高摩擦・低相手攻撃性アブレシブ形状の提案* (アブレシブ摩耗における摩擦係数と相手材の摩耗度に及ぼすアブレシブの開き角の影響)

炭竈 美穂^{*1}, 梅原 徳次^{*2}, 野老山 貴行^{*2}, 上坂 裕之^{*2}

Proposal of high frictional and low aggressive abrasive shape (The effect of open angle for friction coefficient on degree of wear in abrasion)

Miho SUMIGAMA^{*1}, Noritsugu UMEHARA, Takayuki TOKOROYAMA and Hiroyuki KOUSSAKA

^{*1} Nagoya Univ. Dept. of Mechanical Science and Engineering
Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya, 464-8603 Japan

Received 27 September 2013

Abstract

Disc brake is one of the most important auto mobile components and the toughest frictional components. Nowadays, the lightweight disc brake is needed for better fuel-efficient. To reduce the weight, high frictional and low aggressive brake pad is required. However, generally high friction cannot provide low wear of counter-part, therefore to make such brake pad is difficult. In addition, including many kinds of materials such as abrasive, binder, filler and so on, we cannot design it theoretically. In order to overcome these issues we focused on abrasive shape in brake pad, especially focused on open angle of abrasive ϕ and the important index “degree of wear f_{ab} ”. If degree of wear f_{ab} decreases with open angle ϕ of abrasive and reduction of wear is more than reduction of friction, we can propose the high frictional and low aggressive brake pad which includes small open angle abrasive. In order to validate our proposals, we conducted the scratch test using Vickers indenter and Knoop indenter. As a result of the scratch test, we clarified that the ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ is correlated with degree of wear f_{ab} , and in the region of ploughing and wedge, degree of wear f_{ab} decreased with decreasing open angle ϕ . Due to these phenomena, the ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ decreased with decreasing open angle ϕ in the region of ploughing and wedge. Thus it was valid that small open angle abrasive provides high friction and low aggressiveness.

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

1. 緒 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。

ディスクブレーキ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（高速運転時の制動力）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（藤川他, 2008）。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ディスクブレーキの軽量化が求められている（吹沢他, 2000）。軽量化の手法として、耐摩耗性の高い材料の採用によるディスクロータの薄肉化や、高摩擦材料を含有させたブレーキパッドの使用によるブレーキシステム全体の小型化などがある（原他, 2003）。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及びディスクロータの開発が必須である。

また、ブレーキパッドは高摩擦以外にも、低ブレーキ鳴き（ブレーキ自身の摩擦音及びその周辺部材の振動音）、

* 論文 No. 13-00720 [DOI: 10.1299/transjsme.2014smm0038]

^{*1} 学生員, 名古屋大学大学院 工学研究科 (〒464-8601 愛知県名古屋市中種区不老町)

^{*2} 正員, 名古屋大学大学院 工学研究科

E-mail: sumigama@ume.mech.nagoya-u.ac.jp

複雑な摩擦条件下における摩擦係数の安定性（スティックスリップを伴う摩擦係数の振動抑制）など様々な性能が求められるため、結合剤、研削材（アブレシブ、高硬度で微小な粒子でアルミナ等がアブレシブとしてブレーキパッドに用いられる（原他, 2003））、充填剤、繊維、潤滑剤など多様な材料で複雑に構成されている。そのため、現状ではディスクブレーキの理論的な設計は困難であり、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、理論的な設計手法の一つとして、ブレーキ性能へ大きく寄与すると考えられるアブレシブ形状の最適化を検討したが、アブレシブによる掘り起し摩擦においては一般的に、高摩擦であるものは高相手攻撃性であるという問題を解決する必要がある。

そのため、本研究では摩耗係数 K 及び摩擦係数 μ の比 K/μ に大きく影響を及ぼすと考えられる摩耗度 f_{ab} に注目し、アブレシブの形状（アブレシブの開き角 ϕ ）が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響を、単一圧子スクラッチ試験によって明らかにすることでアブレシブ形状を最適化する。これによって高摩擦かつ低相手攻撃性を有するブレーキパッドのためのアブレシブ形状を提案する。

2. 高摩擦かつ低相手攻撃性を有するアブレシブ形状の提案

本研究では摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ を評価指標とするため、高摩擦かつ低相手攻撃性を有するブレーキパッドのためのアブレシブ形状の提案という目的は、摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ を減少させるということと同義である。この目的を達成するために注目する重要因子、摩耗度 f_{ab} は堀切川らによって提唱された無次元数で（Hokkirigawa and Kato, 1988）、その定義は式（1）のように表される。

$$f_{ab} = \frac{A_g - A_r}{A_g} \quad (1)$$

ただし A_g は図 1 に示すようなアブレシブのスクラッチ痕の溝の断面積であり、 A_r は“うね”の断面積である。摩耗度 f_{ab} はアブレシブが掘り起こしたディスク材のうち、うねとなって溝の両側に堆積する体積以外の除去された体積である。つまり摩耗度 f_{ab} が小さい値を示すとき、掘り起こされたディスク材は溝の両側に堆積しやすく、その場合、高摩擦かつ低相手攻撃性を示す。

ここで、摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ 、摩耗度 f_{ab} 及び各制御因子がどのように関係しているのかを考える。ただし制御因子とは田口らが提唱している一種の因子の名称である（田口, 1988）。本研究ではブレーキ時の荷重や、ディスク材の温度は誤差因子であるとして考慮しない。図 2 に示すような結合剤及び四角錐型アブレシブのみから成るディスクブレーキモデルを導入し、1 回しゅう動する場合を想定する。このモデルのアブレシブの掘り起しによる摩擦係数 μ_p は、従来提案されている四角錐型アブレシブによる掘り起し理論（Goddard and Wilman, 1962）から式（2）のように表される。

$$\mu_p = \frac{1}{\epsilon \tan \theta} \quad (2)$$

ただし ϵ はアブレシブ形状によって異なる幾何学的な係数である。また、 θ は図 3 に示すアブレシブの先端突起角で、アブレシブが掘り起し摩擦を行う場合にアブレシブがディスク材に食い込んだ部分の投影面積比と相関がある。この式（2）及び次に示す仮定（a）を用いるとこのモデルの摩擦係数 μ は式（3）のように表される。

仮定（a）：摩擦係数 μ はアブレシブの掘り起しによる摩擦係数 μ_p 及び結合剤とディスク材の摩擦による摩擦係数 μ_a 及びアブレシブの結合剤に対する荷重分担比 α を用いて線形的に重ね合わせたものである。

$$\mu = \alpha \mu_p + (1 - \alpha) \mu_a \quad (3)$$

ただしアブレシブの結合剤に対する荷重分担比 α は式（4）のように定義する。

$$\alpha = \epsilon \rho h^2 \tan^2 \theta \quad (4)$$

h はアブレスシブの突起高さ、 ρ はブレーキパッド中のアブレスシブの充填密度である。一方、摩耗係数 K を摩耗量にディスク材の硬さを乗じ、垂直荷重及びしゅう動距離で除した無次元数と定義すると、このモデルの摩耗係数 K は式 (5) のように表される。

$$K = \alpha f_{ab} \mu_p \quad (5)$$

よって本研究の評価指標である摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ は式 (5) で表される摩耗係数 K を式 (3) で表される摩擦係数 μ で除した値になる。しかし次の仮定 (b) を導入すると摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ は式 (6) で表されるように近似可能である。

仮定 (b) : ブレーキパッド及びディスクロータ間の摩擦はアブレスシブの掘り起し摩擦が支配的で、結合剤及びディスク材の摩擦は無視可能である。

$$K/\mu \sim \alpha f_{ab} \quad (6)$$

式 (6) に示すように摩耗度 f_{ab} は摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ に大きく影響を及ぼす。よって高摩擦かつ低相手攻撃性を有するブレーキパッドのためのアブレスシブ形状を提案するためには摩耗度 f_{ab} を制御することが重要で、摩耗度 f_{ab} に影響を及ぼす因子との関係を明らかにする必要がある。そこで本研究では、摩耗度 f_{ab} に影響を及ぼす因子に関して次の仮定 (c) を導入した。

仮定 (c) : 摩耗度 f_{ab} はすくい角 α_v (図 3 に示すように地面に垂直な線と四面体アブレスシブの母線のなす角)、ディスク材の物性及び開き角 ϕ (図 3 に示すようにアブレスシブのしゅう動方向ベクトルとアブレスシブの切れ刃のなす角) に影響を受ける。

この仮定 (c) を導入した根拠を以下に述べる。仮定 (c) に示す因子のうち、すくい角 α_v に関しては堀切川が、すくい角 α_v の減少に伴って摩耗度 f_{ab} が増大し、それに伴って摩耗形態が **Ploughing**, **Wedge**, **Cutting** と変化すること及び、**Ploughing** モードでは切りくずが発生せず、**Wedge** モードでは切りくずがアブレスシブに凝着し、**Cutting** モードでは切りくずが排出されることを明らかにしているため、すくい角 α_v は明らかに摩耗度 f_{ab} に影響を及ぼしている (Hokkirigawa and Kato, 1988)。また、ディスク材の物性に関しては Oxley がディスク材のバルクに対する表面のせん断強度がアブレスシブの掘り起し摩擦による摩擦係数及び摩耗形態に及ぼす影響をモデルを用いて説明したため、これもまた摩耗度 f_{ab} に影響を及ぼすと考えられる (Challen and Oxley, 1979)。アブレスシブの開き角 ϕ に関しては研究がなされていないが、臼井が傾斜切削における切れ刃の傾斜角の増大に伴って切りくず流出角が減少することを定性的に明らかにしたことから、アブレスシブの開き角 ϕ が摩耗度 f_{ab} に何らかの影響を及ぼすことが予想される (臼井他, 1977)。よって未だ明らかにされていないアブレスシブの開き角 ϕ が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響を明らかにし、高摩擦かつ低相手攻撃性を有するブレーキパッドのためのアブレスシブ形状を提案する。

以上の各制御因子及び評価指標の相互関係は整理すると図 4 に示すようなチャート図となる。このチャート図上で、赤色で囲まれた主要パラメータ (摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ , 摩耗度 f_{ab} 及びアブレスシブの開き角 ϕ) 同士の関係を明らかにするために、単一圧子スクラッチ試験を行った。

Fig. 1 The schematic image of scratch groove. A_g is cross-sectional area of groove which is under the surface. A_r is cross-sectional area of ridge which are piled up along the groove.

Fig. 2 The disc brake model we propose. (a) The schematic images of brake pad model. Upper image shows side view of the model and lower image shows bottom view. This model is composed only by pyramidal abrasives (orange) and binder (gray). Abrasives are arrayed at regular intervals in a line and independent of each other. Abrasives are hard enough that they do not wear. (b) The schematic image of hypothetical braking by disc brake model. Brake pad and disc rotor contact completely without any vibration. Disc rotor rotates 1 cycle. In this hypothetical braking, abrasion is dominant, so adhesion between binder and disc rotor is ignorable. Disc rotor does not cause work hardening.

Fig. 3 Definition of rake angle α_v , open angle ϕ and cone angle θ . We consider a square pyramidal abrasive scratches forward. Then rake angle α_v is the angle between the Z directed central line and the generatrix which exists in YZ plane. Open angle ϕ is the angle between scratch speed vector and cutting edge. Cone angle θ is the angle between Z directed central line and the generatrix which exists in XZ plane.

Fig. 4 The correlation diagram of factors that influence the ratio of wear coefficient to friction coefficient K / μ . The character and name of the factors are described. Most factors are framed in yellow blocks. On the other hand, dominant and particular factors such as K / μ and f_{ab} and ϕ are framed in red blocks. Arrows head toward the influenced factors.

3. 単一圧子を用いたスクラッチ試験

3・1 スクラッチ試験方法

アブレシブの開き角 ϕ と摩耗度 f_{ab} 及び摩擦係数及び摩擦係数の比 K/μ との関係について実験的に明らかにするため、異なる開き角を持つダイヤモンド圧子（ビッカース及びヌープ）を用いた単一圧子スクラッチ試験を行った。この場合アブレシブの結合剤に対する荷重分担比 α は 1 である。このとき式 (3) より摩擦係数 μ はアブレシブの掘り起しによる摩擦係数 μ_p と理論上完全に一致する。

スクラッチ試験のアブレシブには、表 1 に示すビッカース圧子及びヌープ圧子をそれぞれ異なる方向にしゅう動させた 4 種類（CFP, FFP, AP1 及び AP2）を用いた。各アブレシブのスクラッチ試験前の SEM 画像を図 5 に示す。(a) Corner first pyramid (CFP) 及び (b) Face first pyramid (FFP) の形状は等しく、図 6 に示すように JIS Z2244 で規定されたビッカース圧子の寸法を有する。CFP 及び FFP は形状が等しいが異なる方向へしゅう動しており、その場合にはそれぞれ区別して扱う。次に (c) Anisotropic pyramid direction1 (AP1) 及び (d) Anisotropic pyramid direction2 (AP2) も同様に、形状は等しく、図 6 に示すように JIS B7734 で規定されたヌープ圧子の寸法を有するが、それぞれ異なる方向へしゅう動している。また、各アブレシブの開き角 ϕ は (a) CFP は 45° 、(b) FFP は 90° 、(c) AP1 は 82° 及び (d) AP2 は 8.2° である。

また、スクラッチ試験の相手ディスク材には直径 30 mm、厚さ 5 mm のステンレス鋼（SUS304）の表面を鏡面化したものを用いた。一般的に、ディスクブレーキのディスク材としては制振性、高熱拡散性、耐熱性、熱疲労強度、低コストなどの利点を有するねずみ鋳鉄が用いられる（栗熊他, 1999）（IRC, 2012）。また、近年、アルミ合金もディスク材として開発されるようになった（IRC, 2012）。本研究においてこれらのディスク材ではなく SUS304 を用いたのは、以下に挙げるような理由のためである。ねずみ鋳鉄は脆性材料であり、き裂型の切りくずを排出しやすい材料として知られており、そのため、摩耗形態が常に Cutting であることが予想される（狩野, 2011）。よってアブレシブの開き角を変化させてスクラッチ試験を行っても有意な差が表れないことが懸念される。また、アルミ合金は SUS304 と比較して表面の鏡面化が困難である。スクラッチ試験後に摩擦係数 K や摩耗度 f_{ab} を算出する際（下記に詳細を述べる）、の画像解析では表面粗さが小さいものほど容易に解析が可能である。よって本研究では相手ディスク材として SUS304 を用いた。

スクラッチ試験には図 6 に示すようなスクラッチ試験機を用いた。平行板バネの先端にビッカース圧子またはヌープ圧子をネジで固定し、XZ 自動ステージ上にディスクを貼り付け固定した。垂直荷重は XZ 自動ステージの上下動によって与えられ、XZ 自動ステージの X 軸方向への動作によってスクラッチを行った。しゅう動距離は 3 mm で、これを各条件に付き 3 回繰り返した。サンプリング周波数は 500 Hz で、試験荷重はアブレシブのディスクへの食い込み量 δ が $1\ \mu\text{m}$ となるように設定した。垂直方向及び水平方向力は、平行板バネ式ロードセルに貼り付けられたひずみゲージの変位によって発生した電圧を動ひずみアンプにて増幅し、A/D 変換機を介してコンピュータに収集した。摩擦係数 μ は得られた水平方向力を垂直方向力で除して得た。

スクラッチ試験後にディスク上のスクラッチ痕を原子間力顕微鏡（AFM: Atomic Force Microscope）でスキャンし、図 7 に示すようなスクラッチ痕の断面像を得た。断面像中の溝及びうねの部分をそれぞれ切り出し、該当部分を黒く塗りつぶし、画像処理ソフトを用いて黒い部分の画素数を数えることで溝の断面積 A_g の平均値及びうねの断面積 A_r の平均値を得た。これらの値を用いて摩擦係数 K 及び摩耗度 f_{ab} を算出した。

Table 1 Abrasive shapes used in scratch test

Overall view
Top view
Name	(a) Corner first pyramid (CFP)	(b) Face first pyramid (FFP)	(c) Anisotropic pyramid direction1 (AP1)	(d) Anisotropic pyramid direction2 (AP2)
Open angle ϕ	45	90	82	8.2

Fig. 5 The SEM images of indenters. These images were taken ahead of scratch direction. (a) Corner First Pyramid(CFP), (b) Face First Pyramid (FFP), (c) Anisotropic Pyramid direction1 (AP1) and (d) Anisotropic Pyramid direction2 (AP2). (a) and (b) are Vickers indenters. (c) and (d) are Knoop indenters.

Fig. 6 The experimental apparatus. (a) Outside overview of scratching tester. Left side is the XZ stage and right side is the scratcher. XZ stage has two motors, one is for Z direction displacement and the other is for X direction displacement, and XZ stage also has a tilting stage. Scratcher has the parallel spring plate load-cell which is put on four strain gauges. Two strain gauges are for friction force and the other two strain gauges are for load. Indenter is fixed in the edge of the parallel spring plate load-cell. (b) Enlargement of disc. Diameter of disc is 30 mm and thickness is 5 mm. The surface of this disc is polished. (c) Schematic image of Vickers indenter regulated by JIS Z2244. (d) Schematic image of Knoop indenter regulated by JIS B7734.

Fig. 7 The cross-sectional image of scratch groove acquired by AFM scan. The groove part and ridge part are cut out from this image. Each part is painted black. Then by counting number of black pixels with using image processing software, cross-sectional area of groove A_g and that of ridge A_r are acquired.

3・2 スクラッチ試験結果

異なる開き角を持つ2種類のダイヤモンド圧子（ビッカース及びヌープ）を用いた単一圧子スクラッチ試験によって得られた開き角 ϕ と摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ の関係を図8に示す。開き角 ϕ が 82° （AP1）以下では開き角 ϕ が増加するほど摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ が単調増加した。しかし開き角 ϕ が 90° （FFP）の場合は他の場合と異なる傾向を示した。最も摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ が小さい値を示したのは開き角 ϕ が 8.2° （AP2）の場合で、最も摩耗係数及び摩擦係数 K/μ が大きい値を示した開き角 ϕ が 82° （AP1）の場合と比較して0.51倍となった。

次に開き角 ϕ と摩耗度 f_{ab} との関係を図9に示す。開き角 ϕ が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響は摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ に及ぼす影響と同様の傾向を示し、開き角 ϕ が 82° （AP1）以下では開き角 ϕ の増加に伴って摩耗度 f_{ab} が単調増加し、開き角 ϕ が 90° （FFP）の場合は他の場合と異なる傾向を示した。最も摩耗度 f_{ab} が小さい値を示したのは開き角 ϕ が 8.2° （AP2）の場合で、最も摩耗度 f_{ab} が大きい値を示した開き角 ϕ が 82° （AP1）の場合と比較して0.032倍となった。

また、図10に摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ を摩耗度 f_{ab} で除した値を示す。図10に示すようにこの値がほぼ一定値と取ったことから開き角 ϕ が摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ に及ぼす影響及び摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響は相関性があることが明らかになった。

図11にスクラッチ試験後のビッカース圧子及びヌープ圧子をSEMで観察することによって得られた切りくずの画像を示す。図11に示すように（a）CFP及び（d）AP2においては切りくずが観察されなかったが、ディスク材がアブレシブに強く凝着している様子が観察された。一方（b）FFP及び（c）AP1においては切りくずが観察された。各条件での摩耗形態は、この切りくずの様子から判別が可能である。（a）CFPおよび（d）AP2はディスク材がアブレシブに凝着していたのでWedgeであり、（b）FFP及び（c）AP1は切りくずが排出されたのでCuttingであった。

Fig. 8 The effect of open angle ϕ on the ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ . The ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ increased with increasing open angle ϕ except in FFP(Face First Pyramid). In AP2(Anisotropic Pyramid direction2), the ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ was the minimum.

Fig. 9 The effect of open angle ϕ on degree of wear f_{ab} . Degree of wear f_{ab} increased with increasing open angle ϕ except in FFP(Face First Pyramid). In AP2(Anisotropic Pyramid direction2), degree of wear f_{ab} was the minimum.

Fig. 10 The correlation between the ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ and degree of wear f_{ab} . This value was calculated by dividing the ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ by degree of wear f_{ab} . Correlation was almost constant.

Fig. 9 The SEM images of chip (a) CFP, (b) FFP, (c) AP1 and (d) AP2

Fig. 11 The SEM images of chips. (a) In CFP, chips seemed to be stuck on the indenter, therefore the wear mode of CFP was considered to be *wedge*. (b) In FFP, chips were clearly observed, therefore the wear mode of FFP was considered to be *cutting*. (c) In AP1, chips were clearly observed too, therefore the wear mode of AP1 was considered to be *cutting*. (d) In AP2, chips seemed to be stuck on the indenter, therefore the wear mode of AP2 was considered to be *wedge*.

4. 考 察

異なる開き角 ϕ を持つ 2 種類のダイヤモンド圧子（ビッカース及びヌーブ）を用いた単一圧子スクラッチ試験により、摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ が摩耗度 f_{ab} と相関関係にあり、摩耗度 f_{ab} が小さいアブレシブは高摩擦かつ低相手攻撃性であることが明らかになった。また、AP2 のように開き角 ϕ が小さいアブレシブは摩耗度 f_{ab} が小さく、切りくずの排出が少ない摩耗形態であることが明らかになり、それに起因して高摩擦かつ低相手攻撃性を示した。よって AP2 のように開き角 ϕ が小さいアブレシブが高摩擦かつ低相手攻撃性を有するブレーキパッドに有効である。

アブレシブの開き角 ϕ の減少に伴う摩耗形態の変化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。臼井らによって以下に述べるような切れ刃の開き角 ϕ の減少に伴う切りくずの流出角度の増加が報告されている。切れ刃の開き角 ϕ が大きい場合は完全切りくずが排出され、切れ刃の開き角 ϕ が減少すると不完全切りくずが排出され、さらに切れ刃の開き角 ϕ が減少すると切りくずはうねとなって摩耗痕の両端に蓄積される（臼井他, 1977）。このような傾斜切削理論から、アブレシブの掘り起し摩擦においてもアブレシブの開き角 ϕ の減少に伴って切りくずの流出角度が増加すること、つまり摩耗形態が *Cutting*, *Wedge*, *Ploughing* と変化することが考えられ、実際、図 11 に示すように本研究で行った単一圧子スクラッチ試験においても同様の傾向が観察された。

一方、アブレシブの開き角 ϕ の減少に伴う摩耗度 f_{ab} の減少は臼井らによる傾斜切削理論を用いて説明しきれない部分がある。臼井らの傾斜切削理論によると、開き角 ϕ の減少に伴って切りくずの流出角度が増加するので、開き角 ϕ が小さいほど切りくずはスクラッチ痕の両側に堆積しやすく、摩耗度 f_{ab} が小さな値を示すということになる。しかし、図 9 に示すように、開き角 ϕ の減少に伴う摩耗度 f_{ab} の減少は、AP2, CFP 及び AP1 の場合にのみ当てはまり、FFP の場合はそれと異なる傾向を示した。このことから、開き角 ϕ が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響と、開き角 ϕ が摩耗形態に及ぼす影響は、異なるモデルに従って説明されなければならないと言える。Oxley らが提唱したアブレシブの掘り起し摩擦の理論によると、*Ploughing* 及び *Wedge* と *Cutting* では異なるモデルに従って摩擦係数が変化するので（Challen and Oxley, 1979）、開き角 ϕ が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響も、*Ploughing* 及び *Wedge* と *Cutting* では異なるモデルに従うことが考えられる。よって AP2 及び CFP の場合（*Wedge* の場合）と AP1 及び FFP の場合（*Cutting* の場合）では摩耗度 f_{ab} の変化が異なるモデルに従っており、上記のような開き角 ϕ の減少に伴う摩耗度 f_{ab} の減少は *Wedge* の場合にのみ適用される。

また、本研究では単一圧子を用いてスクラッチ試験を行い、高摩擦かつ低相手攻撃性を有するブレーキパッドのためのアブレシブ形状を提案したが、実際のブレーキパッドに適用するためには未だいくつかの課題がある。まず、実際のブレーキパッドには多くのアブレシブが含有されているため、多点でのスクラッチ試験において開き角 ϕ が小さいアブレシブの有効性を明らかにする必要がある。また、実際のブレーキパッドに適用するためには、アブレシブの一方向配列技術が必要である。その技術の一つとして、以下に示すものがある。MAGIC 砥石作製技術を応用した、アブレシブの一方向配列技術である（梅原他, 1997）（梅原, 2002）。MAGIC 砥石とは磁性

流体, 非磁性砥粒及び結合剤 (熱可塑性プラスチック) から構成される磁場配向型砥石で, 磁石などの磁場が配向した空間にこれらの混合物を設置すると, 磁性粒子は磁場方向へ配向してカラム状となり, 非磁性の砥粒がこのカラムの間に均等に配置され, 砥粒が均一にばらけた状態になるものである. 磁場を与えた状態の熔融状態から冷やすことにより, カラム状の磁性粒子間に配向した砥粒が均一に砥石表面に配向する. しかし, この技術をブレーキパッドの製造に応用した例はない. よって, 実際のブレーキパッドに適用するためには, これらの課題を今後も継続して検討する必要がある.

5. 結 言

- (1) 異なる開き角を持つ2種類のダイヤモンド圧子 (ビッカース及びヌーブ) を用いた単一圧子スクラッチ試験により, 摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ は摩耗度 f_{ab} と相関関係があることが明らかになった.
- (2) 摩耗形態が Wedge の場合においては開き角 ϕ の減少に伴って摩耗度 f_{ab} が減少し, 開き角 ϕ が 8.2° (AP2) で最小値を示した. この場合の摩耗度 f_{ab} は開き角 ϕ が 82° (AP1) の場合と比較して 0.032 倍であった.
- (3) 開き角 ϕ が 8.2° のアブレスブ (AP2) が最も小さい摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ を示し, この場合の摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ は開き角 ϕ が 82° のアブレスブ (AP1) と比較して 0.51 倍であり, 高摩擦かつ低相手攻撃性を有することが明らかになった.

文 献

- 藤川裕之, 田名俊彦, ブレーキ摩擦材の技術動向と評価方法の規格化, トライボロジスト, Vol.53, No.8 (2008), pp.512-517.
- 吹沢一徳, 小池精一, 柴田一雄, 軽量化に向けての自動車材料技術, まてりあ, Vol.39, No.1 (2000), pp.17-24.
- 原泰啓, 萬代慶丙, 両角宏喜, 中西宏之, 鈴木茂生, ブレーキ用高摩擦係数ディスクパッド, 日立化成テクニカルレポート, No.41 (2003), pp.45-48.
- 田口玄一, 品質設計のための実験計画法, 日本規格協会 (1988).
- Hokkirigawa, K. and Kato, K., An experimental and theoretical investigation of ploughing, cutting and wedge formation during abrasive wear, Tribology international, Vol.21, No.1 (1988), pp.51-57.
- Goddard, J. and Wilman, H., A theory of friction and wear during the abrasion of metals, Wear, Vol.5 (1962), pp.114-135.
- Challen, J. M. and Oxley, P. L. B., An explanation of the different regimes of friction and wear using asperity deformation models, Wear, Vol.53 (1979), pp.229-243.
- 栗熊勉, 鬼頭正博, 秋田憲宏, ブレーキ鳴きと振動を抑えたディスクロータ材の開発, 鋳造工学, Vol.71, No.2 (1999), pp.121-126.
- (株) アイアールシー, 低燃費、低コストで注目される部品材料の動向 – ブレーキ関連部品 –, 自動車産業レポート, Vol.759 (2012), pp.9-11.
- 狩野勝吉, 難削材・新素材の切削加工ハンドブック, 森北出版株式会社 (2011).
- 臼井英治, 井上誠, 砥粒切削機構の塑性学的解析 (第1報) 単一すくい面切削模型とエネルギー解法, 精密機械, Vol.44, No.8 (1977), pp.78-84.
- Umehara, N., Kato, K., Suzuki, K. and Kobayashi, A., Magnetic dispersion of microparticles using magnetic fluid – application to texturing process for magnetic rigid disk, Annals of the CIRP, Vol.46, Issue.1 (1997), pp.155-158.
- Umehara, N., MAGIC polishing, Journals of magnetism and magnetic materials, Vol.252 (2002), pp.341-343.

References

- Fujikawa, H. and Tanaka, T., Trend of recent technology and standardization of evaluation methods for disk brake pad, Tribologist, Vol.53, No.8 (2008), pp.512-517 (in Japanese).
- Fukizawa, K., Koike, S. and Shibata, K., Technical trend of automotive material for weight reduction, Materia Japan, Vol.39, No.1 (2000), pp.17-24 (in Japanese).

- Hara, Y., Bandai, M., Morozumi, H., Nakanishi, H. and Suzuki, S., High friction coefficient disc pads for automotive brakes, Hitachi Kasei technical report, No.41 (2003), pp.45-48 (in Japanese).
- Taguchi, G., The experimental design method for the quality design, Japanese Standards Association (1988) (in Japanese).
- Hokkirigawa, K. and Kato, K., An experimental and theoretical investigation of ploughing, cutting and wedge formation during abrasive wear, Tribology international, Vol.21, No.1 (1988), pp.51-57.
- Goddard, J. and Wilman, H., A theory of friction and wear during the abrasion of metals, Wear, Vol.5 (1962), pp.114-135.
- Challen, J. M. and Oxley, P. L. B., An explanation of the different regimes of friction and wear using asperity deformation models, Wear, Vol.53 (1979), pp.229-243.
- Kurikuma, T., Kitou, M. and Akita, N., Development of cast iron with low squeal noise and brake judder for disk brake rotor, Foundry engineering, Vol. 71, No. 2 (1999), pp.121-126 (in Japanese).
- IRC Co. Ltd., Technical trend of materials for low fuel efficiency and low cost – Brake components –, Automotive industry reports, Vol.759 (2012), pp.9-11 (in Japanese).
- Kanou, S., Cutting work handbook for difficult – to – cut and new materials, Morikita Publishing Co. Ltd. (2011), (in Japanese).
- Usui, E. and Inoue, M., Plasticity analysis of cutting process with abrasive grain 1st report, The Japan Society for Precision Engineering, Vol.44, No.8 (1977), pp.78-84 (in Japanese).
- Umehara, N., Kato, K., Suzuki, K. and Kobayashi, A., Magnetic dispersion of microparticles using magnetic fluid – application to texturing process for magnetic rigid disk, Annals of the CIRP, Vol.46, Issue.1 (1997), pp.155-158.
- Umehara, N., MAGIC polishing, Journals of magnetism and magnetic materials, Vol.252 (2002), pp.341-343.