次世代自動車のための高摩擦・低相手攻撃性ブレーキパッドの開発

Development of high friction and low aggressiveness brake pad for next-generation automobile

○学 炭 竈 美穂 (名古屋大) 正 梅原 徳次 (名古屋大)
正 上坂 裕之 (名古屋大) 正 野老山 貴行 (名古屋大)

Miho SUMIGAMA, Noritugu UMEHARA, Hiroyuki KOUSSAKA, Takayuki TOKOROYAMA,
Nagoya University, Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya 464-8603, Japan

Key Words: Abrasive, Wear, Friction, Brake pad, Automobile

1. 諸言

自動車の最重要部品の一つであるディスクブレーキは、ブレーキパッド及びディスクロータの間に発生する摩擦によって制動力を得ており、過酷かつ複雑な摩擦環境において使用されるしゅう動部品である。

ブレーキパッドに求められる性能は日本と欧州で異なり、日本では低ブレーキノイズ、高寿命などが重視されるが、欧州では効きの良さが重視される。しかし、近年日本においてもブレーキの効きの良さが求められている⁽¹⁾。また、日欧共通のニーズとして自動車の燃費向上を目的とした自動車部品の軽量化が求められている⁽²⁾。軽量化の手法としては耐摩耗性を有するディスクロータ材質の選定によるディスクロータの肉薄化や、高摩擦材料を含有させたブレーキパッド材質の選定によるブレーキシステム全体の小型化などがある⁽³⁾。このような要求を満たすためには高摩擦かつ低相手攻撃性を有するブレーキパッドの開発が必要である。

ブレーキパッドは高摩擦かつ低相手攻撃性以外にも、低ブレーキ鳴き、複雑な摩擦条件下における摩擦係数の安定性など様々な性能が求められるため、結合剤、研削剤（アブレシブ）、充填剤、繊維、潤滑剤など多様な材料で構成されている。複雑な構成であるため、ブレーキパッドの理論的な設計手法は確立されておらず、実験データに基づく経験的設計手法に頼らざるを得ない。そこで本研究では主要材料であるアブレシブに注目し、高摩擦かつ低相手攻撃性を有するブレーキパッドの理論的な設計手法について検討した。

アブレシブの摩擦摩耗特性に関する従来の研究では、1961年に J.Goddard らによって球、四角錐、三角錐及び円錐の摩擦係数の掘り起し項のモデル式が提案されている⁽⁴⁾。1988年には堀切川らによってアブレシブ摩耗の形態遷移マップが提案されている⁽⁵⁾。また、S.Jacobson らは MEMS 技術を用いて多数のアブレシブが配列する面を作製し、多数のアブレシブが摩擦摩耗に及ぼす影響を調べている⁽⁶⁾。

本研究ではこのような従来のアブレシブ理論を用いてブレーキパッドモデルを作製し、高摩擦かつ低相手攻撃性を示すアブレシブ条件を予測、スクラッチ試験によるモデルの実証を行った。

2. ブレーキパッドモデルの作製及び解析

2.1 提案するブレーキパッドモデル

結合剤及びアブレシブから成るブレーキパッドモデルを図1に提案する。結合剤の摩擦係数の凝着項 μ_a は0.5であると仮定した。また、アブレシブは均一に配列しており、このアブレシブの配列は摩擦摩耗特性に影響を及ぼさないと仮定した。

アブレシブには表1に示す4種類の“すい”を用いた。ただし(a)Corner first pyramid(CFP)及び(b)Face first pyramid(FFP)の形状は等しく、異なる方向へしゅう動する場合にはそれぞれ区別して扱う。次に(c)Anisotropic pyramid direction1(AP1)

Fig. 1 Schematic image of suggested brake pad model

Table 1 Abrasive shapes of brake pad model

Overall view		
Top view		
Name	(a)Corner first pyramid	(b)Face first pyramid
Overall view		
Top view		
Name	(c)Anisotropic pyramid direction1	(d)Anisotropic pyramid direction2

及び(d)Anisotropic pyramid direction2(AP2)も同様である。本研究ではアブレシブをしゅう動させる方向の投影面の先端角を先端突起角 θ と定義した。また、異方性アブレシブの偏平率 β を(1)式のように定義した。 l_{long} は底面の長い対角線の長さを表し、 l_{short} は底面の短い対角線の長さを示す。

$$\beta = \frac{l_{short}}{l_{long}} \quad (1)$$

2.2 摩擦係数 μ 及び摩耗係数 K のモデル式

ブレーキパッドモデルの摩擦係数 μ は(2)式で表されると仮定した。ここで、 μ_p は摩擦係数の掘り起し項、 μ_a は摩擦係数の凝着項、 α は掘り起し項の凝着項に対する比である。 μ_p は(3)式のように表される⁽⁷⁾。ここで A_h 及び A_n はアブレシブのディスクロータに食い込んでいる部分の水平投影面積及び垂直投影面積である。一方、 μ_a は0.5であると仮定した。

また、ブレーキパッドモデルの摩耗係数 K は(4)式で表されると仮定した。ここで f_{ab} は摩耗度である。 f_{ab} は堀切川らによって提案された無次元パラメータであり、0 から 1 の間で変化する⁽⁵⁾。堀切川らは f_{ab} の変化に伴って摩耗形態が ploughing, wedge 及び cutting に変化することを明らかにしている。また、この f_{ab} は堀切川らによってアブレシブのすくい角に依存することが報告されているが、他の因子が f_{ab} に及ぼす影響については解明されていない。そこで、 f_{ab} は図2に示すアブレシブの開き角 ϕ に比例すると仮定し、 f_{ab} を(5)式のような先端突起角 θ 及び ϕ の関数で表した。

$$\mu = \alpha\mu_p + (1 - \alpha)\mu_a \quad (2)$$

$$\mu_p = 2 \frac{A_h}{A_n} \quad (3)$$

$$K = \alpha f_{ab} \mu_p \quad (4)$$

$$f_{ab} = \left(-\frac{1}{36864 \left(\frac{1}{\tan \theta} \right)^6 + 1} + 1 \right) \cdot \frac{\varphi}{90} \quad (5)$$

2.3 ブレーキパッドモデルの解析結果

掘り起し項の凝着項に対する比 α を 0.5 とし、異方性アプレシブの偏平率 β を 0.5 とした場合の、先端突起角 θ 及び開き角 φ の摩耗係数 K 及び摩擦係数 μ の比 K/μ に及ぼす影響を調べた。 θ は 10° から 80° まで変化させ、 φ は 8.2° ((d)AP2), 45° ((a)CFP), 82° ((c)AP1), 90° ((b)FFP) と変化させた。解析結果を図 3 に示す。ただし図 3 に示す K/μ は小さい値を示す程、高摩擦かつ低相手攻撃性である。

図 3 に示すように θ の増加に伴って K/μ は減少した。また、 θ が小さい領域では開き角 φ の増加に伴って K/μ は増加した。 θ が大きい領域では AP1, FFP, CFP, AP2 の順に K/μ が減少した。

3. スクラッチ試験によるモデルの実証

3.1 実験方法

図 3 に示す結果を定量的に実証するために開き角 φ をパラメータとして単一圧子を用いてスクラッチ試験を行った。摩擦係数は動ひずみ計を用いて測定した。摩耗度 f_{ab} 及び摩擦係数 K はスクラッチ試験後にスクラッチ痕断面を AFM で測定し算出した。スクラッチ試験装置を図 4 に示す。単一圧子にはビッカース圧子及びヌーブ圧子を用いた。各圧子の特性及び SEM 画像を表 2 及び図 5 に示す。表 2 に示すように各圧子の φ は 8.2° ((d)AP2), 45° ((a)CFP), 82° ((c)AP1), 90° ((b)FFP) である。ビッカース圧子及びヌーブ圧子の幾何学的特性からアプレシブの先端突起角 θ を統一してスクラッチ試験を行うことは不可能であるため、試験結果を補正する必要がある。試験結果の補正には、円錐型のダイヤモンド圧子を用いて、 θ をパラメータとして行ったスクラッチ試験の結果を用いた。 θ が摩擦係数 K 及び摩擦係数 μ の比 K/μ 及び摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響を図 6(a)及び(b)に示す。図 6 に示すように最小二乗近似を用いて線形近似を行った。この線形近似が全ての θ において可能であるとして補正を行った。この補正によって θ は 65° で統一した。また、他の実験条件は表 3 に示す。

Table 2 The properties of the indenters

Indenter	-	-	Vickers		Knoop	
Material	-	-	Diamond		Diamond	
Name	-	-	CFP	FFP	AP1	AP2
Cone angle	θ	$^{\circ}$	74	66	86	65
Radius	-	μm	<<1			

Table 3 Experimental condition

The ratio of μ_p to μ_a	α	-	1
Penetration depth	δ	μm	1
Number of cycles	-	-	3
Disc	-	-	SUS304

Fig. 2 Schematic image of open angle φ of abrasive

Fig. 3 The influence of cone angle θ and open angle φ to the ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ

Fig. 4 Outside overview of scratch tester

Fig. 5 The SEM images of the indenters (a)CFP, (b)FFP, (c)AP1 and (d)AP2

3.2 実験結果

開き角 φ が摩擦係数 μ に及ぼす影響及び φ が摩耗係数 K 及び μ の比 K/μ に及ぼす影響を図 7(a)に示す。また φ が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響を図 7(b)に示す。

図 7(a)に示すように AP1, CFP, FFP, AP2 の順に μ 及び K/μ が減少した。これは図 3 に示すモデルの解析と一部異なった。モデルでは FFP は CFP より大きな K/μ を示した。また、図 7(b)に示すように AP1, FFP, CFP, AP2 の順に f_{ab} が減少した。これも一部モデルと異なった。モデルでは f_{ab} は φ に比例すると仮定したため、FFP が最も大きな f_{ab} を示した。

Fig. 6 The influence of cone angle θ to (a) the ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ and (b) degree of wear f_{ab}

Fig. 7 The influence of open angle ϕ to (a) friction coefficient μ and the ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ and (b) degree of wear f_{ab}

4. 考察

図 7(a)に示すように AP2 のように開き角 ϕ が非常に小さいアブレシブは高摩擦かつ低相手攻撃性を示すことが明らかになった。これは ϕ が小さいアブレシブは摩耗度 f_{ab} が小さいことに起因していると考えられる。また、図 7(a)及び(b)に示すように FFP の K/μ 及び f_{ab} がモデル解析と異なり小さな値であったことの原因としては摩耗形態の変化が考えられる。堀切川らによって他の摩耗形態と比較して cutting mode では摩擦係数が小さいことが報告されているため、AP2, CFP, AP1 は ploughing または wedge であるが、FFP のみ cutting であると考えられる⁽⁹⁾。

ϕ の減少に伴う f_{ab} の減少は傾斜切削理論を用いて定性的に説明することが可能である。臼井らによって ϕ の増加に伴う切りくずの流出角度 η の増加が報告されている⁽⁸⁾。 ϕ が小さいときは完全切りくずが排出され、 ϕ が増加すると不完全切りくずが排出されるようになり、やがて十分 ϕ が増加すると切りくずは“うね”となって摩耗痕の両側に蓄積される。しかしこの現象を定量的に評価したモデル式はなく、未だ詳しい原理は解明されていない。

5. 結論

- (1)結合剤及びアブレシブから成るブレーキパッドモデルを仮定し、従来のアブレシブ理論に掘り起し項の凝着項に対する比 α 及び開き角 ϕ を導入し、摩擦係数 μ 及び摩耗係数 K のモデル式を作製した。作製したブレーキパッドモデルを解析し、アブレシブの ϕ の減少に伴って K/μ が減少した。
- (2)ビッカース圧子及びヌープ圧子を用い、開き角 ϕ を変化させてスクラッチ試験を行った結果、AP2, CFP, AP1 において解析及び実験の結果が整合した。
- (3)AP1, CFP, AP2 において解析及び実験の結果が整合したため、開き角 ϕ の摩擦係数 μ 及び摩耗係数 K の比 K/μ に及ぼす影響を示した。 ϕ の増加に伴って K/μ は増加した。

6. 文献

- (1)H.Fujikawa, T.Tanaka, Trend of recent technology and standardization of evaluation methods for disk brake pads, トライボロジスト, Vol. 53 No. 8 (2008) P512-517
- (2)K.Fukizawa, S.Koike, K.Shibata, Technical trend of automotive material for weight reduction, まてりあ, Vol. 39 No. 1 (2000) P17-24
- (3)Y.Hara, M.Bandai, H.Morozumi, H.Nakanishi, S.Suzuki, High friction coefficient disc pads for automotive brakes, 日立化成テクニカルレポート, No. 41 (2003) P4548
- (4)J.Goddard, H.Wilman, A Theory of friction and wear during the abrasion of metals, Wear5 (1962) P114-135
- (5)K.Hokkirigawa, K.Kato, An experimental and theoretical investigation of ploughing, cutting and wedge formation during abrasive wear, TRIBOLOGY international, Vol. 21 No.1 (1988) P51-57
- (6)L.Hammerstrom, S.Jacobson, Designed high-friction surface~Influence of roughness and deformation of the counter surface, Wear246 (2008) P807-814
- (7)J.Halling, Principles of tribology, Scholium Intl, P86-87
- (8) E.Usui, M.Inoue, Plasticity analysis of cutting process with abrasive grain 1st report, 精密機械, Vol. 44 No. 8 (1977) P78-84