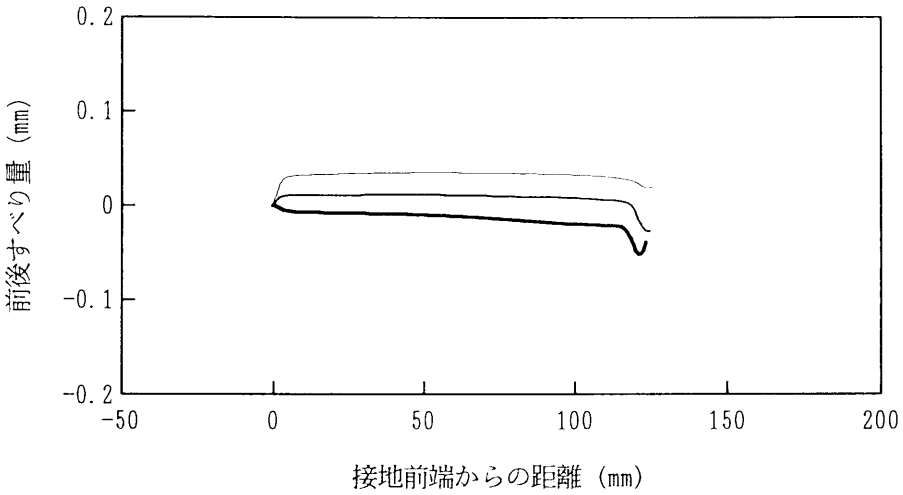


(b) 横すべり量

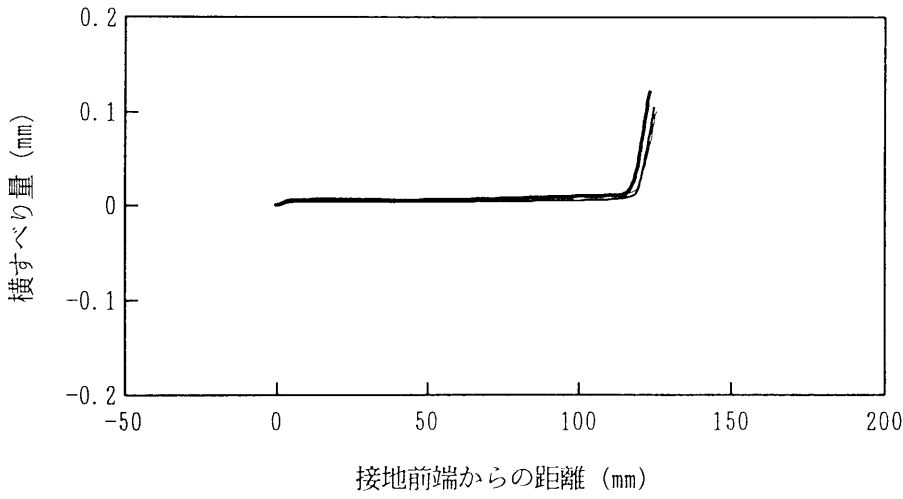
図 4. 27 トレッドのすべり量の補正結果

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
リム：13×5JJ  
荷重：3.1 kN, 内圧：190 kPa  
キャンバ角：0°, 横力：340 N  
路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
測定位置：3 (リブ3)

—— ブロックの接地前端側  
—— ブロックの中央  
—— ブロックの接地後端側



(a) 前後すべり量

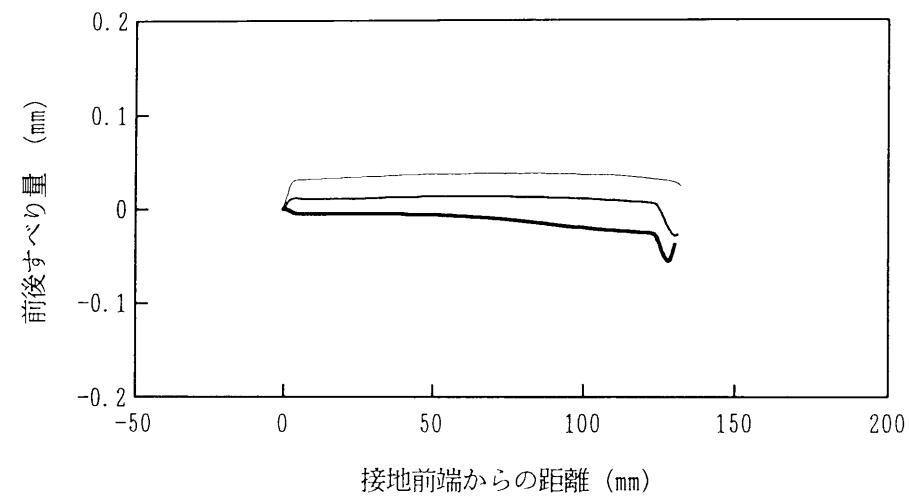


(b) 横すべり量

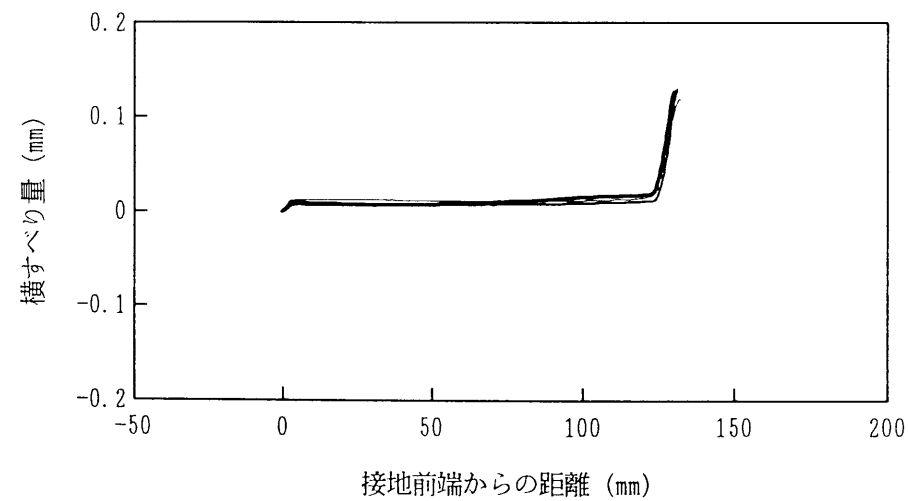
図 4. 28 トレッドのすべり量の補正結果

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
 リム：13×5JJ  
 荷重：3.1 kN, 内圧：190 kPa  
 キャンバ角：0°, 横力：340 N  
 路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
 測定位置：4 (リブ 4)

—— ブロックの接地前端側  
 —— ブロックの中央  
 —— ブロックの接地後端側



(a) 前後すべり量

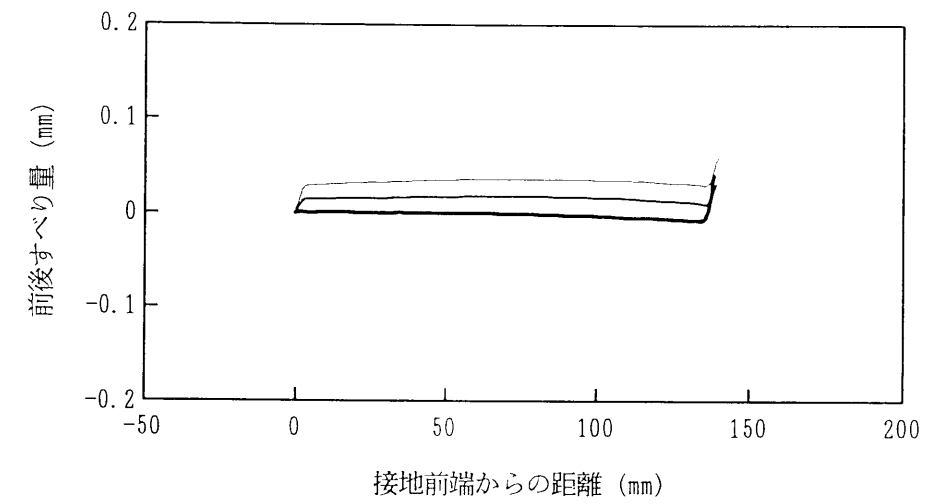


(b) 横すべり量

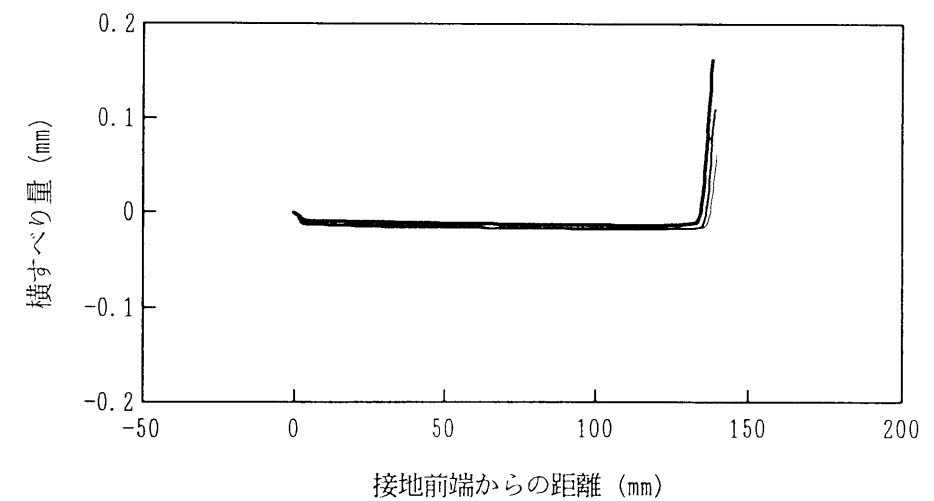
図 4. 29 トレッドのすべり量の補正結果

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
 リム：13×5JJ  
 荷重：3.1 kN, 内圧：190 kPa  
 キャンバ角：0°, 横力：340 N  
 路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
 測定位置：5D (リブ 5 のトレッドセンター側)

—— ブロックの接地前端側  
 —— ブロックの中央  
 —— ブロックの接地後端側



(a) 前後すべり量

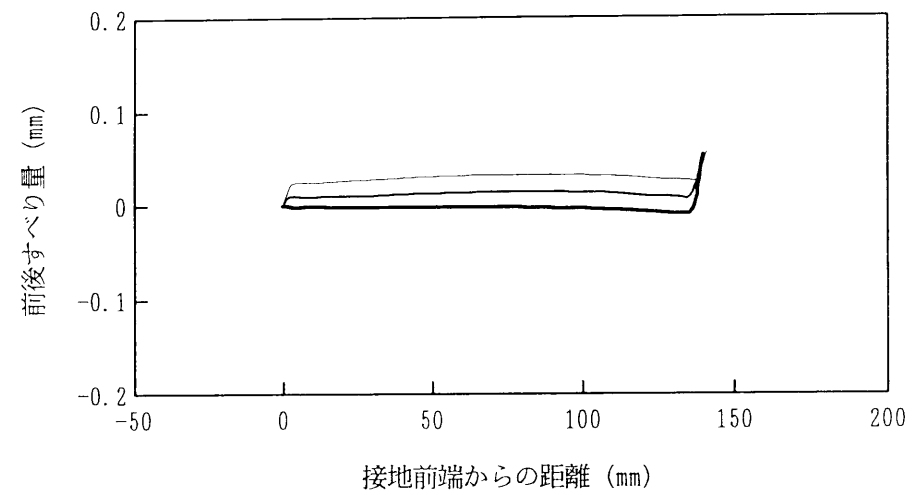


(b) 横すべり量

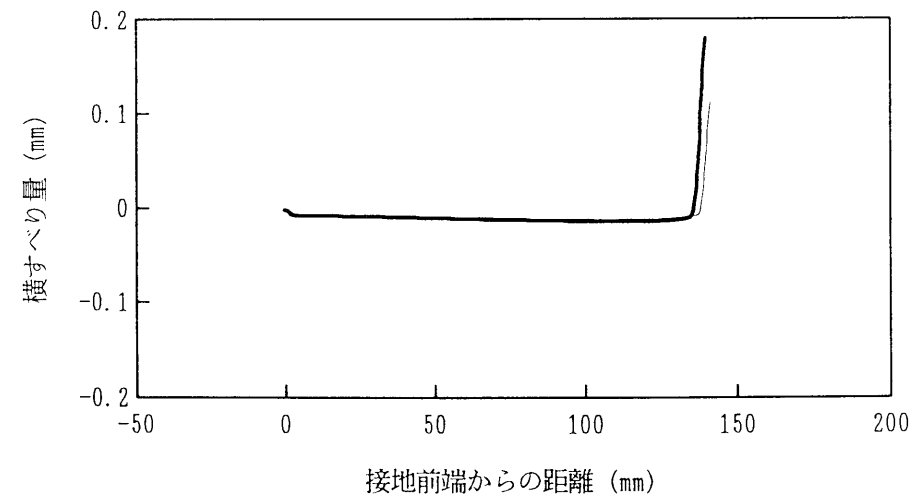
図 4. 30 トレッドのすべり量の補正結果

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
 リム：13×5JJ  
 荷重：3.1 kN, 内圧：190 kPa  
 キャンバ角：0° , 横力：340 N  
 路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル  
 測定位置：5E (リブ5のショルダー側)

——— ブロックの接地前端側  
 ——— ブロックの中央  
 ——— ブロックの接地後端側



(a) 前後すべり量



(b) 横すべり量

図 4. 31 トレッドのすべり量の補正結果

タイヤ：RW4 (185/70R13, ゴム配合 B)  
 リム：13×5.5JJ  
 荷重：3.1 kN  
 内圧：190 kPa  
 キャンバ角：0°  
 横力：340 N,  
 走行速度：0.1 km/h  
 路面：A240 研磨布貼付フラットテーブル

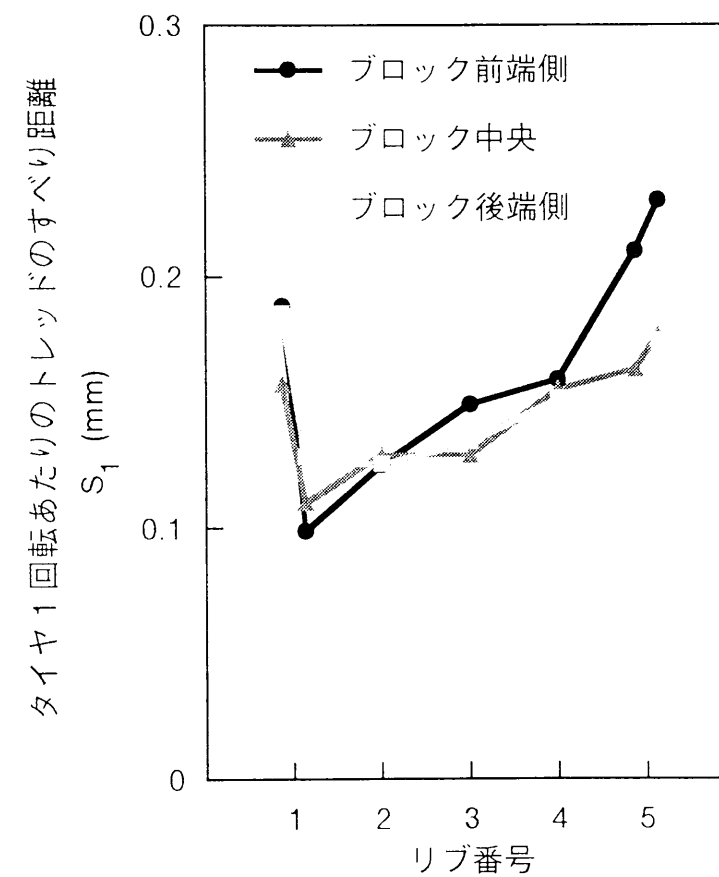


図 4. 32 トレッド上各点におけるタイヤ 1 回転あたりの  
トレッドのすべり距離

$$\begin{aligned}
\dot{S} &= \frac{dS}{dD} \frac{dD}{dt} \\
&= \frac{dS}{dD} v \\
&= v \sqrt{\left(\frac{dx_s}{dD}\right)^2 + \left(\frac{dy_s}{dD}\right)^2} \\
&\approx v \sqrt{\left(\frac{\Delta x_s}{\Delta D}\right)^2 + \left(\frac{\Delta y_s}{\Delta D}\right)^2}
\end{aligned}
\tag{4. 4}$$

トレッドのすべり速度は被測定点が接地前端から後端に向かう間に変化するので、すべり速度  $\dot{S}$  を時間平均したのでは、その点の平均的な摩擦条件を求めたことにならない。そこで本研究では、次式を用いてすべりの軌跡に沿った平均値を求め、すべり速度のすべり中の平均値  $\overline{|\dot{S}|}$  と呼ぶ。

$$\begin{aligned}
\overline{|\dot{S}|} &= \frac{1}{S_1} \int_0^{S_1} |\dot{S}| dS \\
&= \frac{1}{S_1} \int_0^{D_E} \left| \frac{dS}{dD} \right| v \frac{dS}{dD} dD \\
&= \frac{v}{S_1} \int_0^{D_E} \left( \frac{dS}{dD} \right)^2 dD \\
&= \frac{v}{S_1} \int_0^{D_E} \left\{ \left( \frac{dx_s}{dD} \right)^2 + \left( \frac{dy_s}{dD} \right)^2 \right\} dD \\
&\approx \frac{v}{S_1 \Delta D} \sum_{i=1}^{i_E} (\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2)
\end{aligned}
\tag{4. 5}$$

図 4.33 にトレッドのすべり速度のすべり中の平均値  $\overline{|\dot{S}|}$  の分布を示す。

#### 4. 7. トレッドの接地面せん断応力および接地圧の平均値

4. 4. 節の測定結果から、トレッド各部の摩擦条件の一つとして、トレッドがすべっている時の接地面せん断応力の平均値  $\overline{p_{xy}}$  および平均接地圧  $\overline{p_z}$  を求める。すべり速度と同様に、次式を用いてすべりの軌跡に沿った平均値を求め、すべり中の平均値と呼ぶ。

タイヤ：RW4 (185/70R13, ゴム配合 B)

リ ム：13×5.5JJ

荷 重：3.1 kN

内 圧：190 kPa

キャンバ角：0°

横 力：340 N

走行速度：0.1 km/h における測定結果を 60 km/h に換算

路 面：A240研磨布貼付フラットテーブル

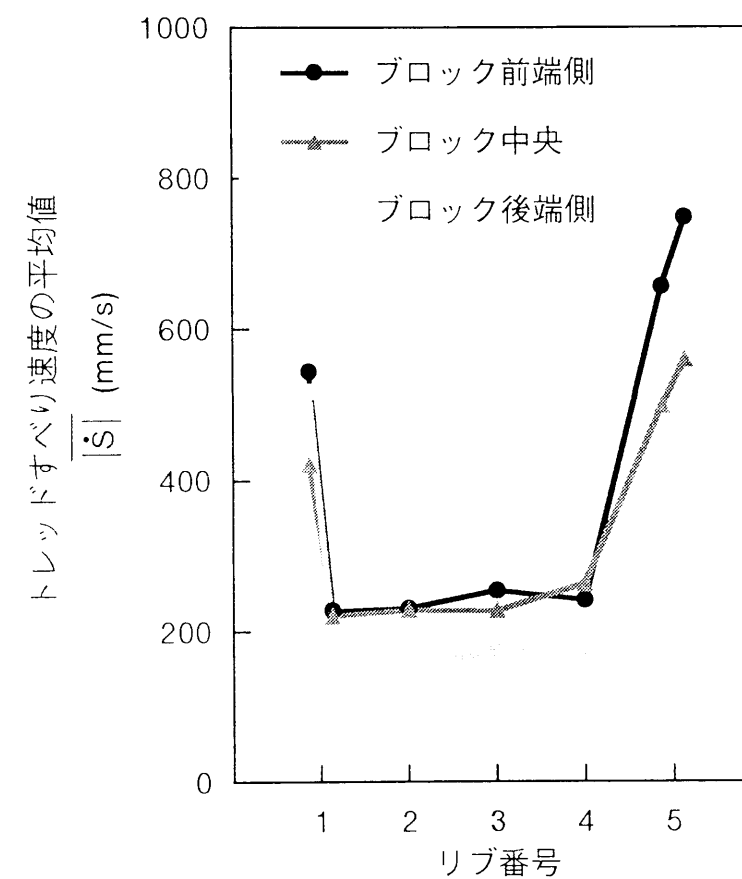


図 4.33 トレッド上各点におけるトレッドすべり速度のすべり中の平均値

$$\begin{aligned}
|\overline{p_{xy}}| &= \frac{1}{S_1} \int_0^{S_1} |p_{xy}| dS \\
&= \frac{1}{S_1} \int_0^{p_g} |p_{xy}| \frac{dS}{dD} dD \\
&= \frac{1}{S_1} \int_0^{p_g} \sqrt{p_x^2 + p_y^2} \frac{dS}{dD} dD \\
&\equiv \frac{\sum_{i=0}^{i_g} \sqrt{p_{xi}^2 + p_{yi}^2} \Delta S_i}{S_1} \\
&= \frac{\sum_{i=0}^{i_g} \sqrt{p_{xi}^2 + p_{yi}^2} \sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2}}{S_1}
\end{aligned} \tag{4. 6}$$

$$\begin{aligned}
\overline{p_z} &= \frac{1}{S_1} \int_0^{S_{max}} p_z dS \\
&= \frac{1}{S_1} \int_0^{p_g} p_z \frac{dS}{dD} dD \\
&\equiv \frac{\sum_{i=0}^{i_g} p_z \Delta S_i}{S_1} \\
&= \frac{\sum_{i=0}^{i_g} p_z \sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2}}{S_1}
\end{aligned} \tag{4. 7}$$

ここに、 $p_x$ 、 $p_y$  は各々トレッドの前後、横方向に加わる接地面せん断応力、 $p_{xy}$  はその合力、 $p_z$  は接地圧である。

図 4. 34 に、接地面せん断応力のすべり中の平均値の分布を、図 4. 35 に、接地圧のすべり中の平均値の分布を示す。

#### 4. 8. 本章の考察

##### 4. 8. 1. トレッド全体の平均摩擦条件

トレッド全体の平均摩擦条件について考察する。タイヤ 1 回転あたりのトレッドのすべり距離（図 4. 32）をトレッド上の 21 個の測定点にわたって平均すると、0.15 mm となる。これを、トレッド全体の平均すべり距離とする。試験タイヤ（RW4）の動荷重半径を 0.304 m

タイヤ：RW4 (185/70R13, ゴム配合 B)  
 リ ム：13×5.5JJ  
 荷 重：3.1 kN  
 内 圧：190 kPa  
 キャンバ角：0°  
 横 力：340 N  
 走行速度：0.1 km/h  
 路 面：A240研磨布貼付フラットテーブル

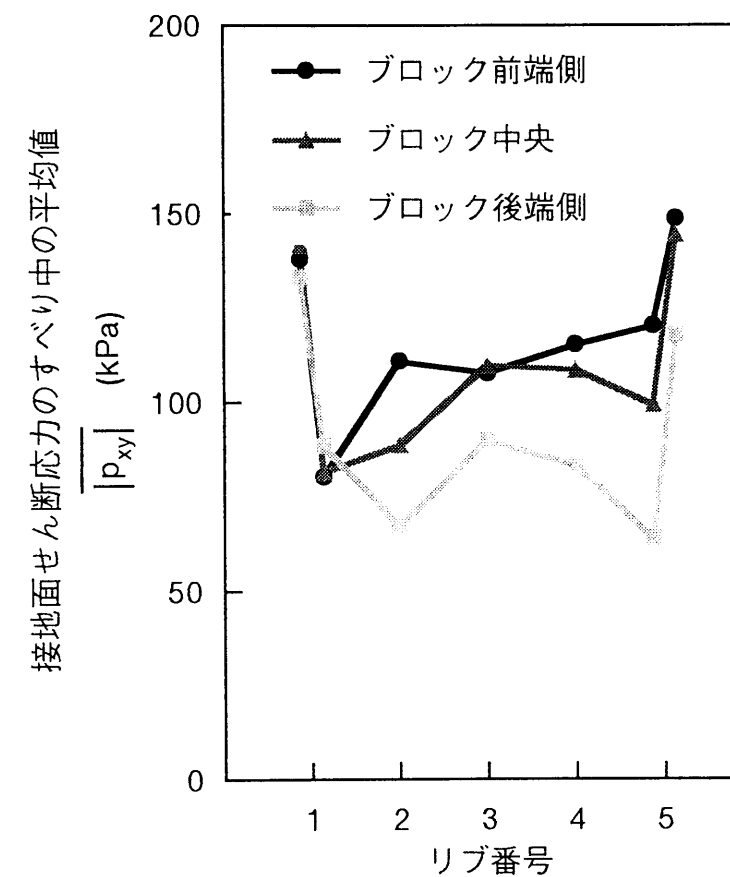


図 4. 34 トレッド上各点における接地面せん断応力のすべり中の平均値

タイヤ：RW4 (185/70R13, ゴム配合 B )  
 リ ム：13×5.5JJ  
 荷 重：3.1 kN  
 内 圧：190 kPa  
 キャンバ角：0 °  
 横 力：340 N  
 走行速度：0.1 km/h  
 路 面：A240研磨布貼付フラットテーブル

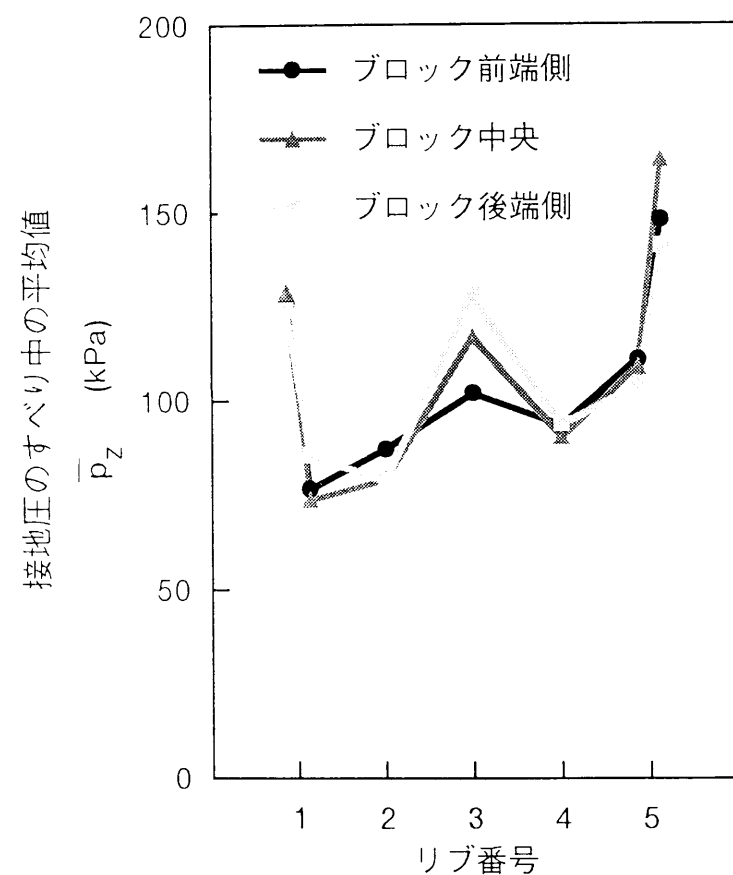


図 4.35 トレッド上各点における接地圧のすべり中の平均値

とすると、1回転あたりの走行距離は1.9mである。したがって、トレッド全体の平均すべり距離は、タイヤの走行距離の約1/13000である。

トレッド上各点のすべり速度の平均値(図4.33)を21個の測定点にわたって平均すると、350 mm/sとなる。これを、トレッド全体の平均すべり速度とする。この値は、タイヤ走行速度を60 km/h (16.7 m/s)とした場合の値である。したがって、トレッド全体の平均すべり速度はタイヤ走行速度の約1/50である。

トレッド上各点の接地圧のすべり中の平均値(図4.35)をトレッド上の21個の測定点にわたって平均すると、110 kPaとなる。これを、トレッド全体のすべり中平均接地圧とする。試験タイヤ(RW4)の内圧は190 kPaであるから、トレッド全体のすべり中平均接地圧はタイヤ内圧の約1/1.7である。

トレッドの平均摩擦条件は、タイヤの設計および走行条件により変化するが、上記の平均値は、緩やかな旋回における乗用車用タイヤのトレッドの摩擦条件の一例である。

#### 4. 8. 1. 測定結果に及ぼすプローブ面積の影響

本研究で用いた2種類のすべり量の測定装置ではともに、トレッドの被測定点が接地を終えた後にもその変位が検出される。そこで、同時に測定した接地圧のデータを基準に接地後端を決定し、それ以降の変位出力を削除することですべり量のデータを得ている。しかし、接地圧の測定は有限の面積をもつプローブを用いて行われるため、接地後端を厳密に定義することはできない。同様の理由により、プローブの表面の一部がトレッドとの接触を終えてしまう接地後端の近くでは、接地面せん断力および接地圧は実際の値よりも小さく測定される。本研究では、プローブの面積を可能な限り小さくすることで、誤差を抑えている。

#### 4. 9. 第4章の結言

4水準の走行速度において、トレッドのすべり量を測定した。その結果、実際の走行速度におけるトレッドの横すべり量および横すべり速度は、極低速における測定結果から推定できることがわかった。

トレッド摩耗試験と同じ条件下で、トレッド上各点の摩擦条件を調べた。測定の結果をすべりの軌跡に沿って平均した値を、各点の摩擦条件の平均値とした。さらに、トレッド全体の平均摩擦条件について考察した。本研究の試験条件(車両の緩やかな旋回により340 Nの横力が加わる自由転動輪)では、トレッド全体の平均すべり距離は、タイヤの走行距離の約1/13000、平均すべり速度はタイヤ走行速度の約1/50、平均接地圧はタイヤ内圧の約1/1.7であった。

## 第5章

### トレッドと路面の接触状態<sup>(56)</sup>



## 5. 1. 緒言

トレッドと路面の接触状態は、図 5.1 の様であると考えられる。図の全体がトレッドと路面との見かけの接触面を表しており、路面の突起との部分的な接触部が真実接触面を表している。トレッドの摩耗は、路面の突起がトレッドと接触、摩擦することで生じるため、真実接触面の分布は、トレッド摩耗の重要な因子である。また、トレッドと路面のすべりにおいて、真実接触面はトレッド上を移動する熱源と考えられるので、その大きさや分布は、摩擦面の温度分布に影響を及ぼすと考えられる。

真実接触面付近でのゴムの変形は、金属などの場合と大きく異なっており、ゴムと路面の真実接触面積は、見かけの接触圧に比例しないとされている。このために、凝着摩擦力が見かけの接触圧に比例しない。このことが、タイヤ（ゴム）の摩擦係数が、金属の場合と異なり、荷重に対して大きく変化する原因であると考えられている<sup>(1)</sup>。これまでに、平滑なガラスとゴムの真実接触面に関する測定の結果や、Herz の接触理論を応用して接触面の大きさを計算するための式<sup>(57)</sup> が報告されているが、実際の路面に対するゴムの接触を調べた例は見られない。

本章では、見かけの接触面に対する真実接触面の比率、真実接触面の寸法および間隔を明らかにすることを目的とし、実際の路面の透明なレプリカを作り、これとゴムの間の真実接触面の様子を観察する。

## 5. 2. 測定および画像解析の方法

### 5. 2. 1. 測定および画像解析

観察の方法を図 5.2 に示す。路面の透明なレプリカの観察面を下に向けてゴム片（10 mm×10 mm または 4 mm×5 mm の断面をもつ）の上に乗せる。ウェイトを用いて、レプリカとゴムの間に荷重を加える。レプリカとゴムの接触の様子を、上方からビデオカメラで撮影する。ゴムの粘弾性によるデータのバラツキを抑えるために、荷重を 30 s の間静的に加え続けて、その後 10 s の間に限って撮影を行う。撮影した映像を、デジタル化してコンピュータに取り込み、画像解析を行う。

画面の中で真実接触面は、他の部分よりも黒く見えるので、画面の輝度を白と黒に二値化して、黒い部分を真実接触面とする。この場合、真実接触面であるか否かを定める輝度の閾値を定めることが必要である。ここでは、レプリカとゴム片の間に水を塗って押し付けた時の画面の輝度を参考に閾値を定める。

なお、タイヤトレッドの見かけの接地圧は、乗用車で 0～500 kPa、トラック・バスで 0～1000 kPa の範囲にあると考え、この値に相当する範囲で測定を行う。

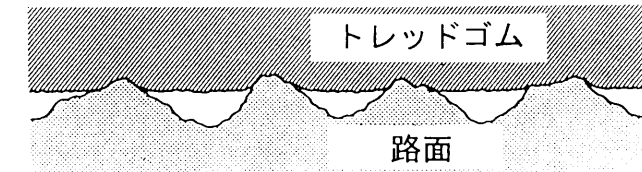


図 5. 1 トレッドと路面の接触の模式図

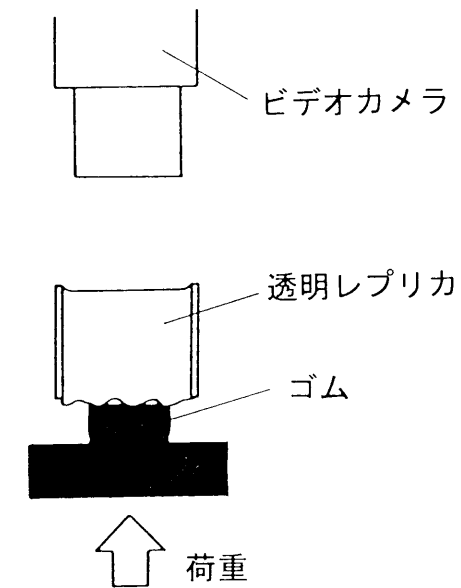


図 5.2 真実接触面の検察方法

### 5. 2. 2. 路面レプリカの製作

路面レプリカの製作の手順を、図 5. 3 に示す。まず、室温加硫シリコンゴムを用いて、路面の雌型を採る。この際、シリコンゴムと路面が接着しない様に、離型剤を使用する。雌型が硬化したら、雌型の上にアクリルの枠（幅 30 mm、長さ 30 mm、高さ 20 mm）を乗せ、透明なエポキシ充填剤を流し込む。硬化した後、雌型から枠ごと外してこれを路面のレプリカとして用いる。

### 5. 2. 3. 路面およびゴム

この実験で路面との接触を観察するゴムは、タイヤトレッドから切り出したもので、表面は加硫したままで仕上げていない。また、室温における硬度は 70（JIS A 形硬度計による）である。

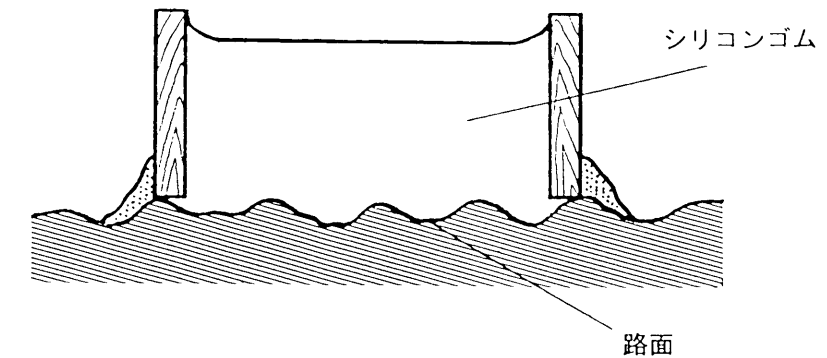
観察の対象とした路面の断面形状を図 5. 4 に示す。路面 A は普通のアスファルト舗装である。施工後数年を経て大きな骨材と骨材の間のアスファルトが摩耗して、5 mm 程度の波長の大きな凹凸（マクロな凹凸）が見られる。また、これに加えて、より短い波長の小さな凹凸（ミクロな凹凸）が見られる。路面 B は樹脂舗装で、鋭い角をもつ骨材を使用しているため、各々の突起の先端の形状が、路面 A に較べて鋭い。また、凹凸の谷の深さは、路面 A よりも深い。路面 C は、第 2 章の台上摩耗試験において試験機 B の路面として用いたセーフティ・ウォークである。ポリエステルベース上に #60 相当の砥粒を接着したもので、路面 A、B の様なマクロな凹凸は見られず、突起の先端の形状は鋭い。

## 5. 3. 測定結果

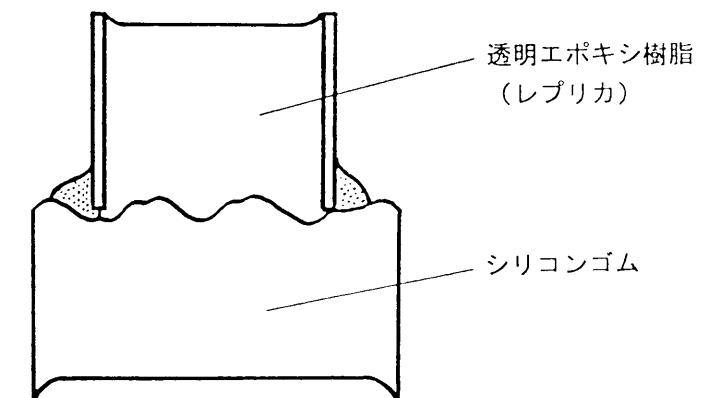
### 5. 3. 1. 接触面の様子

図 5. 5～図 5. 7 に、接触面の映像を二値化した例を示す。黒い部分が真実接触面に相当する。

図 5. 5 は、路面 A とゴムの接触の様子を示す。見かけの接触圧  $p_z = 95 \text{ kPa}$  においては、マクロな凹凸の頂点の周りにのみ真実接触面が見られる。さらにミクロな凹凸の凸部のみで接触が起るため、真実接触面は細かく分割されている。 $p_z = 700 \text{ kPa}$  においては、はじめに接触した頂点の周りの真実接触面は、互いにつながり合って大きな接触面となる。また、はじめに接触していた頂点以外の場所でも、新たに小さな真実接触面の発生が見られる。見かけの接触圧が  $p_z = 1280 \text{ kPa}$  に上昇すると、はじめに接触していた頂点のまわりの真実接触面積の増加よりも、それ以外の場所の真実接触面積の増加が目立っている。また、さらに新しい場所に、真実接触面の発生が見られる。この様に路面 A では、ひとつの突起における接触面積の増加率が低下すると、新たな突起による接触が発生する。



(a) 雌型の製作



(b) レプリカの製作

図 5. 3 路面レプリカの製作手順



(a) 路面A (アスファルト舗装)

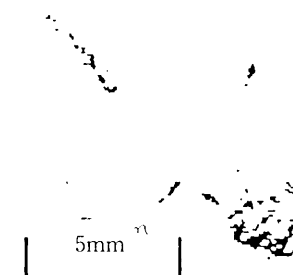


(b) 路面B (樹脂舗装)



(c) 路面C (セーフティ・ウォーク)

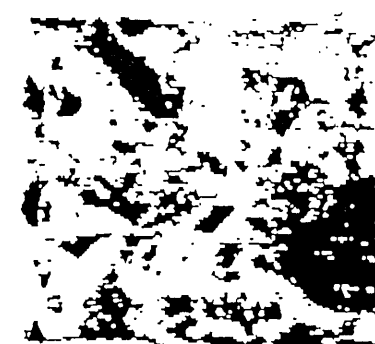
図5. 4 路面の断面形状



(a)  $p_z = 95 \text{ kPa}$

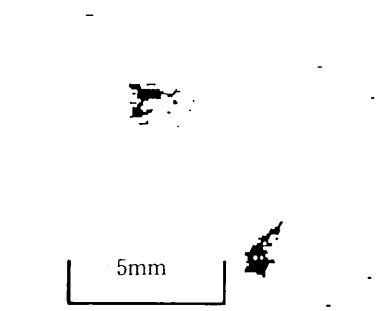


(b)  $p_z = 700 \text{ kPa}$



(c)  $p_z = 1280 \text{ kPa}$

図5. 5 画像処理により求めた真実接触面の分布 (路面A, アスファルト舗装)



(a)  $p_z = 95 \text{ kPa}$

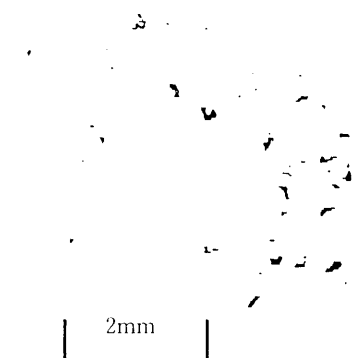


(b)  $p_z = 700 \text{ kPa}$

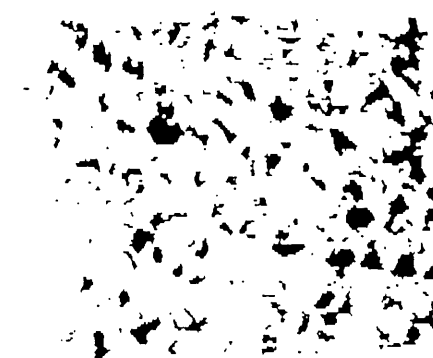


(c)  $p_z = 1280 \text{ kPa}$

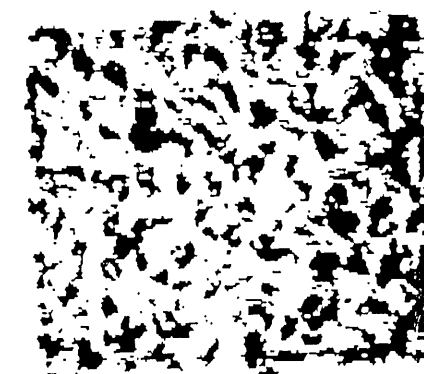
図5. 6 画像処理により求めた真実接触面の分布（路面B，樹脂舗装）



(a)  $p_z = 95 \text{ kPa}$



(b)  $p_z = 700 \text{ kPa}$



(c)  $p_z = 1265 \text{ kPa}$

図5. 7 画像処理により求めた真実接触面の分布（路面C，セーフティ・ウォーク）

図 5. 6 は、路面 B とゴムの接触の様子を示す。見かけの接触圧  $p_z = 95 \text{ kPa}$  においては、マクロな凹凸の頂点の周りにのみ真実接触面が見られることは路面 A の場合と同様であるが、凸部の形状が鋭いために、真実接触面は頂点近くに集中している。 $p_z = 700 \text{ kPa}$  および  $p_z = 1280 \text{ kPa}$  においては、はじめに接触した頂点の周りの真実接触面が大きくなるが、それ以外の場所での真実接触面の発生は、路面 A の場合と比べて少ない。路面 B では、マクロな凹凸の形状が鋭いため、接触する頂点の数が限られているものと考えられる。このために、路面 B では、ゴムと接触する突起の数の  $p_z$  に対する変化は、路面 A に比べて小さい。

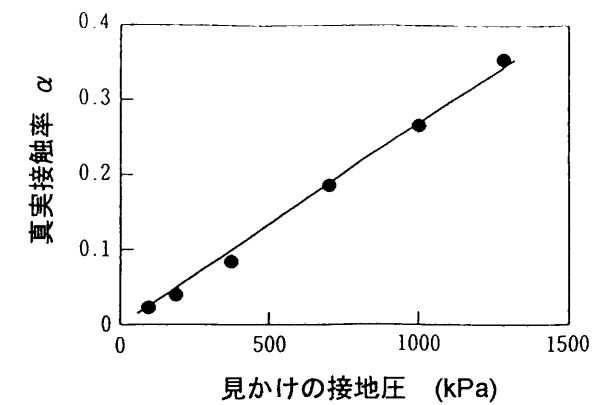
図 5. 7 は、路面 C とゴムの接触の様子を示す。他の路面と異なり、マクロな凹凸が存在しないために、 $p_z = 95 \text{ kPa}$  においても、真実接触面は一か所に集中せず分散している。見かけの接触圧  $p_z$  が  $700 \text{ kPa}$ 、 $1265 \text{ kPa}$  に増加するのにともない、各々の真実接触面が大きくなるとともに、新たな真実接触面の発生が見られる。

### 5. 3. 2. 真実接触率

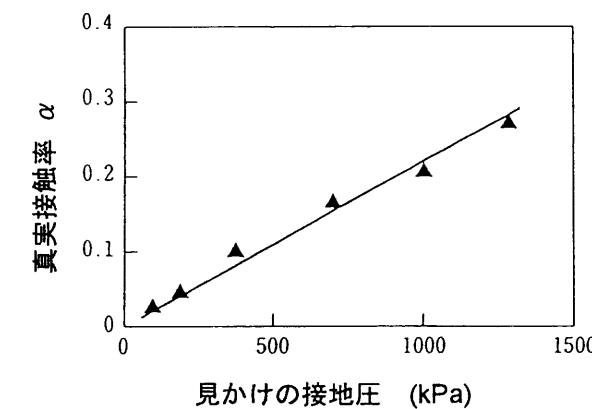
図 5. 8 に、見かけの接触面積に対する真実接触面積の比  $\alpha$ （真実接触率）の測定結果を示す。ゴムと接触する突起の数の  $p_z$  に対する変化が小さい路面 B では、他の路面と比べて、 $p_z$  に対する真実接触率  $\alpha$  の増加は小さい。しかし、図 5. 8 は、路面 A、B、C とトレッドゴムの真実接触率  $\alpha$  は、見かけの接触圧  $p_z$  に対してほとんど線型であることを示している。一般にゴムと剛体の接触においては、金属どうしの接触と異なり、 $\alpha$  は  $p_z$  に対して線型でなく、 $\alpha$  の増加率  $d\alpha/dp_z$  は  $p_z$  の増加にともなって低下すると報告されている。これは、真実接触面の周りの金属の変形が塑性変形であるのに対して、ゴムの変形は弾性変形であるためと考えられる。つまり、剛体の突起がゴムに接触する際、突起の形状は半球に近いとすると、Herz の接触理論が近似的にあてはまり、 $\alpha$  は  $p_z$  の 1 乗ではなく  $a$  乗 ( $a < 1$ ) に比例する。ゴムの接触する突起の数が  $p_z$  に対して変化しない場合には、この考え方は適用できる。しかし図 5. 5～図 5. 7 に見られる様に、路面 A、B、C では、ひとつの突起における接触面積の増加率が低下すると、新たな突起による接触が発生するために、全体としての  $\alpha$  の増加率の低下は僅かであると考えられる。より高い  $p_z$  に対しては、 $\alpha$  の増加率の低下が起こると考えられるが、本研究で扱う範囲（乗用車用タイヤおよびトラック・バス用タイヤの接地圧）では、 $\alpha$  の増加率はほぼ一定である。

### 5. 4. 真実接触面に関する変数の表式化

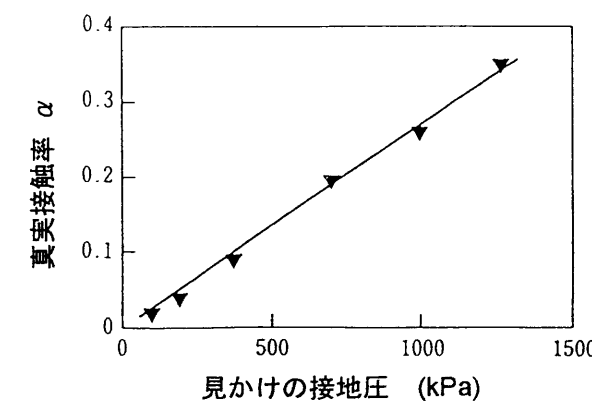
本章の実験結果をトレッド表面温度の解析などに利用するには、真実接触面に関する変数（真実接触率など）を、何らかの数式で表現しておく必要がある。真実接触面に関する



(a) 路面 A, アスファルト舗装



(b) 路面 B, 樹脂舗装



(c) 路面 C, セーフティ・ウォーク

図 5. 8 真実接触率の関係測定結果

変数の数式表現として、従来、Herz の接触理論を利用した表現が用いられてきた。この表現方法は、弾性論に基礎を置くという意味では、普遍性のある方法である。しかしこの表現には、つぎの様な問題点がある。

(1) Herz の接触理論では、突起を球面で置き換える。この際の球面の曲率が真実接触面寸法に強い影響を及ぼす。実際の路面突起先端をいかなる曲率の球面で置き換えるかは、困難な問題である。

(2) 前節で述べた様に、実際の路面上には、ランダムな高さの突起が存在する。この様な場合には、複数の突起が互いに異なる条件で同時に接触をおこす状態を、各々の突起について Herz の接触理論で置き換えねばならない。

そこで本研究では、数式表現の範囲を、乗用車用タイヤのトレッドと摩耗試験機路面の接触に限定し、前節の実験結果を実験式で回帰することとする。本研究のトレッド台上摩耗試験では、#60 相当のセーフティ・ウォークと A240 の研磨布を路面として用いている。これらの路面における、真実接触率  $\alpha$ 、真実接触面の平均寸法および真実接触面どうしの平均間隔と、見かけの接地圧の関係を、実験式で表す。

#### 5. 4. 1. セーフティ・ウォーク上での値

図 5. 8 (c)における  $\alpha$  と見かけの接地圧  $p_z$  (kPa) の関係を、 $p_z < 500$  kPa の範囲（乗用車用タイヤの接地圧の範囲）で直線回帰することにより、次式が得られる。

$$\alpha = 2.35 \times 10^{-4} p_z \quad (5. 1)$$

この回帰の結果を図 5. 9 に示す。

図 5. 7 に例を示したデータにおいて、見かけの単位面積あたりの真実接触面の個数  $n_r$  を数えた結果を、図 5. 10 に示す。 $n_r$  と  $p_z$  の関係は、指数関数で回帰することにより、次式で近似される。

$$n_r = 6.44 \times 10^4 p_z^{0.771} \quad (5. 2)$$

で近似される。したがって、真実接触面の平均面積  $A_r$  (m<sup>2</sup>) は、次式で推定される。

$$\begin{aligned} A_r &= \alpha / n_r \\ &= 3.64 \times 10^{-9} p_z^{0.229} \end{aligned} \quad (5. 3)$$

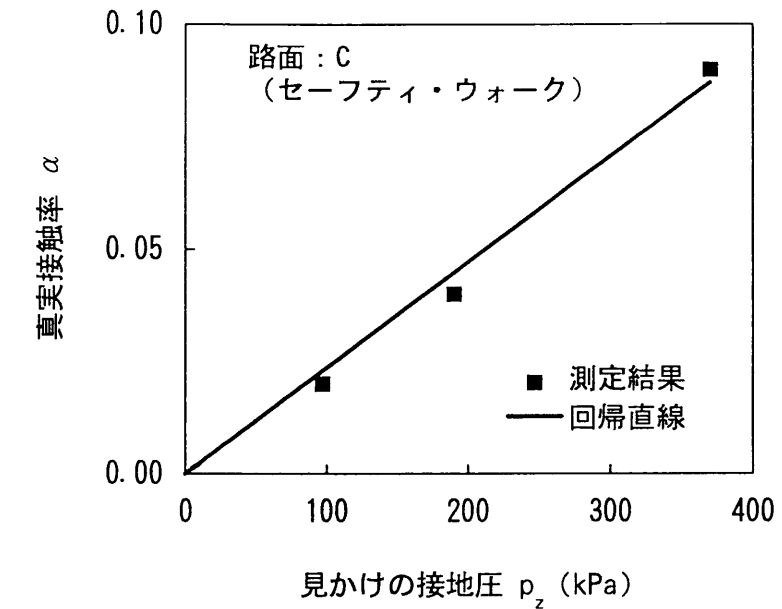


図 5. 9 真実接触率と見かけの接地圧の関係の回帰結果  
(路面 C, セーフティ・ウォーク)

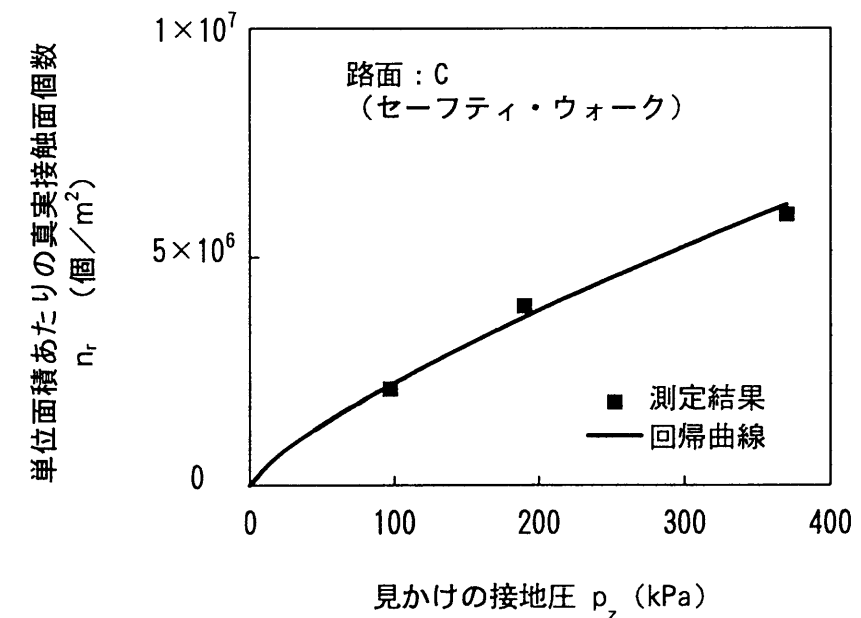


図 5. 10 見かけの単位面積あたりの真実接触面の個数と見かけの接地圧の関係の回帰結果  
(路面 C, セーフティ・ウォーク)

真実接触面を正方形で表すことにすると、その平均長さ・平均幅を  $2L$  (m) は、次式で表される。

$$\begin{aligned} 2L &= \sqrt{A_r} \\ &= 6.04 \times 10^{-5} p_z^{0.165} \end{aligned} \quad (5.4)$$

また、真実接触面どうしの平均間隔  $y_A$  (m) は、次式で表すことにする。

$$\begin{aligned} y_A &= \sqrt{1/n_r} \\ &= \frac{1}{254 p_z^{0.386}} \end{aligned} \quad (5.5)$$

#### 5. 4. 2. A240 研磨布上での値

A240 研磨布の砥粒の寸法はセーフティ・ウォーク (#60 相当の砥流粒を使用) の約 1/4 と小さい。このために、1 個の真実接触面積の大きさも小さくなり、本研究で用いた測定方法では、十分な精度で真実接触率を求めることができない。そこで、240 研磨布とトレッドゴムの真実接触面に関する変数を、セーフティ・ウォークについての値から推定する。

A240 研磨布の砥粒の寸法はセーフティ・ウォーク (#60 相当の砥流粒を使用) の約 1/4 であることから、A240 研磨布の突起の断面形状および間隔は、セーフティ・ウォークの突起の断面形状および間隔を 1/4 に縮尺したものであると仮定する。また、これにより、A240 研磨布上の各々の真実接触面の長さ・幅・間隔はセーフティ・ウォークの 1/4 となるが、真実接触率  $\alpha$  は同じであると仮定する。

この仮定がほぼ正しいことを確認するために、セーフティ・ウォークと A240 研磨布の突起の平均形状を比較する。まず、セーフティ・ウォークの表面の粗さ曲線を測定し、測定長の中で最も高い突起から 12 番面に高い突起までの形状を求める。つぎに、各突起の断面幅を突起先端からの深さに沿って測定し、同一深さにおける突起断面幅を平均する。平均した断面幅を深さに沿って並べて結んだ曲線を、突起の平均形状とする。セーフティ・ウォークについては粗さ曲線の測定長は 25 mm である。さらに、A240 研磨布の突起の平均形状を、同一の方法で求める。ただし、A240 研磨布についての粗さ曲線の測定長は、5 mm である。図 5. 11 に、セーフティ・ウォークと A240 研磨布の突起の平均形状を比較する。図の中で、A240 研磨布の突起の平均形状は 4 倍に拡大して表示してある。この図から、A240 研磨布の突起の平均形状は、セーフティ・ウォークの突起の平均形状を 1/4 に縮

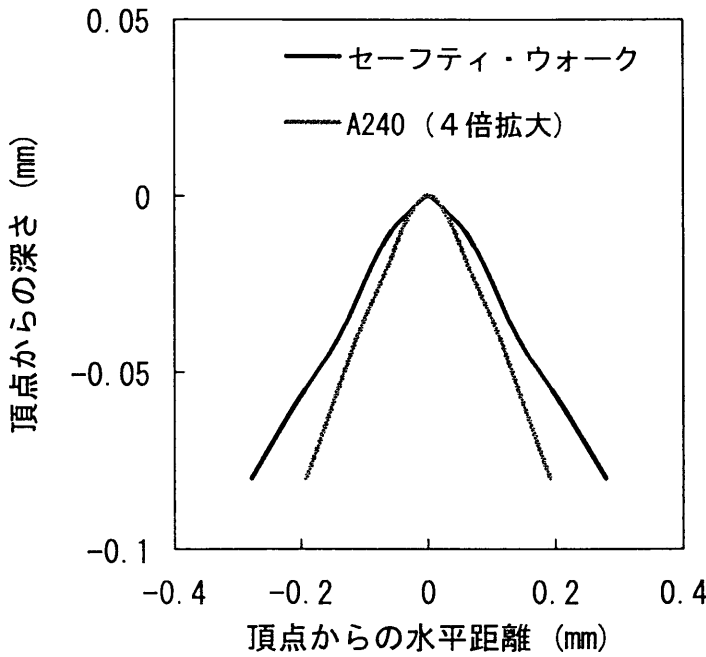


図 5. 11 セーフティ・ウォークと A240 研磨布の突起の平均形状

尺したものに近ことがわかる。つぎに、測定した粗さ曲線の上で、セーフティ・ウォークと A240 研磨布の突起の数を数え、突起の平均間隔を求める。表 5. 1 に、粗さ曲線の測定軸上で 5 mm あたりの突起の個数と、そこから求めた突起の平均間隔を示す。A240 研磨布の突起の平均間隔は、セーフティ・ウォークの約 1/4 であることがわかる。

これらの結果から、先の仮定はほぼ正しいと考えられる。  
 仮定にしたがい、A240 研磨布の真実接触率  $\alpha$  と見かけの接地圧  $p_z$  (kPa) の関係は、セーフティ・ウォークと同じで、次式で近似される。

$$\alpha = 2.35 \times 10^{-4} p_z \tag{5. 6}$$

見かけの単位面積あたりの真実接触面の個数  $n_r$  は、セーフティ・ウォークの  $4^2$  倍となる。

$$n_r = 4^2 \times 6.44 \times 10^4 p_z^{0.771} = 1.03 \times 10^6 p_z^{0.771} \tag{5. 7}$$

したがって、真実接触面の平均面積  $A_r$  (m<sup>2</sup>) は、次式で推定される。

$$\begin{aligned} A_r &= \alpha / n_r \\ &= 2.28 \times 10^{-10} p_z^{0.229} \end{aligned} \tag{5. 8}$$

真実接触面を正方形で表すことにすると、その平均長さおよび平均幅  $2L$  (m) は、次式で表される。

$$\begin{aligned} 2L &= \sqrt{A_r} \\ &= 1.51 \times 10^{-5} p_z^{0.165} \end{aligned} \tag{5. 9}$$

で表す。また、真実接触面どうしの平均間隔  $y_A$  (m) は、次式で表す。

$$\begin{aligned} y_A &= \sqrt{1/n_r} \\ &= \frac{1}{1020 p_z^{0.386}} \end{aligned} \tag{5. 10}$$

表 5. 1 セーフティ・ウォークおよび A240 研磨布表面の突起の平均間隔

	セーフティ・ウォーク	A 2 4 0 研 磨 布
5 mm あたりの突起の平均個数 (5 力所で測定)	5.9 個	22.7 個
突起の平均間隔	0.85 mm	0.22 mm



## 5. 5. 本章の考察

本章で観察・測定した真実接触面が実際のトレッドの場合と異なる点について検討する。

(1) 転動中のトレッドと路面の間には、すべりが生じ、その方向にせん断力が加わる。本研究の実験では、このせん断力は加えられていない。しかし、せん断力により、見かけの接地圧分布および各々の真実接触面の形状は変化すると考えられるが、真実接触面の平均寸法や平均間隔は静止時と大きく変化しないと考えられる。

(2) 転動中のトレッドと路面の接触時間は 1~10 ms オーダであり、接触は動的に行われるので、トレッドの粘弾性が接触状態に影響する。これに対して、本研究の実験は、静的な荷重のもとで行われたため、真実接触面は大きめに測定されている。

(3) 撮影された画面の輝度の低い部分と真実接触面は、完全には一致しない。撮影装置の画素より細かい大きさの真実接触面がとらえられない。しかし、摩耗過程において重要な、大きな真実接触面に関しては、正確に測定される。また、ゴム表面とレプリカ表面が照明光の波長より近づいている部分は、接触していると誤認されるが、本章で扱った路面では、突起の形状が急峻であるためと、突起の高さが大きいと、照明光の波長より近づいている非接触部の割合は僅かであると考えられる。

(4) レプリカの表面エネルギーと実際の路面の表面エネルギーは異なる。したがって、表面エネルギーによって作られる真実接触面の大きさは、実際の路面と異なる。しかし、接地圧が極めて低い場合を除けば、真実接触面の形成にはたす表面エネルギーの役割は小さいと考えられる。

## 5. 6. 第5章の結言

実路およびタイヤ試験機の路面のレプリカを用いてタイヤトレッドと路面の真実接触面を観察した。真実接触面の分布と大きさは、路面の表面性状により大きく異なることが、確認された。また、アスファルト舗装路面、樹脂舗装路面、セーフティ・ウォークでは、真実接触率（見かけの接触面積に対する真実接触面積の比率）は、見かけの接触面積にほぼ比例することが分かった。

実験の結果をトレッド表面温度の解析に利用するために、真実接触率 $\alpha$ 、真実接触面の平均寸法および真実接触面どうしの平均間隔と、見かけの接地圧の関係を、実験式で表現した。

# 第6章

## 接地面内におけるトレッド表面温度<sup>(58)(59)(60)(61)</sup>

## 6. 1. 緒言

タイヤのトレッドはゴムでできているため、その摩擦・摩耗特性は、温度の影響を強く受ける。したがって、トレッドの摩擦条件として、温度を把握することが必要である。第4章で測定した様に、トレッドは接地面内で複雑なすべりをすることがわかっており、それにとまって、温度も複雑な変化をすると推測されている<sup>(48)</sup>。しかし、これまでに測定されてきたトレッドの温度は、接地面の外における値である。実際にトレッドが摩擦・摩耗するのは接地面内においてであり、そこでの温度を明らかにすることが重要であるが、この値については、実測された例はない。また、計算による推定<sup>(62)(63)</sup>は行われているが、接地面内での複雑なすべりを考慮して計算を行った報告は見られない。

本章では、見かけの接触面および真実接触面におけるトレッド表面温度について、測定と計算を行う。

## 6. 2. 見かけの接触面におけるトレッド表面温度

第5章で明らかにした様に、トレッドと路面の見かけの接触面は、真実接触面とそれ以外の部分を含んでいる。したがって、トレッドが路面上をすべる際の摩擦面温度は、見かけの接触面の中で分布を持つと考えられるが、一般に摩擦面温度として扱われているのは、見かけの接触面における平均温度である。本節では、これを見かけの接触面におけるトレッド表面温度と呼び、測定・計算を行う。

まず赤外線センサを利用した装置を製作して、接地面内におけるトレッドの表面温度を測定する。つぎに、トレッドのすべり量の測定結果から摩擦による発熱量を求め、一次元有限要素法（FEM）を用いてトレッドの表面温度を計算する。さらにこの計算を用いて、路面の熱特性の影響についても検討する。

### 6. 2. 1. 測定および数値計算の方法

#### 6. 2. 1. 1. 赤外線センサを用いた測定法

図 6. 1 にトレッド表面温度測定装置の概念図を示す。ドラム式のタイヤ特性試験機の路面（ドラム）に設けられた穴に、直径 13 mm の赤外線透過窓（ $\text{BaF}_2$ 、フッ化バリウム）を固定し、窓で路面の一部を置き換える。タイヤが転動して窓の上を通過する時、トレッドと窓の間にはすべりが生じる。この時に、トレッド上の被測定点から放射される赤外線を、窓を通して路面の裏側の検出部で検出して、温度に換算する。検出部はトラバース機構の上に固定されており、タイヤの前後方向（ドラムの周方向）に移動可能である。

図 6. 2 に検出部の原理を示す。トレッド上の被測定点から放射される赤外線を、赤外線透過窓を通してレンズで収束させ、赤外線センサ（焦電素子）で検出する。レンズとト

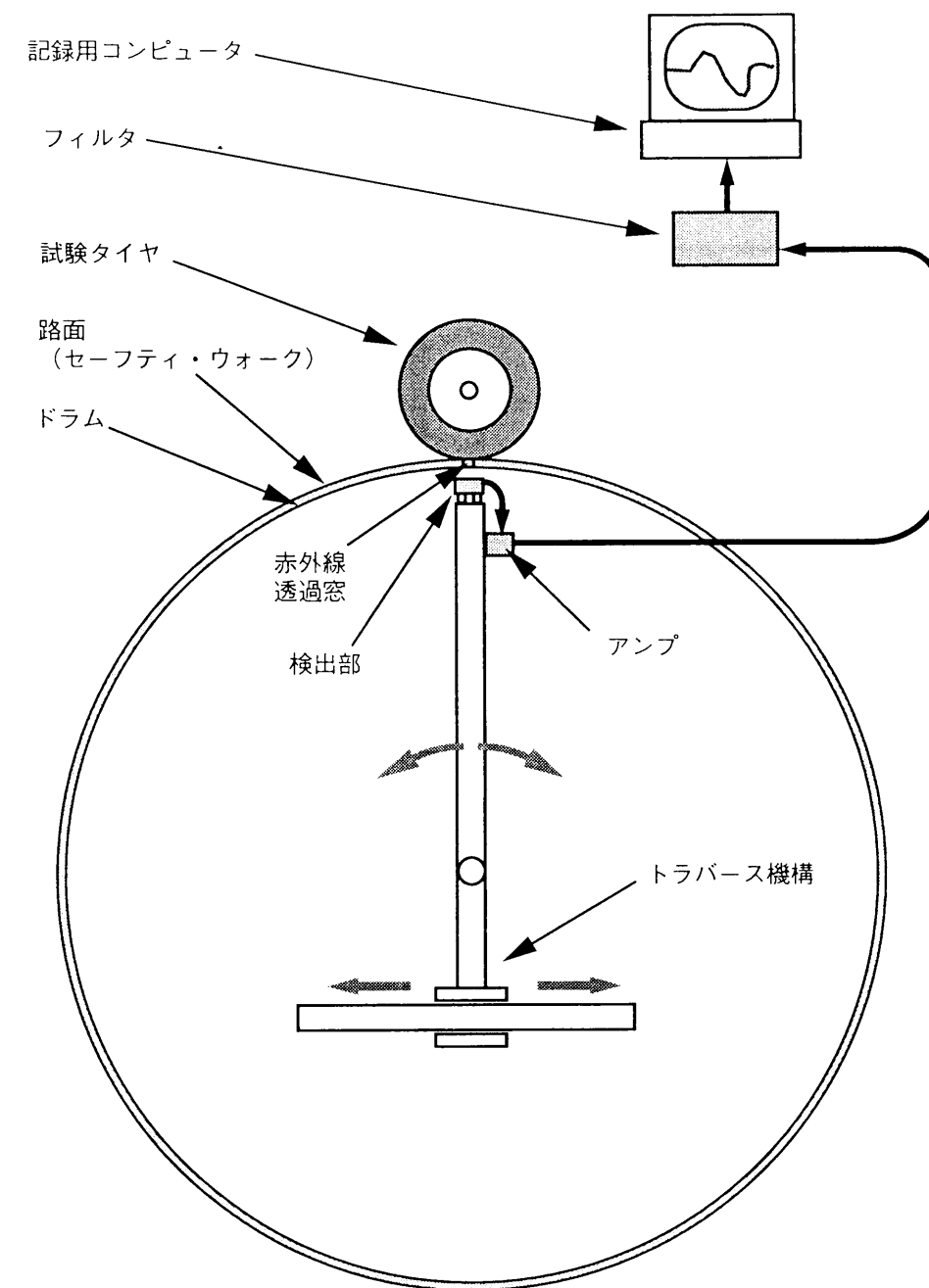


図 6. 1 トレッド表面温度測定装置の概念図

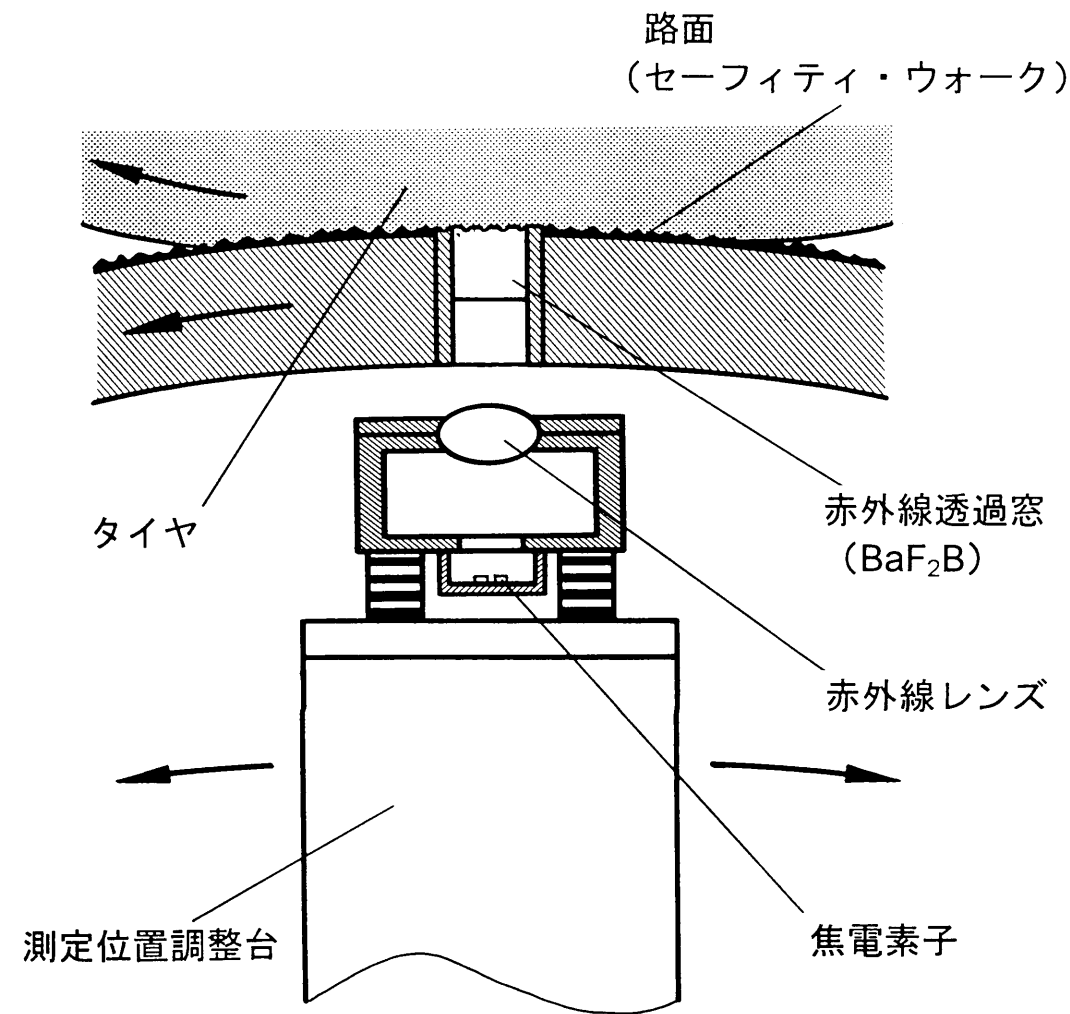


図 6. 2 トレッド表面温度測定装置

レッド面との間は、路面によって遮られているので、路面（ドラム）が回転して赤外線透過窓がレンズの上を通過する時にのみ、トレッド表面からの赤外線がセンサにとどく。焦電素子は、赤外線の絶対量ではなく変化量を検出する素子なので、これを用いて温度を測定するには、シャッタを設けて赤外線を一定の周期で遮断する必要があるが、ここでは路面がシャッタのはたらきをする。また、赤外線透過窓がセンサの上を通過する時間は、測定を行った速度（40 km/h, 11.1 m/s）では約 1 ms と短い。焦電素子の応答時間は 20 ms 程度なので、測定においてはゲインが大幅に低下する。そこでここでは、ドラムを周速度 11.1 m/s で回転させた時のゲインを、基準温度面を用いて校正した。また、この方法では、ドラム 1 周で測定されるのは、トレッド上の 1 点のみの温度である。図 6. 1 に示したトラバース機構を用いて、検出部をタイヤ前後方向に移動することにより、接地長全域にわたって温度を測定する。

#### 6. 2. 1. 2. 一次元 FEM を用いた計算法

タイヤが路面上を転がる時、トレッドと路面の間にはすべりと摩擦力が生じる。この時に摩擦力のなす仕事を、摩擦エネルギーと呼ぶことにする。摩擦エネルギーの大部分は、その場で熱エネルギーとして散逸され、それによってトレッドの温度は上昇する。この現象を図 6. 3 の様な一次元非定常熱伝導のモデルで置き換え、トレッドの表面温度を数値計算する。なおここでは、つぎの仮定を置く。

- (1) 着目する範囲内（ここでは、温度測定に用いた赤外線透過窓の大きさ、直径 13 mm に相当する）では、接地面の幅方向、前後方向の温度および熱の変化は無視できる。
- (2) トレッドと路面の摩擦による発熱のみを考慮し、トレッド表面に集中して発熱がおこる。
- (3) 摩擦エネルギーと発熱量は等しい。

このモデルは次式により表される。

$$\rho C \frac{\partial \theta_A}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial \theta_A}{\partial z} \right), \quad -l < z < 0 \quad (6. 1)$$

$$q_A = \frac{\Delta \theta_A}{R_H}, \quad z = 0 \quad (6. 2)$$

$$\rho C \frac{\partial \theta_A}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial \theta_A}{\partial z} \right) + W, \quad 0 < z < l \quad (6. 3)$$

$$W = Q_A, \quad z = +0$$

$$W = 0, \quad z \neq +0$$

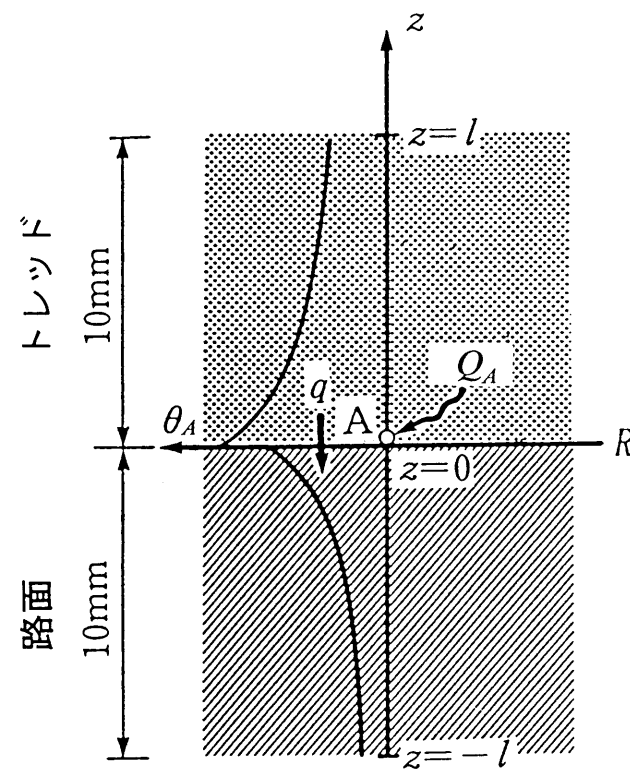


図 6. 3 接地面まわりの一次元熱伝導モデル

ここに、 $\theta_A$  は温度 (K)、 $t$  は時間 (s)、 $z$  は空間座標 (m)、 $\rho$  は密度 ( $\text{kg/m}^3$ )、 $C$  は比熱 ( $\text{J/kg K}$ )、 $\lambda$  は熱伝導率 ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ )、 $Q_A$  は一次元の点熱源 ( $\text{W/m}^2$ )、 $q_A$  は熱流束 ( $\text{W/m}^2$ )、 $\Delta\theta_A$  はトレッド表面と路面表面の温度差 (K)、 $R_H$  は接触熱抵抗 ( $\text{m}^2\cdot\text{K/W}$ ) である。

ここで、図 6. 4 の様な一次元 FEM モデルを用いる。トレッドおよび路面をそれぞれ 44 個の要素に分割する。つぎに、発熱はトレッド表面に集中しておくと仮定したので、節点 46 に見かけの単位面積あたりの発熱  $Q_A$  ( $\text{W/m}^2$ ) があるとする。トレッドと路面との接触面には接触熱抵抗があるので、接触要素 45 (節点 45 と 46 にはさまれた要素) でこれを置き換える。ここで、次式で表される等価熱伝導率  $\lambda_E$  ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ ) を用いる。

$$\lambda_E = \frac{l_C}{R_H} \quad (6. 4)$$

ここに、 $l_C$  は接触要素の長さ (m) である。これによって、式 6. 2 は次式で置き換えられる。

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_E \frac{\partial \theta_A}{\partial z} \right) = 0 \quad , \quad -l < z < 0 \quad (6. 5)$$

接触要素の等価熱伝導率を式 6. 4 で表すことにより、接触要素の大きさに関係なく、ここを通過する熱量が、接触熱抵抗がある場合と等価となる。

なお、接触熱抵抗を測定することは難しい。そこで、ここでは近似的に橋の式<sup>(64)(65)</sup>を簡略化した次式により求める。

$$R = \frac{\delta_P}{\lambda_P \alpha} + \frac{\delta_T}{\lambda_T \alpha} + R_0 \quad (6. 6)$$

ここに、 $\delta_P$  は路面の表面粗さ(m) で、ここでは  $0.24 \times 10^{-3} \text{ m}$  とする。 $\delta_T$  はトレッドの表面粗さである。見掛けの接触面積に対する真実接触面積の比 (真実接触率)  $\alpha$  は、第 5 章の実験結果から、見かけの接地圧により変化することがわかっているが、計算を簡単にするために  $\alpha$  を一定とし、平均的な値に固定する。本節で計算・測定する条件においては、対象とするリブ 5 の見かけの接地圧は、約 300~500 kPa である。第 5 章の測定によれば、この接地圧において、トレッドゴムと路面の間の  $\alpha$  は、約 0.1 と測定されているの

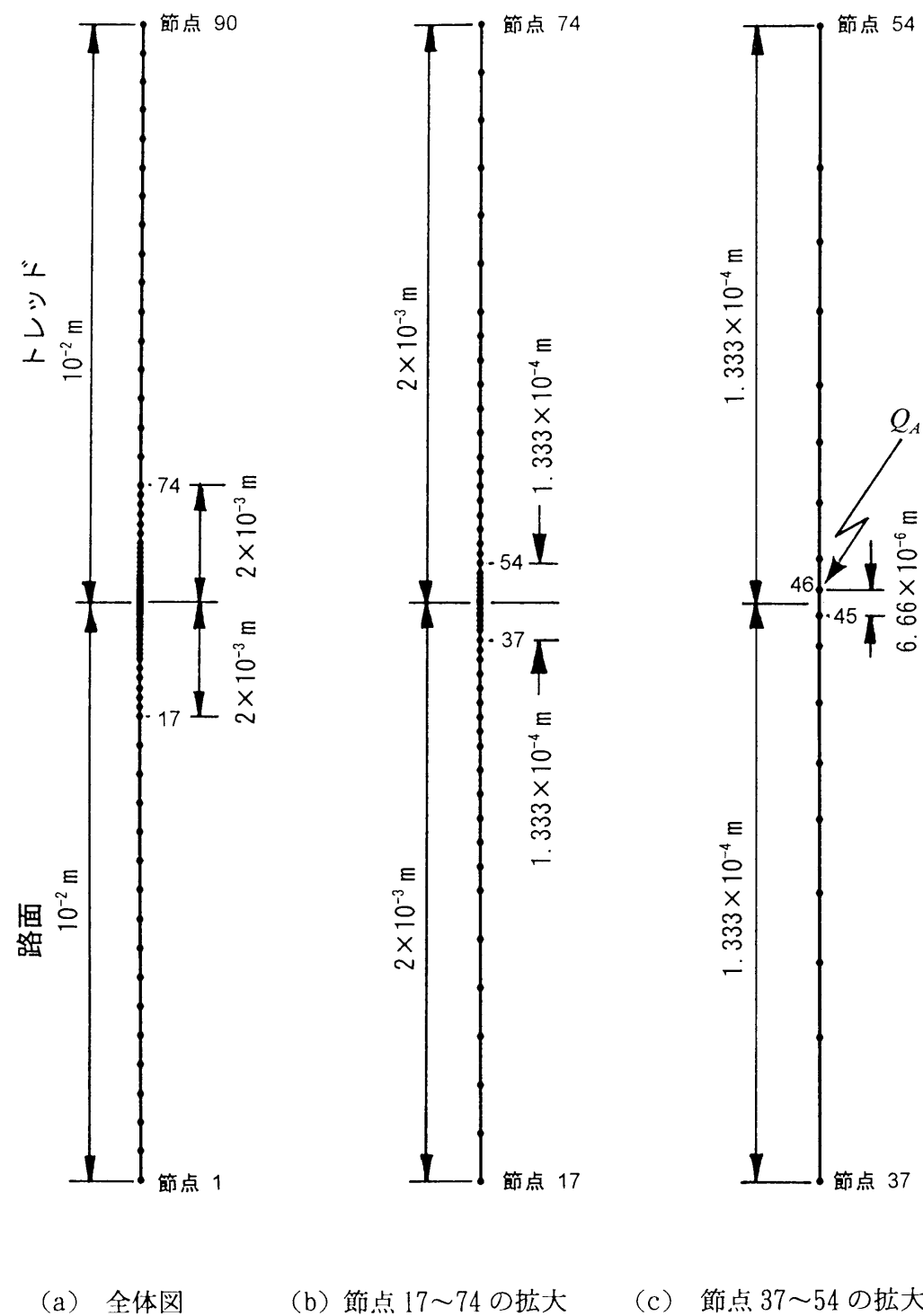


図 6. 4 接地面まわりの一次元 FEM 熱伝導モデル

で、ここでは  $\alpha = 0.1$  と置く。  $\lambda_p$  は路面の熱伝導率 ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ )、  $\lambda_t$  はトレッドの熱伝導率である。  $R_0$  ( $\text{m}^2\cdot\text{K/W}$ ) は真実接触面にも若干の熱抵抗があるとして、その項を加えたものである。

ここでは、路面に比べトレッドの剛性が大幅に低いので、接触圧が加わると、トレッドの表面の突起は押しつぶされ、  $\delta_t$  は無視できるほど小さくなると考えられる。また、  $\delta_p$  が大きいために、式 6. 6 の第 1 項が支配的で、  $R_0$  も無視できる。したがって、式 6. 6 は、次の様に見える。

$$R = \frac{\delta_p}{\lambda_p \alpha} \quad (6. 7)$$

また、橋は接触面のすきまに介在する物質（ここでは空気）による伝熱も考慮しているが、ここでは無視する。

境界条件は、節点 1 で  $\theta_A = \theta_{p0}$ 、節点 90 で  $\theta_A = \theta_{T0}$ 、初期条件は、節点 1～45 で  $\theta_A = \theta_{p0}$ 、節点 46～90 で  $\theta_A = \theta_{T0}$  とする。  $\theta_{p0}$  および  $\theta_{T0}$  は、接地面の外における路面とタイヤの温度で、輻射温度計による測定結果から以下の様に定める。スリップ角  $2^\circ$  の時  $\theta_{T0} = 39.5^\circ\text{C}$ 、スリップ角  $4^\circ$  の時  $\theta_{T0} = 54.8^\circ\text{C}$ 、スリップ角  $6^\circ$  の時  $\theta_{T0} = 72.0^\circ\text{C}$ 。また、  $\theta_{p0}$  はスリップ角に関係なく  $25.0^\circ\text{C}$ 。上記の基礎方程式、境界条件、初期条件を図 6. 4 のモデルに適用して、計算を行う。なお、計算に用いる物性値を表 6. 1 に示す。

### 6. 2. 1. 3. 摩擦による発熱量の算定

見かけの単位面積あたりの発熱量  $Q_A$  は実際のタイヤに関して、トレッド上の点のすべり量とその点に加わる接地圧を測定して、次式により求める。

$$\begin{aligned} Q_A &= \frac{de}{dD} \frac{dD}{dt} \\ &= v\mu p_z \sqrt{\left(\frac{dx_s}{dD}\right)^2 + \left(\frac{dy_s}{dD}\right)^2} \end{aligned} \quad (6. 8)$$

ここに、  $e$  は単位面積あたりの摩擦エネルギーである。  $D$  はタイヤの転動距離、  $v$  は走行速度である。  $\mu$  は摩擦係数で、ここでは 1.0 とする。  $p_z$  は接地圧 (Pa)、  $x_s$  はトレッドの前後方向のすべり量 (m)、  $y_s$  はトレッドの横方向のすべり量 (m) である。

表6. 1 見かけの接触面におけるトレッド表面温度の計算に用いる熱特性

材料	熱伝導率 $\lambda$ (W/m K)	温度伝導率 $\kappa$ (m <sup>2</sup> /s)	接触熱抵抗 $R$ (m <sup>2</sup> K/W)
ゴム	0.2	$1.4 \times 10^{-7}$	—
コンクリート	1.0	$5.0 \times 10^{-7}$	$1.7 \times 10^{-3}$
BaF <sub>2</sub>	11.7	$5.8 \times 10^{-6}$	$1.4 \times 10^{-4}$
軟鋼	50.0	$1.3 \times 10^{-5}$	$3.3 \times 10^{-5}$

本章では、最大 6° までの大きなスリップ角におけるトレッド表面温度を調べるため、トレッドすべり量は、10 mm 以上に達する。このすべり量を測定する必要があるが、第 4 章で用いた装置の測定範囲は、最大すべり量 0.3 mm 程度なので、本章の測定には使えない。図 6. 5 に、本章で用いるトレッドすべり量の測定装置を示す。測定は、第 4 章と同じく、フラットテーブル式のタイヤ試験機を用いて行う。路面に透明アクリル窓を設け、これをタイヤが踏みこえる時のトレッドの動きをビデオカメラで撮影し、トレッドすべり量を求める。

6. 2. 1. 4. 供試タイヤおよび測定条件

トレッドの表面温度および摩擦エネルギー（発熱量）の測定に用いる供試タイヤは、図 6. 6 に示す 185/70R14 のラジアルタイヤで、基礎的なデータを得るために、単純なストレートリブの 패턴のものを用いる。測定および計算の条件を表 6. 2 に示す。

6. 2. 2. 測定および数値計算の結果

6. 2. 2. 1. 測定の結果

図 6. 7 に、スリップ角 2°、4°、6° における、リブ 5（旋回の最も外側のリブ）のトレッド表面温度の測定結果を実線で示す。

測定結果は、Schallamach<sup>(48)</sup>が推測した温度分布と同じ傾向を示している。いずれのスリップ角においても、接地前端近くでは温度は低下している。また、接地後端側では温度の上昇がみられる。スリップ角が大きい程温度の上昇は急激で、スリップ角 6° では、最高温度は 100℃ に達する。さらに、トレッドが路面と離れると同時に表面温度は低下する。

この様にトレッド表面温度は複雑に変化し、接地面の内と外では大幅に異なるので、ゴムの特性も大幅に異なると考えらる。これらの結果から、旋回時のタイヤの摩擦・摩耗特性を考える際には、接地面外でのトレッド温度ではなく、接地面内での温度を考えなくてはならないことが分かる。

6. 2. 2. 2. 測定結果と計算結果の比較

図 6. 7 のグレーの線は、路面の材料を BaF<sub>2</sub>（フッ化バリウム）とした場合の計算結果で、いずれのスリップ角の場合にも、計算結果と実験結果とはよく似た傾向を示している。なお、両者の間で接地長が異なるのは、主に、温度の測定に用いた路面（ドラム）と、摩擦エネルギーの測定に用いた路面（フラットテーブル）の曲率が異なるためである。

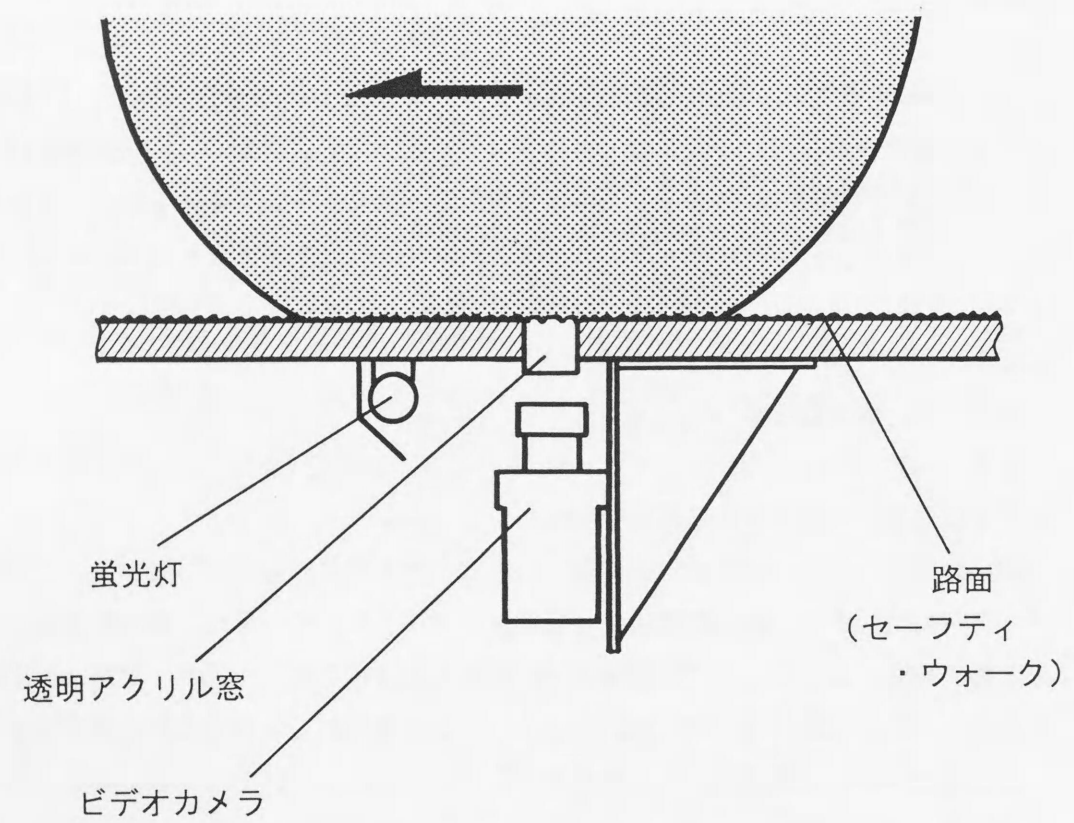
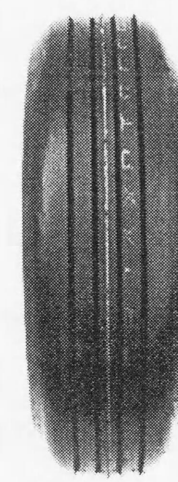


図 6. 5 トレッドすべり量測定装置



タイヤ RT1

図 6. 6 トレッド表面温度を求めるための試験タイヤ

表6. 2 見かけの接触面におけるトレッド表面温度の測定条件

タイヤ	RT1 (185/70R14)
リム	14×5JJ
荷重	3.5 kN
内圧	190 kPa
キャンバ角	0°
スリップ角	2° , 4° , 6°
路面	セーフティ・ウォーク貼付ドラム (測定部は BaF2 赤外線透過窓)
走行速度	40 km/h
路面初期温度および周囲温度	25°C
測定位置	リブ 5 (旋回外側のショルダ)
走行直前のタイヤ慣らし	所定のスリップ角で 60 s 走行

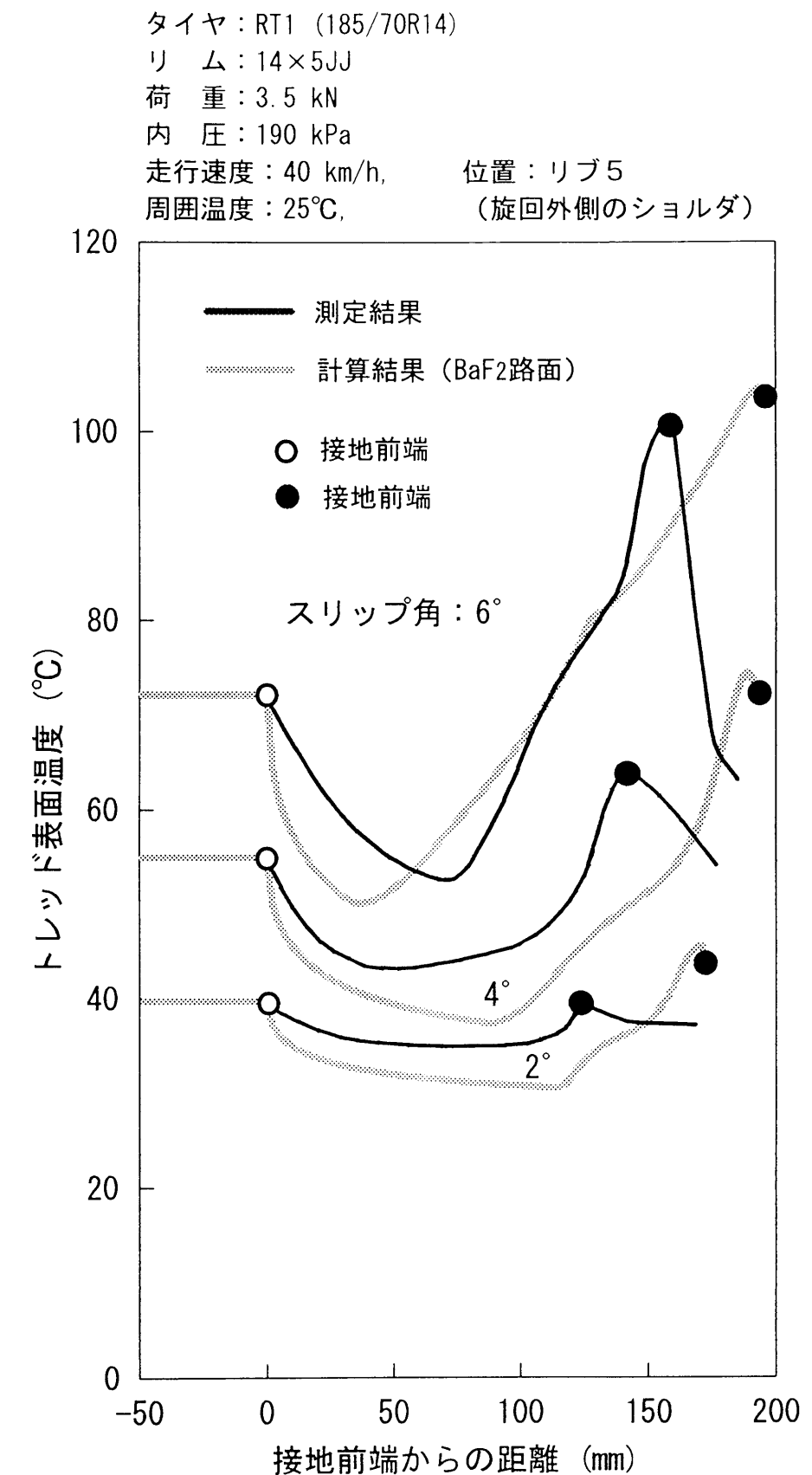


図 6. 7 見かけの接触面におけるトレッド表面温度の測定結果および計算結果



### 6. 2. 2. 3. 温度変化の過程

図 6. 8 に、計算に用いた見かけの単位面積あたりの発熱量を示す。いずれのスリップ角においても、トレッドの粘着域に相当する接地前端側では、発熱量は零である。スリップ角が大きいほどトレッドの粘着域が小さくなるために、発熱は接地前端に近い位置から開始している。また、接地後端に向かってすべり速度が上昇するために、発熱量も増加している。

図 6. 9 に、接地面に垂直な方向（ $z$  方向）の温度分布の例を示す。図 6. 8 と図 6. 9 を対応させることにより、接地前端から後端にかけてのトレッド表面温度の変化の過程を考察する。 $t = 0$  (ms) では、トレッドと路面の温度は各々の初期温度を示す。トレッドと路面が接地するとトレッドの熱が路面に流れるので、 $t = 4$  (ms) ではトレッドの温度は低下する。さらに時間が過ぎてトレッドが接地後端に近づくにつれて、大きな発熱がおこるので、 $t = 12$  (ms)、 $t = 17.7$  (ms) では、トレッドの温度は上昇する。この様に、接地前端近くでのトレッド表面の温度低下は、路面による冷却の結果であり、後端側における温度上昇は、トレッドのすべりにともなう発熱による。

### 6. 2. 2. 4. 一次元モデルの妥当性について

また、図 6. 9 から、明確な温度変化がおこるのは、路面側で接地面から 0.5 mm 以下、トレッド側で接地面から 0.1 mm 以下の深さの部分であることが分かる。この深さは、赤外線透過窓の直径（13 mm）に比べ小さい。ここでは、窓の面積の中での平均温度を扱うので、そこでの熱伝導は、十分に広い薄板の厚さ方向の熱伝導と考えてよく、一次元のモデルを適用することは妥当であると言える。

また、明確な温度変化がおこるのが、トレッド側で接地面から 0.1 mm の深さの部分であることは、ゴムの温度伝導率（熱拡散率）が低く、温度の変化が熱源から離れた位置まで伝わる前に現象が終了してしまうことを意味している。このことは、トレッド表面以外で発熱があっても、それがトレッド表面温度に影響する前に現象が終了してしまうことを意味する。したがって、トレッド表面以外での発熱を無視したことによる誤差は、小さいと言える。ただし、トレッド表面以外での発熱も、トレッド全体の温度（初期条件  $\theta_{T0}$ ）には影響をおよぼすので、ここでは、 $\theta_{T0}$  は測定により求めねばならない。

### 6. 2. 2. 5. 路面の熱特性の影響

路面によるトレッドの冷却は路面材の熱特性によって異なるはずである。実験では、赤外線透過窓の材料が  $\text{BaF}_2$ （フッ化バリウム）の様な特殊な材料に限られるため、路面材の

タイヤ：RT1 (185/70R14)  
リ ム：14×5JJ  
荷 重：3.5 kN  
内 圧：190 kPa  
走行速度：40 km/h  
周囲温度：25°C  
位 置：リブ 5（旋回外側のショルダー）

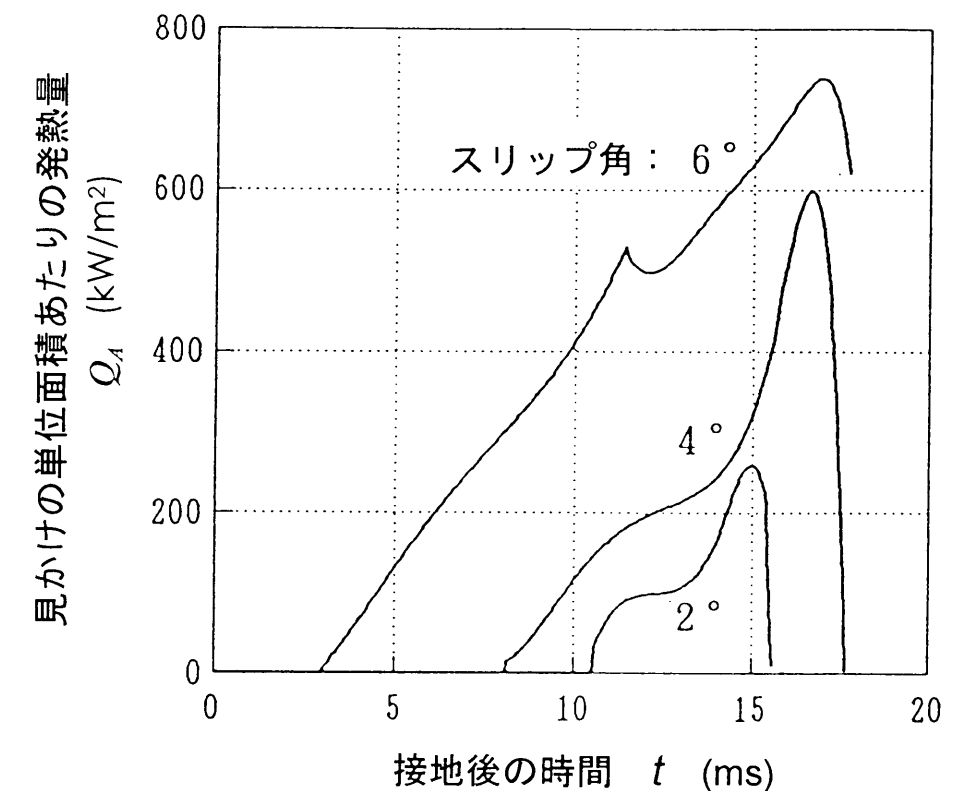
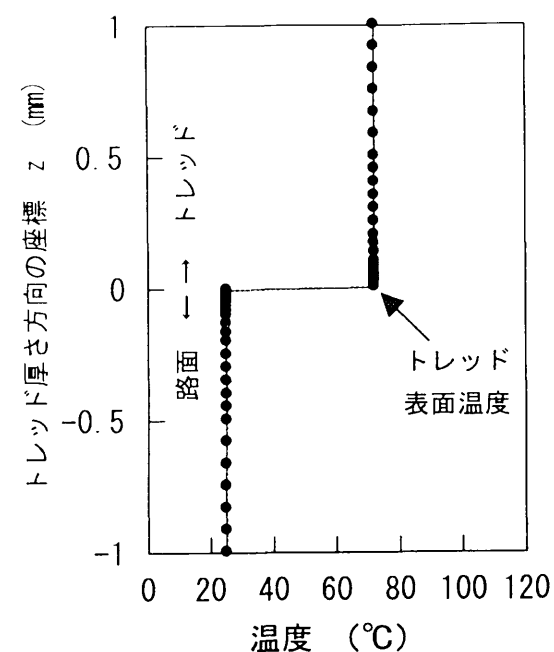
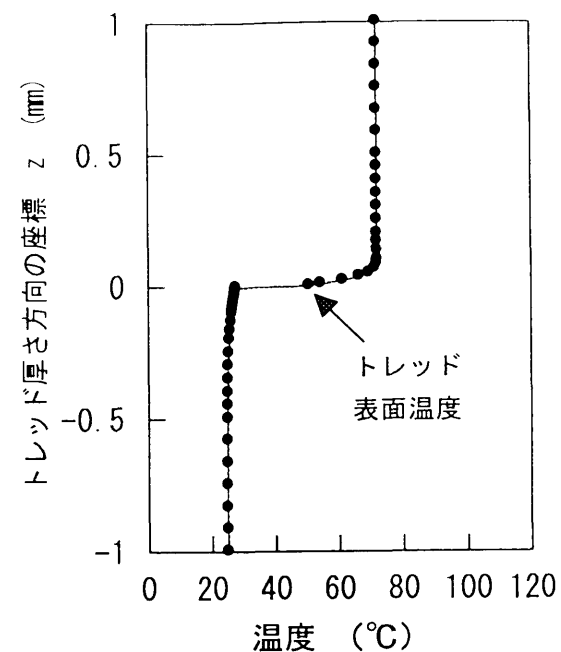


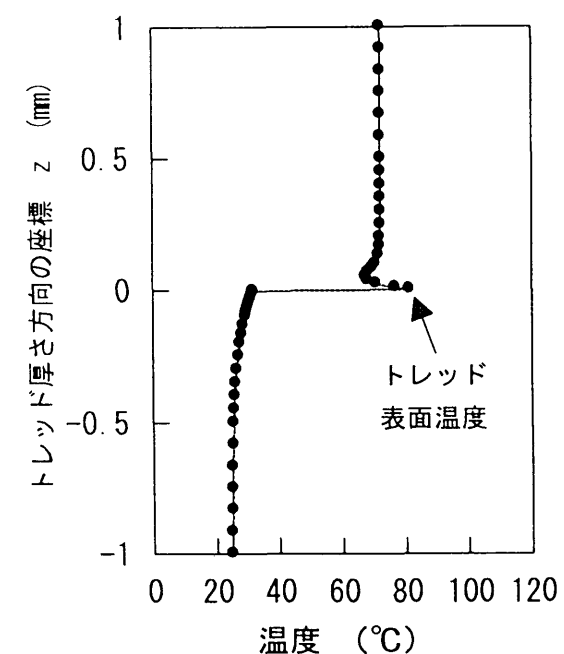
図 6. 8 見かけの接触面におけるトレッド表面温度の計算に用いたトレッドの発熱量



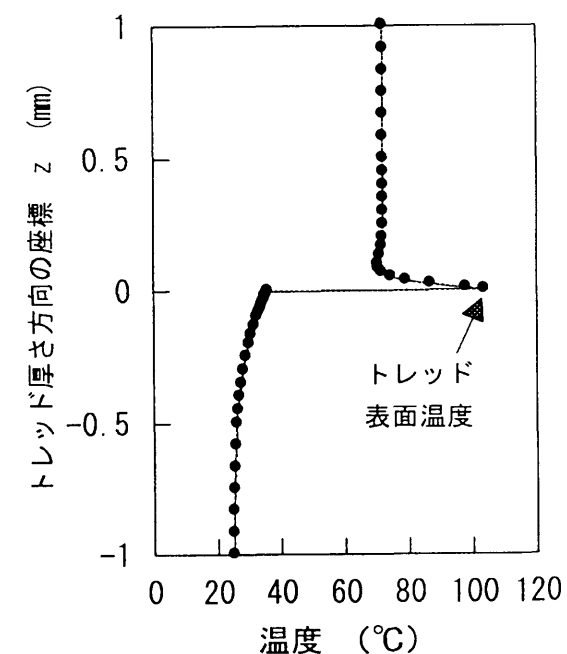
(a)  $t = 0$  ms



(b)  $t = 4$  ms



(c)  $t = 12$  ms



(d)  $t = 17.7$  ms

図 6. 9 接地面に垂直な方向の温度分布の時間変化（計算結果），  
タイヤ：RT1（185/70R14），リム：14×5JJ，荷重：3.5 kN，内圧：190 kPa，走行速度：40 km/h，  
周囲温度：25℃，位置：リフ5（旋回外側のショルダ），路面：BaF<sub>2</sub>，スリップ角：6°

熱特性の影響を調べることは難しい。そこで FEM を用いて、路面材を 3 種に変化させた場合の温度を計算する。

まず、トレッドと路面の間の接触熱抵抗が路面によって変化しないとし、温度伝導率だけを変化させた場合の計算結果を図 6. 10 に示す。ここで想定した路面材の中では、コンクリートの温度伝導率が最も低く、BaF<sub>2</sub>（フッ化バリウム）、軟鋼の順に高くなる。図 6. 10 では、接地前端近くでの温度の低下は、温度伝導率が低いほど小さく、それにとまって、接地面全体の温度も高くなっているが、その差は 10℃ 以下である。

つぎに、路面の熱伝導率が異なることにより、式 6. 7 より求めた接触熱抵抗も変化するとした場合の計算結果を、図 6. 11 に示す。ここで想定した路面材の中では、トレッドとコンクリートの間の接触熱抵抗が最も高く、BaF<sub>2</sub>（フッ化バリウム）、軟鋼の順に低くなる。接地前半での温度の低下は、接触熱抵抗が高いほど小さく、それにとまって、接地面全体の温度も高くなっている。このことから、実験で測定された接地面内のトレッド温度は、赤外線透過窓として BaF<sub>2</sub>（フッ化バリウム）を用いたために、タイヤが実際に走行する路面における値よりも低い値を示していることが分かる。コンクリートの路面上では、スリップ角 6° におけるトレッドの温度は、最高 180℃ に達することが考えられるのである。この様に、接地面内のトレッドの温度は、タイヤと路面の間の接触熱抵抗の強い影響を受ける。

ここで再び、図 6. 7 の測定結果を見ると、いずれのスリップ角においても、接地を終えた後の温度が接地する前の温度より低い。これは、試験機の路面（セーフティ・ウォークを貼った鋼製のドラム）と赤外線透過窓（フッ化バリウム）の熱特性の差によると考えられる。測定中のトレッドは、試験機の路面上を転動するという条件下で、発熱と冷却を繰り返している。その状態からトレッドが赤外線透過窓に触れると、窓の接触熱抵抗は試験機路面のそれより低いので、より多くの熱が路面に流れ、接地を終えた後の温度は前よりも低くなると考えられる。

### 6. 2. 3. 見かけの接触面におけるトレッド表面温度に関するまとめ

トレッドの接地面内における温度を、赤外線センサを用いて測定した。また、接地面内におけるすべり量を測定し、その結果から、FEM を用いて温度を計算した。測定および計算の結果からつぎのことがわかった。

(1) 旋回時のトレッドの表面温度は、接地面内で複雑に変化する。接地面外での温度とは大きく異なるので、トレッドの摩擦・摩耗特性を調べるには、接地面外ではなく接地面内の温度を考えなくてはならない。

タイヤ：RT1 (185/70R14)  
 リ ム：14×5JJ  
 荷 重：3.5 kN  
 内 圧：190 kPa  
 走行速度：40 km/h,      位置：リブ5  
 周囲温度：25℃,      (旋回外側のショルダ)

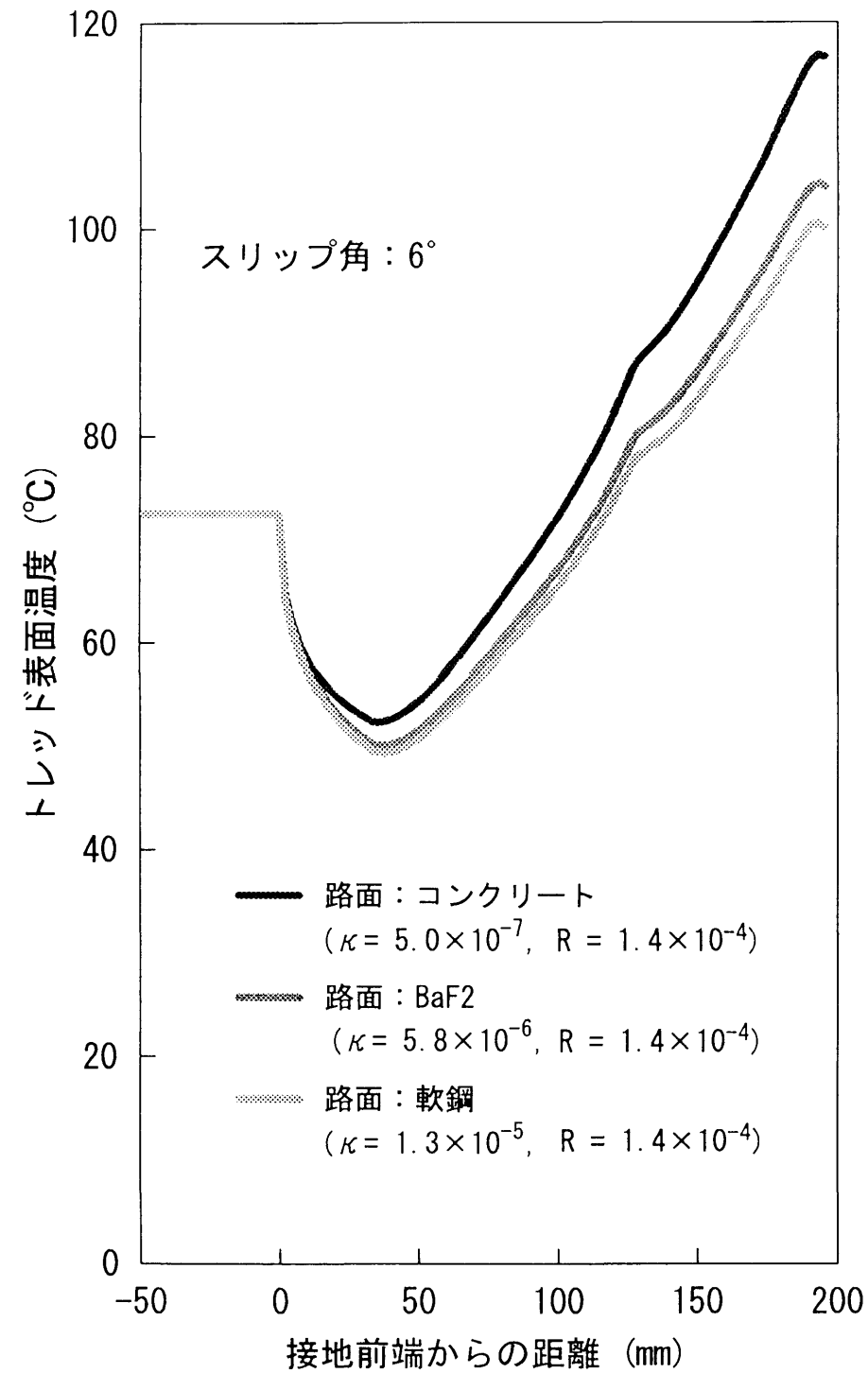


図 6. 10 見かけの接触面におけるトレッド表面温度に及ぼす路面の熱特性の影響  
 (接触熱抵抗を一定とし、温度伝導率(熱拡散率)を変化させた場合の計算結果)

タイヤ：RT1 (185/70R14)  
 リ ム：14×5JJ  
 荷 重：3.5 kN  
 内 圧：190 kPa  
 走行速度：40 km/h,      位置：リブ5  
 周囲温度：25℃,      (旋回外側のショルダ)

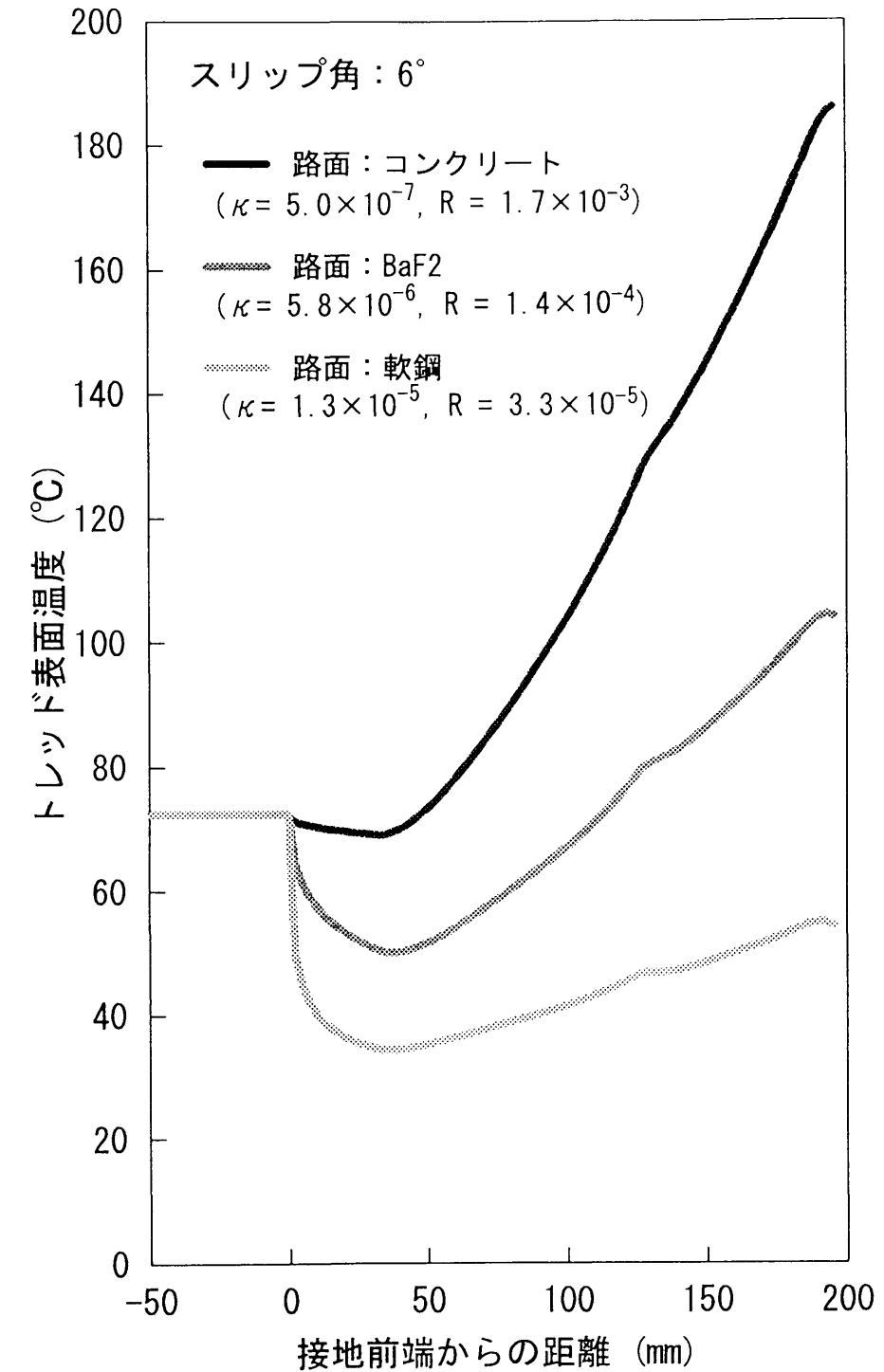


図 6. 11 見かけの接触面におけるトレッド表面温度に及ぼす路面の熱特性の影響  
 (温度伝導率(熱拡散率)および接触熱抵抗を変化させた場合の計算結果)

- (2) 旋回時のトレッドは、接地前端近くでは路面によって冷却され、後端側ではすべりによって急速に加熱される。
- (3) 路面による冷却は、タイヤと路面の間の接触熱抵抗によって異なるので、接地面内の温度はその影響を強く受ける。
- (4) 一次元 FEM を用いた計算結果は、測定の結果とよく一致する。したがって、温度が測定できない条件では、この計算を用いることが有効である。

### 6. 3. 真実接触面におけるトレッド表面温度

前節(6. 2. 節)において、実測および計算によって、接地面内でのトレッド温度の分布を明らかにした。そして、トレッド温度は接地面の内と外では大きく異なることが分かった。しかし、その値は直径 13 mm の範囲の見かけの接触面における平均温度であり、得られた温度分布は、マクロなものであった。よりミクロな見方をすれば、路面とトレッドゴムの間の真実接触面とそれ以外の部分では温度が大きく異なると考えられる。実際にトレッドが摩擦・摩耗するのは、主に真実接触面においてであり、そこでの温度を明らかにすることが重要である。

本節では、旋回時のタイヤトレッドと路面の間の真実接触面における発熱と熱伝導を考慮して、接地面内のミクロな温度分布について、検討を加える。

#### 6. 3. 1. 計算の方法

はじめに、変数を以下の様に定義する。

- $C$  : 比熱.
- $C_T, C_P$  : トレッドゴムおよび路面の比熱.
- $L$  : 熱源(真実接触面)の幅および長さの半分
- $O_P$  : 路面に固定された座標の原点(真実接触面の中心).
- $O_T$  : トレッドに固定された座標の原点.(時刻  $T$  に真実接触面中心となる点)
- $p_z$  : トレッドの見掛けの接地圧.
- $Q$  : 瞬間点熱源の熱量
- $q$  : 見かけの接触面に発生する単位時間単位面積あたりの熱量
- $q_F$  : 真実接触面に発生する単位時間単位面積あたりの熱量
- $q_T$  : 真実接触面からトレッドに流入する単位時間単位面積あたりの熱量
- $q_P$  : 真実接触面から路面に流入する単位時間単位面積あたりの熱量
- $S$  : トレッドのすべり量.
- $T$  : 温度変化を求める瞬間の時刻.
- $t$  : 熱源が存在する瞬間の時刻.
- $\Delta t$  : 時間の刻み幅.
- $(X, Y, Z)$  : 温度変化を求める点の座標.
- $(x, y, z)$  : 点熱源の座標または有限面積を持つ熱源(真実接触面)の中心の座標.
- $(x_P, y_P, z_P)$  : 路面に固定された座標. 真実接触面中心を原点とする.
- $(x_T, y_T, z_T)$  : トレッド表面に固定された座標. トレッドに対する路面の相対すべりの方向に  $y_T$  を、その垂直方向に  $x_T$  を、トレッドの深さ方向に  $z_T$  をとる.

$y_1(t, T), y_2(t, T)$  : 温度変化を求める点 (時刻  $T$  における真実接触面中心) と時刻  $t$  における熱源中心の距離.  
 $y_{1ij}, y_{2ij}$  : 温度変化を求める点 (時刻  $T_j$  における真実接触面中心) と時刻  $t_j$  における熱源中心の距離.  
 $y_A$  : 真実接触面どうしの間隔  
 $\alpha$  : トレッドゴムと路面の間の見掛けの接触面積に対する真実接触面積の比.  
 $\rho$  : 密度.  
 $\rho_T, \rho_P$  : トレッドゴムおよび路面の密度.  
 $\kappa$  : 温度伝導率.  
 $\kappa_T, \kappa_P$  : トレッドゴムおよび路面の温度伝導率.  
 $\mu$  : トレッドと路面の摩擦係数.  
 $\theta$  : 温度変化.  
 $\theta_T, \theta_P$  : トレッドゴムおよび路面材の任意の部分における温度変化.  
 $\theta_T^*, \theta_P^*$  : 真実接触面中心におけるトレッドゴムおよび路面の温度変化.

#### 6. 3. 1. 1. 移動熱源のモデル

まず、1 個の真実接触面のまわりの非定常熱伝導モデルを考える。図 6. 12 に示す様に、路面に固定して  $x_P, y_P$  座標を、深さ方向に  $z_P$  座標をとる。路面の表面には、原点  $O_P$  を中心とする正方形の突起 (長さと同幅が  $2L$ ) があり、その表面がトレッドゴムとの間の真実接触面となる。つぎに、トレッド面上に固定して  $x_T, y_T$  座標を、深さ方向に  $z_T$  座標をとる。その原点  $O_T$  は  $y_P$  軸上にとり、 $y_T$  軸は  $y_P$  軸と方向が一致するようにとる。タイヤが転動すると、トレッドゴムと路面の間にはすべりが生じるので、真実接触面中心  $O_P$  は、トレッド面の  $y_T$  軸上を移動する。真実接触面では摩擦による発熱があるので、真実接触面は、路面に対しては固定された熱源、トレッドゴムに対しては移動する熱源と考えられる。時刻  $T$  において路面の真実接触面中心  $O_P$  と接するトレッド面上の点を  $O_T$  とすると、 $O_P$  は  $y_T$  軸上を移動して次第に点  $O_T$  に近づき、時刻  $T$  には一致する。

さらに、路面の突起が複数個ある場合には、トレッド面上の点  $O_T$  は複数の突起と次々に接触するので、つぎのモデルを考える。路面上には図 6. 13 の様に  $y_P$  軸にそって等間隔  $y_A$  で突起が並んでおり、トレッドと路面は  $y_P$  軸方向にすべる。実際の路面では突起は  $x_P$  方向にも分布しており、点  $O_T$  は、 $y_P$  軸上にはない突起のそばを通過することがあるが、直接触れない突起の影響は小さいので無視する。また、突起の間隔は実際の路面ではランダムだが、ここでは平均間隔として  $y_A$  を用いる。また、点  $O_T$  からその時点で最も近い 2 個の真実接触面中心までの距離を  $y_1, y_2$  と表す。

タイヤ  
前後方向

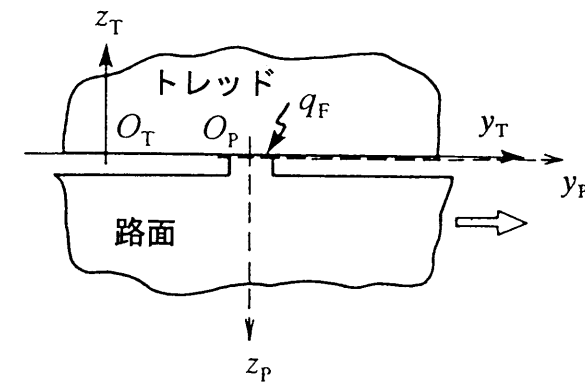
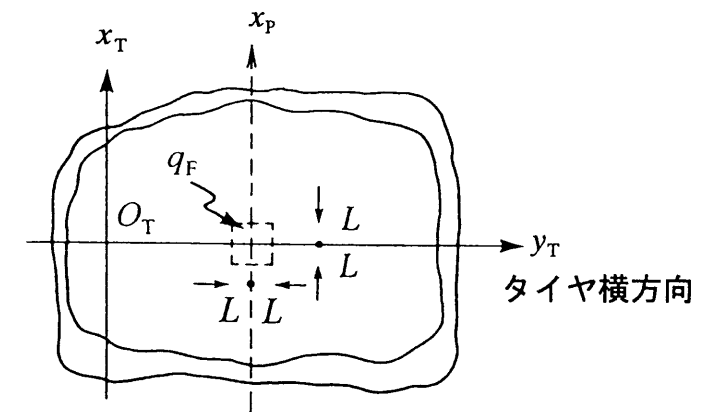


図 6. 12 1 個の真実接触面まわりの三次元熱伝導モデル

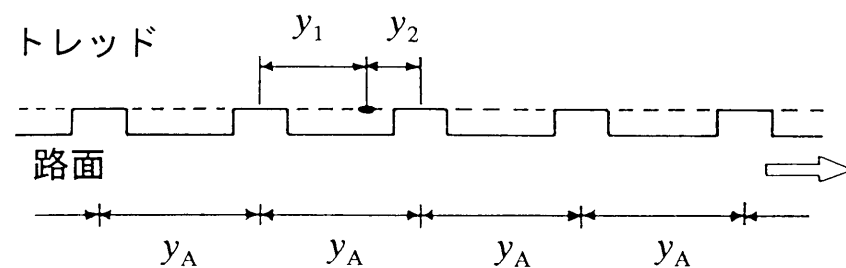


図 6. 13 複数の突起とトレッドの接触のモデル化

ここで、つぎの仮定をおいた。

- (1) トレッドは  $z_T > 0$  に広がる半無限体として、そこでの三次元の熱伝導を考える。また、路面は  $z_P > 0$  に広がる半無限体として、そこでの三次元の熱伝導を考える。すなわち接触および摩擦によるトレッドの変形は無視する。また、路面の突起の高さも無視する。トレッドと路面は、 $z_T = z_P = 0$  の面で接する。
- (2) トレッドと路面の摩擦による発熱のみを考慮し、発熱はトレッドと路面の真実接触面に集中しておこるとする。
- (3) トレッドと路面の内部の熱伝導および真実接触面を通しての熱伝導のみを考慮し、トレッドおよび路面と大気の熱伝達は無視する。また真実接触面以外の部分を通しての伝熱も無視する。
- (4) 真実接触面における接触熱抵抗を無視し、真実接触面の中心において、トレッドと路面の温度が等しいとする。
- (5) 初期状態では、トレッドと路面の温度は等しい場合を扱う。
- (6) トレッドは近似的に直線上をすべる。
- (7) 任意の時刻のトレッド上の点の温度変化は、その点に最も近い2つの真実接触面での発熱のみの影響を受ける。また、路面の一つの突起の温度変化は、他の突起における発熱の影響を受けない。
- (8) トレッド内の温度場は  $y_T$  方向に波長  $y_A$  の周期性を持つ。また、路面上のどの突起も、同じ時刻には同じ温度場にある。
- (9) 各々の真実接触面は長さや幅が  $2L$  の正方形で置き換えられる。
- (10) 各々の真実接触面内での発熱量  $q_F$  および、トレッドゴムに流れる熱量  $q_T$ 、路面に流れる熱量  $q_P$  は、真実接触面内にわたって均一である。
- (11) トレッドおよび路面の熱特性は、各々均一である。

Jaeger<sup>(68)</sup> によれば、図 6. 14 の様に、半無限体の表面  $(x, y, 0)$  に時刻  $t$  において瞬間点熱源  $Q$  が存在する場合の、点  $(0, Y, 0)$  の時刻  $t$  から  $T$  の間の温度上昇は、非定常熱伝導の基礎方程式の解の一つとして、次式で表される。

$$\theta = \frac{Q / \rho C}{4 \{ \pi \kappa (T - t) \}^{3/2}} \cdot \exp \left\{ - \frac{(Y - y)^2 + x^2}{4 \kappa (T - t)} \right\} \quad (6. 9)$$

熱源が、瞬間点熱源でなく有限な面積  $2L \times 2L$  を持ち、単位時間単位面積あたり  $q(t)$  で与えられる場合には、微小な面積  $dx_P \times dy_P$ 、微小な時間  $dt$  を考えて、 $Q$  を

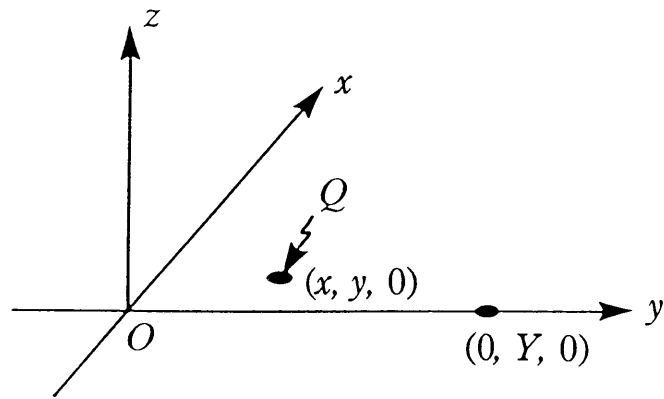


図 6. 14 瞬間点熱源を含む三次元熱伝導

$$\underline{Q} = q dx_p dy_p dt \quad (6. 10)$$

で置き換えて積分することにより、温度上昇が求まる。

$$\theta = \int_0^T \int_{-L}^L \int_{-L}^L \frac{\underline{Q} / \rho C}{4 \{ \pi \kappa (T-t) \}^{3/2}} \cdot \exp \left\{ - \frac{(Y-y-y_p)^2 + (x-x_p)^2}{4 \kappa (T-t)} \right\} dx_p dy_p dt \quad (6. 11)$$

ここで、トレッドを半無限体として式 6. 11 を適用すると、モデルは図 6. 15 の様に表される。仮定(6)から、熱源は  $y_T$  軸上を移動するとおけるので、 $x = 0$  となる。時刻  $T$  に真実接触面の中心となる点  $0_T$  の、時刻  $t$  から  $T$  の間の温度上昇  $\theta_T^*$  は、図 6. 13 に示した  $y_1, y_2$  の定義にしたがい、次式により求められる。

$$\begin{aligned} \theta_T^* &= \int_0^T \frac{q_T / \rho_T C_T}{4 \{ \pi \kappa_T (T-t) \}^{3/2}} \int_{-L}^L \int_{-L}^L \left[ \exp \left\{ - \frac{(y_1 - y_p)^2 + x_p^2}{4 \kappa_T (T-t)} \right\} + \exp \left\{ - \frac{(y_2 - y_p)^2 + x_p^2}{4 \kappa_T (T-t)} \right\} \right] dx_p dy_p dt \\ &= \int_0^T \frac{q_T / \rho_T C_T}{4 \{ \pi \kappa_T (T-t) \}^{3/2}} \cdot \{ N_T (M_1 + M_2) \} dt \\ M_1 &= \frac{\sqrt{\pi}}{a_T} \left[ \Phi(a_T(y_1 + L)) + \Phi(a_T(y_1 - L)) \right] \\ M_2 &= \frac{\sqrt{\pi}}{a_T} \left[ \Phi(a_T(y_2 + L)) + \Phi(a_T(y_2 - L)) \right] \\ N_T &= \frac{\sqrt{\pi}}{a_T} \Phi(a_T B) \\ a_T &= \frac{1}{2 \sqrt{\kappa_T (T-t)}} \end{aligned} \quad (6. 12)$$

また、熱源は路面に対しては、真実接触面の中心  $0_p$ （座標の原点）に静止しているので、この点における路面の温度上昇  $\theta_p^*$  は、次式により求められる。

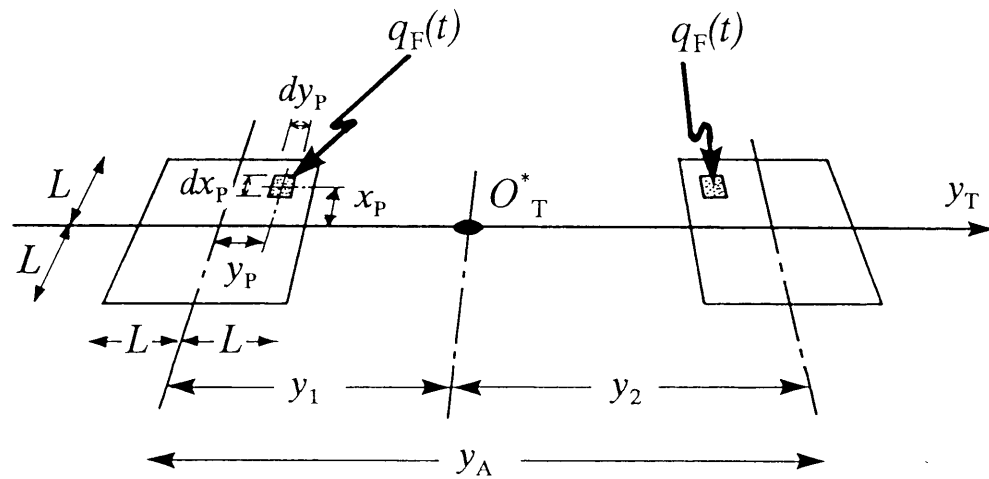


図 6. 15 複数の真実接触面まわりの三次元熱伝導モデル

$$\begin{aligned}
 \dot{\theta}_p &= \int_0^T \frac{q_p / \rho_p C_p}{4\{\pi\kappa_p(T-t)\}^{3/2}} \int_{-L}^L \int_{-L}^L \exp\left\{-\frac{y_p^2 + x_p^2}{4\kappa_p(T-t)}\right\} dx_p dy_p dt \\
 &= \int_0^T \frac{q_p / \rho_p C_p}{4\{\pi\kappa_p(T-t)\}^{3/2}} \cdot N_p M_p dt \\
 M_p &= \frac{\sqrt{\pi}}{a_p} \Phi(a_p L) \\
 N_p &= \frac{\sqrt{\pi}}{a_p} \Phi(a_p B) \\
 a_p &= \frac{1}{2\sqrt{\kappa_p(T-t)}}
 \end{aligned}$$

(6. 13)

$\Phi$ は誤差関数で、次式で定義される.

$$\Phi(u) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^u \exp(-s^2) ds \quad (6. 14)$$

時刻を  $t_i = i \Delta t$  で表して、式 6. 12 および式 6. 13 を離散化すれば、初期条件から時刻  $T_j$  の間の温度上昇は、次式により求められる.

$$\begin{aligned}
 \dot{\theta}_{Tj} &= F_{Tj} + q_{Tj-1} G_{Tj} \\
 F_{Tj} &= \sum_{i=0}^{j-2} \frac{q_T / \rho_T C_T}{4\{\pi\kappa_T(T_j - t_i)\}^{3/2}} \cdot \{N_{Tij}(M_{y1} + M_{y2})\} \Delta t \\
 G_{Tj} &= \frac{1 / \rho_T C_T}{4\{\pi\kappa_T(\Delta t)\}^{3/2}} \cdot \{N_{Tj-1,yj}(M_{y1,j} + M_{y2,j})\} \Delta t \\
 M_{y1} &= \frac{\sqrt{\pi}}{a_{Tij}} \left[ \Phi(a_{Tij}(y_{1ij} + L)) + \Phi(a_{Tij}(y_{1ij} - L)) \right] \\
 M_{y2} &= \frac{\sqrt{\pi}}{a_{Tij}} \left[ \Phi(a_{Tij}(y_{2ij} + L)) + \Phi(a_{Tij}(y_{2ij} - L)) \right] \\
 N_{Tij} &= \frac{\sqrt{\pi}}{a_T} \Phi(a_{Tij} B) \\
 a_{Tij} &= \frac{1}{2\sqrt{\kappa_T(T_j - t_j)}}
 \end{aligned}$$

(6. 15)



$$\begin{aligned} \theta_{pj}^* &= F_{pj} + q_{pj-1} G_{pj} \\ F_{pj} &= \sum_{i=0}^{j-2} \frac{q_p / \rho_p C_p}{4 \{ \pi \kappa_p (T_j - t_i) \}^{3/2}} \cdot M_{pi}^2 \Delta t \\ G_{pj} &= \frac{1 / \rho_p C_p}{4 \{ \pi \kappa_p (\Delta t) \}^{3/2}} \cdot M_{pj-1,j}^2 \Delta t \\ M_{pi} &= \frac{\sqrt{\pi}}{a_T} \Phi(a_{pi} L) \\ a_{pi} &= \frac{1}{2 \sqrt{\kappa_p (T_j - t_i)}} \end{aligned}$$

(6. 16)

仮定(2), (3)にしたがえば, 境界条件のひとつは次式で表される

$$q_{Tj-1} + q_{pj-1} = q_{Fj-1} \tag{6. 17}$$

仮定(4)にしたがえば, もうひとつの境界条件は次式で表される.

$$\theta_{Tj}^* = \theta_{pj}^* \tag{6. 18}$$

式 6. 15, 6. 16, 6. 17, 6. 18 より, 時刻  $t_{j-1}$  に路面へ流入する単位時間単位面積あたりの熱量は, 次式で表される.

$$q_{pj-1} = \frac{F_{Tj} - F_{pj} + q_{Fj-1} G_{Tj}}{G_{Tj} + G_{pj}} \tag{6. 19}$$

$q_{Fi}, y_{lij}, y_{2ij}$  を実験から求め, 初期条件を  $\theta_{T0}^* = \theta_{p0}^* = 0$  として, 式 6. 16, 6. 19 の計算を  $j = 0$  から繰り返し行って, 真実接触面中心の温度変化を計算する.

なお, 計算に用いたトレッドと路面の熱特性の値を表 6. 3 に示す.

表 6. 3 真実接触面温度の計算に用いる熱特性

材料	比熱 $c$ (J/kg K)	密度 $\gamma$ (kg/m <sup>3</sup> )	温度伝導率 $\kappa$ (m <sup>2</sup> /s)
ゴム	1500. 0	940	$1. 4 \times 10^{-7}$
コンクリート	840. 0	2400	$5. 0 \times 10^{-7}$
アルメル	475. 0	8150	$7. 6 \times 10^{-6}$
軟鋼	480. 0	7850	$1. 3 \times 10^{-5}$

### 6. 3. 1. 2. トレッドすべり量および発熱量の算定

トレッドすべり量および発熱量は、6. 2. 1. 3. 節と同じ方法により求める。ただし本節では、接地圧およびすべり量の測定装置を、温度測定と同じドラム式タイヤ試験機に取り付けて、測定を行う。

図 6. 16 および図 6. 17 に求めたレッドすべり量および発熱量を示す。

### 6. 3. 1. 3. $y_{1ij}$ , $y_{2ij}$ の算定

$y_{1ij}$ ,  $y_{2ij}$  は、図 6. 13 の定義にしたがい、トレッドすべり量  $y_s$  の測定結果から、次式を用いて求められる。

$$\begin{aligned} y_{1ij} &= y_{sj} - y_{si} - ny_A \\ y_{2ij} &= y_A - y_{1ij} \end{aligned} \quad (6. 20)$$

$y_{si}$ ,  $y_{sj}$  は時刻  $t_i$ ,  $t_j$  におけるトレッドすべり量,  $n$  は  $y_{ij}$  を  $y_A$  より小さくする最小の整数である。

### 6. 3. 2. 真実接触面温度の測定方法

図 6. 18 に測定装置の概念図を示す。ドラム式試験機のドラムに熱電対を埋め込む。ドラムを回転させ、タイヤが熱電対を乗り越した時の熱電対出力を、アンプで増幅する。増幅された信号は、スリッピングを介して、記録用コンピュータに入力され、温度に換算されて記録される。

図 6. 19 に検出部の構造を示す。ステンレス鋼の平板に格子状の溝を彫ることにより凹凸を設ける。突起の一つを取り除き、そこに同軸高速応答熱電対を埋め込む。各々の突起の寸法は、熱電対とほぼ同一で、突起の部分の面積が全体の面積の 10 % となるように加工する。これを、ドラム式タイヤ特性試験機の路面（ドラム）に取り付ける。タイヤが熱電対の上を転動する時、熱電対は路面の突起の一つと見なせるので、この時の熱起電力を測定して路面の突起部の表面温度（真実接触面の平均温度）とし、真実接触面中心温度の計算結果と比較する。同軸高速応答熱電対は、直径 0.381 mm のクロメルのパイプの中にアルメルの線が挿入されており、端面にクロメルを蒸着した熱電対で、蒸着膜の表面の温度変化に対する熱起電力の遅れは 100  $\mu$ s 以下である。

タイヤ：RT1 (185/70R14)  
リム：14×5JJ  
荷重：3.5 kN  
内圧：190 kPa  
走行速度：40 km/h  
周囲温度：25°C  
位置：リブ 5（旋回外側のショルダー）

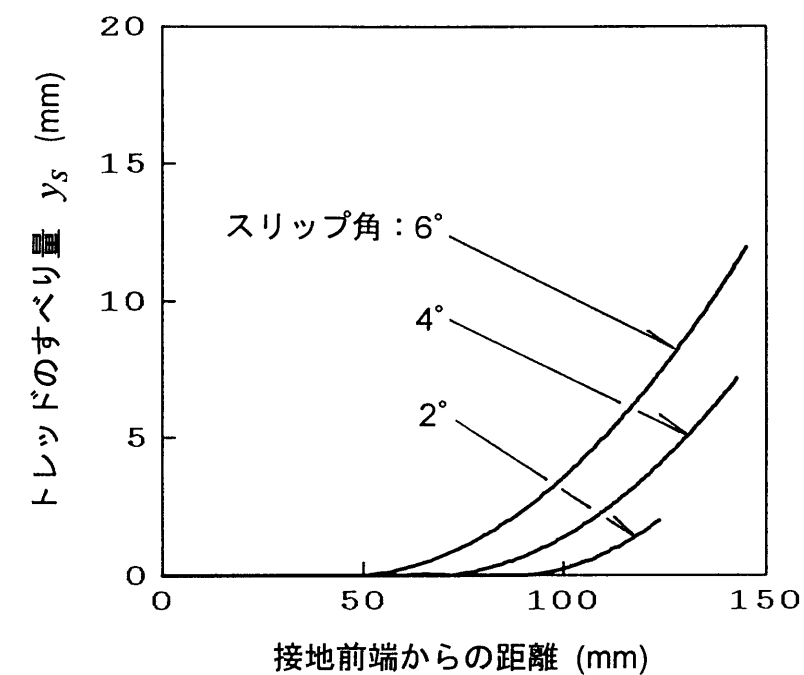


図 6. 16 真実接触面温度の計算に用いたトレッドのすべり量

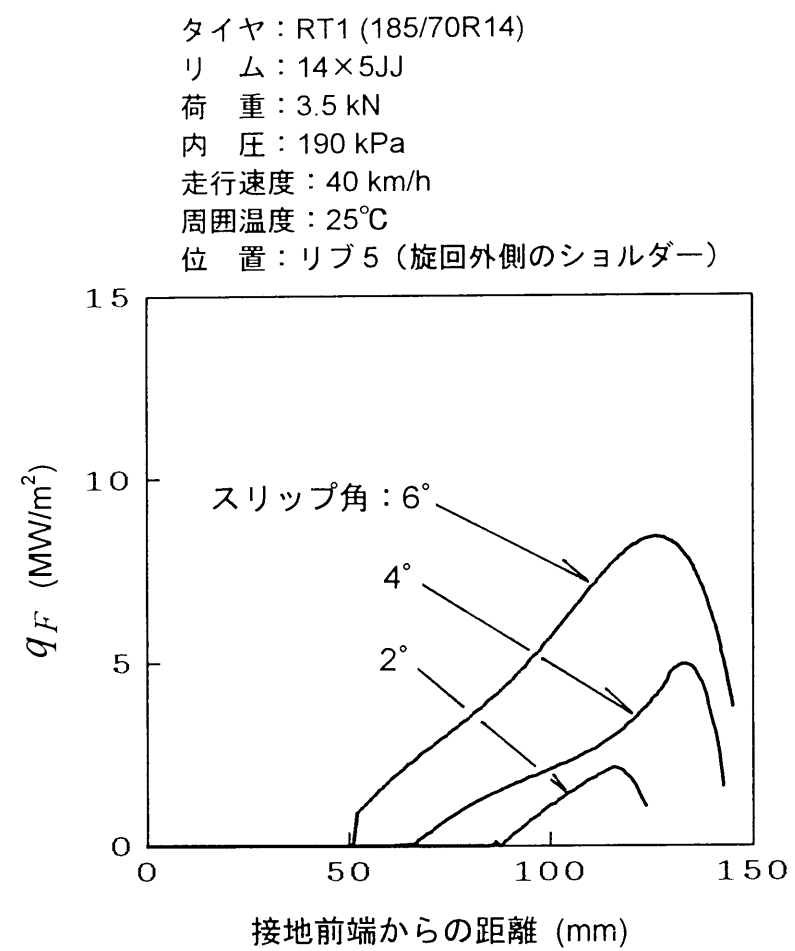


図 6. 17 真実接触面温度の計算に用いたトレッドの発熱量

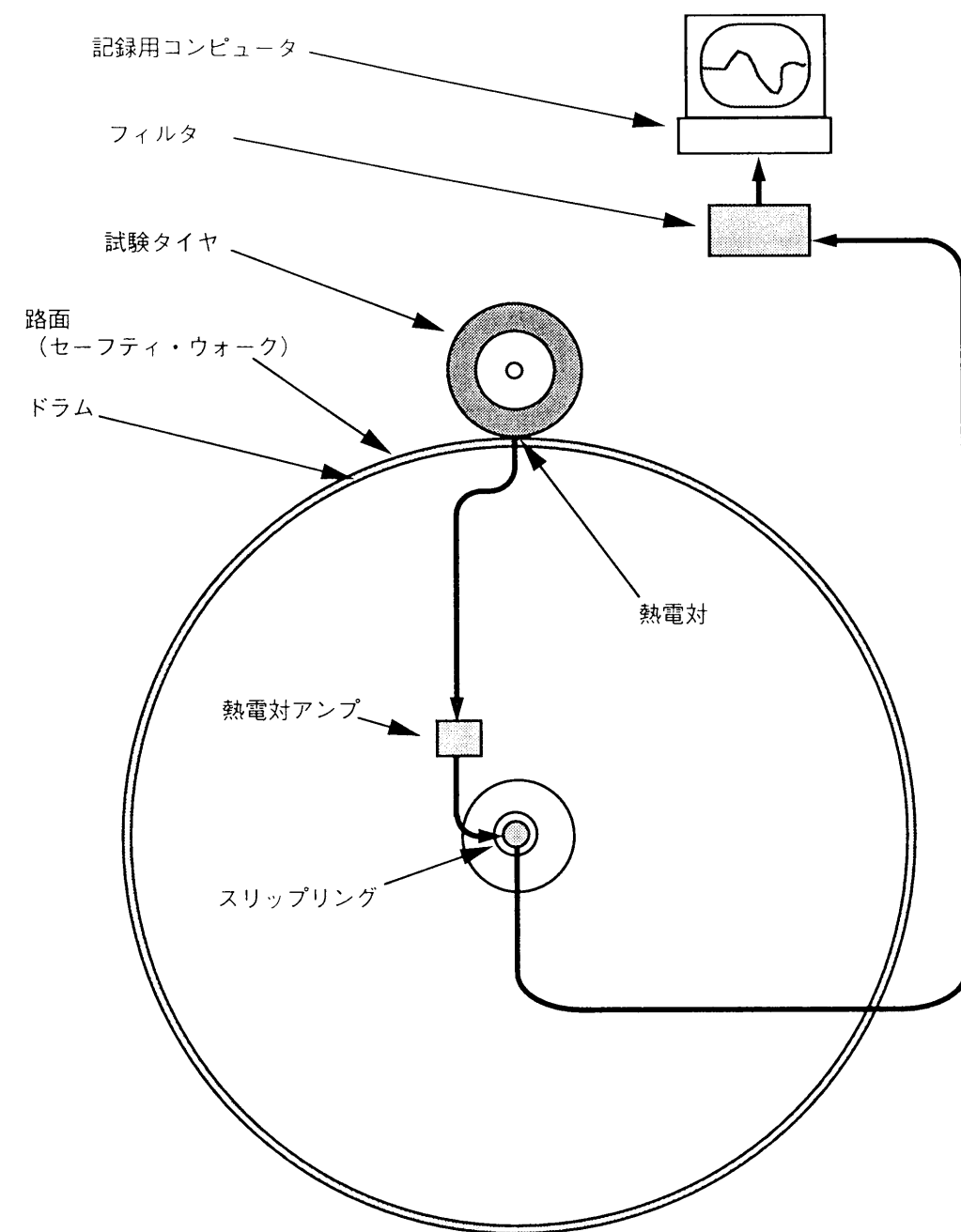


図 6. 18 真実接触面温度測定装置の概念図

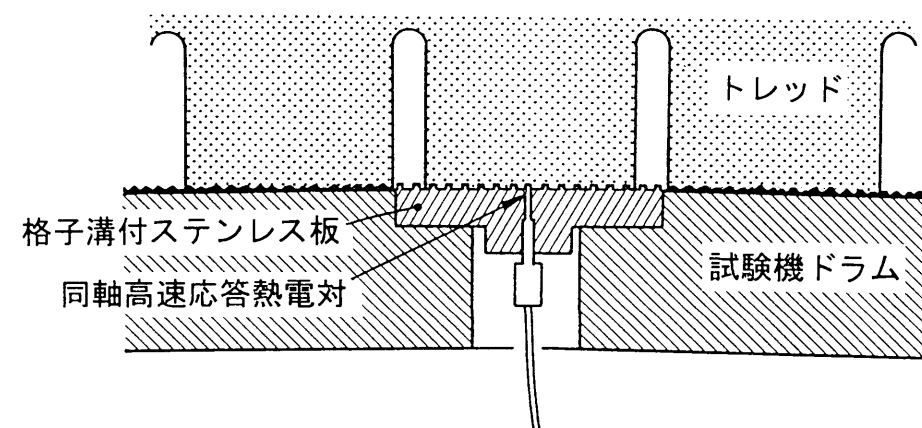


図 6. 19 真実接触面温度検出部

### 6. 3. 3. 計算および測定条件

温度の計算および測定条件を表 6. 4 に示す。計算の初期条件において、トレッドゴムと路面の温度は等しいとした。測定の条件をこれに合わせるために、タイヤの慣らし走行は行わず、タイヤ、路面とも室温の状態から、測定を行う。用いる試験タイヤは、前節（6. 2. 節）と同じもの（タイヤ RT1）である。

### 6. 3. 4. 結果

#### 6. 3. 4. 1. 計算結果と測定結果の比較

スリップ角  $6^\circ$  における突起表面温度（真実接触面温度）の変化を図 6. 20 に示す。計算では、路面の材質を測定に用いた熱電対と同じアルメルとし、突起一個あたりの真実接触面の面積を、熱電対の端面と同じ  $0.114 \text{ mm}^2$ （正方形）とした。また、突起の間隔  $y_A$  は  $0.003 \text{ m}$  とした。測定結果と計算結果は、よく一致している。

#### 6. 3. 4. 2. 真実接触面寸法の影響

路面の表面性状が異なれば、突起一個あたりの真実接触面の大きさも異なる。そこで、図 6. 21 に、路面の突起の大きさ（突起一個あたりの真実接触面積）が異なる場合の温度の計算結果を示す。測定で用いた路面の突起の大きさを  $A$  ( $0.114 \text{ mm}^2$ ) と表して、突起の大きさが  $A/2$ 、 $A/4$  の場合の値を示す。実際の路面では、突起が小さい場合には突起の間隔が狭くなるので、計算では、突起の大きさが  $A/2$ 、 $A/4$  の場合に、突起の間隔を各々、 $3 \text{ mm}$ 、 $3/\sqrt{2} \text{ mm}$ 、 $3/2 \text{ mm}$  とした。いずれの場合にも、路面の材質はアルメルとした。図 6. 21 から、真実接触面の温度は、突起が大きいほど高くなることが分かる。これは、一個あたりの突起面積が大きいほど、発熱が一つの突起に集中しておこる（一個の熱源の大きさが大きくなる）ためである。

#### 6. 3. 4. 3. 路面の材質の影響

路面の材質が真実接触面温度におよぼす影響を調べる。図 6. 22 に、路面の熱特性としてコンクリート・アルメル・軟鋼の値を用いた場合の計算結果を示す。いずれの場合にも、突起一個あたりの真実接触面の面積は、 $0.114 \text{ mm}^2$ （正方形）とした。表 6. 3 に示した様に、コンクリートの温度伝導率と熱伝導率は他の材料に較べて低いので、真実接触面の温度上昇が著しく大きくなり  $140 \text{ K}$  に達している。実際のトレッドの摩擦においては、このような大幅な温度上昇がある場合にはゴムの特性が大きく変化するので、この計算結果の精度は低いと言える。しかし、トレッドコンパウンドを選択・設計する際には、回転時のトレッド温度が、局所的には  $140 \text{ K}$  程度上昇することを考慮せねばならないことを、この計

表 6. 4 真実接触面温度の測定条件

タイヤ	RT1 (185/70R14)
リム	14×5JJ
荷重	3.5 kN
内圧	190 kPa
キャンバ角	0°
スリップ角	6°
路面	セーフティ・ウォーク貼付ドラム (測定部は格子溝付きステンレス板)
走行速度	40 km/h
路面初期温度および周囲温度	25℃
測定位置	リブ 5 (旋回外側のショルダ)
走行直前のタイヤ慣らし	行わない

タイヤ：RT1 (185/70R14)  
リ ム：14×5JJ  
荷 重：3.5 kN  
内 圧：190 kPa  
スリップ角：6°  
走行速度：40 km/h  
周囲温度：25℃  
位 置：リブ 5 (旋回外側のショルダー)  
真実接触面寸法：0.144 mm<sup>2</sup>

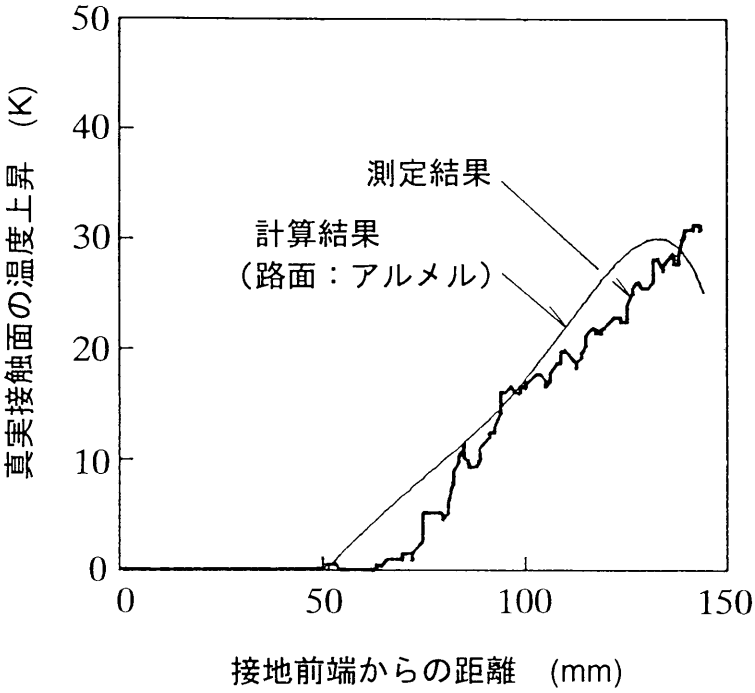


図 6. 20 真実接触面温度の計算結果と測定結果  
(計算結果は真実接触面中心温度,  
測定結果は真実接触面内平均温度)

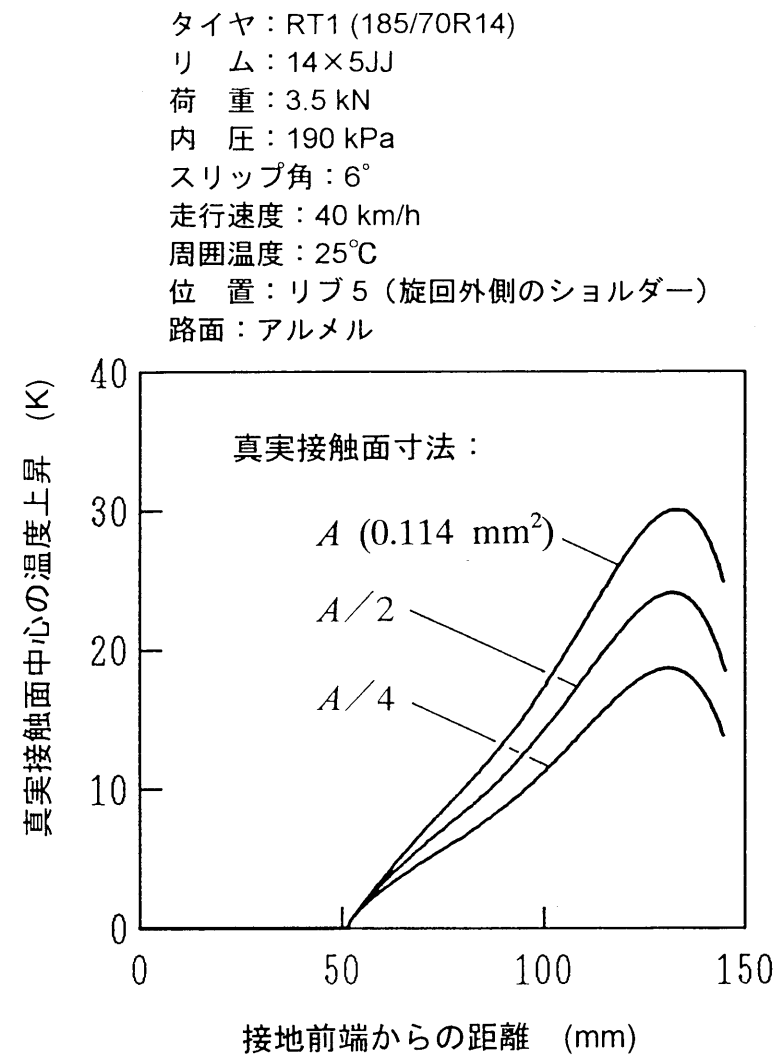


図 6. 21 真実接触面中心温度に及ぼす真実接触面寸法の影響

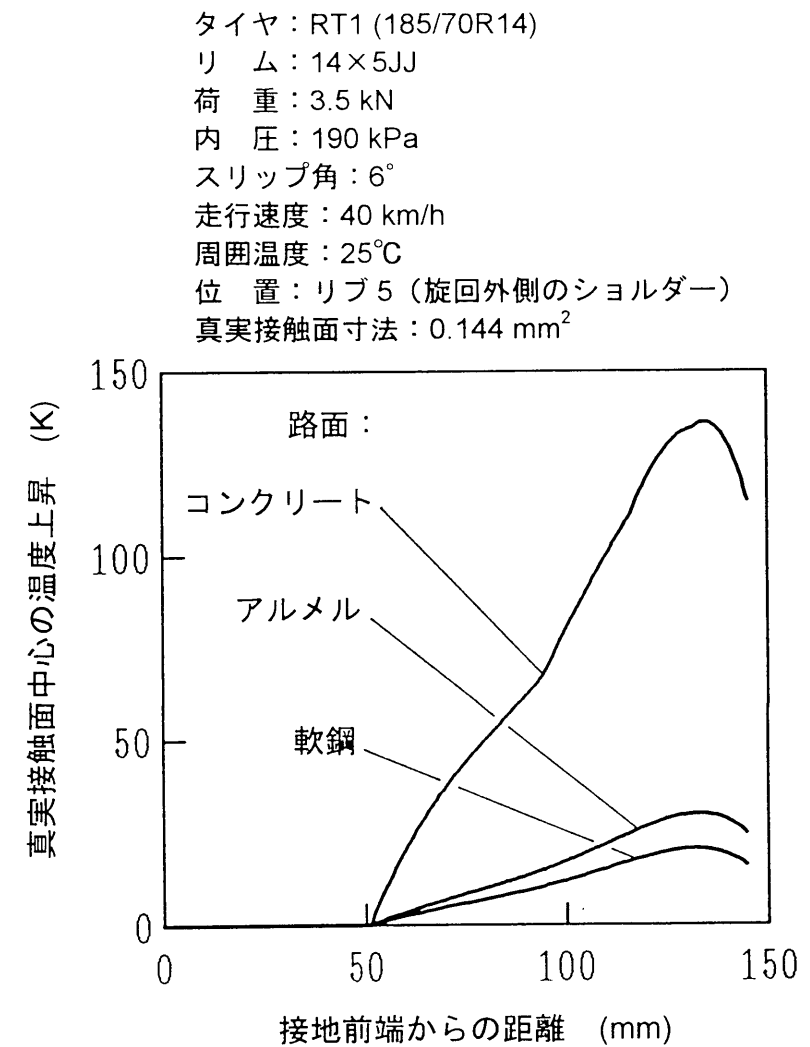


図 6. 22 真実接触面中心温度に及ぼす路面の熱特性の影響  
 （温度伝導率（熱拡散率）を変化させた場合の計算結果）

算結果は示唆している。前節（6. 2. 節）の見かけの接触面におけるトレッド表面温度の計算では、トレッド温度に対する路面の温度伝導率の影響は小さいという結果が出ているが、このようなマイクロな熱伝導においては、路面の温度伝導率の影響は大きいことが分かる。この様に、トレッドの温度は路面の材料によって大きく異なるので、熱電対による測定だけでなく、計算による推定が必要である。

6. 3. 4. 4. スリップ角の影響

図 6. 23 に、3 水準のスリップ角における計算結果を示す。スリップ角が小さくなると、真実接触面中心の温度上昇は、大幅に小さくなっている。これは主に、小さなスリップ角ではトレッドのすべり速度が低く、発熱量  $q_F$  が小さくなるためである。

6. 3. 4. 5. 真実接触面まわりの温度分布

真実接触面内の温度が、その他の部分の表面温度とどの程度異なるかを調べるために、真実接触面まわりのトレッド温度の分布を計算する。突起一個あたりの真実接触面の面積は、 $0.114 \text{ mm}^2$ （正方形）、路面の材質はアルメルとした。図 6. 24 は、接地前端から 133 mm の位置での計算結果で、突起中心（真実接触面の中心）を原点として、トレッドのすべり方向（ $y_T$  軸上）の温度分布を示す。真実接触面内とそれ以外の部分では、トレッド温度が、10 K から 35 K 異なる。

6. 3. 5. 真実接触面温度に関するまとめ

トレッド表面のマイクロな温度分布を、旋回時のラジアルタイヤについて調べた。本研究で調べた範囲では、真実接触面内のトレッド温度は、その他の部分の温度より 10 K から 35 K 高いことが分かった。また、真実接触面内のトレッド温度は、路面の温度伝導率と突起の寸法により大きく変化することが分かった。コンクリートの路面上では、140 K 程度の上昇が予測される。これらのことから、トレッドの摩擦・摩耗を考える際には、マクロな平均温度の分布のみでなく、マイクロな温度分布を考慮しなければならないことが確認された。

6. 4. トレッド摩耗試験における真実接触面温度

前節（6. 3. 節）で確認されたモデルに、第 4 章で測定したトレッド上各点のすべり量、すべり速度、摩擦応力、接地圧を入力して、トレッド摩耗試験における真実接触面温度を計算する。

タイヤ：RT1 (185/70R14)  
リム：14×5JJ  
荷重：3.5 kN  
内圧：190 kPa  
走行速度：40 km/h  
周囲温度：25℃  
位置：リブ 5（旋回外側のショルダー）  
路面：アルメル  
真実接触面寸法： $0.144 \text{ mm}^2$

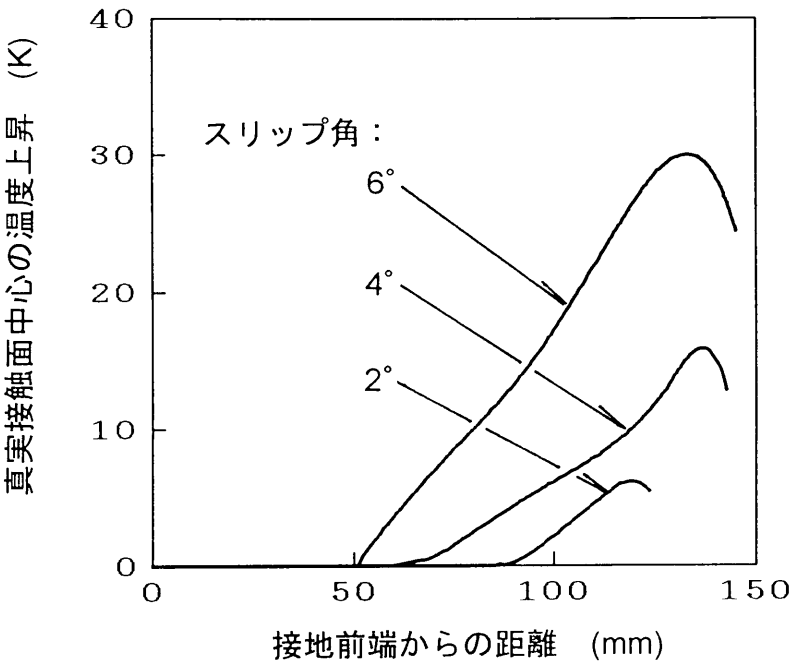


図 6. 23 真実接触面中心温度に及ぼすスリップ角の影響

タイヤ：RT1 (185/70R14)  
 リム：14×5JJ  
 荷重：3.5 kN  
 内圧：190 kPa  
 スリップ角：6°  
 走行速度：40 km/h  
 周囲温度：25°C  
 位置：リブ5（旋回外側のショルダー）  
 路面：アルメル

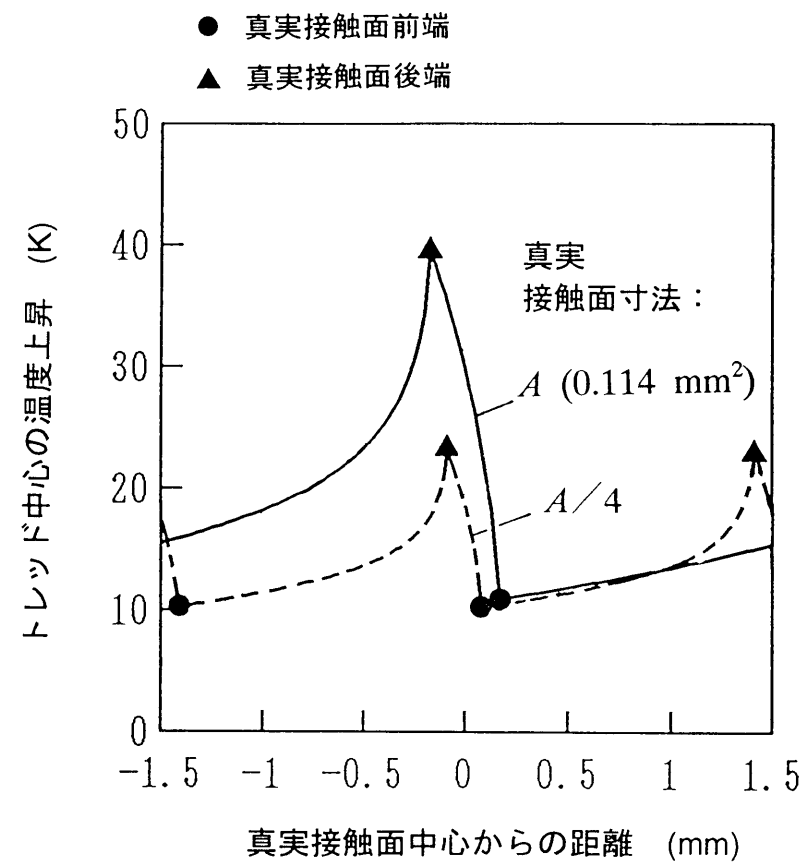


図 6. 24 真実接触面まわりの温度分布  
 （接地後端近くにおける計算結果）

#### 6. 4. 1. トレッド摩耗試験における発熱量の算定

真実接触面に発生する単位時間単位面積あたりの発熱量  $q_F$  (J/s m<sup>2</sup>) は、トレッド上の点のすべり速度とその点に加わる単位面積あたりの摩擦力の測定結果より求める。 $p_{xy}$ ,  $\dot{S}$  はすべり中に変化するが、ここでは計算を簡単にするために、各々のすべり中の平均値  $\overline{p_{xy}}$ ,  $\overline{\dot{S}}$  の一定摩擦力、一定速度で直線上をすべる場合について温度を計算する。次式により発熱量を求める。

$$q_F = \frac{q}{\alpha} = \frac{\overline{p_{xy}} \overline{\dot{S}}}{\alpha} \quad (6. 21)$$

なお、第4章の測定結果が示す様に、本研究のトレッド摩耗試験におけるトレッドのすべり域の接地圧は、トレッド上各点の間で異なる。また、スリップ角が小さいために、前節のスリップ角 6° の場合に比べ、低い値となっている。したがって、トレッド摩耗試験においては、真実接触率を 0.1 と置くことはできない。

#### 6. 4. 2. 真実接触面に関する変数

見かけの接触面積に対する真実接触面の比率  $\alpha$ 、真実接触面の平均寸法  $2L$  および真実接触面どうしの平均間隔  $y_A$  は、第5章で求めた実験式（式 5. 6 から式 5. 10）に、接地圧のすべり中の平均値  $\bar{p}_z$  を代入して求める。

#### 6. 4. 3. $y_{1ij}$ , $y_{2ij}$ の算定

$y_{1ij}$ ,  $y_{2ij}$  は、トレッドすべり量  $S$  から、次式を用いて求められる。

$$\begin{aligned}
 y_{1ij} &= S_j - S_i - ny_A \\
 y_{2ij} &= y_A - y_{1ij}
 \end{aligned} \quad (6. 22)$$

$S_i$ ,  $S_j$  は時刻  $t_i$ ,  $t_j$  におけるトレッドのすべり量、 $n$  は  $y_{ij}$  を  $y_A$  より小さくする最小の整数である。ここでは、トレッド上の各点が、平均摩擦力および平均速度のもとに  $y_p$  軸上をすべるとしたので、

$$S_i = \overline{\dot{S}} t_i \quad (6. 23)$$



となる。

#### 6. 4. 4. トレッドと路面の熱特性

計算に用いたトレッドと路面の熱特性を表 6. 5 に示す。

#### 6. 4. 5. 計算結果

図 6. 25 および図 6. 26 に、温度変化の最も小さいリブ 3 および最も大きいリブ 5 の真実接触面中心温度の変化を、すべり量  $S$  を横軸にとって表す。計算は、すべり量  $S$  が各点の 1 周あたりのすべり距離に達するまで行っている。いずれの点においても、温度はすべりの初期の段階で急激に上昇し、タイヤ 1 回転あたりのすべり距離の 1/10 程度の位置で定常に近づいている。このことは、タイヤ 1 回転あたりのすべり距離の長さが真実接触面温度に及ぼす影響が小さいことを示している。

すべり中の真実接触面中心の温度変化を平均し、その値のトレッド上での分布を図 6. 27 に示す。第 4 章の測定で  $\overline{p_{xy}}$ ,  $\overline{\dot{S}}$  が大きかった点では、 $q_F$  が大きくなるために、他の点に比べて温度上昇が大きい。しかし、どの点においても温度の上昇は 2 °C 以下であり、本研究で扱う範囲では、すべりによる真実接触面温度の上昇は、僅かであることがわかる。

#### 6. 5. 本章の考察

本章における真実接触面温度の計算では、タイヤのマクロなヒステリシス変形による発熱の影響を考慮していない。長時間走行するトレッド摩耗試験では、この影響によりトレッド温度が上昇する。しかし、真実接触面においては、トレッド表面は、接地すると同時に路面により冷却され、トレッド表面近くの温度は急激に路面温度に近づくと考えられる。したがって、本章では、トレッドと路面の初期温度が同一の場合について計算した。その結果は、トレッド表面に関しては、ほぼ正しいと考えられる。なお、トレッド摩耗試験中に、輻射温度計を用いてトレッド表面温度（接地面外）を測定したところ、リブ 1~4 で約 2 K、リブ 5 で約 3 K の上昇が確認された。

#### 6. 6. 第 6 章の結言

スリップ角 4° 以上の旋回においては、見かけの接触面および真実接触面におけるトレッド温度は、接地面外の温度に比べて著しく上昇することがわかった。また、トレッド温度は、真実接触面のまわりに大きな変化をともなって分布している。

一方、トレッド摩耗試験における小さなスリップ角においては、トレッド表面温度の上昇は僅かであるという計算結果が得られた。

表 6. 5   トレッド摩耗試験中の真実接触面温度の計算に用いる熱特性

材料	比熱 $C$ (J/kg K)	密度 $\gamma$ (kg/m <sup>3</sup> )	温度伝導率 $\kappa$ (m <sup>2</sup> /s)
ゴム	1500.0	940	$1.4 \times 10^{-7}$
路面 (Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	775.0	4000	$6.6 \times 10^{-6}$

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
リ   ム：13×5.5JJ  
荷   重：3.1 kN  
内   圧：190 kPa  
横   力：340 N  
走行速度：60 km/h  
周囲温度：25℃  
路   面：A240 研磨布

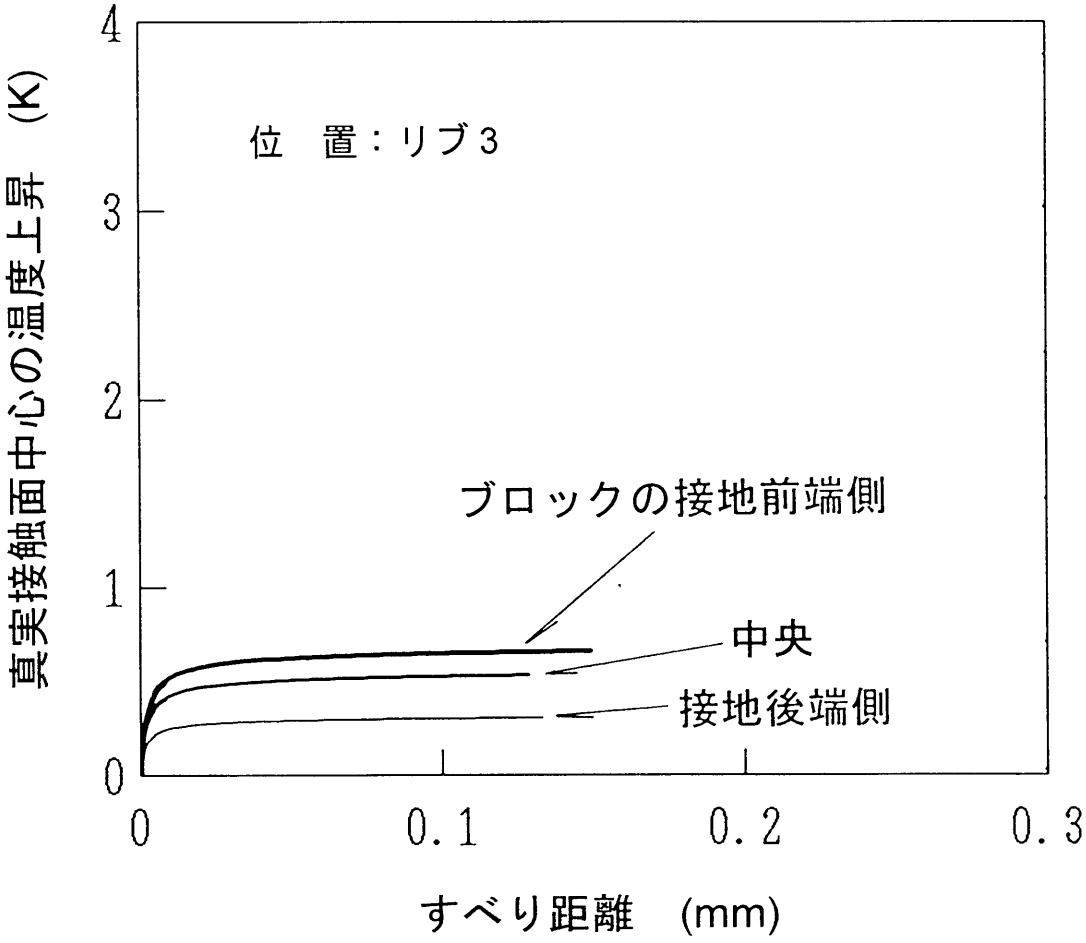


図 6. 25   トレッド摩耗試験中の真実接触面中心温度の計算結果  
（トレッド摩耗試験における平均すべり速度・平均接  
地面せん断応力ですべると考えた場合の計算結果）

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
 リ ム：13×5.5JJ  
 荷 重：3.1 kN  
 内 圧：190 kPa  
 横 力：340 N  
 走行速度：60 km/h  
 周囲温度：25℃  
 路 面：A240 研磨布

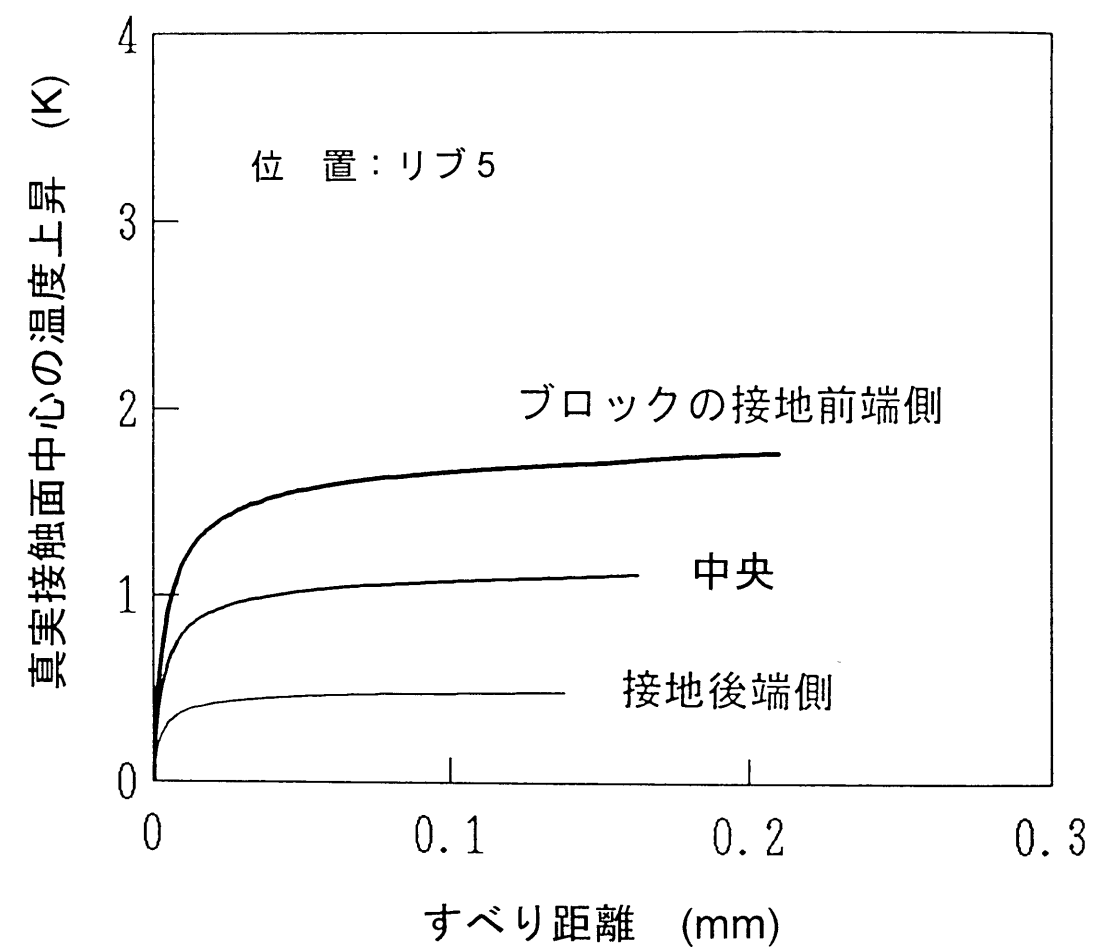


図 6. 26 トレッド摩耗試験中の真実接触面中心温度の計算結果  
 (トレッド摩耗試験における平均すべり速度・平均接  
 地面せん断応力ですべると考えた場合の計算結果)

タイヤ：RW4 (185/70R13)  
 リ ム：13×5.5JJ  
 荷 重：3.1 kN  
 内 圧：190 kPa  
 横 力：340 N  
 走行速度：60 km/h  
 周囲温度：25℃  
 路 面：A240 研磨布

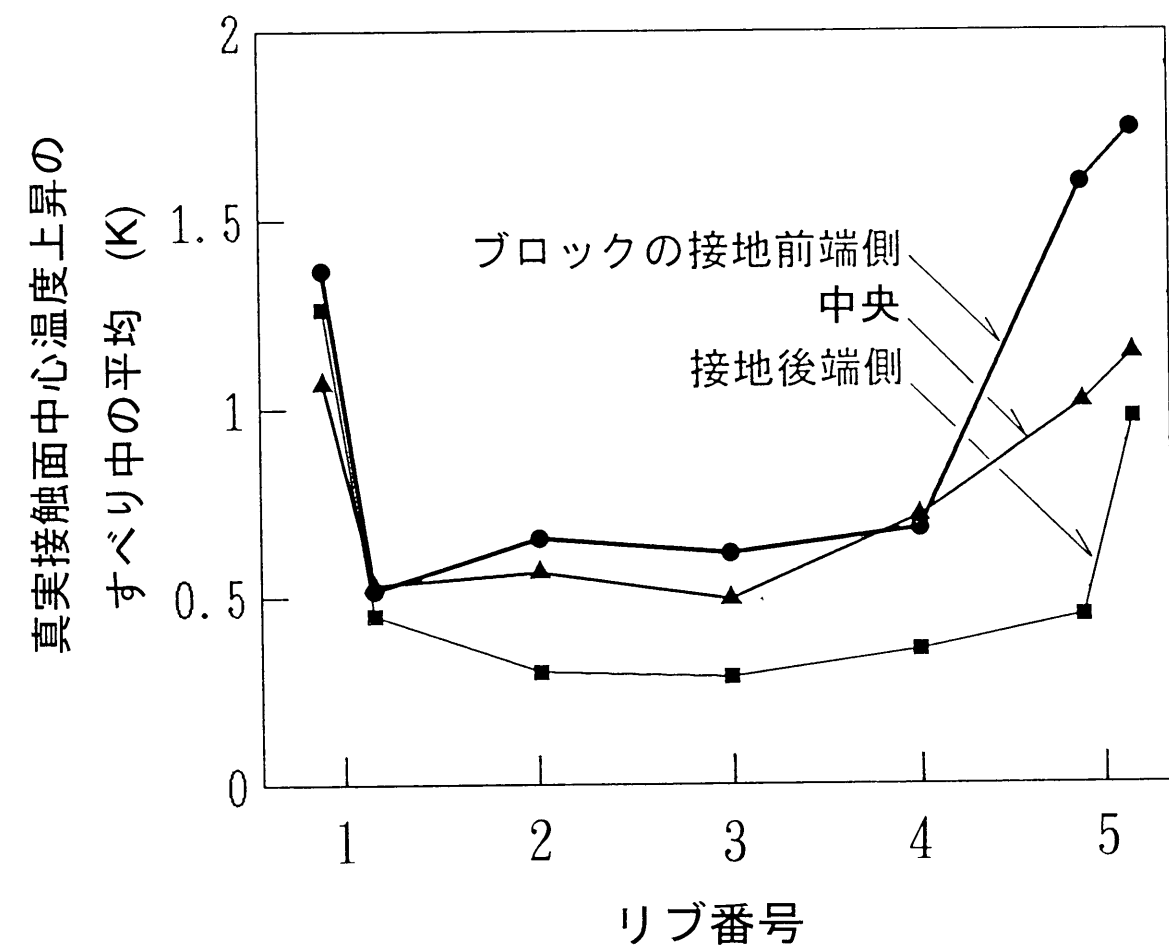


図 6. 27 真実接触面温度のすべり中の平均値  
 (トレッド摩耗試験における平均すべり速度・平均接  
 地面せん断応力ですべると考えた場合の計算結果)

## 第7章

### ゴム試料の摩耗によるトレッド摩耗の再現<sup>(69)</sup>

## 7. 1. 緒言

トレッド摩耗はゴムの摩耗の一種であるから、ゴムの摩耗に関する研究の成果やゴム試料を用いた摩耗試験の結果を、トレッド摩耗に適用することが可能なはずである。その利点は、以下の二点である。①ゴム試料を用いた研究では、タイヤに比べて現象が単純であるため、ミクロな摩耗メカニズムの解明が可能である。②ゴム試料の製作および試験に必要なコストが、タイヤに比べて削減される。このため、多くの摩耗試験法が提案され利用されてきた。しかし、ゴムの摩耗形態および摩耗量は、摩擦条件により大幅に変化するため、ゴムの摩耗に関する結果の内、トレッドと同等な摩擦条件におけるもののみが適用可能である。

ピコ摩耗試験、Southern<sup>(36)</sup>等および内山<sup>(70)</sup>の方法、Fukahori 等<sup>(26)</sup>の方法は、ゴム試料を 1 個または 2 個の刃物または突起で摩擦する方法である。これらの方法には、ゴムと刃物の接触状態が、トレッドの場合に比較して単純であるという利点がある。Southern 等、内山およびFukahori 等はこの方法を用いて摩耗メカニズムに関する基礎研究を行っている。しかし、トレッド摩耗における路面の突起とトレッドの接触状態を、刃物で再現する方法は確立されていない。

改良ランボーン摩耗試験およびアクロン摩耗試験は、タイヤを模擬したゴム円盤を摩擦相手面の上で転動させる方法である。前者では回転のスリップ比を、後者ではスリップ角を設定することにより、トレッド摩耗を再現する。これらの方には、試料の摩擦形態がトレッドに似ているという利点がある。事実、改良ランボーン試験の結果は、トレッド摩耗と相関が強いことが知られている。しかし、これらの方法におけるゴム試料の摩擦条件（すべり距離、すべり速度、接地圧、接地面内温度など）は、トレッドの場合と同じく複雑であり、明確ではない。このため、その摩擦条件および試験結果をトレッド摩耗と定量的に対応させるには、ゴム試料の摩擦条件の測定・解析が必要となる。

Schallamach 等<sup>(20)</sup>の実験や DIN 摩耗試験で用いられているピン・ディスク式摩耗試験は、ゴム試料を摩擦相手面に押しつけて摩擦する方法である。これらの方法は、試料に加わる荷重、すべり速度、すべり距離が明確であるという利点をもつ。また、摩擦相手面にトレッド摩耗と同じ材料を用いることも可能である。トレッド摩耗がタイヤの転がり摩擦により発生するのに対し、これらの方法はすべり摩擦を用いているため、トレッド摩耗との対応は難しいとされてきた。しかし詳細に見れば、トレッド摩耗も、タイヤの転動の結果生じるトレッドのすべり摩擦により発生する。したがって、トレッドの摩擦条件を把握すれば、これをゴム試料で再現することは可能である。

本章では、トレッド摩耗の再現を目的として、第 4 章で求めたトレッドの摩擦条件を考慮して、ゴム試料のピン・ディスク式摩耗試験を行う。

## 7. 2. 摩耗試験の方法

### 7. 2. 1. ゴム試料摩耗試験装置

図 7.1 にゴム試料摩耗試験装置の機構を示す。ウェイトによりゴム試料を摩擦相手面に押し付ける。摩擦相手面は回転円盤に接着されており、これを回転させることにより、ゴム試料を摩擦する。回転円盤はシャフト、電磁クラッチ、往復アーム、往復ロッドを介して油圧シリンダと接続されている。油圧シリンダが引き側に変位する時のみに電磁クラッチを ON にすることにより、回転円盤は、断続的に一方向に回転する。すべり速度および一周期のすべり距離（本研究では 90 mm）は、油圧シリンダの動きを制御することにより調整される。試料台に圧電型のロードセルおよび渦電流式変位計を取り付け、摩擦力和摩耗量を検出する。試料はリニアスライドベアリングに支えられており、上下にのみ動くことができる。

摩擦熱が摩擦相手面および回転円盤に蓄熱されるのを防ぐために、回転円盤の下面から冷却水を吹き付ける。実験中の気温および冷却水温度は、試験温度 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ に制御されている。また、摩擦相手面に近接して吸引管を取り付け、ゴム摩耗粉を定期的に除去する。

### 7. 2. 2. ゴム試料

ゴム試料として、厚さ 2 mm、直径 10 mm の円盤型の試料を用いる。図 7.2 に示す様に、試料は試料台に接着して用いる。また、試料のまわりに試料支持枠を接着することにより、試料の弾性変形による摩擦面の片当たりを抑制する。ゴムの配合は、トレッド摩耗試験の試験タイヤのトレッドゴムの配合と同じものである。

### 7. 2. 3. 試験の手順

- (1) ゴム試料の脱脂：エチルアルコールで試料表面を脱脂し、12 時間以上放置する。
- (2) ゴム試料の予備擦り：摩耗試験の前に、ゴム試料を試験機に取り付け、試料の全面が摩擦相手面と均一に接触するようになるまで、研磨する。この時、摩擦相手面は、摩耗試験の相手面より粗さの小さい研磨紙(C1000)を用いる。また、ゴム試料の弾性変形が摩耗試験時と近くなるように、摩擦力が摩耗試験時とほぼ同一となるように荷重を調整する。
- (3) 摩耗試験：試験条件として設定した接地圧がゴム試料に加わるようにウェイトを取り付け、一定速度で摩擦する。
- (4) 摩耗粉の除去およびタルクの散布：摩擦相手面の状態をトレッド摩耗試験の状態に近付けるために、摩擦相手面が 2 周するごとに試験を中断し、相手面上の摩耗粉の除去とタルクの散布を行う。

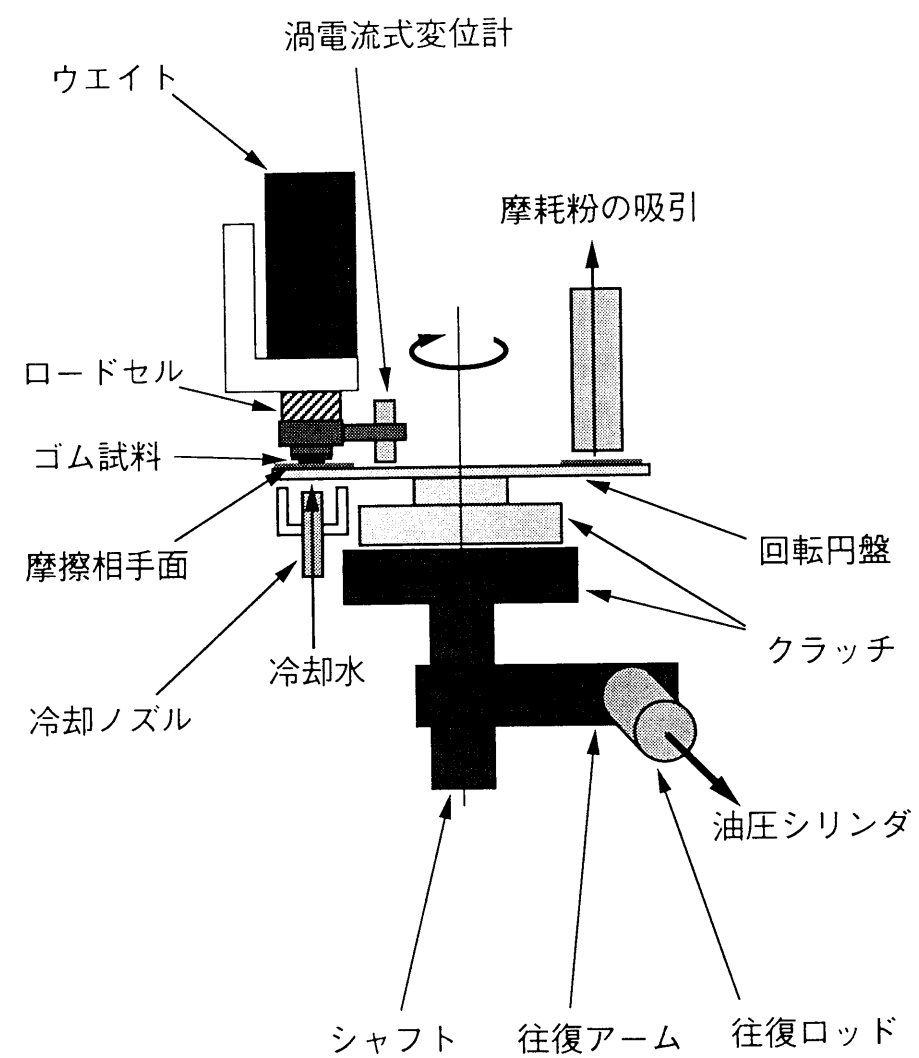


図 7. 1 ゴム試料摩耗試験装置

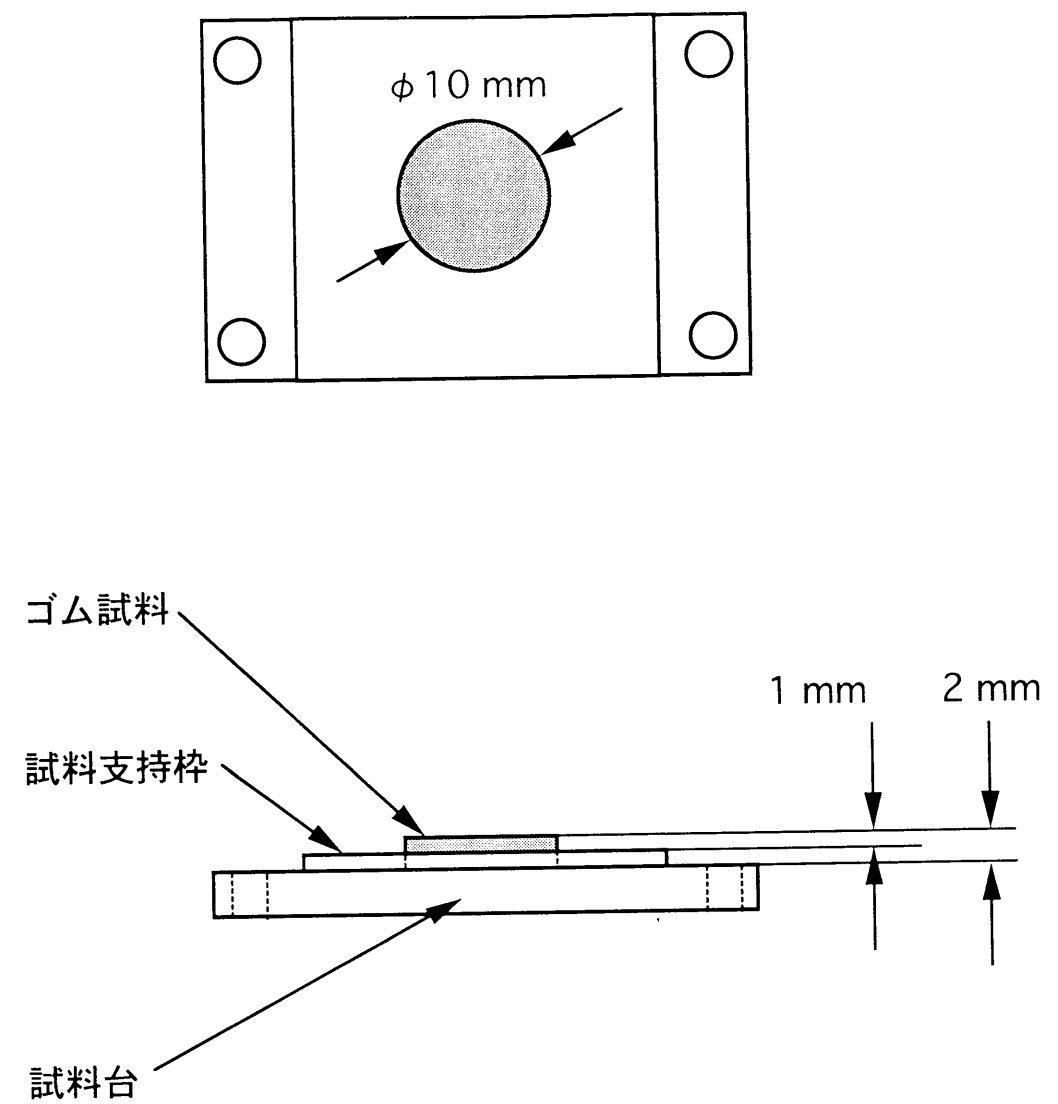


図 7. 2 摩耗試験に用いるゴム試料の形状

7. 3. 摩耗試験の条件

7. 3. 1. 摩擦相手面・すべり速度・接地圧

表 7. 1 に試験の条件を示す。摩擦相手面には、トレッド摩耗試験と同一の研磨布（A240）を用いる。また、接地圧およびすべり速度の条件は、図 4. 33 および図 4. 35 に示したトレッドのすべり速度および接地圧のすべり中の平均値に近い範囲に設定する。

7. 3. 2. すべり温度

前述した様に、トレッドと路面の間の真実接触面温度は、摩擦力およびすべり速度により異なる。ゴム試料の摩耗試験においては、ゴム試料の真実接触面温度がトレッドと同等になるようにして試験を行う必要があるが、ゴム試料の摩耗試験において真実接触面温度を直接制御することは困難である。本研究では、摩擦相手面にトレッド摩耗試験の路面と同じ材質の研磨布を用いることにより、真実接触面まわりの熱系をトレッドの場合と等価にする。

なお、本研究においては、ゴム試料の 1 回あたりのすべり距離は 90 mm で、トレッドの 400 倍以上と長いため、トレッドに比べて平均温度が高くなる。しかし、図 6. 25, 図 6. 26 に示した様に、真実接触面温度はトレッドの 1 回のすべり距離の 10 分の 1 程度の距離ではほぼ定常値に近づくので、ゴム試料とトレッドのすべり距離の差による真実接触面温度の差は、僅かであると考えられる。

7. 4. ゴム試料摩耗試験の結果

7. 4. 1. 摩耗曲線

図 7. 3 および図 7. 4 に各試験条件における摩耗試験の結果を、摩耗曲線として示す。どの条件においても、初期摩耗の段階では摩耗率が高く、摩擦距離の増加にともなって摩耗率は低下する。すべり距離が 10 m を超えるとしだいに摩耗率は一定値に漸近し、定常摩耗となっている。この傾向を次式で表し、各条件における摩耗曲線を回帰する。

$$w = A_{ir}S + B_{ir}\left\{1 - \exp(-C_{ir}S)\right\} \quad (7. 1)$$

図 7. 3 および図 7. 4 中の実線は、回帰の結果を示す。w は線摩耗量 (mm)、S はすべり距離 (m) である。A<sub>ir</sub> は定常摩耗の摩耗率を示す。B<sub>ir</sub> は初期摩耗によって発生する定常摩耗からのずれに相当し、この値が大きい程、初期摩耗の影響が大きいことを示している。また、C<sub>ir</sub> は初期摩耗から定常摩耗に移行する速さの程度を表し、この値が大きい程、短

表 7. 1 ゴム試料摩耗試験の試験条件

ゴム配合	配合 B (ポリマー : SBR) (カーボン : HAF 70 部) (プロセス油 40 部)
試料形状	円盤 (φ 10mm×2 mm)
すべり速度	65, 260, 580, 900 mm/s
接地圧	100, 200, 300 kPa
摩擦相手面	A240 研磨布
ダスティング	タルクを散布
周囲温度	25±1℃
摩擦相手面温度	回転円盤裏面を 25±1℃の水により冷却

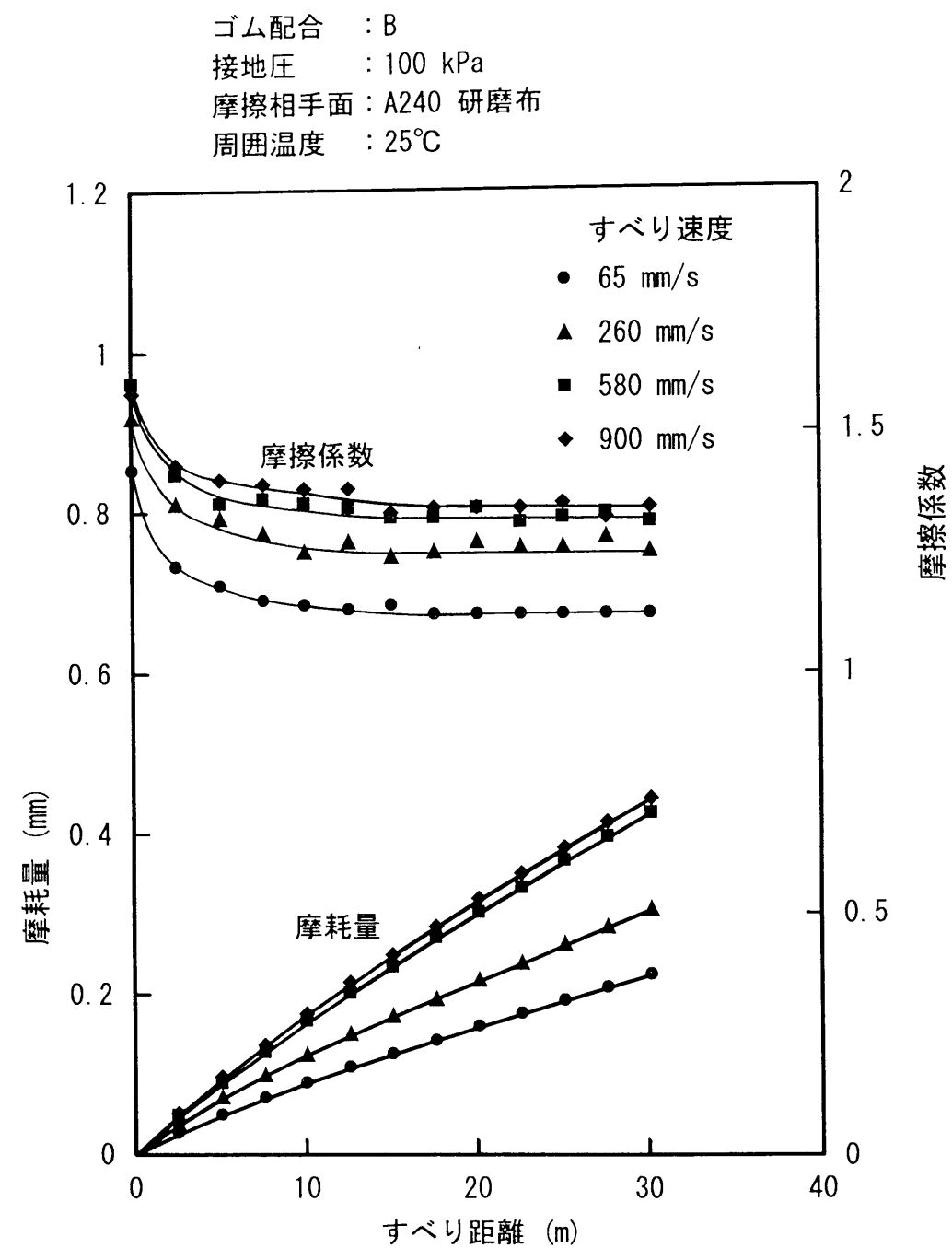


図 7. 3 ゴム試料の摩耗曲線  
(すべり速度の影響)

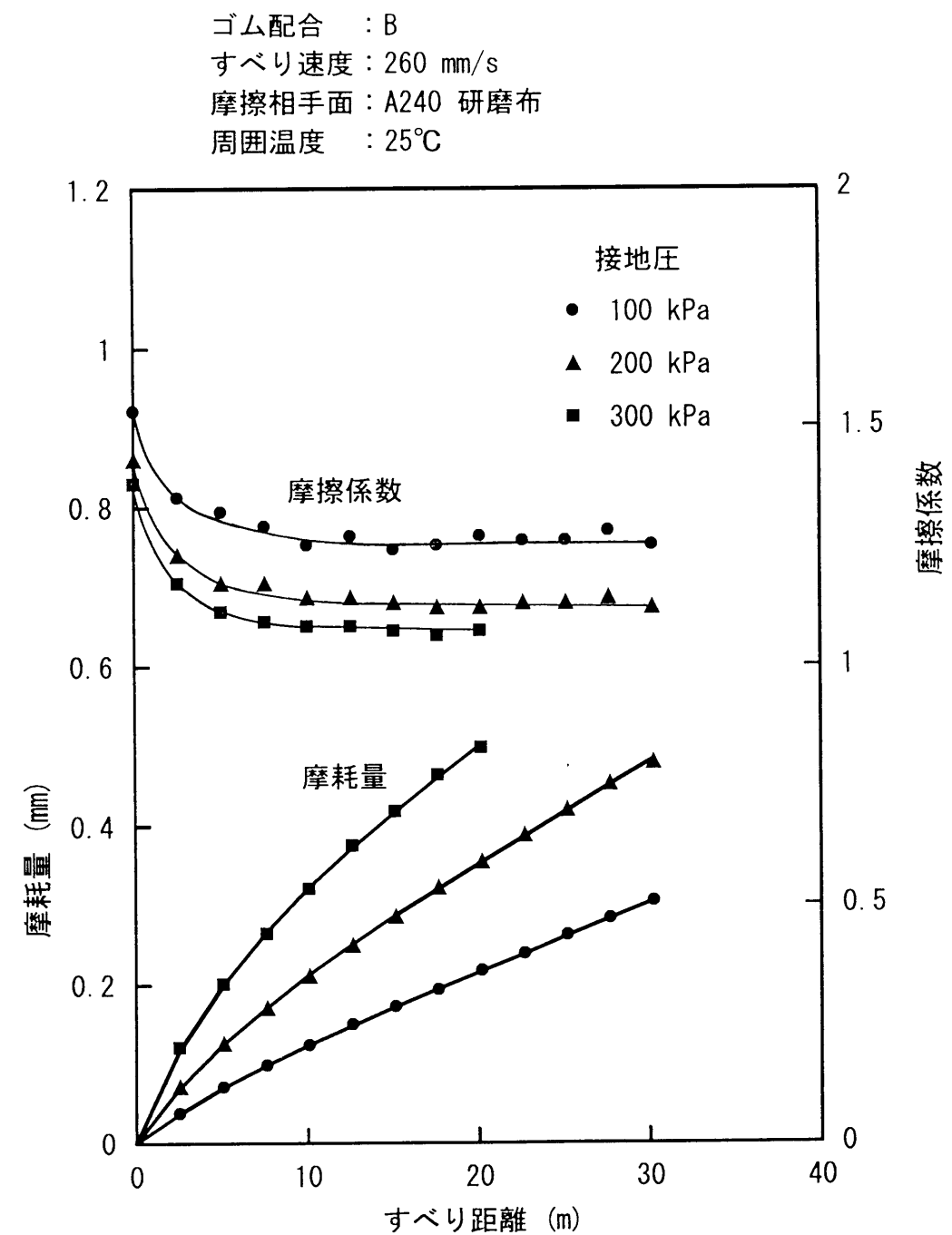


図 7. 4 ゴム試料の摩耗曲線  
(接地圧の影響)



い摩擦距離で定常摩耗に移行することを示している。ここで、式 7. 1 を  $S$  で微分すると、

$$\frac{dw}{dS} = A_w + B_w C_w \exp(-C_w S)$$

となる。さらに  $S \rightarrow 0$  の極限をとると、

$$\frac{dw}{dS} \rightarrow A_w + B_w C_w$$

すなわち、

$$A_w + B_w C_w$$

は、摩耗開始時における摩耗率（摩耗率の初期値）を意味する。

表 7. 2 に、求めた  $A_w$ 、 $B_w$ 、 $C_w$  の値を示す。

7. 4. 2. ゴム試料の摩耗と摩擦条件の関係

7. 4. 2. 1. ゴム試料の摩耗とすべり速度の関係

カーボンブラックで補強した SBR の摩耗率のすべり速度依存性は、補強しない場合に比べ、緩やかであることが報告されている<sup>(34)</sup>。そこで、 $A_w$ 、 $B_w$  とすべり速度  $\dot{S}$  の関係は、限られた範囲では線形近似できると考え、トレッドの摩擦条件に近い範囲での関係を次式により回帰する。

$$\begin{aligned} A_w &= a_{Av}(\dot{S} + b_{Av}) \\ B_w &= a_{Bv}(\dot{S} + b_{Bv}) \\ A_w + B_w C_w &= a_{Cv}(\dot{S} + b_{Cv}) \end{aligned} \tag{7. 2}$$

なお、すべり速度が限りなく零に近づいても、すべり距離と摩擦力が存在する限り、摩耗量は有限の値を持つと考えられる。式 7. 2 が定数項をもつのは、このためである。

接地圧が一定の場合の  $A_w$ 、 $B_w$ 、 $A_w + B_w C_w$  とすべり速度  $\dot{S}$  の関係を、図 7. 5、図 7. 6、図 7. 7 に示す。図のデータを線形回帰した結果、定数は次の様に求まる。

表 7. 2 ゴム試料の摩耗曲線の回帰結果（式 7. 1 による）

すべり速度 (mm/s)	接地圧 (kPa)	$A_w$ (mm/m)	$B_w$ (mm)	$C_w$ (1/m)
65	100	0.00616	0.0382	0.114
260	100	0.00856	0.0451	0.169
580	100	0.01126	0.0920	0.078
900	100	0.01131	0.1106	0.078
260	200	0.01259	0.1023	0.175
260	300	0.01583	0.1849	0.206

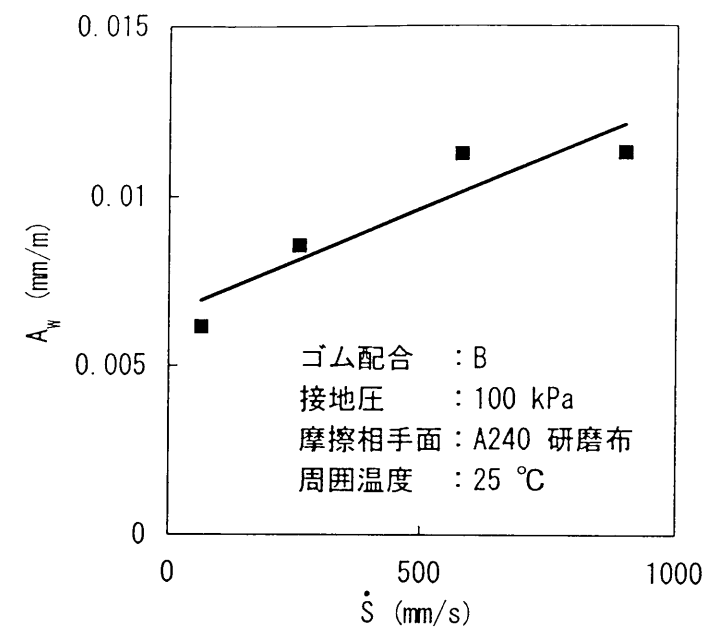


図 7. 5 ゴム試料の摩耗曲線の定数  $A_w$  とすべり速度  $\dot{S}$  の関係

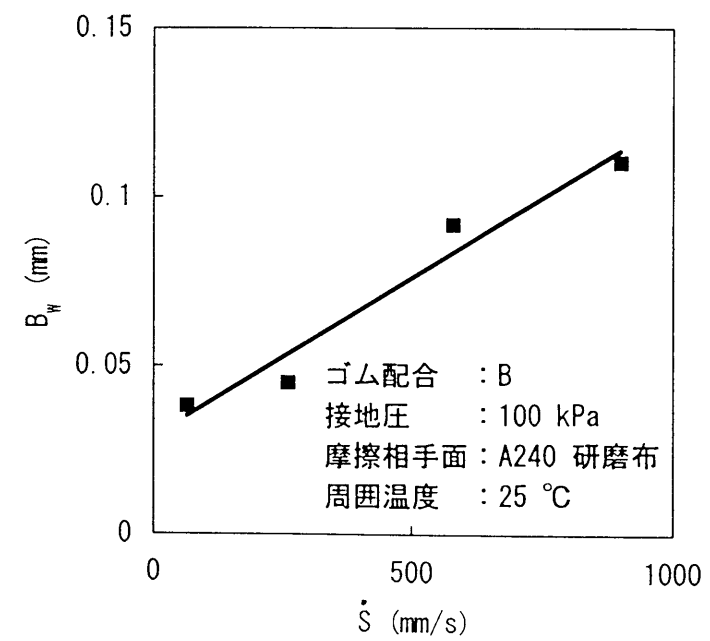


図 7. 6 ゴム試料の摩耗曲線の定数  $B_w$  とすべり速度  $\dot{S}$  の関係

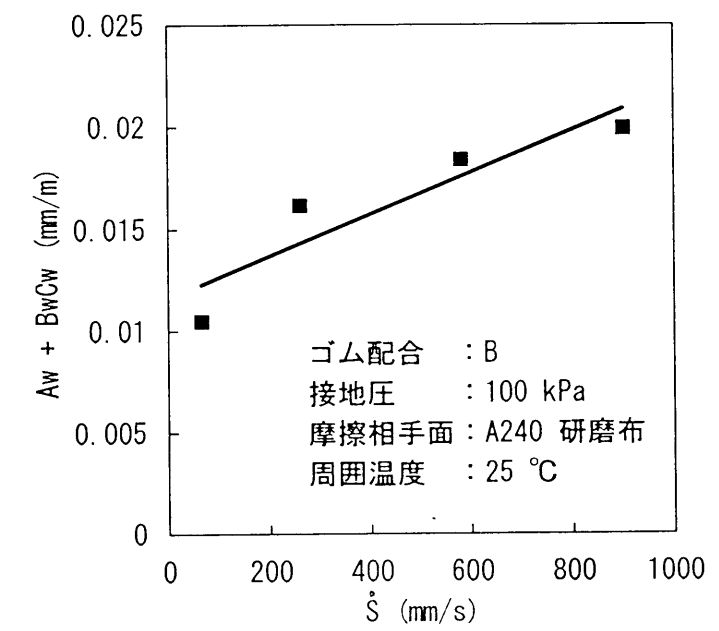


図 7. 7 ゴム試料の摩耗曲線の定数  $(A_w + B_w C_w)$  とすべり速度  $\dot{S}$  の関係

$$\begin{aligned} a_{Av} &= 6.214 \times 10^{-6}, \quad b_{Av} = 1049 \\ a_{Bv} &= 9.436 \times 10^{-5}, \quad b_{Bv} = 306 \\ a_{Cv} &= 1.031 \times 10^{-5}, \quad b_{Cv} = 1126 \end{aligned}$$

図 7. 5, 図 7. 6, 図 7. 7 中の実線は, 回帰の結果である.

#### 7. 4. 2. 2. ゴム試料の摩耗と接地圧の関係

ゴムの摩耗量は, 接地圧または摩擦力のべき乗に比例することが報告されている. そこで,  $A_w$ ,  $B_w$ ,  $A_w + B_w C_w$  と  $p_z$  の関係を次式で表すことにする.

$$\begin{aligned} A_w &\propto p_z^{n_{Apz}} \\ B_w &\propto p_z^{n_{Bpz}} \\ (A_w + B_w C_w) &\propto p_z^{n_{Cpz}} \end{aligned} \quad (7. 3)$$

式 7. 2 と式 7. 3 が同時に成り立つと仮定すると,  $A_w$ ,  $B_w$ ,  $A_w + B_w C_w$  とすべり速度  $\dot{S}$  および接地圧  $p_z$  の関係は, 次式で表される.

$$\begin{aligned} A_w &= a_A (\dot{S} + b_{Av}) p_z^{n_{Apz}} \\ B_w &= a_B (\dot{S} + b_{Bv}) p_z^{n_{Bpz}} \\ A_w + B_w C_w &= a_C (\dot{S} + b_{Cv}) p_z^{n_{Cpz}} \end{aligned} \quad (7. 4)$$

式 7. 4 の両辺の対数をとると,  $A_w$ ,  $B_w$ ,  $A_w + B_w C_w$  とすべり速度  $\dot{S}$  および接地圧  $p_z$  の関係は, 次式の様に線形関係で表される.

$$\begin{aligned} \log A_w &= \log a_A + \log(\dot{S} + b_{Av}) + n_{Apz} \log p_z \\ \log B_w &= \log a_B + \log(\dot{S} + b_{Bv}) + n_{Bpz} \log p_z \\ \log(A_w + B_w C_w) &= \log a_C + \log(\dot{S} + b_{Cv}) + n_{Cpz} \log p_z \end{aligned} \quad (7. 5)$$

この式に, 先に求めた  $b_{Av} = 1049$ ,  $b_{Bv} = 306$ ,  $b_{Cv} = 1126$  を代入して, 両辺の関係を線形回帰する. その結果を, 図 7. 8, 図 7. 9, 図 7. 10 および表 7. 3 に示す.

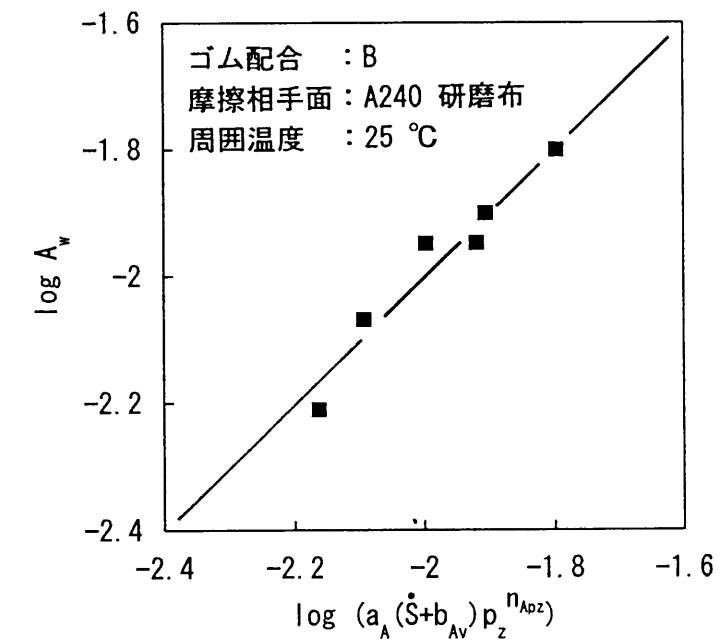


図 7. 8 ゴム試料の摩耗曲線の定数  $A_w$  とすべり速度  $\dot{S}$  および接地圧  $p_z$  の関係

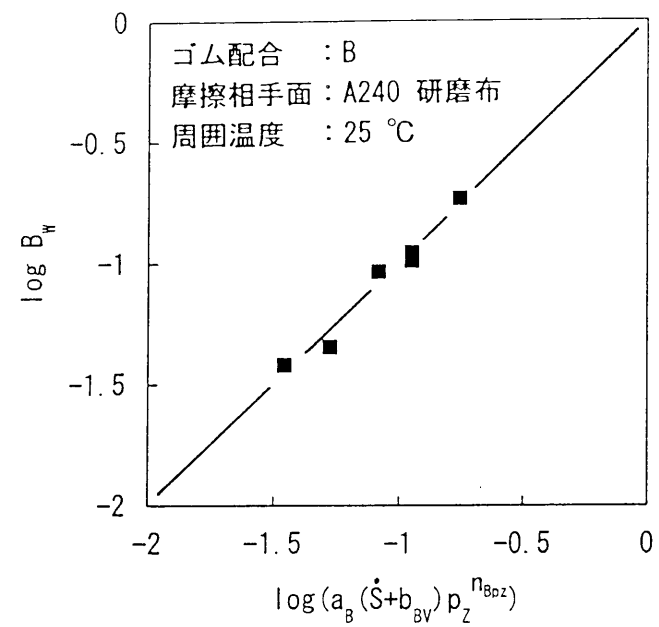


図 7. 9 ゴム試料の摩耗曲線の定数  $B_w$  とすべり速度  $\dot{S}$  および接地圧  $p_z$  の関係

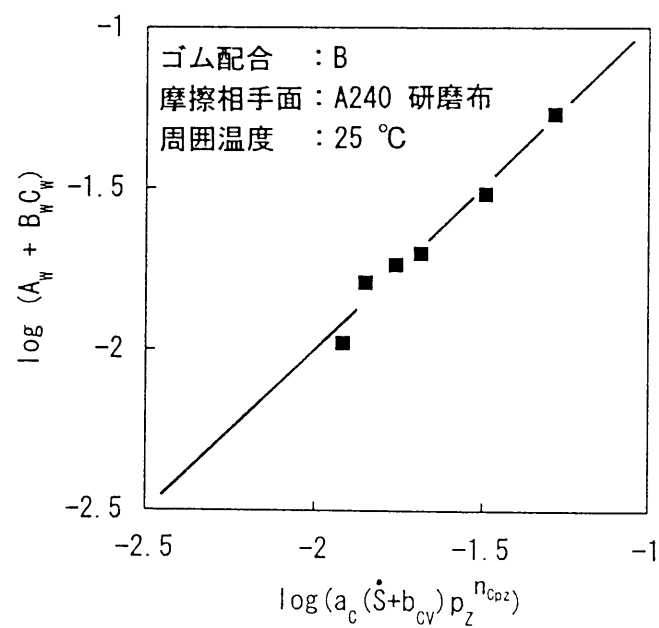


図 7. 10 ゴム試料の摩耗曲線の定数  $(A_w + B_w C_w)$  とすべり速度  $\dot{S}$  および接地圧  $p_z$  の関係

表 7. 3 ゴム試料の摩耗曲線の定数とすべり速度および接地圧の関係の回帰結果（式 7. 4 による）

指数および係数	回帰値
$a_A$	$3.57 \times 10^{-7}$
$b_{AV}$	1049
$n_{Apz}$	0.619
$a_B$	$6.20 \times 10^{-7}$
$b_{BV}$	306
$n_{Bpz}$	1.09
$a_C$	$4.26 \times 10^{-8}$
$b_{CV}$	1126
$n_{Cpz}$	1.09

### 7. 5. 本章の考察

任意の摩擦条件におけるゴム試料の摩耗曲線は、式 7. 4 に摩擦条件を代入して得られた  $A_w$ ,  $B_w$ ,  $C_w$  を式 7. 1 に代入することにより近似される。図 7. 11 および図 7. 12 に、その例を示す。図中の●▲■の点が試験結果の平均値、実線が近似された摩耗曲線を示す。両者の比較の結果、この方法における摩耗曲線の近似の誤差は、本研究の実験の範囲では、最大 10 %であった。

### 7. 6. 第 7 章の結言

トレッド摩耗を再現するために、トレッドの摩擦条件に近い条件下で、ゴム試料の摩耗試験を行った。摩耗量と摩擦条件の関係を回帰し、その結果を用いて任意の摩擦条件における摩耗曲線を近似する方法を示した。この方法による近似の誤差は、本研究の実験の範囲では、最大 10 %であった。

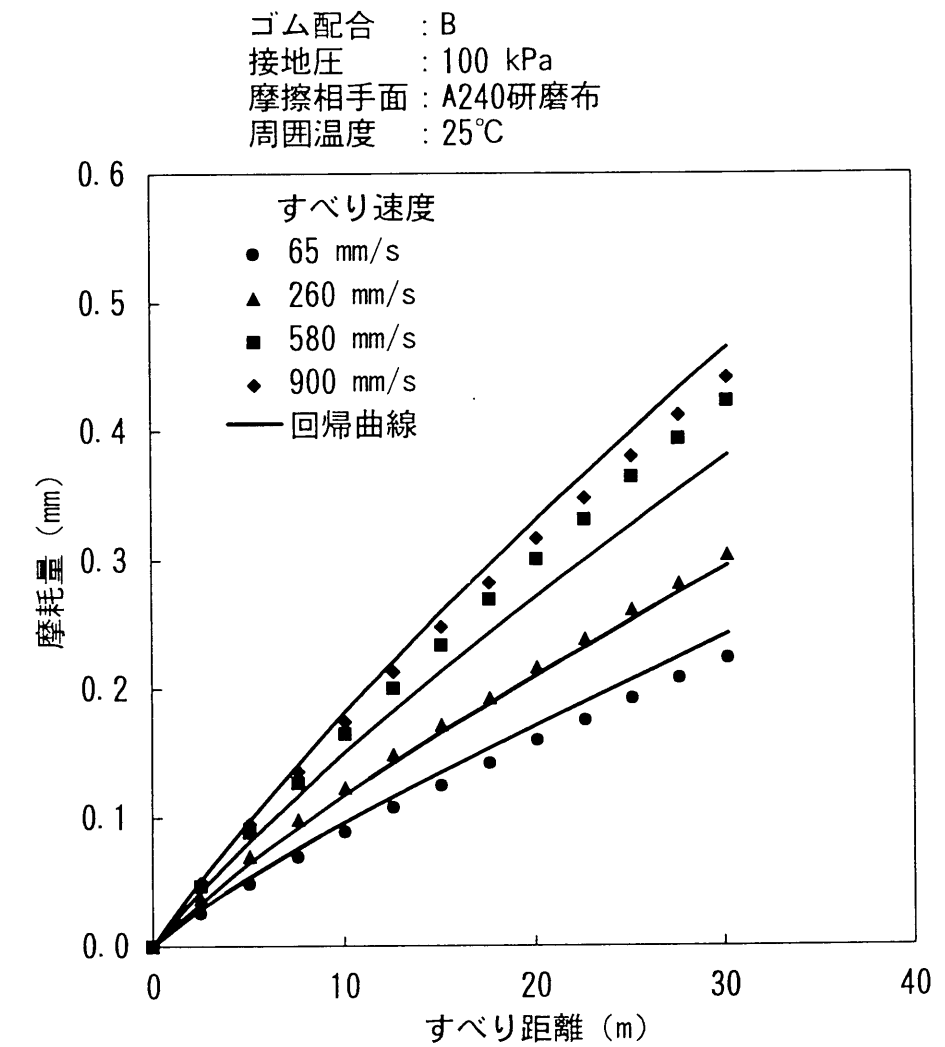


図 7. 11 ゴム試料の摩耗の測定結果と式 7. 1, 式 7. 4 による回帰曲線の比較

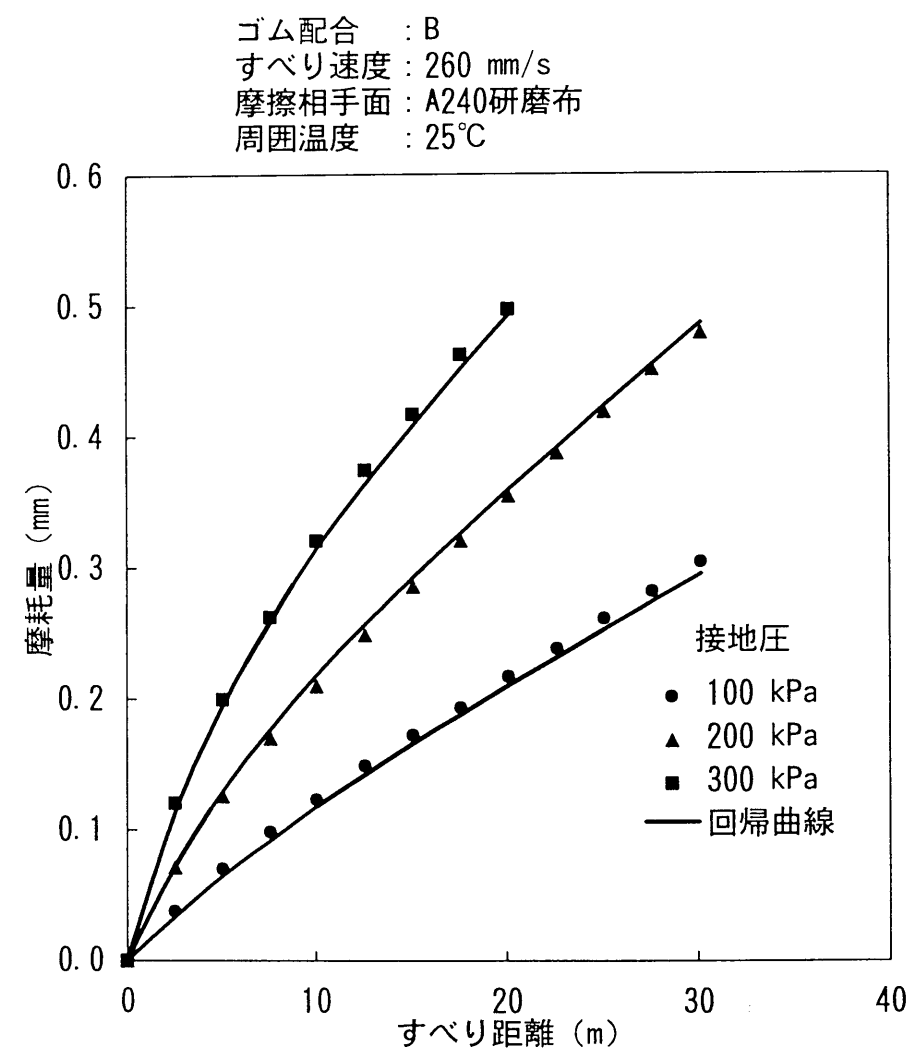


図 7. 12 ゴム試料の摩耗の測定結果と式 7. 1, 式 7. 4 による回帰曲線の比較

## 第 8 章

トレッド摩耗とゴム試料の摩耗の関係<sup>(69)</sup>

8. 1. 緒言

ゴム試料摩耗試験とトレッド摩耗試験の結果を対応づける試みは、これまでも行われている<sup>(5)</sup>。しかしそれは、基準となるゴム配合についてゴム試料とトレッドの摩耗量を比較して、ゴム試料摩耗からトレッド摩耗への換算比を決定するという手法を用いている。この手法は、実用的には、ある程度利用可能であるが、試験結果どうしを比較して換算比を決定したのでは、トレッドとゴム試料の摩耗を本質的に対応づけたことにならない。本質的な対応づけには、各々の試験における摩擦条件を求め、これを考慮すれば両者の結果が等価であることを示す必要がある。

本章では、本質的な対応づけを目的とし、第7章で求めたゴム試料の摩耗を、第4章で求めたトレッドの摩擦条件におけるトレッド摩耗に換算する。

8. 2. トレッドと同じ摩擦条件におけるゴム試料の摩耗

8. 2. 1. ゴム試料の摩耗曲線を用いた換算

第4章で求めたトレッドの摩擦条件を、ゴム試料の摩耗曲線のすべり速度および接地圧依存性の式7. 4および摩耗曲線の式7. 1に代入することにより、ゴム試料の摩耗をトレッド摩耗に換算する。

まず、図4. 33に示したトレッド上の各点のすべり速度のすべり中の平均値 $\overline{|\dot{S}|}$ および、図4. 35に示した接地圧のすべり中の平均値 $\overline{p_z}$ を、式7. 4の $\dot{S}$ および $p_z$ に代入することにより、トレッド上各点の摩耗曲線の形状(式7. 1の $A_w$ 、 $B_w$ )を決定する。

つぎに、タイヤが $D_T$ (m) 走行する間にトレッド上各点がすべる距離 $S_{DT}$ (m)を求める。タイヤ1回転あたりのトレッドのすべり距離を $S_1$ (m)とすると、

$$S_{DT} = \frac{D_T}{2\pi r_D} S_1 \tag{8. 1}$$

$r_D$ (m)はタイヤの動荷重半径である。図4. 32に示した $S_1$ の測定結果の単位をmに置き換え、 $D_T$ を500000 m(500km)として、式8. 1に代入する。 $r_D$ は0.304 mとする。こうして求めた $S_{DT}$ を式7. 1の $S$ に代入して、ゴム試料の摩耗量を、500 km 走行後(初期摩耗域および第1期走行後)のトレッド摩耗量に換算する。

実測されたトレッド摩耗量とゴム試料の摩耗量から換算した値を、図8. 1に比較する。両者の間で、摩耗の絶対量はほぼ一致している。また、摩耗量の順序もほぼ一致しており(相関数は0.90)、ゴム試料の摩耗試験により、トレッド摩耗量が再現されていると言える。

タイヤ : RW4 (185/70R13, ゴム配合 B)  
リ ム : 13×5.5JJ  
荷 重 : 3.1 kN  
内 圧 : 190 kPa  
キャンバ角 : 0°  
横 力 : 340 N (直進走行)  
走行速度 : 60 km/h  
路 面 : A240 研磨布貼付フラットベルト  
周囲温度 : 25°C

	リブ1	リブ1	リブ2	リブ3	リブ4	リブ5	リブ5
	位置 1D	位置 1E	位置 2	位置 3	位置 4	位置 5D	位置 5E
ブロックの接地前端側	■	⊗	●	▲	▼	◆	◆
ブロック中央	⊠	⊗	⊗	▲	▼	◆	◆
ブロックの接地後端側	□	⊗	○	△	▽	⊕	◇

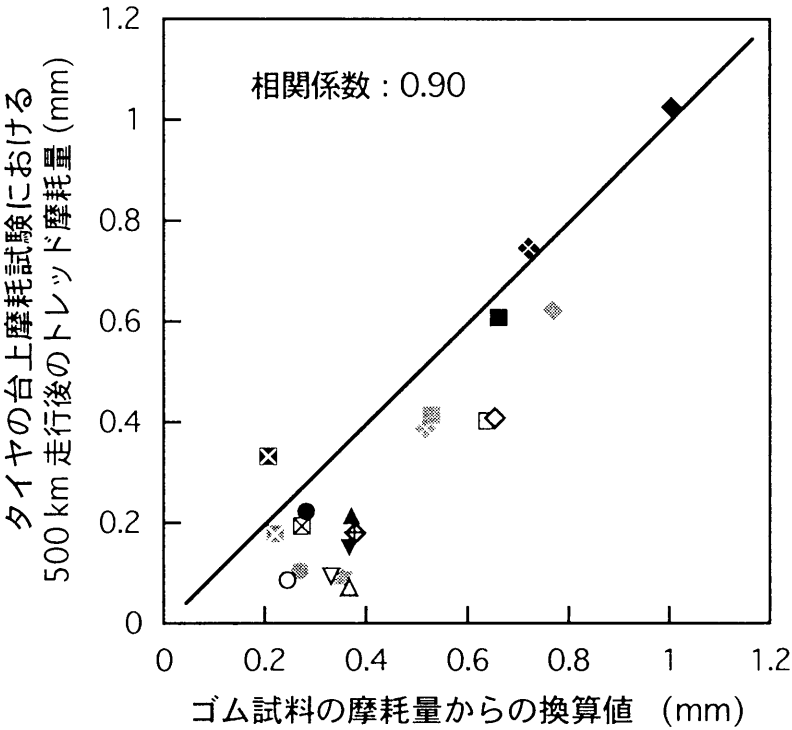


図8. 1 トレッドとゴム試料の摩耗量の関係

8. 2. 2. 定常摩耗率に関する換算

トレッドおよびゴム試料の初期摩耗は、摩擦相手面（路面）の変化の影響を含んでいる。摩擦相手面の変化は、ゴムとの摩擦回数に依存すると考えられるが、台上トレッド摩耗試験機の路面上の一点とゴム試料摩耗試験装置の研磨布上の一点は、同一のすべり距離に対して異なる回数の摩擦を受ける。このため、両者における摩擦相手面の変化の度合いは異なると考えれ、両者の初期摩耗は、等価ではない可能性がある。そこで、本節では、初期摩耗を終えた第1期走行中のトレッド摩耗率とゴム試料の定常摩耗率を比較する。

ゴム試料の定常摩耗率は、前述の様に、式 7. 1 の  $A_w$  で表される。 $A_w$  のすべり速度および接地圧依存性は、式 7. 4 の第1式および表 7. 3 で近似される。したがって、第4章で求めたトレッドの摩擦条件を、式 7. 4 の第1式および式 7. 1 に代入することにより、ゴム試料の定常摩耗率をトレッドの摩耗率に換算する。

まず、図 4. 33 に示したトレッド上の各点のすべり速度のすべり中の平均値  $\bar{S}$  および図 4. 35 に示した接地圧のすべり中の平均値  $\bar{P}_z$  を、式 7. 4 の第1式の  $\dot{S}$  および  $P_z$  に代入することにより、トレッド上各点の  $A_w$  を決定する。つぎに、タイヤが 1 km 走行する間にトレッド上各点がすべる距離  $S_U$  (m) を求める。式 8. 1 において  $D_T$  を 1000 m (1km) とすれば、 $S_U$  は  $S_{DT}$  で表される。前節と同様に、図 4. 32 に示した  $S_1$  の測定結果の単位を m に置き換え、式 8. 1 に代入する。こうして求めた  $S_U$  を次式に代入することにより、 $A_w$  を 1 km 走行あたりのトレッド摩耗量（トレッドの摩耗率） $A_{ET}$  に換算する。

$$A_{ET} = A_w S_U \tag{8. 2}$$

実際のトレッドの第1期走行中の平均摩耗率は、先に図 3. 21 に示した、実測されたトレッドの摩耗率とゴム試料の定常摩耗率から換算した値を、図 8. 2 に比較する。両者の間で、摩耗の絶対量はほぼ一致している。また、摩耗量の順序もほぼ一致しており（相関数は 0.87 ）、ゴム試料の摩耗試験により、トレッド摩耗量が再現されていると言える。

以上の結果から、トレッド摩耗とゴム試料の摩耗を関連づけるには、走行中のトレッドの1回転あたりのトレッドすべり距離、すべり中の接地圧、すべり中の摩擦力、すべり速度を把握すればよいことがわかる。

8. 2. 3. 比摩耗量を用いた換算

前節に述べた換算の方法は、やや複雑な手順を含んでいる。また、摩耗量の速度および接地圧依存性を求めるために、複数の水準でゴム試料摩耗試験を行う必要がある。そこで、

タイヤ : RW4 (185/70R13, ゴム配合 B)  
リ ム : 13×5.5JJ  
荷 重 : 3.1 kN  
内 圧 : 190 kPa  
キャンバ角 : 0°  
横 力 : 340 N (直進走行)  
走行速度 : 60 km/h  
路 面 : A240 研磨布貼付フラットベルト  
周囲温度 : 25°C

	リブ1	リブ1	リブ2	リブ3	リブ4	リブ5	リブ5
	位置 1D	位置 1E	位置 2	位置 3	位置 4	位置 5D	位置 5E
ブロックの接地前端側	■	⊗	●	▲	▼	◆	◆
ブロック中央	⊗	⊗	⊗	▲	▼	◆	◆
ブロックの接地後端側	□	⊗	○	△	▽	◆	◇

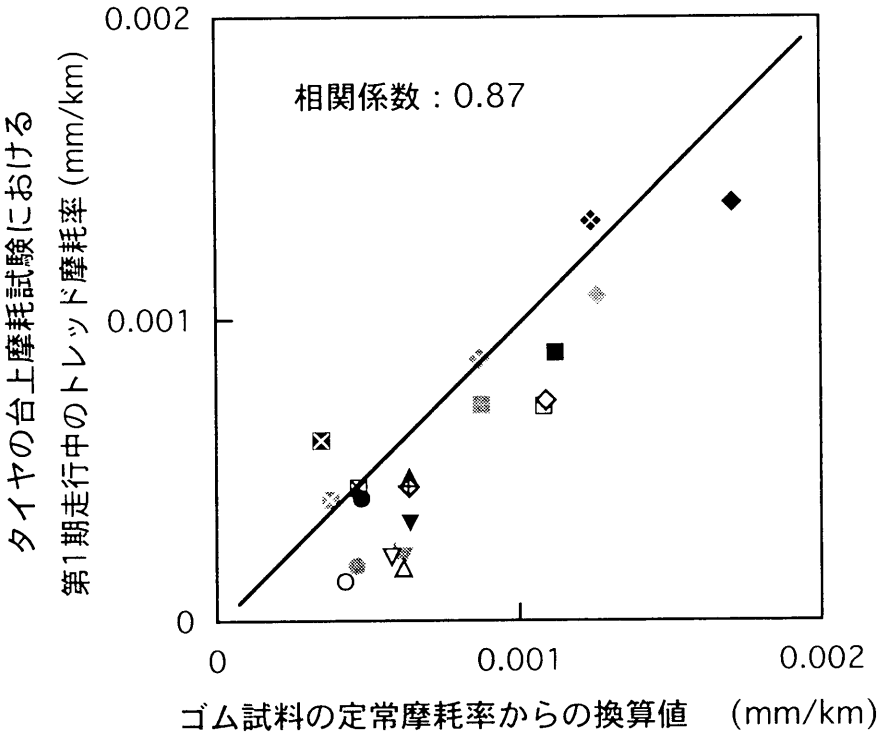


図 8. 2 トレッドとゴム試料の摩耗率の関係



以下の仮定の下により換算を簡素化する。

- (1) 摩耗率のすべり速度依存性は無視できる。
- (2) 摩耗率は接地圧にほぼ比例する。

以上の仮定は、トレッドの摩耗率が、一つの比摩耗量で表されることを意味する。ただし、これらの仮定は限られた範囲でしか成立しないため、ゴム試料の比摩耗量を、できるだけトレッドに近い条件で測定する必要がある。図 4. 33 および図 4. 35 を見ると、第 7 章の試験条件の内、すべり速度 260 mm/s, 接地圧 100 kPa の組合せが、トレッドの平均的な摩擦条件に近い。そこで、表 7. 2 の定常摩耗率  $A_w$  の中から、この条件における結果を用いる。  $A_w$  を接地圧 100kPa で除し、ゴム試料の比摩耗量  $A_s$  とする。図 4. 35 に示した接地圧の平均値  $\bar{p}_z$  と前節で求めた  $S_U$  を次式に代入して、ゴム試料の比摩耗量  $A_s$  を 1 km 走行あたりのトレッド摩耗量（トレッド摩耗率）  $A_{ET}$  に換算する。

$$A_{ET} = A_s \bar{p}_z S_U$$

(8. 3)

実測されたトレッドの摩耗率とゴム試料の比摩耗量から換算した値を、図 8. 3 に比較する。図 8. 2 に比べてばらつきはやや大きいですが、両者の間で、摩耗の絶対量はほぼ一致している。また、摩耗量の順序もほぼ一致している（相関数は 0.80 ）。

図 7. 5 に示した様に、本研究で試験したゴム（配合 B）の定常摩耗率  $A_w$  は、すべり速度の上昇にともなって増加するが、本節の仮定(1)はこれを無視している。したがって、仮定(1)は、接地圧の上昇にともなう定常摩耗率の増加を大きく見積もり過ぎている。また、本節の仮定(2)は、  $A_w$  は接地圧に比例するとしているが、表 7. 3 と式 7. 4 によれば、接地圧の 0.619 乗に比例している。それにもかかわらず、比摩耗量を用いた換算値が実際のトレッドの摩耗率と一致する理由は、以下の様に考えられる。図 4. 33 と図 4. 35 を比べると、トレッド上のすべり速度の分布と接地圧の分布は独立ではない。リップ 3 を除けば、すべり速度の平均値が高い点では、接地圧の平均値も高くなっている。したがって、仮定(1)で無視されたすべり速度の影響を、仮定(2)で接地圧の影響を大きく見積もり過ぎたことが、補う結果となっている。このような誤差の相殺は、一般のタイヤおよびゴム配合で常に生じるとは限らない。したがって、比摩耗量を用いた換算の精度は、本節の例よりも低くなる場合もあると考えられる。しかし、ゴム試料摩耗試験において、トレッドの平均的なすべり速度および接地圧を再現しているため、換算値は平均的には、実際のトレッドの摩耗率に一致する。

本節の方法により、1 水準のゴム試料摩耗試験から、トレッドの摩耗率をおおまかに推定できることを、以上の結果は示している。

タイヤ   ：RW4 (185/70R13, ゴム配合 B)  
リ     ム：13×5.5JJ  
荷     重：3.1 kN  
内     圧：190 kPa  
キャンバ角：0°  
横     力：340 N（直進走行）  
走行速度：60 km/h  
路     面：A240 研磨布貼付フラットベルト  
周囲温度：25℃

	リップ 1	リップ 1	リップ 2	リップ 3	リップ 4	リップ 5	リップ 5
	位置 1D	位置 1E	位置 2	位置 3	位置 4	位置 5D	位置 5E
ブロックの接地前端側	■	⊗	●	▲	▼	◆	◆
ブロック中央	■	⊗	●	▲	▼	◆	◆
ブロックの接地後端側	□	⊗	○	△	▽	◇	◇

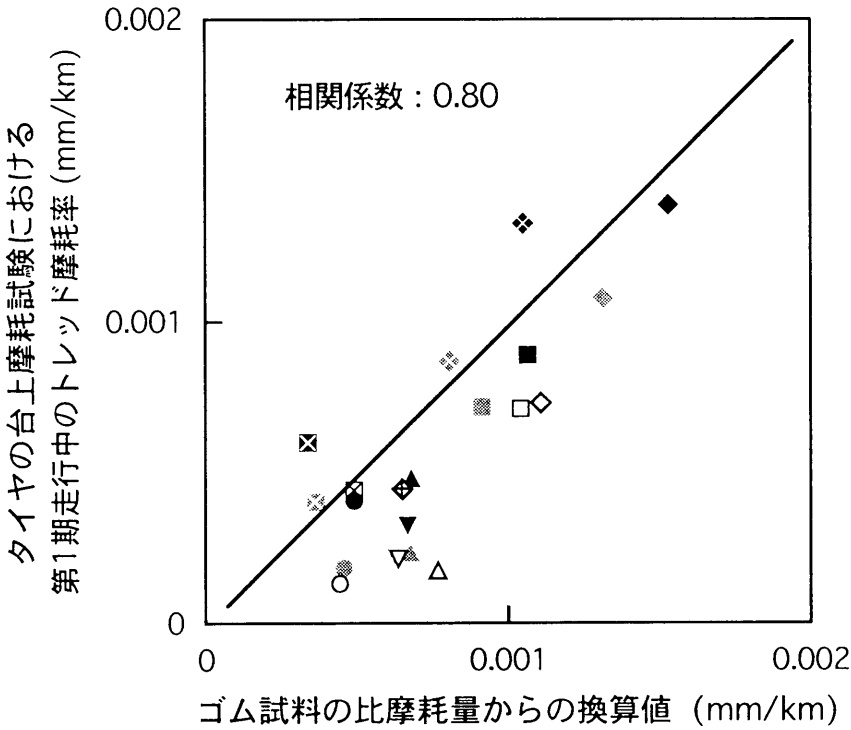


図 8. 3   トレッドの摩耗率とゴム試料の比摩耗量の関係  
（ゴム試料の比摩耗量は、すべり速度 260 mm/s,  
接地圧 100 kPa における試験結果）

### 8. 3. 本章の考察

#### 8. 3. 1. トレッド摩耗とゴム試料摩耗の簡便な換算則

以上の結果をより簡便な換算則で表すために、まず、トレッドのすべり距離について検討する。トレッドは、前後方向（車軸回り）に曲率をもっているため、接地によって平面に押し付けられると、トレッド表面を前後に収縮させる応力分布がトレッド内部に加わり、前後すべりが生じる。また、トレッドは横方向（前後軸回り）にも曲率をもっているため、接地によって、トレッド表面を横に収縮させる応力分布がトレッド内部に加わり、横すべりも生じる。この原因によるトレッドの横すべり距離は、トレッドセンターのリブ 3 中心（測定位置 3C）では、ほぼ零であり、ショルダーに近いリブ程大きくなる。以上のすべりは、タイヤ横力が零の場合にも発生するため、トレッドは、タイヤ横力が零の場合にも摩耗する。さらに、タイヤ横力が発生すると、トレッドには横方向のせん断力が発生し、接地後端において横すべりが生じる。ここで以下の仮定を置く。

- (1) トレッドの曲率による前後すべり距離は、どのリブについても同一であり、また、タイヤ横力に依らず一定である。
- (2) トレッドの曲率による横すべり距離は、リブにより異なり、トレッドセンターのリブ 3 中心（測定位置 3C）では零である。
- (3) トレッドの曲率による各リブの横すべり距離は、タイヤ横力に依らず一定である。
- (4) タイヤ横力により発生する横すべり距離は、どのリブについても同一であり、また、タイヤ横力に比例する。
- (5) 各リブのすべり距離は、曲率による前後および横すべり距離に、タイヤ横力による横すべり距離を加えたものである。

以上の仮定から、全リブのタイヤ 1 回転あたりの平均すべり距離  $S_m$  (m) を、次式で表す。

$$S_m = a_s F_y + S_0 \quad (8. 4)$$

ここに、 $a_s$  (m/N) は定数、 $F_y$  (N) はタイヤ横力である。 $a_s F_y$  はタイヤ横力により発生する横すべり距離を示し、仮定 2 より、リブ 3 中心の横すべり距離に相当する。 $S_0$  (m) はトレッドの曲率による全リブのすべり距離の平均（前後すべりと横すべりを加えた距離）で、タイヤ横力が零の場合のすべり距離に相当する。

第 4 章の測定結果から、試験タイヤ RW4 については、タイヤ横力が  $F_y = 340$  (N) の場合にリブ 3 中心の横すべり距離が  $1.0 \times 10^{-4}$  (m) であることから、 $a_s F_y = 1.0 \times 10^{-4}$  (m) である。したがって、 $a_s = 3.1 \times 10^{-7}$  (m/N) となる。また、この時全リブの平均すべり距離が  $S_m = 1.5 \times 10^{-4}$  (m) であることから、式 8. 4 より、タイヤ横力が零の場合の平均すべり距離は

$S_0 = 5 \times 10^{-5}$  (m) となる。以上の計算は、タイヤ 1 回転あたりのトレッドのすべり距離に関するものである。したがって、タイヤが 1m 走行した時のトレッドのすべり距離  $S_{ml}$  (m/m) は、次式で表される。

$$S_{mD} = a_{sD} F_y + b_{sD} \quad (8. 5)$$

動荷重半径を 0.304 m とすれば、定数  $a_{sD} = 1.6 \times 10^{-7}$  (1/N)、定数  $b_{sD} = 2.6 \times 10^{-5}$  となる。

つぎに、すべり速度のすべり中の平均値について、検討する。すべり速度はすべり距離と同様の仮定で決定され则认为られる。ここで以下の仮定を置く。

- (6) トレッドの曲率による前後すべり速度は、どのリブについても同一であり、また、タイヤ横力に依らず一定である。
- (7) トレッドの曲率による横すべり速度は、リブにより異なり、トレッドセンターのリブ 3 中心（測定位置 3C）では零である。
- (8) トレッドの曲率による各リブの横すべり速度は、タイヤ横力に依らず一定である。
- (9) タイヤ横力により発生する横すべり速度は、どのリブについても同一であり、また、タイヤ横力に比例する。
- (10) 各リブのすべり速度は、曲率による前後および横すべり速度に、タイヤ横力による横すべり速度を加えたものである。
- (11) 各リブのすべり速度は、タイヤの走行速度に比例する。

以上の仮定から、全リブの平均すべり速度  $\dot{S}_m$  (m/s) を、次式で表す。

$$\dot{S}_m = (a_v F_y + b_v) v \quad (8. 6)$$

ここに、 $v$  (m/s) はタイヤの走行速度、 $a_s$  (1/N) および  $b_v$  は定数、 $F_y$  (N) はタイヤ横力である。 $a_s F_y v$  (m/s) はタイヤ横力により発生する横すべり速度を示し、仮定 7 より、リブ 3 中心の横すべり速度に相当する。 $b_v v$  (m/s) はトレッドの曲率による全リブのすべり速度の平均（前後すべり速度と横すべり速度を加えた速度）で、タイヤ横力が零の場合のすべり速度に相当する。

第 4 章の測定結果から、試験タイヤ RW4 については、走行速度  $v = 16.7$  (m/s)、タイヤ横力  $F_y = 340$  (N) の場合に、リブ 3 中心の横すべり速度が 0.23 (m/s) であることから、 $a_v F_y v = 0.23$  (m/s) である。したがって、 $a_v = 4.1 \times 10^{-5}$  (1/N) となる。また、この時全リブの平均すべり速度が  $\dot{S}_m = 0.35$  (m/s) であることから、式 8. 5 より、タイヤ横力が零の場合の

平均すべり速度は  $b_v v = 0.12$  (m/s) となり、定数  $b_v = 7.2 \times 10^{-3}$  となる。

つぎに、接地圧のすべり中の平均値について、検討する。第4章の図4.17～4.23に示される様に、トレッドのすべり中の接地圧は、すべりの終点（接地後端）に向かって低下する。したがって、すべり始めの位置が接地前端に近い程、接地圧のすべり中の平均値は高くなる。また、トレッドのすべり距離が長い程、すべり始めの位置は接地前端に近づく傾向にある。ここで、つぎの仮定を置く。

(12) 接地圧のすべり中の平均値をトレッド全体について平均した値は、タイヤ内圧およびトレッド全体の平均すべり距離に比例する。

仮定にしたがい、平均接地圧（接地圧のすべり中の平均値をトレッド全体について平均した値） $p_{zm}$  (Pa)を、次式で表わす。

$$p_{zm} = \alpha_p S_{mD} p_T \quad (8.7)$$

ここに、 $\alpha_p$  (1/m)は定数、 $p_T$  (Pa)はタイヤ内圧である。第4章の測定結果から、試験タイヤ RW4 については、 $p_T = 1.9 \times 10^5$  (Pa)、 $F_y = 340$  (N)の場合に、 $S_m = 1.5 \times 10^{-4}$  (m)、 $p_{zm} = 1.1 \times 10^5$  (Pa)である。したがって、式8.7において  $\alpha_p = 7.2 \times 10^3$  となる。

以上の結果をまとめると、

$$S_{mD} = 1.6 \times 10^{-7} F_y + 2.6 \times 10^{-5} \quad (8.8)$$

$$\dot{S}_m = (4.1 \times 10^{-5} F_y + 7.2 \times 10^{-3}) v \quad (8.9)$$

$$p_{zm} = 7.2 \times 10^3 S_{mD} p_T \quad (8.10)$$

また、トレッド全体の平均摩耗率  $A_{Tm}$  (m/m)は、次式で表される

$$A_{Tm} = A_s p_{zm} S_{mD} \quad (8.11)$$

式8.8～式8.10により求めた接地圧およびすべり速度に近い条件で、ゴム試料摩耗試験を行い、その結果から得た比摩耗量を式8.11に代入すれば、任意の横力、任意のゴム配合におけるトレッドの平均摩耗率が予測される。

### 8. 3. 2. 換算率の計算例

例として、本研究の試験タイヤ WR4 のトレッド摩耗試験において、横向き加速度 0.1 G に相当する横力 310 N を発生して走行した場合の摩擦条件は、式8.8～式8.10により、 $S_{mD} = 7.6 \times 10^{-5}$  (m/m)、 $\dot{S}_m = 0.33$  (m)、 $p_{zm} = 1.04 \times 10^5$  (Pa)と推定される。すなわち、タイヤ走行速度の 1/50 のすべり速度、タイヤ内圧の 1/1.8 の接地圧でゴム試料の摩耗試験を行い、得られた摩耗率を 1/13000 すれば、横向き加速度 0.1 G の旋回時のトレッドの平均摩耗率を概算することができる。

同様の計算から、タイヤ走行速度の 1/30 のすべり速度、タイヤ内圧の 1/1.1 の接地圧でゴム試料の摩耗試験を行い、得られた摩耗率を 1/8000 すれば、横向き加速度 0.2 G の旋回時のトレッドの平均摩耗率を概算することができる。

### 8. 3. 3. 摩擦相手面

本研究では、トレッド摩耗試験とゴム試料摩耗試験の摩擦相手面として同一の研磨布 (A240)を用い、また同一のダスティングを行うことにより、両者の条件を等しくした。さらに、ゴム試料摩耗試験の結果をアスファルト舗装など実路上のトレッド摩耗と関連づけるには、実路の表面状態をどの様に再現するかが問題となる。そのためには、摩耗を支配する表面状態のパラメータが何であるかについて、調べる必要があるが、これまで明確な結論が得られていない。山崎等<sup>(71)</sup>は、A120 研磨布上でのトレッド摩耗量と摩耗面の状態が、アスファルト舗装上でのものに近くなるとしている。また、本研究第3章の結果を見ると、A240 研磨布上でのトレッド摩耗量が、アスファルト舗装上での摩耗量に比べてやや大きい。これらの結果から、対象とするアスファルト路面の種類および状態により、再現に用いるべき路面は異なるが、本研究で用いた A240 研磨布上でのトレッド摩耗は、アスファルト舗装上でのものに近いと考えられる。

### 8. 3. 4. より長い距離を走行した場合のトレッド摩耗率の変化

本研究では、トレッドの摩耗率として、第1期走行（走行距離 100～500 km）の平均摩耗率を用い、これがゴム試料の定常摩耗率と対応することを示した。しかし、この試験タイヤを、さらに第2期走行（走行距離 1000 km）まで摩耗させると、摩耗率が変化する。変化はトレッド上各点の間で異なり、第2期走行の平均摩耗率は、第1期走行の平均摩耗率の 35 %から 155 %に変化した。変化後の平均摩耗率を、ゴム試料の摩耗率からの換算値と比較すると、一致の度合いが低下した。これは、トレッド上各点の摩擦条件が、摩耗の進行とともに変化し、これによって摩耗率も変化するためと考えられる。つまり、厳密な意味では、トレッドには定常摩耗は存在しないことになる。新品タイヤの摩擦条件から求め

た換算値は、新品に近いトレッド摩耗とは一致するが、トレッドの摩耗が進行するにしたがって一致の程度が低下することになる。本研究の成果をもとに、摩耗の進行にともなう摩擦条件の変化を考慮すれば、より長い走行距離でのトレッド摩耗を予測することが可能である。

#### 8. 4. 第8章の結言

トレッド摩耗とそれに同等な摩擦条件におけるゴム試料の摩耗の関係を調べた。その結果から、走行中のトレッドの1回転あたりのトレッドすべり距離、すべり速度、すべり中の接地圧を考慮すれば、タイヤの転動によるトレッド摩耗と単純なすべりによるゴム試料の摩耗とを、定量的に関連づけられることがわかった。また、結果の考察から、トレッド摩耗とゴム試料摩耗の簡便な換算則を求めた。例として、タイヤ走行速度の1/50のすべり速度、タイヤ内圧の1/1.8の接地圧でゴム試料の摩耗試験を行い、得られた摩耗率を1/13000すれば、横向き加速度0.1 Gの旋回時のトレッドの平均摩耗率を概算することができる。

## 第9章

## 総括

タイヤの転動によるトレッド摩耗と単純なすべりによるゴム試料の摩耗とを関連づけるために、トレッドの摩擦条件およびゴム試料の摩耗について、研究を行った。

まず、車両に装着されたタイヤの走行中の状態を知るために、タイヤの諸特性を考慮した車両モデルを用いて、タイヤの横力とスリップ角を計算した。その結果、直進時のタイヤの横力とスリップ角は、タイヤ特性（コーナリング特性、プライステア、コニシティ）および車両のアライメント（トー、キャンバ）から決定されることがわかった。

つぎに、同モデルによって求めた横力のもとで、台上トレッド摩耗試験を行い、その結果が車両装着時のトレッド摩耗（実車摩耗試験の結果）と傾向が一致することから、この横力が、トレッド摩耗を支配する重要な因子であることを確かめた。

さらに、上記の方法でトレッド摩耗試験を行い、その結果をゴム試料の摩耗と比較した。まず、トレッド摩耗試験と同一の走行条件におけるトレッドの摩擦条件について調べた。トレッド上各点の摩擦条件の内、これまで考慮されてきたタイヤ1回転あたりのトレッドすべり距離、すべり中の接地圧、すべり中の摩擦力に加えて、すべり速度、真実接触面温度について調べた。本研究の試験条件（車両の緩やかな旋回により 340 N の横力が加わる自由転動輪）では、トレッド全体の平均すべり距離は、タイヤの走行距離の約 1/13000、平均すべり速度はタイヤ走行速度の約 1/50、平均接地圧はタイヤ内圧の約 1/1.7 であった。また、本研究で扱った範囲（緩やかな旋回）では、真実接触面温度の上昇は、僅かであった。

つぎに、これらの条件を考慮してゴム試料の摩耗試験（ピン・ディスク式）を行った。その結果は、以下の手順で、トレッド摩耗に換算できることがわかった。まず、試験結果から、ゴム試料の定常摩耗率  $A_w$  とすべり速度  $\dot{S}$  および接地圧  $p_z$  の関係を次式で回帰する。

$$A_w = a_A (\dot{S} + b_{Av}) p_z^{n_{Apz}}$$

ここに、 $a_A$ ,  $b_{Av}$ ,  $n_{Apz}$  は定数である。上式の  $\dot{S}$  および  $p_z$  にトレッド上各点のすべり速度および接地圧のすべり中の平均値の測定結果を代入する。また、タイヤ1回転あたりのトレッドすべり距離の測定結果から、タイヤの単位走行距離あたりのトレッドすべり距離  $S_U$  を求める。得られた  $A_w$ ,  $S_U$  から、次式によりトレッド摩耗率を求める。

$$A_{ET} = A_w S_U$$

これにより、トレッド摩耗試験よりも低コストなゴム試料の摩耗試験で、トレッドの耐摩耗性を評価できることになる。また、詳細な実験が可能なゴム試料の摩耗でトレッド摩

耗を置き換えることにより、トレッド摩耗のミクロ・メカニズム、路面（特に実路）の表面性状とトレッド摩耗の関係などに関する基礎研究の進展に役立つと考えられる。

## 謝辞

本研究は，金沢大学工学部・内山吉隆教授のご指導のもとに行われたことを記して，深く感謝いたします。また，試験タイヤおよびゴム試験片の製作にあたり，便宜を図ってくださった横浜ゴム株式会社に，深く感謝いたします。

本研究の実施にあたり，日本自動車研究所・山崎俊一博士にご指導，ご協力いただいたことを記して，深く感謝いたします。また，トレッド摩耗に関する部分は同研究所・長谷川暁氏，小笠原晋二氏に，トレッドの温度計算に関する部分は同研究所・船崎敦氏に，真実接触面に関する部分は崔炳喆博士にご協力もとに実施されたことを記して，深く感謝いたします。

さらに，実験装置の製作にご尽力いただいた同研究所・薄芳晴氏，高林勝氏ならびに，実験の遂行にご協力いただいた飯島弘巳氏，渡辺英樹氏，山口泉氏，鈴木忠氏，金井孝行氏はじめ，研究の遂行にご協力くださった方々に，心より感謝いたします。

## 参考文献

- (1) Schallamach, A. "Recent advances in knowledge of rubber friction and tire wear". Rubber Chemistry and Technology. Vol. 41, p. 209-244 (1968)
- (2) Grosch, K. A., Schallamach, A. "The load dependence of laboratory abrasion and tyre wear". Kautschuk und Gummi. Vol. 22, No. 6, p. 288-292 (1969)
- (3) Daniels, B. K. "A note on Gough stiffness and tread life". Tire Science and Technology. Vol. 5, No. 4, p. 226-231 (1977)
- (4) Livingston, D. I. "An extended tread wear model and its application". Proceedings of International Rubber Conference. (1985)
- (5) 香村伸吾. "タイヤ摩耗予測方法". 第22回ゴム技術シンポジウム・自動車におけるゴムのトライボロジー・テキスト. 東京, 1991-12, 日本ゴム協会. 東京, 1991, p. 58-64.
- (6) Browne, A., Ludema, K. C., Clark, S. K. "Contact between the tire and roadway". Mechanics of Tires. S. K. Clark ed. Washinton D. C., U. S. Government Printing Office, 1981, p. 249-366.
- (7) Brenner, F. C., Kondo, A. "Elements in the road evaluation of tire wear". Tire Science and Technology. Vol. 1, No. 1, p. 17-31 (1973)
- (8) Brenner, F. C., Sheiner, S. R., Kondo, A. "Effect of tire wear in wear rate". Tire Science and Technology. Vol. 3, No. 4, p. 235-251 (1975)
- (9) Brenner, F. C., Kondo, A. "A note on pattern of wear within the tread area". Tire Science and Technology. Vol. 7, p. 3-13 (1979)
- (10) Brenner, F. C., Galloway, E. "Study of causes of variability in tire wear rates". Tire Science and Technology. Vol. 13, No. 1, p. 28-40 (1985)
- (11) Kondo, A., Brenner, F. C. "Research for a Uniform Quality Grading System for tyres VI. Comparison of the effect of front and rear wheel drive vehicles on projected tread wear of a tire". Rubber Chemistry and Technology. Vol. 44, p. 960-961 (1971)
- (12) Grosch, K. A., Schallamach, A. "The load dependence of laboratory abrasion and tyre wear". Wear. Vol. 4, p. 356-371 (1961)
- (13) Southern, E. "Rapid tire wear measurement using a two-wheeled trailer". Tire Science and Technology. Vol. 1, No. 1, p. 3-16 (1973)
- (14) Veith, A. G. "Accelerated tire wear under controlled conditions. I. Description of the test system". Rubber Chemistry and Technology. Vol. 46, p. 801-820 (1973)
- (15) Veith, A. G. "Accelerated tire wear under controlled conditions. II. Some factors that influence tire wear". Rubber Chemistry and Technology. Vol. 46, p. 821-842

- (1973)
- (16) McIntosh, K. W. "Laboratory tire treadwear testing". Tire Science and Technology. Vol. 1, No. 1, p. 32-38 (1973)
- (17) Gusakov, I., Bogdan, D., Schuring, J. "Laboratory technique for evaluating tire tread wear". SAE 770872 (1977)
- (18) 酒井秀男. "タイヤのトレッド摩耗に関する研究—スリップ速度が小さい場合の摩耗—". 日本ゴム協会誌. Vol. 68, No. 1, p. 39-46 (1995)
- (19) 酒井秀男. "タイヤのトレッド摩耗に関する研究—スリップ速度が大きい場合の摩擦と摩耗—". 日本ゴム協会誌. Vol. 68, No. 4, p. 251-257 (1995)
- (20) Schallamach, A. "Abrasion pattern on rubber". Transactions of Institution of Rubber Industry. Vol. 28, p. 256-268 (1952)
- (21) Schallamach, A. "On the abrasion of rubber". Proceedings of The Physical Society. Vol. 67, p. 883-891 (1954)
- (22) Bowmick, A. K. "Ridge formation during the abrasion of elastomers". Rubber Chemistry and Technology. Vol. 55, p. 1055-1062 (1982)
- (23) Zhang, S. W. "Mechanisms of rubber abrasion in unsteady state". Rubber Chemistry and Technology. Vol. 57, p. 755-768. (1984)
- (24) Zhang, S. W. "Investigation of abrasion of nitrile rubber". Rubber Chemistry and Technology. Vol. 57, p. 769-778 (1984)
- (25) 内山吉隆. "ゴムの摩耗とアブレーションパターンの生成過程". 潤滑. Vol. 30, No. 7, p. 524-531 (1985)
- (26) Fukahori, Y., Yamazaki, H. "Mechanism of rubber abrasion. Part 1: Abrasion pattern formation in natural rubber vulcanizate". Wear. Vol. 171, p. 195-202 (1994)
- (27) Fukahori, Y., Yamazaki, H. "Mechanism of rubber abrasion. Part 2: General rule in abrasion pattern formation in rubber-like materials". Wear. Vol. 178, p. 109-116 (1994)
- (28) 三橋健八, 海藤博幸, 篠原昭. "ゴムの摩耗に関する研究—ランボーン摩耗と材料特性—". ゴム協会誌. Vol. 68, No. 7, p. 497-502 (1995)
- (29) Reznikovskii, M. M. "Relation between the abrasion resistance and other mechanical properties of rubber". Soviet Rubber Technology. Vol. 19, No. 9, p. 32-35 (1960)
- (30) Kragel'skii, I. V., Reznikovskii, M. M. "Friction-contact fatigue of high-elastic materials". Soviet Rubber Technology. Vol. 24, No. 9, p. 31-34 (1965)



- (31) Gent, A. N., Pulford, C. T. R. “Mechanism of rubber abrasion”. Journal of Applied Polymer Science. Vol. 28, p. 943-960 (1983)
- (32) 内山吉隆. “ころ状摩耗粉生成によるゴムの摩耗”. 日本ゴム協会誌. Vol. 58, No. 1, p. 79-91 (1985)
- (33) Schallamach, A. “Friction and abrasion of rubber”. Wear. Vol. 1, p. 384-417 (1957,58)
- (34) Grosch, K. A., Schallamach, A. “Relation between abrasion and strength of rubber”. Transactions of Institution of Rubber Industry. Vol. 41, p. T80-T101 (1965)
- (35) 内山吉隆. “ゴムのアブレシブ摩耗に及ぼす機械的性質の影響”. 日本ゴム協会誌. Vol. 57, No. 2, p. 93-100 (1984)
- (36) Southern, E., Thomas, A. G. “Study of rubber abrasion”. Rubber Chemistry and Technology. Vol. 52, p. 1008-1018 (1979)
- (37) Sakhnovskii, N. L., Reznikovskii, M. M. “Influence of the properties and manner of testing of tread rubbers on the type and degree of wear”. Soviet Rubber Technology. Vol. 22, No. 6, p. 18-22 (1963)
- (38) 古田勲. “ゴムの摩擦材料 (1) 汎用ゴム”. ゴムのトライボロジー—基礎と製品における実際—. 日本ゴム協会編. 東京, 日本ゴム協会, 1991, p. 39-47.
- (39) 三橋健八, 海藤博幸, 加部和幸, 藤本邦彦, 篠原昭. “ランボーン摩耗の温度依存性に関する研究—低温領域と高温領域における摩耗機構と物性の関連性—”. ゴム協会誌. Vol. 68, No. 8, p. 567-573 (1995)
- (40) 三橋健八, 海藤博幸, 加部和幸, 藤本邦彦, 篠原昭. “ランボーン摩耗の温度依存性に関する研究—低温領域と高温領域における摩耗機構と物性の関連性 II—”. ゴム協会誌. Vol. 68, No. 11, p. 794-800 (1995)
- (41) Barnard, D., Baker, C. S. L., Wallace, I. R. “Natural rubber compounds for truck tires”. Rubber Chemistry and Technology,” Vol. 58, p. 740-750 (1985)
- (42) 酒井智次, 中村秀之, 小早川晋治, 大橋義之. “タイヤ摩耗寿命の評価手法に関する一検討”. 日本機械学会第 73 期全国大会講演論文集 (IV) 1123, p. 162-163 (1995)
- (43) Kvatinisky, C., Arcan, M., Brull, M. A. “Application of contact pressure display (CPD) method to tire mechanism”. SAE 851627 (1985)
- (44) Oblizajek, K. L., Lippman, S. A. “Predicting the tread wear of nondriven front axle tires from laboratory measurement”. SAE 740073 (1974)
- (45) 落合敏男, 真下敏雄, 岡本和雄. “タイヤ摩耗の室内評価についての一つの試み”. 自動車技術会学術講演前刷集 882, p. 393-396 (1982)

- (46) Shepherd, W. K. “Diagonal wear predicted by a simple wear model”. MARC Report MFG 85-0320 (1985)
- (47) 安岡学. “タイヤの台上摩耗評価法”. ゴムのトライボロジー—基礎と製品における実際—. 日本ゴム協会編. 東京, 日本ゴム協会, 1991, p. 85-93.
- (48) Schallamach, A. “A note on the frictional temperature rise of tyres”. Journal of The Institution of Rubber Industry. Vol. 1, p. 44-49 (1967)
- (49) Bergman, W., Crum, W. B. “New concept of tire wear measurement and analysis”. SAE 730615 (1973)
- (50) 山崎俊一, 藤川達夫, 長谷川暁, 小笠原晋二. “乗用車用タイヤの室内摩耗試験方法と自動車のアライメントがタイヤ摩耗に及ぼす影響”. 自動車技術会論文集. No. 40, p. 110-120 (1989)
- (51) Yamazaki, S., Fujikawa, T., Hasegawa, A., Ogasawara S. “ Indoor Test Procedures for Evaluation of Tire Treadwear and Influence of Suspension Alignment”. Tire Science and Technology. Vol.17, No.4, p. 236-273 (1989)
- (52) 藤川達夫, 山崎俊一, 小笠原晋二. “光センサを利用したタイヤトレッドの接地面内すべりの測定”. 自動車技術会論文集. No. 41, p. 63-68 (1989)
- (53) 藤川達夫, 山崎俊一. “実車走行速度におけるタイヤトレッドの接地面内すべり”. 自動車技術会文集. Vol. 26, No. 3, p. 97-102 (1995)
- (54) 藤川達夫, 山崎俊一. “タイヤトレッドの摩擦条件と摩耗量の関係”. 自動車研究. Vol. 17, No. 11, p. 548-551 (1995)
- (55) 天水剛紀. 実用新案出願公告 平 4-46194, 1992.
- (56) 藤川達夫, 崔 炳喆. “タイヤトレッドと路面の接触状態”. 自動車研究. Vol. 14, No. 1, p. 15-18 (1992)
- (57) Geyer, W. “Analytische Ansätze zur Lastabhängigkeit der wahren Kontaktfläche und adhäsionsreibungskraft von Gummi auf rauhen Unterlagen”. Wear. Vol. 17, p. 101-122 (1971)
- (58) 藤川達夫, 船崎敦, 山崎俊一. “タイヤトレッドの接地面内における表面温度”. 自動車技術会文集. Vol. 22, No. 2, p. 80-84 (1991)
- (59) Fujikawa, T., Funazaki, A., Yamazaki, S. “Estimation of tire tread temperature in contact patch”. JSAE Review. Vol. 12, No.1, p. 44-49 (1991)
- (60) 藤川達夫, 船崎敦, 山崎俊一. “真実接触面におけるタイヤトレッドの表面温度”. 自動車技術会論文集. Vol. 23, No. 4, p. 117-122 (1992)
- (61) Fujikawa, T., Funazaki, A., Yamazaki, S. “Tire tread temperatures in actual contact areas”. Tire Science and Technology. Vol. 22, No. 1, p. 19-41 (1994)
- (62) Viehmann, W. “Oberflächen-Erwärmung durch Reibung und Verschleiss durch

- thermische Zersetzung". Kautschuk und Gummi. Vol. 10, No. 12, p. WT302-WT307 (1957)
- (63) Hegmon, R. R. "Contact temperature of a skidding tire". Wear. Vol. 33, No. 1, p. 17-23 (1975)
- (64) 橘藤雄. "接触面の熱抵抗に関する研究". 日本機化学会誌. Vol. 55, No. 397, p. 102-107 (1952)
- (65) 日本機化学会編. 伝熱工学資料, 改訂 2 版. 東京, 日本機化学会, 1966, p. 125.
- (66) 国立天文台編. 理科年表, 第 62 冊. 東京, 丸善, 1989, p. 439-475.
- (67) 日本化学会編. 化学便覧基礎編, 改訂 3 版. 東京, 丸善, 1984, p. I 542, II 241.
- (68) Jaeger, J. C. "Moving sources of heat and the temperature at sliding contact". Proceedings of Royal Society of New South Wales. Vol. 76, p. 203-224 (1942)
- (69) Fujikawa, T., Uchiyama, Y., Yamazaki, S. "Tire wear caused by micro slip of tread". submitted to Rubber Chemistry and Technology.
- (70) Uchiyama, Y., Ishino, Y. "Pattern abrasion mechanism of rubber". Wear, Vol. 158, p. 141-155 (1992)
- (71) 山崎俊一, 増田晃弘, 兎沢幸雄, 藤川達夫. "路面曲率および路面粗さがタイヤの摩耗に及ぼす影響". 自動車研究. Vol. 17, No. 1, p. 11-14 (1995)

