高摩擦・低相手攻撃性アブレシブ形状及びディスク材の提案 (アブレシブ摩耗における摩耗度に及ぼすアブレシブの開き角及び ディスク材の単位体積当たりの破断エネルギーの影響)

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

Proposals of high frictional and low aggressive abrasion (The effect of abrasive shape and disc material for degree of wear)

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

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

Received 24 January 2014

Abstract

Nowadays, high frictional and low aggressive disc brake is required. For designing it, we have had to depend on empirical way because brake pad is complicated composite. We therefore attempted to optimize abrasion caused by abrasive which is one of the most important containing materials in brake pad. However, in general abrasion, high friction cannot provide low aggressiveness. In order to overcome this issue, we focused on degree of wear f_{ab} which has an effect on the ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ . In our previous (1st) report, by conducting scratch test with using 4 types of abrasives (CFP, FFP, AP1 and AP2), we clarified the effect of abrasive shape (open angle ϕ) on degree of wear f_{ab} ; degree of wear f_{ab} increased with increasing open angle ϕ except in FFP. Then we proposed small open angle abrasive for high frictional and low aggressive disc brake. This report, we conducted scratch test with using 7 disc materials as counter-part: SUS304, FC200, Pure Al, Pure Cu, Ti-Al-V, Ni-Cr-Fe and Al-Mg-Mn. Then we confirmed that in all disc materials degree of wear f_{ab} increased with increasing open angle ϕ , which strengthened our 1st report and we clarified the effect of property of disc material (toughness W) on degree of wear f_{ab} ; degree of wear f_{ab} decreased with increasing toughness W . Thus we proposed small open angle abrasive and tough disc material for high frictional and low aggressive disc brake.

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。

近年、ディスクブレーキは自動車の燃費向上のために軽量化の一途をたどっている (吹沢他, 2000)。軽量化の手法としては、耐摩耗性の高い材料の採用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が、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ディスクブレーキの開発が必須である (原他, 2003)。

ディスクブレーキ開発は、現状、多量の実験データに基づく経験的手法に頼らざるを得ないという問題を有している (原他, 2003)。これはブレーキパッドが複合材であり、ディスクロータとの間の摩擦が複雑であるためである。ブレーキパッドは高摩擦かつ低相手攻撃性をはじめ様々な性能が求められるため、結合剤、アブレシブ (高

* 論文 No. 14-00035 [DOI: 10.1299/transjsme.2014smm0182]

^{*1} 正員, 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)
E-mail of corresponding author: sumigama@ume.mech.nagoya-u.ac.jp

硬度かつ微小な粒子．例えばアルミナや二酸化ケイ素等），充填剤，繊維，潤滑剤など多様な材料で構成されている．一方，相手材のディスクロータは制振性や熱拡散性などが求められるため，ねずみ鋳鉄が主流材料として採用されている．しかし近年はねずみ鋳鉄より熱伝導性に優れ軽量なアルミ MMC（Metal Matrix Composite）やカーボンセラミックコンポジット（C/C コンポジット）などの複合材も使用されており，ブレーキパッドとディスクロータの間の摩擦はより複雑化している（栗熊他, 1999）（(株) アイアールシー, 2012）（海道, 2000）．

そこで著者らは理論に基づく簡便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による摩擦（Abrasion）の摩擦条件（アブレシブ形状及びディスク材）の最適化を検討した．しかしアブレシブによる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がある．そこで前報では，摩耗係数（Wear coefficient） K 及び摩擦係数（Friction coefficient） μ の比 K/μ に大きく影響を及ぼすと考えられる摩耗度（Degree of wear） f_{ab} に注目し，アブレシブ形状（アブレシブの開き角（Open angle） 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，高摩擦かつ低相手攻撃性アブレシブ形状の設計手法を提案した（炭竈他, 2014）．ただし，前報ではディスク材としてステンレス鋼（SUS304）を用いて単一圧子スクラッチ試験を行った．これは SUS304 が比較的表面の研磨が容易で鏡面化しやすく，かつ延性材料であるためである．しかし，SUS304 はディスクブレーキの主流ディスク材ではないため，SUS304 以外の金属をディスク材として用いた場合に開き角 ϕ が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響を明らかにする必要がある．また，最適なディスク材の提案には未だ至っておらず，ディスク材の物性が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響を明らかにする必要がある．

そこで本研究では開き角 ϕ が異なる 4 種類のアブレシブ（CFP, FFP, AP1 及び AP2）を用いて，7 種類のディスク材（SUS304），鋳鉄（FC200），純アルミニウム（Pure Al），純銅（Pure Cu），チタン合金（Ti-Al-V），ニッケル合金（Ni-Cr-Fe）及びアルミ合金（Al-Mg-Mn）に対して単一圧子スクラッチ試験を行うことで，アブレシブの開き角 ϕ 及びディスク材の物性（単位体積当たりの破断エネルギー（Toughness） W ）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ディスクブレーキの理論的な設計手法を提案する．

2. アブレシブによる摩擦における高摩擦かつ低相手攻撃性の指針

高摩擦かつ低相手攻撃性を有するディスクブレーキの提案のためには，摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ を減少させる必要がある．そのために本研究で注目する重要因子，摩耗度 f_{ab} は Zum Gahr らによって提唱された無次元数で，その定義は式（1）のように表される（Zum Gahr, K, H. and Mewes, D., 1983）．

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

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（Cross-sectional area of groove）であり， A_r は“うね”の断面積（Cross-sectional area of ridge）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．堀切川らは摩耗度 f_{ab} の変化に伴って摩耗形態（切りくずの排出形態）が変化することを報告している（Hokkirigawa and Kato, 1988a）．摩耗度 f_{ab} が小さい値を示すとき摩耗形態は Ploughing であり，摩耗度 f_{ab} が増加すると Wedge, Cutting の順に変化する．摩耗形態が Ploughing 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．

Fig. 1 The schematic image of scratch groove. A_g is cross-sectional area of groove. 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 material is perfectly plastic solid.

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）。本研究では制動時の荷重や、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イ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イシブによる摩擦における摩擦係数（Friction coefficient by abrasion） μ_p は、従来提案されている四角錐型アブレイシブ理論から式 (2) のように表される（Goddard and Wilman, 1962）。ただし ε はアブレイシブ形状によって異なる幾何学的な係数（Geometrical coefficient）、 θ はアブレイシブの先端突起角（Cone angle）（図 3 に示す $\angle BOD$ の半角）である。

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

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 はアブレイシブによる摩擦における摩擦係数 μ_p 及び結合剤とディスク材の摩擦における摩擦係数（Friction coefficient by adhesion between binder and disc material） μ_a をアブレイシブの結合剤に対する荷重分担比（Load distribution ratio） α （式 (4)）を用いて線形的に重ね合わせたものである。

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

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

ただし h はアブレイシブの突起高さ（Height）、 ρ はブレーキパッド中のアブレイシブの充填密度（Concentration）である。一方、摩耗係数 K を摩耗量にディスク材の硬さ（Hardness） H 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イシブによる摩擦が支配的で、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ディスクブレーキ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

す制御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} に影響を及ぼす制御因子に関して次の仮定 (c) を導入した．

仮定 (c) : 摩耗度 f_{ab} はアブレイブの速度すくい角 (Velocity rake angle) α_v (図 3 に示す $\angle AOC$ の半角), アブレイブの開き角 ϕ (図 3 に示す $\angle BAC$) 及びディスク材の物性 (単位体積当たりの破断エネルギー W) に影響を及ぼされる．

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，アブレイブの形状 (速度すくい角 α_v 及び開き角 ϕ) に関しては，堀切川ら及び著者らが摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響を明らかにしている (Hokkirigawa and Kato, 1988a) (炭竈他, 2014)．摩耗度 f_{ab} はすくい角 α_v の増加に伴って減少し，Ploughing または Wedge の場合 (CFP, AP1 及び AP2 の場合) に関き角 ϕ の減少に伴って減少する．ただし，開き角 ϕ に関しては諸言でも述べたように，SUS304 以外のディスク材を用いた場合にどのような傾向を示すかは未だ明らかではない．一方，ディスク材の物性に関しては，表面の凝着性 (バルクに対する表面のせん断強度 (Normalized shear strength at the interface) f) や機械的性質 (硬さ H , 単位体積当たりの破断エネルギー (Toughness) W) が摩耗度 f_{ab} に影響を及ぼすと考えられる．バルクに対する表面のせん断強度 f は式 (7) で定義され，表面の潤滑状態を表す．ただし式 (7) の S_i は表面のせん断強度 (Shear strength at the interface), S_b はバルクのせん断強度 (Shear strength of the bulk) である．堀切川らは異なる潤滑状態のディスク材を用いて単一圧子スクラッチ試験を行うことで，バルクに対する表面のせん断強度 f の変化に伴う摩耗形態の変化を明らかにし，Wear map を提案した (Hokkirigawa and Kato, 1988a)．

$$f \equiv \frac{S_i}{S_b} \quad (f \leq 1) \quad (7)$$

このバルクに対する表面のせん断強度 f は無潤滑状態のディスク材を比較することで物性として扱うことも可能であるため，図 4 に示す本研究で使したディスク材のバルクに対する表面のせん断強度 f を堀切川らの Wear map に適用した．するとディスク材の物性としてのバルクに対する表面のせん断強度 f は摩耗度 f_{ab} に影響を及ぼさなかった．また，硬さ H に関しては，堀切川らによって硬さ H の増加に伴い摩耗度 f_{ab} が増加することが報告されているが，硬さは本質的には材料の塑性流動に対する抵抗を表すので，摩耗度 f_{ab} には影響を及ぼさないと考えられる (Hokkirigawa and Kato, 1988b)．堀切川らが用いたディスク材は焼き入れ温度を変化させて表面を硬化させているため，脆化しており，それが起因して摩耗度 f_{ab} が増加したと考えられる．一方，単位体積当たりの破断エネルギー W に関しては研究がなされていない．単位体積当たりの破断エネルギー W とは一般的に式 (8) で定義され，単位体積の材料が破断するために必要なエネルギーを表す．つまり単位体積当たりの破断エネルギー W が大きい値を示すと，材料は破断しづらい．

$$W \equiv \int_0^{\varepsilon_{ft}} \sigma_t d\varepsilon_t \quad (8)$$

ただし ε_{ft} は破断時の真ひずみ (Fracture true strain), ε_t は真ひずみ (True strain), σ_t は真応力 (True stress) である．式 (8) は応力 - ひずみ曲線と X 軸との成す面積を表すが，本研究では簡便に算出するためこれを三角形に近似した (式 (9))．ただし σ_{ft} は破断時の真応力 (Fracture true stress) である．

$$W \sim \frac{1}{2} \varepsilon_{ft} \sigma_{ft} \quad (9)$$

Fig. 3 We consider a square pyramidal abrasive scratches forward. Then open angle ϕ is angle BAC. Velocity rake angle α_v is the half angle of angle AOC. Cone angle θ is the half angle of angle BOD.

式 (9) の破断時の真ひずみ ε_{ft} は式 (10) を用いて, 破断時の真応力 σ_f は式 (11) を用いて引張り強度 (Tensile strength) T 及び伸び (Elongation) e から算出した.

$$\varepsilon_{ft} = \ln(1 + e) \quad (10)$$

$$\sigma_{ft} \sim \exp(\varepsilon_{ft}) T = (1 + e) T \quad (11)$$

ディスク材の破断しやすさは切りくずの排出しやすさ (つまり摩耗形態) に影響を及ぼすと考えられるので, 単位体積当たりの破断エネルギー W は摩耗度 f_{ab} に何らかの大きな影響を及ぼすことが予想される. これらの理由から仮定 (c) を導入した.

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 5 に示すようなチャート図となる. このチャート図上で未だ明らかになっていない主要パラメータ間の関係 (アプレシブの開き角 φ 及びディスク材の単位体積当たりの破断エネルギー W が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響) を明らかにすることが, 高摩擦かつ低相手攻撃性を有するディスクブレーキの理論的な設計指針の提案のために必要である. そのために単一圧子スクラッチ試験を行った.

Fig. 4 Normalized shear strength at the interface f of each disc material we used for scratch test. If a disc material has the large f , the surface of that disc is sticky. Pure Al had the largest f (0.66) that the surface of Pure Al was the most sticky. On the other hand, Ni-Cr-Fe had the smallest f (0.23) that the surface of Ni-Cr-Fe was not so sticky.

Fig. 5 The correlation diagram of factors that influence the ratio of wear coefficient to friction coefficient K/μ . Most of them are framed in yellow blocks, and particularly dominant factors are framed in red blocks. Arrows head toward the influenced factors. While, double headed arrows between cone angle θ , open angle φ and velocity rake angle α_v mean that these angles are three way standoff.

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及び実験装置

アブレシブの開き角 ϕ 及びディスク材の単位体積当たりの破断エネルギー W が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響について実験的に明らかにするため、開き角 ϕ が異なる 4 種類のアブレシブを用いて、異なる 7 種類のディスク材に対して単一圧子スクラッチ試験を行った。単一圧子スクラッチ試験の場合、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としてビッカース圧子及びヌープ圧子を用い、それぞれ異なる方向に 4 種類の条件でしゅう動させた。ビッカース圧子及びヌープ圧子の形状、各アブレシブの上面図、スクラッチ試験前の SEM 画像、開き角 ϕ 及び速度すくい角 α_v を表 1 に示す。(a) Corner first pyramid (CFP) 及び (b) Face first pyramid (FFP) の形状は等しく、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、形状は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、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 は表 1 に示すように (a) CFP は 45° 、(b) FFP は 90° 、(c) AP1 は 82° 及び (d) AP2 は 8.2° である。

スクラッチ試験のディスク材としてステンレス鋼 (SUS304)、鋳鉄 (FC200)、純アルミニウム (Pure Al)、純銅 (Pure Cu)、チタン合金 (Ti-Al-V)、ニッケル合金 (Ni-Cr-Fe) 及びアルミ合金 (Al-Mg-Mn) を用いた。これら 7 種類のディスク材は表 2 に示すような化学的組成を有する。各ディスク材の伸び e 、引張り強度 T 及び単位体積当たりの破断エネルギー W を表 3 に示す。ディスク材の表面はすべて平均粒径 $1\ \mu\text{m}$ のダイヤモンドスラリーを用いて鏡面仕上げをした。

スクラッチ試験には図 6 (a) 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 $3\ \text{mm}$ で、これを各条件につき 3 回繰り返した。サンプリング周波数は $500\ \text{Hz}$ 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された。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 6 (c) 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スクラッチ痕の溝の断面積 A_g の平均値及びスクラッチ痕のうねの断面積 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 The schematic image of Vickers indenter and Knoop indenter, top view, side view, open angle and velocity rake angle of abrasive

Indenter	-	Vickers indenter JIS Z2244		Knoop indenter JIS B7734

Top view of abrasive	-
SEM image of abrasive (Side view)	-
Open angle	ϕ	45	90	81.8	8.21
Velocity rake angle	α_v	74	66	65	86

Table 2 Hardness and elongation of each counter-part material

	SUS304	FC200	Pure Al	Pure Cu	Ti-Al-V	Ni-Cr-Fe	Al-Mg-Mn
Elongation e	0.6	0	0.18	0.37	0.15	0.25	0.06
Tensile strength T , N/mm ²	624	334	95	264	989	1269	471
Toughness W , 10 ⁶ Nm/m ³	147	0	9	57	79	177	15

Table 3 Chemical composition of each counter-part material

	Fe	Al	Cu	Ti	Ni	C	Si	Mn	P	S	V	Cr	Mg	Other
SUS304	BAL				8.18	0.06	0.51	1.48	0.035	0.03		18.36		Co: 0.19
FC200	BAL					3.46	3.03	0.39	0.036	0.013				
Pure Al	0.33	BAL	0.02	0.02			0.08				0.01			Zn:0.01
Pure Cu			BAL											0.0001
Ti-Al-V	0.12	6.1		BAL		~0.01					4.2			O: 0.13 N: 0.01
Ni-Cr-Fe	5	0.4	~0.5		BAL	~0.08	~0.5	~1		~0.01		14		Nb: 0.7 Co: ~1
Al-Mg-Mn	0.04	BAL	0.01	0.01			0.02	1.4				0.02	4.56

Fig. 6 Experimental (a) Outside overview of scratch 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 others for normal load. Indenter is fixed in the edge of the parallel spring plate load-cell. (b) Enlargement of disc. Diameter of disc was 30 mm and thickness is 5 mm. The surface of this disc was polished. (c) The cross-sectional image of scratch groove acquired by AFM scan. The groove part and ridge part were cut out. Each part was 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 could be acquired.

3・2 スクラッチ試験結果

図 7 (a) に開き角 ϕ が異なる 4 種類のアブレシブを用いて, 異なる 7 種類のディスク材に対して行った単一圧子スクラッチ試験から得られた, アブレシブの開き角 ϕ が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響を示す. 図 7 (a) に示すように, すべてのディスク材においてアブレシブの開き角 ϕ が 82° 以下 (CFP, AP1 及び AP2 の場合) では開き角 ϕ の減少に伴って摩耗度 f_{ab} が減少した. 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.

次に, 図 7 (b) に開き角 ϕ が摩擦係数 μ に及ぼす影響を示す. 図 7 (b) に示すように開き角 ϕ が摩擦係数 μ に及ぼす影響は摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響と類似した傾向を示し, すべてのディスク材においてアブレシブの開き角 ϕ が 82° 以下では開き角 ϕ の減少に伴って摩擦係数 μ が減少した. しかし開き角 ϕ が 90° の場合は他の場合と異なる傾向を示した.

また, 図 8 に各開き角 ϕ におけるディスク材の単位体積当たりの破断エネルギー W が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響を示す. 図 8 に示すように, 単位体積当たりの破断エネルギー W の増加に伴って摩耗度 f_{ab} が減少した.

4. 考 察

開き角 ϕ が異なる 4 種類のアブレシブ (CFP, FFP, AP1 及び AP2) を用いて, 異なる 7 種類のディスク材 (SUS304, FC200, Pure Al, Pure Cu, Ti-Al-V, Ni-Cr-Fe 及び Al-Mg-Mn) に対して単一圧子スクラッチ試験を行った結果, 開き角 ϕ が小さいアブレシブ及び単位体積当たりの破断エネルギー W が大きいディスク材が小さい摩耗度 f_{ab} を示した. 摩耗度 f_{ab} の減少に伴って摩耗係数及び摩擦係数の比 K/μ が減少するので (炭竈他, 2014), 開き角 ϕ が小さいアブレシブ及び単位体積当たりの破断エネルギー W が大きいディスク材が高摩擦かつ低相手攻撃性有するディスクブレーキに有効である.

図 7 (a) に示すように, CFP, AP1 及び AP2 の場合に開き角 ϕ の減少に伴って摩耗度 f_{ab} が減少したことは, 以下に示すように傾斜切削理論を用いて定性的に説明可能である (炭竈他, 2014). 臼井らによって工具切れ刃の開き角 ϕ の減少に伴う切りくず流出角 (Chip flow angle) η の増加が報告されており, このような傾斜切削理論から, アブレシブによる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流出角 η が増加し, それに伴って摩耗度 f_{ab} が減少することが考えられる (臼井, 井上, 1977). しかし, 臼井らの傾斜切削理論では FFP の場合に他と異なる傾向を示した事の説明ができない. この説明のために, 開き角 ϕ が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響を, 図 7 (b) に示す単一圧子スクラッチ試験によって得られた摩擦係数 μ (代表して SUS304 をディスク材とした場合の摩擦係数) 及び Oxley のすべり線場モデルを用いて説明する事を試みた.

Oxley のすべり線場モデルはアブレシブによる摩擦を 2 次元切削のモデルに近似し, 各摩耗形態におけるアブレシブの攻撃角 (Attack angle) β_x ($y = v, n, e$) と摩擦係数 μ の関係を示したものである (Challen and Oxley, 1979). ここで, アブレシブの攻撃角 β_x とは式 (12) で表されるように 90° からすくい角 α_y ($y = v, n, e$) を減じた角度である.

$$\beta_x = 90 - \alpha_y \quad (12)$$

この Oxley のすべり線場モデルによると, Ploughing または Wedge と, Cutting は異なる曲線で摩擦特性が表現されるが, どの摩耗形態も攻撃角 β_x の増加に伴って摩擦係数 μ は増加する. Ploughing の場合, 攻撃角 β_x が摩擦係数 μ に及ぼす影響は式 (13) のように表される.

$$\mu = \frac{A \sin \beta_x + \cos(\cos^{-1} f - \beta_x)}{A \cos \beta_x + \sin(\cos^{-1} f - \beta_x)} \quad (13)$$

Fig. 7 (a) The effect of open angle ϕ on degree of wear f_{ab} in the case of scratching against 6 disc materials. The blue diamond marker represents the case of SUS304. The red diamond marker represents the case of FC200. The green triangle marker represents the case of Pure Al. The yellow circle marker represents the case of Pure Cu. The purple square marker represents the case of Ti-Al-V. The brown asterisk marker represents the case of Ni-Cr-Fe. The sky-blue triangle marker represents the case of Al-Mg-Mn. In all cases, degree of wear f_{ab} increased with increasing open angle ϕ except in FFP. (b) The effect of open angle ϕ on friction coefficient μ . In all cases, friction coefficient μ increased with increasing open angle ϕ except in FFP.

Fig. 8 The effect of toughness W on degree of wear f_{ab} . (a) In the case of CFP. (b) In the case of FFP. (c) In the case of AP1. (d) In the case of AP2. Degree of wear f_{ab} decreased with increasing toughness W .

ただし A は式 (14) のように表される.

$$A = 1 + \frac{1}{2}\pi + \cos^{-1} f - 2\beta_x - 2\sin^{-1} \frac{\sin \beta_x}{(1-f)^{1/2}} \quad (14)$$

Wedge の場合, 攻撃角 β_x が摩擦係数 μ に及ぼす影響は式 (15) のように表される.

$$\mu = \frac{\{1 - 2\sin B + (1-f^2)^{1/2}\} \sin \beta_x + f \cos \beta_x}{\{1 - 2\sin B + (1-f^2)^{1/2}\} \cos \beta_x - f \sin \beta_x} \quad (15)$$

ただし B は式 (16) のように表される.

$$B = \beta_x - \frac{1}{4}\pi - \frac{1}{2}\cos^{-1} f + \sin^{-1} \frac{\sin \beta_x}{(1-f)^{1/2}} \quad (16)$$

Cutting の場合, 攻撃角 β_x が摩擦係数 μ に及ぼす影響は式 (17) のように表される.

$$\mu = \tan\left(\beta_x - \frac{1}{4}\pi + \frac{1}{2}\cos^{-1} f\right) \quad (17)$$

Oxley のすべり線場モデルは 2 次元であるため, 開き角 φ の影響を考えるためには, 3 次元に拡張する必要がある. そこで図 9 に示すような傾斜切削モデルを検討した. 切れ刃は X 軸から $90 - \varphi$ だけ傾いており, Y 軸方向に進む. 切りくずは ζ 軸方向に排出される. ζ 軸は YZ 平面から切りくず流出角 η だけ傾いている. 図 9 における YZ 平面上の $\angle AOB$ を速度すくい角 α_n , ψZ 平面上の $\angle AOC$ を垂直すくい角 (Normal rake angle) α_n , $Y\zeta$ 平面上の $\angle DOF$ を有効すくい角 (Effective rake angle) α_e とおく. Oxley のすべり線場モデルは 2 次元切削モデルなので切れ刃速度ベクトル, 被削材のせん断速度ベクトル及び切りくず排出速度ベクトルは同一面内に存在するものと仮定している. よって切れ刃速度ベクトル, 被削材のせん断速度ベクトル及び切りくず排出速

度ベクトルを含む $Y\zeta$ 平面上に存在する有効すくい角 α_e を Oxley のすべり線場モデルにおけるすくい角に置き換えて考えることが可能であるが、 $Y\zeta$ 平面は切削合力を含まないので、厳密には有効すくい角 α_e が Oxley のすべり線場モデルにおけるすくい角に置換可能ではないことに留意しなければならない (社本, 2002). これら開き角 φ , 切りくず流出角 η , 速度すくい角 α_v , 垂直すくい角 α_n 及び有効すくい角 α_e は幾何学的に式 (18) 及び式 (19) に示すような関係があり, Stabler の法則から開き角 φ 及び切りくず流出角 η には式 (20) に示すような関係がある (Stabler and Mech, 1951).

$$\tan \alpha_v = \frac{\tan \alpha_n}{\sin \varphi} \quad (18)$$

$$\sin \alpha_e = \sin \eta \cos \varphi + \cos \eta \sin \varphi \sin \alpha_n \quad (19)$$

$$\eta = 90 - \varphi \quad (20)$$

式 (18) ~ (20) を用いて算出した有効すくい角 α_e からその攻撃角 β_e を求めた (表 4). 表 4 に示すように開き角 φ の減少に伴って有効攻撃角 β_e は減少する. 図 10 に Oxley のすべり線場モデルを用いて求めた, 攻撃角 β_x が摩擦係数 μ に及ぼす影響及び, SUS304 に対して単一圧子スクラッチ試験を行って得られた有効攻撃角 β_e が摩擦係数 μ に及ぼす影響を示す. 図 10 に示すように, SUS304 に対して単一圧子スクラッチ試験を行って得られた摩擦係数 μ は, バルクに対する表面のせん断強度 f が 0.2 の場合の Oxley のすべり線場モデルとよく一致していた (図 4 に示すように SUS304 のバルクに対する表面のせん断強度 f は 0.2 程度である). よって Oxley のすべり線場モデルを本研究の単一圧子スクラッチ試験に適用すると, CFP, AP1 及び AP2 は Ploughing または Wedge であり, FFP のみ Cutting であると判別される. Oxley のすべり線場モデルによると, Ploughing または Wedge と, Cutting では異なる曲線で摩擦特性が表現されるので, 図 7 (a) に示すように FFP のみ他と異なる傾向を示した.

一方, 図 8 に示すように単位体積当たりの破断エネルギー W の増加に伴って摩耗度 f_{ab} が減少したことは以下のように説明可能である. 単位体積当たりの破断エネルギー W が大きいディスク材料は破断に至るまでのエネルギーが大きいので切りくずが破断しづらく, 排出されにくい. そのため単位体積当たりの破断エネルギー W の増加に伴って摩耗度 f_{ab} は減少したと考えられる.

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ディスクブレーキのためのアブレスブ形状及びディスク材を提案したが, 実際のブレーキパッドには多くのアブレスブが含有されており, 今後多点でのスクラッチ試験において開き角 φ が小さいアブレスブ及び単位体積当たりの破断エネルギー W が大きいディスク材の有効性を明らかにする必要がある.

5. 結 言

本研究では, アブレスブの開き角 φ 及びディスク材の物性 (単位体積当たりの破断エネルギー (Toughness) W) が摩耗度 f_{ab} に及ぼす影響を明らかにするために, 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ることで, 開き角 φ を 4 水準 8.2° (AP2), 45° (CFP), 82° (AP1) 及び 90° (FFP) に変化させ, 7 種類のディスク材 (SUS304), 鋳鉄 (FC200), 純アルミニウム (Pure Al), 純銅 (Pure Cu), チタン合金 (Ti-Al-V), ニッケル合金 (Ni-Cr-Fe) 及びアルミ合金 (Al-Mg-Mn) に対して単一圧子スクラッチ試験を行った. その結果, 以下に示すことが明らかになった.

- (1) どのディスク材を用いた場合でも CFP, AP1 及び AP2 の場合にアブレスブの開き角 φ の減少に伴って摩耗度 f_{ab} が減少した.
- (2) ディスク材の単位体積当たりの破断エネルギー W の増加に伴って摩耗度 f_{ab} が減少した.

以上の結果から, 開き角 φ が小さいアブレスブ及び単位体積当たりの破断エネルギー W が大きいディスク材を用いることで高摩擦かつ低相手攻撃性ディスクブレーキの作製可能性が示唆された.

Fig. 9 The schematic images of the oblique cutting model. (a) The overview of the cutting edge which slides toward Y axis. The cutting edge inclines from X axis and the angle between Y axis and cutting edge is ϕ . Chip flows toward ζ axis which inclines η from YZ plane. (b) The plane view of cutting edge. Velocity rake angle α_v and Normal rake angle α_n are described in the plane view. Velocity rake angle α_v is on YZ plane. Normal rake angle α_n is on ψ Z plane. ψ axis is normal to cutting edge. (c) The plane view of Y ζ plane. Effective rake angle β_e is described in the plane view.

Table 4 Open angle ϕ , velocity rake angle α_v , normal rake angle α_n , effective rake angle α_e and effective attack angle β_e of abrasives

[deg]	-	CFP	FFP	AP1	AP2
Open angle	ϕ	45	90	81.8	8.21
Velocity rake angle	α_v	74	66	65	86
Normal rake angle	α_n	67.9	66	64.8	63.9
Effective rake angle	α_e	74.4	66.0	65.0	86.3
Effective attack angle	β_e	15.6	24.0	25.0	3.69

Fig. 10 The effect of attack angle β_x on friction coefficient μ . Black solid line represents Oxley's slip line field ploughing or wedge model in the case of normalized shear strength at the interface $f = 0.2$. Black dashed line represents Oxley's slip line field cutting model in the case of normalized shear strength at the interface $f = 0.2$. Diamond marker represents the effect of effective rake angle α_e on friction coefficient μ obtained by scratch test. AP2, CFP and AP1 fitted well with ploughing or wedge model and FFP fitted with dashed line.

文 献

- 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.
- 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.
- Goddard, J. and Wilman, H., A theory of friction and wear during the abrasion of metals, *Wear*, Vol.5 (1962), pp.114-135.
- 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.
- 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 (1988a), pp.51-57.
- Hokkirigawa, K. and Kato, K., The effect of hardness on the transition of the abrasive wear mechanism of steels, *Wear*, Vol.123 (1988b), pp.241-251.
- (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.
- 海道昌孝, 自動車ブレーキ, トライボロジスト, Vol.45, No.12 (2000), pp.916-919.
- 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, 鑄造工学, Vol.71, No.2 (1999), pp.121-126.
- 社本英二, 3次元切削機構に関する研究 (第1報) 傾斜切削プロセスの理解とベクトルによる定式化, 精密工学会誌, Vol.68, No.3 (2002), pp.408-414.
- Stabler, G. V., Sc. B. and E, Mech, M. I., The fundamental geometry of cutting tools, *Proceedings of the institution of mechanical engineers*, Vol.165, No.1 (1951), pp.14-26.
- 炭竈美穂, 梅原徳次, 野老山貴行, 上坂裕之, 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), 日本機械学会論文集, Vol.80, No.811 (2014). DOI : 10.1299/transjsme.2014smm0038.
- 田口玄一, 品質設計のための実験計画法, 日本規格協会 (1988).
- 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.
- Zum Gahr, K. H. and Mewes, D., Severity of material removal in abrasive wear of ductile materials, *Wear of materials* (1983), pp. 130-139.

References

- 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.
- 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).
- Goddard, J. and Wilman, H., A theory of friction and wear during the abrasion of metals, *Wear*, Vol.5 (1962), pp.114-135.
- 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).
- 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 (1988a), pp.51-57.
- Hokkirigawa, K. and Kato, K., The effect of hardness on the transition of the abrasive wear mechanism of steels, *Wear*, Vol.123 (1988b), pp.241-251.
- IRC Co., Ltd., The trends of component materials focused for good fuel efficiency and low cost – Brake associated components, *Automotive industrial reports*, Vol.759 (2012), pp.9-11 (in Japanese).
- Kaidou, M., Automotive brake, *Tribologist*, Vol.45, No.12 (2000), pp.916-919 (in Japanese).

- 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).
- Shamoto, E., Study on three dimensional cutting mechanics (1st report), The Japan Society for Precision Engineering, Vol.68, No.3 (2002), pp.408-414 (in Japanese).
- Stabler, G. V., Sc, B. and E, Mech, M, I., The fundamental geometry of cutting tools, Proceedings of the institution of mechanical engineers, Vol.165, No.1 (1951), pp.14-26.
- Sumigama, M., Umehara, N., Tokoroyama, T. and Kousaka, H., Proposal of high frictional and low aggressive abrasive shape (The effect of open angle for friction coefficient on degree of wear in abrasion), The Japan society of Mechanical Engineers, Vol.80, No.811 (2014). DOI : 10.1299/transjsme.2014smm0038.
- Taguchi, G., The experimental design method for the quality design, Japanese Standards Association (1988) (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).
- Zum Gahr, K, H. and Mewes, D., Severity of material removal in abrasive wear of ductile materials, Wear of materials (1983), pp. 130-139.