タイヤの摩耗力学研究の現状

中 島 幸 雄

Current Studies on Wear Mechanics of Tire

Yukio NAKAJIMA (Faculty of Global Engineering, Kogakuin University, 139 Inume, Hachioji-Shi, Tokyo 193-0802, Japan) y-nakaji@cc.kogakuin.ac.jp

Studies on wear mechanics of tire are classified to three categories; analytical study, study on indoor and outdoor evaluation, application of computational mechanics. The performance of tire wear is related to resource saving and is incompatible with other environmental performances such as rolling resistance. Hence the study on tire wear becomes important. In this article, the analytical wear model studied by Schallamach and Turner, methods of indoor and outdoor evaluation for tire wear, and the application of computational mechanics will be reviewed.

(Received on November 7, 2014)

Key Words : Tire, Wear, Wear Energy, FEM, ALE

1. は じ め に

現在のタイヤ業界の最優先課題は環境性能に関連する転がり抵抗、騒音と安全性能との両立である。摩耗性能は省資源という観点から広い意味での環境性能で、さらに上に述べた他の環境性能と背反の関係にあり、摩耗研究の重要性は増している。タイヤの摩耗の研究はゴムの摩耗、タイヤの摩耗、それらの評価法に分類できる。近年、摩擦中のゴムと路面の接触状態をミクロに観察する研究¹⁾、摩擦係数の接地圧依存性をミクロな滑りから説明する研究²⁾など、ミクロ・ナノ領域の検討を通じてブレークスルーを志向する研究が増えてきた。

ゴムの摩耗は破壊に代表される物理的側面と、酸化劣化に代表される化学的側面に分けられる³⁾。物理的側面の研究には図1に示すアブレーションパターンと呼ばれる模様が現れる摩耗についてクラック成長などの例がある⁴⁾。ア

ブレーションパターンが現れる摩耗はせん断力が大きい条件で生じ、間隔 L と深さ H はゴムにかかるせん断力とともに増加する。そして、入力方向はアブレーションパターンに垂直方向で、図1右図に示すようにクラックとトレッド面の摩耗の形から垂直方向のどちら側から入力がかかっているかがわかる。入力が小さい条件ではアブレーションパターンが現れない場合も多い。一方、化学的側面はタイヤへの入力が小さい時に支配的で、それに関して阿波根の解説がある³⁾。

タイヤの摩耗力学に関する研究はクラック成長の原動力である摩耗エネルギーに関する解析的な研究⁵⁻⁹⁾及びFEMに代表される計算力学を用いた研究¹⁰⁻¹³⁾、タイヤ摩耗の室内・実車評価法の研究¹⁴⁻¹⁶⁾などがある。

本解説ではゴムが削り取られる入力が比較的大きい摩耗の力学的側面を記述している。

図1 アブレーションパターンとタイヤ摩耗¹⁸⁾

中島 幸雄；工学院大学グローバルエンジニアリング学部（〒193-0802 東京都八王子市犬目町139）教授。Ph.D.。昭和52年、京都大学理学部修士課程修了。同年、（株）ブリヂストン入社、2010年より現職。専門は、タイヤ力学。日本ゴム協会ゴムの力学研究分科会副主査、日本機械学会フェロー。

2. タイヤの摩耗

タイヤの摩耗性能にはタイヤが均一に摩耗した時どれだけの距離を走ることができるかを示す耐摩耗性能と、不均一な摩耗を引き起こすことによって走行できる距離が短くなってしまうことに関連した耐偏摩耗性能がある。

タイヤが摩耗するには擦るときに生じるせん断応力 $\vec{\tau}$ と滑り $\vec{S}$ が必要であり、その時に生じる単位面積当たりのエネルギー E^w は、摩耗エネルギー（摩擦エネルギー、摩耗仕事量ともいう）と呼ばれ下式で表される。

$$E^w = \int_0^l \vec{\tau} \cdot d\vec{S} = \int_0^l (\tau_x dS_x + \tau_y dS_y) \quad (1)$$

ここで、 l はタイヤの接地長、 τ_x 、 τ_y はそれぞれ前後方向、横方向のせん断応力、 S_x 、 S_y はそれぞれ前後方向、横方向の滑りである。故に、いくら大きな応力がかかっても滑らなければ摩耗は起こらない。タイヤの摩耗量 W はゴムの摩耗特性 γ に関係し、下式で表される。

$$W = \gamma^{\beta_1} (E^w)^{\beta_2} \quad (2)$$

ゴムの摩耗特性 γ^{β_1} は、摩耗エネルギー当たりのゴムの摩耗量で、路面凹凸量、温度、湿度などの環境条件に依存する。 β_1 、 β_2 はゴムの材料定数で1に近い値を持つ。ゴムの摩

耗特性はGrosh¹⁷⁾の報告に詳しくまとめられている。一方、酒井¹⁴⁾は $\beta_1 = \beta_2 = 1$ と置いた時のゴムの摩耗特性 γ に関するスリップ速度、タイヤ表面温度、平均接地圧依存性をフラットベルト摩耗試験機を用いて実験的に求め、摩耗特性 γ のスリップ速度、温度による変化は摩擦係数の変化に近いことを示した。また、山崎⁸⁾によれば図2に示すようにフラットベルト式の室内摩耗試験で実験したタイヤの摩耗量は別途計測した摩耗エネルギーと良い相関を示す。

タイヤの摩耗に影響を及ぼす要因図を図3に示す。タイヤ設計に関しては構造、形状、パターン、トレッド部ゴム材料が関係し、それ以外にタイヤ製造、車両、道路、環境、走行条件やドライバー等、複数の要因が関係している。そのためタイヤの摩耗を精度良く予測すること、室内評価することは非常に難しい。

Maitre¹⁹⁾は図4に示すように、路面、季節、車、タイヤ、走行ルートとドライバーの摩耗に対する影響を統計的に求めた。路面はマクロとミクロの路面凹凸、季節は気温のような気候条件、車は荷重やサスペンションなど、最も寄与の大きい走行ルートとドライバーはコースレイアウトとドライバーの運転スタイルに関係している。そのため全てを考慮して摩耗を評価するには実車で評価しなければならず、乗用車用タイヤでは数か月、トラック・バス用タイヤでは数年の評価期間を要すること多い。

図2 摩耗エネルギーとトレッド摩耗の関係⁸⁾

図4 タイヤの摩耗に影響を及ぼす要因の定量的評価¹⁹⁾

図3 タイヤの摩耗に影響を及ぼす要因図

以下、タイヤの摩耗力学の中から、最も基本的かつ重要な Schallamach の解析的研究、摩耗評価法、FEM 予測に関して解説する。

3. タイヤ摩耗力学の解析的モデル

タイヤ摩耗力学の解析的モデルは Schallamach ら⁶⁾ による研究が最も重要なものと言える。Schallamach らは、スリップ角、スリップ率が小さいとき、トレッドゴムの各点が独立したブラシの先端のように動くブラシデルを用い、次の仮定の下に摩耗エネルギーの簡単な式を求めた。①周方向接地圧分布は楕円で近似できる、②スリップ角は小さい、③ベルトの周方向、幅方向の縮みは小さい、④ベルトの曲げ剛性、タイヤのねじり剛性は十分大きい。

図5左図に示すように、スリップ角 α で回転しているタイヤでは、接地面前端から距離 x に位置する点における路面とトレッドとベルトの相対変位によって発生する横方向せん断応力 τ_y は下式で表される。

$$\tau_y = C_y \tan \alpha \cdot x \quad (3)$$

C_y は単位面積当たりのトレッド横弾性係数である。Schallamach らは楕円型の接地圧分布を仮定したが、ここでは次式で表される放物線型の接地圧分布 $q_z(x)$ を仮定した。

$$q_z(x) = 4p_m \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right) \quad (4)$$

接地面内の滑り出す点 l_h は次式で表される。

$$l_h = l(1 - \zeta_y) \quad 0 \leq \zeta_y \leq 1 \quad (5)$$

$$l_h = 0 \quad 1 < \zeta_y$$

ここで、 ζ_y は下式で表される。

$$\zeta_y = \frac{1}{4} \frac{C_y l \tan \alpha}{\mu_s p_m} \quad (6)$$

接地形状は長方形で、 l は接地長、 p_m は接地圧の最大値、 μ_s は静摩擦係数である。摩耗エネルギー E_y^w は次の2つの場合に分けて与えられる。

(a) $0 \leq \zeta_y \leq 1$ の場合（粘着域が存在する場合）：

$$E_y^w = \frac{(4p_m)^2}{C_y} \left\{ \mu_s \mu_d \zeta_y \left[\frac{1}{2} \zeta_y^2 - \frac{1}{3} \zeta_y^3 \right] + \frac{\mu_d^2}{2} \zeta_y^2 (1 - 2\zeta_y + \zeta_y^2) \right\} \quad (7)$$

図5 タイヤ摩耗のモデルと摩耗エネルギーのスリップ角依存性

ここで μ_d は動摩擦係数である。

(b) $1 < \zeta_y$ の場合（全滑りの場合）：

$$E_y^w = \frac{(4p_m)^2}{6C_y} \mu_s \mu_d \zeta_y \quad (8)$$

式 (7), (8) において $\mu_s = \mu_d$ ($\equiv \mu_s$) とおき、 E_y^w を

$\frac{(4\mu_s p_m)^2}{2C_y}$ で割った摩耗エネルギー指数 $E_y^{w(index)}$ は下式で表さ

れる。

$$E_y^{w(index)} = \zeta_y^2 \left[1 - \zeta_y + \frac{1}{3} \zeta_y^2 \right] \quad 0 \leq \zeta_y \leq 1 \quad (9)$$

$$= \frac{1}{3} \zeta_y \quad 1 < \zeta_y$$

$\mu_s = 1.0$, $l = 160$ mm, $C_y = 27$ MPa/mm, $p_m = 0.4$ MPa の場合、摩耗エネルギー指数とスリップ角の関係を図5右図に示す。スリップ角が大きくなると摩耗エネルギー指数は急激に大きくなることがわかる。

また、式 (7) において $\mu_s = \mu_d$ ($\equiv \mu_s$) とおき、かつスリップ角 α が十分小さい場合、 $\zeta_y \ll 1$ が成り立つのでタイヤが一回転する時の単位面積あたりの摩耗エネルギーは下式で表される。

$$E_y^w = \frac{(4\mu_s p_m)^2}{2C_y} \zeta_y^2 = \frac{C_y l^2}{2} \tan^2 \alpha \cong \frac{C_y l^2}{2} \alpha^2 \quad (10)$$

ベルトの曲げ剛性が十分大きい時（仮定④）、コーナリングスティフネス C_{Fa} とコーナリングフォース F_y はそれぞれ下式で表される²⁰⁾。

$$F_y = C_{Fa} \alpha \quad (11)$$

$$C_{Fa} = \frac{C_y w l^2}{2} \quad (12)$$

ここで、 w はタイヤの接地幅である。式 (11), (12) を式 (10) に代入すると、下式を得る。

$$E_y^w = \frac{1}{w C_{Fa}} \frac{F_y^2}{2} \quad (13)$$

横力による摩耗エネルギーは横力 F_y の二乗に比例し、コーナリングスティフネス C_{Fa} に反比例する。

一方、周方向に関しても周方向スリップスティフネス C_{Fs} 、単位面積当たりの前後方向のトレッド横弾性係数 C_x 、前後入力 F_x を用いて次式の周方向の摩耗エネルギー E_x^w を得る。

$$E_x^w = \frac{1}{w C_{Fs}} \frac{F_x^2}{2} \quad (14)$$

$$C_{Fs} = \frac{C_x w l^2}{2} \quad (15)$$

式 (13), (14) からタイヤが一回転する時の単位面積あたりの総摩耗エネルギー E^w は下式となる。

$$E^w = E_x^w + E_y^w = \frac{1}{w} \left[\frac{F_x^2}{C_{Fs}} + \frac{F_y^2}{C_{Fa}} \right] \quad (16)$$

また、タイヤが単位走行距離を走行するときの単位面積当たりの摩耗エネルギー $\bar{E}^w$ は E^w をタイヤが一周するときに進む距離 $2\pi r$ で割ることによって下式で表される。

$$\bar{E}^w = \frac{E_x^w + E_y^w}{2\pi r} = \frac{1}{2\pi r w} \left[\frac{F_x^2}{C_{Fs}} + \frac{F_y^2}{C_{Fa}} \right] \quad (17)$$

ここで、 r はタイヤの有効転がり半径である。上式はSchallamachの摩耗の式と呼ばれる。

さらにSchallamach⁷⁾は摩耗へのゴムのヒステリシスの影響について上記摩耗モデルを用いて検討し、ヒステリシスが増えると摩耗量が減少することを示した。低燃費タイヤの場合、式(7)の μ_s 、 μ_d 、 C_y が通常のタイヤよりも小さい値を持ち、ヒステリシスも小さい。 μ_s と μ_d が小さいことによって摩耗は良化方向、 C_y とヒステリシスが小さいことによって摩耗は悪化方向となる。

4. タイヤ摩耗の評価法

4.1 タイヤ摩耗の評価法の種類と手順

タイヤ摩耗の評価法には表1に示すように実車評価法、室内評価法（ドラム摩耗、路面観察機）、予測評価法（解析的手法、有限要素法：FEM）があり、それぞれメリット・デメリットを持つ。室内評価法、予測評価法は図6に示すように、次のステップから構成される。①：摩耗コー

スでのタイヤへの入力（予測）、②：計測した入力を頻度分布へ変換、③：入力を変化させて摩耗エネルギーの計測（予測）及びランボーン試験機もしくはドラム摩耗試験機を用いてゴムの摩耗特性を決定、④-1：各入力（の摩耗量を積分してタイヤの摩耗量を評価）、④-2：①で計測した時間とともに変化する入力を直接ドラム摩耗試験機の入力として用い、タイヤの摩耗量を評価。

4.2 路面観察機

タイヤの摩耗エネルギーは図7左図に示す路面観察機を用いて、前後力（加速、減速）、横力の大きさを変え、タイヤの表面の複数の点で計測したせん断力と滑り量から求める。計測例を図7右図に示す。

タイヤへ入力 F_x 、 F_y が入った時、タイヤ表面位置 x 、 y の摩耗エネルギー $\bar{E}^w(x, y, F_x, F_y)$ を次式の2次の応答曲面で表す。

$$\bar{E}^w(x, y, F_x, F_y) = a_0(x, y) + a_1(x, y)F_x + a_2(x, y)F_y + a_3(x, y)F_x F_y + a_4(x, y)F_x^2 + a_5(x, y)F_y^2 \quad (18)$$

ここで、 a_i ($i = 0 \cdots 5$)は摩耗エネルギーの実測をカーブフィットすることによって求めた定数である。式(18)を各入力（で積分することによって、摩耗エネルギー期待値 $\langle E^w(x, y) \rangle$ を得る。

$$\langle E^w(x, y) \rangle = \int \int \bar{E}^w(x, y, F_x, F_y) f(F_x, F_y) dF_x dF_y \quad (19)$$

表1 摩耗評価法

評価法		メリット	デメリット
実車		・市場に近い条件で評価できる ・路面の影響など地域特性を考慮した評価ができる	・評価期間が長くコスト、時間を要する ・天候、ドライバーの影響を受ける
室内評価法	ドラム摩耗	・天候、ドライバーなどの条件を制御できる ・摩耗進展まで評価できる	・ドラム曲率、路面が実車と異なる
	路面観察機（摩耗エネルギー）	・コスト、時間を大巾に削減できる ・メカニズムを推定できる	・新品時の摩耗のみ評価可能（摩耗進展まで評価が難しい）
予測評価法	解析的予測	・定性的な予測に留まる ・見通しが良く、メカニズムを推定できる	・適用範囲が狭い
	FEM予測	・試作なしでの評価が可能なので開発リードタイムを短縮できる ・メカニズムを推定できる	・路面の影響を考慮できない ・予測精度が十分ではない

図6 室内評価法、予測評価法の評価ステップ¹⁵⁾

図7 摩耗エネルギー試験機と計測例^{11, 21)}

ここで、 $f(F_x, F_y)$ は図6の②に示したタイヤへの入力
の頻度（確率密度関数）である。タイヤの摩耗ライフは、式
(2) において $\beta_1 = \beta_2 = 1$ と仮定し、さらに複数の溝の中
で最も摩耗が早い溝によって決まると仮定すると、市場平
均寿命の予測式は下式で与えられる。

$$\text{WearLife} = \text{Min} \left\{ \frac{\gamma \cdot A \cdot D}{\langle E^w(x, y) \rangle} \right\} \quad (20)$$

ここで、 γ は単位摩耗エネルギー当たりのゴムの摩耗量、
 D は有効溝深さ（初期溝深さ－完摩耗時の残りの溝深さ）
である。 A は市場寿命に変換するための補正係数で、下式
で定義される¹⁶⁾。

$$A = \text{市場実績/評価指標} \quad (21)$$

図8は式(20)を用いて予測した予測寿命と市場平均寿
命との比較である。予測結果と市場寿命が良く対応してい
る。また、この方法によって肩落ち摩耗などの偏摩耗は左
右ショルダー部の摩耗差から評価でき、H&T（Heel and
Toe）などの周方向の偏摩耗はブロックの踏込部と蹴り出
し部の摩耗差から評価できる。

4.3 ドラム摩耗試験機

Stalnaker ら¹⁵⁾ は、計測した入力を直接ドラム摩耗試験
機の入力として用い、タイヤの摩耗量を評価した。図8に
アメリカのUTQG摩耗評価に用いられる長さ48,300 kmの
ルートで計測したタイヤ入力を用いたドラム摩耗試験と実
車摩耗結果の比較を示す。図9(a)は外側ショルダー部
のH&Tの比較である。走行距離の違いからドラム摩耗
の摩耗量の方が少ないので縦軸を上に移して比較して
ある。ドラム摩耗によって実車のH&T摩耗をよく再現
できている。図9(b)は周方向に摩耗量を平均化した結
果の比較である。外側ショルダー部の方が内側ショルダー
部よりも多く摩耗していることなど、ドラム摩耗によって
実車摩耗の幅方向の摩耗量分布をよく再現できている。

4.4 有限要素法（FEM：Finite Element Method）によ る摩耗予測法

FEMを用いた摩耗予測法の目的は、FEMによって路面
観察機やドラム摩耗試験機を代替し、開発のスピードを向

図8 予測と実測の比較¹⁶⁾

上することであり、図6に示す評価の手順は路面観察機を
用いた室内評価法と同じである。摩耗エネルギーの算出には
タイヤの定常回転状態を Arbitrary Lagrangian Eulerian
(ALE) 法¹⁰⁻¹²⁾ を用いて解析する手法が最も良く用いら
れる。この手法は定常回転状態を仮定しているので、計算
時間は短いものの周方向溝を持つタイヤのみに適用可能で
ある。そのためブロックパターンのH&Tなどの周方向
に不均一な摩耗解析には適用できない。H&Tを予測する
には多くの計算時間を要するが、タイヤの回転接触解析を
行わねばならない¹³⁾。また、陽解法FEMを用いた摩耗予
測結果も報告されているが、陽解法FEMでは定式化の限
界から精度の良い予測は難しいと思われる。

図10(a)に摩耗エネルギーの予測例を示す。摩耗エネル
ギを精度良く予測するには蹴り出し部の要素をできるだけ
細かく分割する必要がある。図10(b)にFEM予測とド
ラム摩耗試験の摩耗量の比較を示す。この例ではトレッド
面がしだいに摩耗して変化していく摩耗進展まで考慮する
ために、摩耗量に比例して断面形状を変化させることを数
回繰り返している。FEM予測と室内評価結果の摩耗の傾
向は良く一致している。

前述のように、ブロックパターンの摩耗の予測には
ALE法が使えないので、タイヤの回転接触解析を行う必
要がある。ブロックパターンを忠実にモデル化した回転接
触解析には膨大な計算時間を要するので、グローバル/ロ

図9 ドラム摩耗試験と実車評価の摩耗量の比較¹⁵⁾

図10 摩耗エネルギーの予測例及びFEM予測とドラム摩耗試験の摩耗量の比較^{11, 12)}

ーカル解析を用いた摩耗予測法が提案されている¹³⁾。この手法を用いると、センサー径の大きさのために踏面観察機では計測できないブロックエッジでの摩耗エネルギーの上昇まで予測できる。

5. お わ り に

研究を通じて深まった理解を改良技術につなげるために、次のステップを地道に続けることが求められよう。①現場でどのような摩耗・偏摩耗が起きているかを観察する、②現場で起きていることを理解するために、数値解析と踏面観察機を用いてタイヤ接地面付近の挙動を詳細に観察する、③その結果を解析的な研究成果を用いて解釈することによって新たな発想を生み出す、④その発想を摩耗ドラムや踏面観察機で確認する、⑤発想した有望な技術を実車テストで最終確認する。

References

- 1) Amino, N.: *Nippon Gomu Kyokaishi*, **85**, 332 (2012)
- 2) Otsuki, M.; Matsukawa, H.: *Tryboligist*, **58**, 57 (2013)
- 3) Ahagon, A.: *Nippon Gomu Kyokaishi*, **79**, 500 (2006)
- 4) Iwai, T.; Uchiyama, Y.: *Nippon Gomu Kyokaishi*, **74**, 85 (2001)
- 5) Schallamach, A.: *Wear*, **1**, 384 (1957-58)
- 6) Schallamach, A.; Turner, D.M.: *Wear*, **3**, 1-25 (1960)
- 7) Schallamach, A.: *Rubber Chem. Technol.*, **41**, 857 (1960)
- 8) Yamazaki, S.: *JARI Research Journal*, **19**, 392 (1997)
- 9) Nakajima, Y.: 198-th Symposium of Rubber Technology (2014)

- 10) Nackenhorst, U.: *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, **193**, 429 (2004)
- 11) Zheng, D.: *Tire Science and Technology*, **31**, 189 (2003)
- 12) Cho, J.C.; Jung, B.C.: *Tire Science and Technology*, **35**, 276 (2007)
- 13) Kaji, Y.: *Tire Technology EXPO* (2003)
- 14) Sakai, H.: *Nippon Gomu Kyokaishi*, **68**, 251 (1995)
- 15) Stalnaker, D.O.; Turner, J.L.: *Tire Science and Technology*, **30**, 100 (2002)
- 16) Kobayashi, H.; Haraguchi, T.; Kato, Y.: *Toyota Technical Review*, **50**, 50 (2000)
- 17) Grosch, K.A.: *Rubber Chem. Technol.*, **81**, 470 (2008)
- 18) Bridgestone Co. (Ed.): *Jidosha yo Tire no Kiso to Jissai*, Sankaido, Tokyo (2006)
- 19) Maitre, O.L. et al.: SAE Paper No.980256 (1998)
- 20) Sakai, H.: *Tire Engineering*, Guranpuri-Shuppan (1987)
- 21) <http://autoc-one.jp/special/1204863/photo/0003.html>

日本語表記参考文献

- 1) 網野直也：日本ゴム協会誌，**85**，332 (2012)
- 2) 大槻道夫：トライボロジスト，**58**，57 (2013)
- 3) 阿波根朝浩：日本ゴム協会誌，**79**，500 (2006)
- 4) 岩井智明，内山吉隆：日本ゴム協会誌，**74**，85 (2001)
- 5) 山崎俊一：自動車研究，**19**，392 (1997)
- 6) 中島幸雄：第198回ゴム技術シンポジウム「ゴムのトライボロジーの基礎から応用Ⅳ」(2014)
- 7) 酒井秀男：日本ゴム協会誌，**68**，251 (1995)
- 8) 小林弘，原口哲之理，加藤康之：Toyota Technical Review，**50**，50 (2000)
- 9) プリヂストン（編）：自動車用タイヤの基礎と実際，山海堂 (2006)
- 10) 酒井秀男：タイヤ工学，グランプリ出版 (1987)