ディスクブレーキの鳴きに及ぼすパッド面取りの影響*

大浦 靖典^{*1}, 栗田 裕^{*2}, 松村 雄一^{*3}

Influence of Pad Chamfering on Disk Brake Squeal

Yasunori OURA^{*4}, Yutaka KURITA and Yuichi MATSUMURA^{**} Department of Mechanical Systems Engineering, The University of Shiga Prefecture,
2500 Hassaka-cho, Hikone-shi, Shiga, 522-8533 Japan

This study presents experimental and analytical results about the influence of pad chamfering on squeal vibration in the disk-pad-caliper system, which is modeled after an actual disk brake. In the leading side of contact area, the disk and the pad-caliper vibrate with the same amplitude and the same phase at a point. We call this point "contact point". Chamfering of the pad on the leading edge decreases the sound pressure level of squeal and moves the contact point from the leading side to the center of the pad. On the other hand, chamfering of the pad on the trailing edge has no relation to the squeal vibration. To clarify the influence of chamfering on squeal, we analyzed the disk-pad-caliper system as a surface contact analysis model, which combined the disk with pad-caliper by distributed springs.

Key Words: Self-Excited Vibration, Frictional Vibration, Modeling, Disk Brake, Squeal, Chamfering

1. 緒 言

回転する円板に摩擦材を押し付けて制動するディスクブレーキは、安定した効きを発揮するブレーキとして自動車や鉄道車両などに幅広く用いられている。近年では、高い摩擦係数や耐摩耗性をもつブレーキパッドの開発によって、ディスクブレーキの小型軽量化が進んでいる。その一方で、制動時に発生するキーという甲高い鳴きが問題となっている。この鳴きに対する簡単かつ有効な対策として、パッドの面取りがある。

末岡ら⁽¹⁾は、浮動型ディスクブレーキの鳴き発生とパッド/ディスク間の接触位置関係に着目した実験を行い、鳴きが適当なブレーキ力の大きさのときに発生すること、インナー側パッドのリーディング側をカットすると鳴きが発生しなくなることを見いだした。パッド支持剛性をリーディング側とトレーリング側で変えることで鳴きが発生させ、パッドをカットすることによる接触領域の変化で鳴きが収まることを示している。中野ら⁽²⁾は、対向型のディスクブレーキで同様の結果を示しているが、両者とも分布ばね定数は一様であるとしている。また、鳴き発生の要因となる接触面圧の不均⁽³⁾に、面取りが与える影響も検討されていない。

著者らは、これまで、摩擦接触部の剛性がもつ押付

圧依存性と鳴きの関係を研究してきた。まず、両端を固定した板ばねの中央にパッドを取り付けることで、パッド支持剛性を対称にした鳴き試験機を作製し、鳴きを発生させる実験を行った⁽⁴⁾。その結果、ディスクにパッドを押し付ける圧力によって鳴きの音圧や周波数が変化することが明らかになった。また、摩擦接触部付近でディスクは並進運動、パッドは並進と回転の2自由度の運動をしていることが確認できた。

実験結果を基に、摩擦接触部を分布ばねで表した面接触モデルを作成した⁽⁵⁾。分布ばねの剛性を一様とすると鳴きは発生しないが、押付圧依存性をもたせるとディスクとパッドの振動が連成して系が不安定となり、鳴きが発生した。また、発生する鳴きの音圧や周波数が異なる2種類のパッドの摩擦接触部の剛性を測定し、剛性の大きさと押付圧依存性が異なることを示した⁽⁶⁾。

本研究では、パッドの面取りによる摩擦接触部の剛性分布の変化が鳴きに及ぼす影響を検討する。まず、片側端面を面取りしたパッドを用いて鳴き実験を行う。パッドを面取りする位置と量によって、鳴きの発生する押付圧の範囲や鳴き音圧、摩擦接触部の振動がどのように変化するかを測定する。次に、面接触モデルを用いて、パッドの面取りによる摩擦接触部の圧力や剛性の分布の変化と鳴きの関係を考察する。

2. 鳴き実験

2・1 実験装置 実際のディスクブレーキの代わりに構造が簡単な模擬的な装置を用いて、パッドの面取りが鳴きに与える影響を調べた。ディスクの形状を

* 原稿受付 2007年6月20日。

^{*1} 正員、滋賀県立大学大学院工学研究科(〒522-8533 彦根市八坂町2500)。^{*2} 正員、フェロー、滋賀県立大学工学部。^{*3} 正員、滋賀県立大学工学部[現：山梨大学]。

E-mail: n21yooura@usp.ac.jp

図 1(a)に示す。ディスクを内周固定・外周自由の境界条件を満たす鋼製の円板で模擬した。外周部の厚さ h は 6 mm である。パッド・キャリパの形状を図 1(b)に示す。自動車用パッドを 20 mm × 20 mm に切り抜き、長さ 60 mm、幅 20 mm、厚さ t が 1 mm の鋼製の板ばねで支持した。パッドの面取りの位置と量が鳴きに与える影響を調べるため、片側端面を接触面に平行に c [mm]、垂直方向に 0.5 mm、紙面垂直方向には 20 mm 全て切除した。パッドは 6 個用意し、面取り量 c は、0 (面取りなし)、0.5、1.0、1.5、2.0、3.0 mm とした。パッドの取付け方向で、面取り位置を変更する。このように面取り加工したパッドを一定速度 40 rpm で回転するディスクに押し付け、摩擦接触部を連続スリップ状態とし、鳴きを発生させた。パッド中央を原点 0 とし、ディスクが回転してパッドに入る側をリーディング側 (ー側)、出る側をトレーリング側 (+側) と呼ぶ。

2・2 鳴きの周波数と音圧レベル パッドの面取りが鳴きの周波数と音圧に与える影響を、押付圧を変えて調べた。まず、基準として、面取りしていないパッドを用いたときに発生した鳴きの周波数解析結果を図 2 に示す。パッドをディスクに押し付ける荷重は 50、100、150 N とした。図 2 より、どの押付荷重でも鳴き周波数は 2032 Hz となることがわかる。4 kHz 付近のピークは 2 倍高調波成分である。また、押付荷重が大きくなるほど、鳴き音圧レベルも大きくなる。

Fig. 1 Shape of specimen

Fig. 2 Frequency analysis results of squeal noise

次に、パッドの面取りによる鳴き音圧レベルの変化を調べた。このとき、発生した鳴きの周波数は、面取りの位置と量によらず、常に 2032 Hz となった。図 3(a)に、パッドのリーディング側を面取りしたときの鳴き音圧レベルの変化を示す。パッドにかかる押付荷重は、10 N から 150 N まで 10 N 刻みとした。図 3 の横軸は、押付荷重を接触面積で割った押付圧である。試験機の駆動音などが 35 dBA 程度あるため、40 dBA 以上の音圧をもつ音を鳴きと判別した。パッドの面取り量を大きくすると、鳴きが発生し始める押付圧が高压側に移動することがわかる。また、押付荷重が 150 N のときの鳴き音圧レベルは、面取りしないときが約 95 dBA、面取り量が 1.0 mm のときは約 80 dBA、面取り量が 2.0 mm のときは約 70 dBA となる。面取り量が 3.0 mm のときは、実験した押付圧の範囲では、鳴き自体が発生しなかった。パッドのリーディング側を面取りすると、鳴きが発生しにくくなるがわかる。

図 3(b)に、パッドのトレーリング側を面取りしたと

(a) Leading side chamfering

(b) Trailing side chamfering

Fig. 3 Influence of chamfering on sound pressure level

きの鳴き音圧レベルの変化を示す。鳴きが発生し始める押付圧は、どの面取り量においても 0.1 MPa 付近となった。また、面取り量によらず、鳴き音圧レベルの最大値は 90 dBA 以上となり、面取りしていないときと同等である。トレーリング側の面取りは、発生する鳴きにほとんど影響がないことがわかる。

Fig. 4 Squeal vibration on contact area

2・3 摩擦接触部付近の振動 パッドの面取りによる摩擦接触部付近の鳴き振動の変化を、非接触変位計で調べた。変位計は、パッドの中央からリーディング側に 11 mm の位置とトレーリング側に 11 mm の位置に、ディスク側とパッド・キャリパ側で対向するように設置した。鳴き振動測定時の押付荷重は 100 N とした。

図 4(a)に、面取りしていないパッドを用いたときの鳴き振動波形を示す。 D_L , D_T と P_L , P_T は、それぞれディスクとパッド・キャリパのリーディング側 (L), トレーリング側 (T) の振動波形である。ディスクの振動はリーディング側とトレーリング側で同位相・同振幅となる。パッドの振動は、リーディング側とトレーリング側で逆位相となり、振幅はトレーリング側が大きくなる。接触部では、ディスクとパッドの振動に相対変位が生じていることがわかる。

図 4(b)に、リーディング側を 2.0 mm 面取りしたときの鳴き振動波形を示す。面取りしていないときに比べて、ディスクの振動もパッドのトレーリング側の振動も振幅が小さくなることがわかる。

図 4(c)に、トレーリング側を 2.0 mm 面取りしたときの鳴き振動波形を示す。面取りしていないときに比べて、ディスクの振動はほとんど変化しないが、パッドの振動の振幅がやや大きくなるがわかる。

パッドの面取りによる摩擦接触部付近の鳴き振動モードの変化を調べた。振動モードは、リーディング側とトレーリング側の振動の測定値を直線で結ぶことで表した。また、摩擦接触部において、ディスクとパッドの振動の振幅と位相が最も近くなる点 (以下、接触

Fig. 5 Influence of chamfering on vibration mode in experiment

点⁽⁴⁾と呼ぶ)の位置に面取りが与える影響を検討した。前報⁽⁵⁾の検討より、面取りが接触点の位置に与える影響は、接触部の剛性分布の重心の位置に与える影響と一致すると考えられる。

図 5(a)に、パッドのリーディング側を面取りしたときの摩擦接触部の振動モードの変化を示す。面取り量が大きくなるほど、ディスクの振動とパッドのトレーリング側の振動の振幅が小さくなるのがわかる。接触点の位置(図中の●印)は、リーディング側 5 mm 付近からパッドの中央に移動する。

図 5(b)に、パッドのトレーリング側を面取りしたときの摩擦接触部の振動モードを示す。面取りによって、パッドの振動は振幅が全体的に少し大きくなるが、ディスクの振動は変化しない。このため、振動モード自体は、ほとんど変化しないことがわかる。よって、接触点は常にリーディング側 5 mm 付近に存在する。

接触点における振動を図 6 に示す。実線がディスク、破線がパッドの振動である。面取りしていないとき(図 6(a))は、ディスクとパッドの振動が同位相・同振幅となる。パッドのリーディング側を 2 mm 面取りしたとき(図 6(b))は、ディスクの振動が小さくなり、パッドもほとんど振動しない。トレーリング側を 2 mm 面取りしたとき(図 6(c))は、全体的にパッドの振幅が大きくなるので、ディスクとパッドの振動の振幅と位相が最も近くなる点を接触点とした。

3. 鳴き発生の理論

3・1 面接触モデル 前報⁽⁵⁾の面接触モデルを用いて、パッドの面取りが鳴きに及ぼす影響を解析する。図 7 に、ディスクを並進の 1 自由度、パッド・キャリパを並進と回転の 2 自由度をもつ振動系で表した面接触モデルを示す。パッド・キャリパの回転運動の中心は、常にパッドを支持する板ばねの中央とした。ディスクは、等価質量 M と等価ばね定数 K を用いて表す。パッド・キャリパの慣性モーメント J は、振動体全体の質量 m から算出した。並進のばね定数 k_t と回転のばね定数 k_ϕ は、対応する振動モードの固有振動数から求

めた。また、接触面の摩擦係数 μ は実験より 0.3 である。摩擦接触部は分布ばね k を用いて表す。

面接触モデルの運動方程式を以下に示す。ディスクの並進方向の運動方程式は、

$$M\ddot{x}_d = -Kx_d - \int f dA \quad (1)$$

パッド・キャリパの並進方向の運動方程式は、

$$m\ddot{x}_p = -k_t x_p + \int f dA \quad (2)$$

パッド・キャリパの回転方向の運動方程式は、

$$J\ddot{\phi} = -k_\phi \phi + \int \mu f l_G dA + \int f l dA \quad (3)$$

接触部の各位置に生じる力を、接触部の剛性 k とディスクとパッドの相対変位 x を用いて次式で表す。接触部の減衰は、剛性に比べて非常に小さいため無視した⁽⁶⁾。

$$f(l) = kx = k(x_d - x_p - l\phi) \quad (4)$$

運動方程式をラプラス変換して行列式にまとめると、

$$\begin{pmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_d \\ X_p \\ \Phi \end{pmatrix} = 0, \quad (5)$$

$$B_{11} = Ms^2 + K + \int kdA, \quad B_{12} = B_{21} = -\int kdA,$$

$$B_{13} = -B_{23} = -\int kldA, \quad B_{22} = ms^2 + k_t + \int kdA,$$

$$B_{31} = -B_{32} = -\mu l_G \int kdA - \int kldA,$$

$$B_{33} = Js^2 + \mu l_G \int kldA + k_\phi + \int kl^2 dA$$

式(5)の係数行列の行列式 = 0 が特性方程式であり、 s^2 についての 3 次式 (s についての 6 次式)になる。この特性方程式が共役複素根をもち、その実部が正となるときに、系は動的に不安定となり、自励振動(鳴き)が発生する。共役複素根の実部 X の大きさは、振動の発散の速さを表すので、鳴きやすさと呼ぶ。鳴きやすさ X の大きさは、鳴き音圧レベルの大きさに対応する。

Fig. 7 Surface contact analysis model

Fig. 8 Shape of contact area

Fig. 6 Squeal vibration at contact position

また、共役複素根の虚部は、鳴き周波数を表す。

面接触モデルにおける接触部の形状を図 8 に示す。接触部のディスク半径方向の長さ b は 20 mm とする。円周方向の位置 l は、ディスクの回転中心から接触面中心までの距離 $r_c = 110$ mm とディスク回転中心からの角度 θ で表す。面取りしていないパッドでの接触部の円周方向の長さ 20 mm は、リーディング側端までの角度 α を -0.09 rad、トレイリング側端までの角度 β を 0.09 rad として表す。面接触モデルの運動方程式の積分の範囲は α から β までとなる。また、接触部の微小面積は $dA = br_c d\theta$ となる。パッドの面取りは、 α や β の値を変えることで表す。ただし、パッド・キャリパの質量 m と慣性モーメント J は、面取りされる体積が微小なため、面取りしていないときと同じ値を用いた。

3・2 摩擦接触部の剛性 面接触モデルで解析するために、摩擦接触部の剛性の大きさと押付圧の関係を表す必要がある。接触部の剛性を求めるために、あらかじめ押付圧を加えたパッドをランダムノイズ加振し、接触部に生じる変位から加振力までの伝達関数（動剛性）を測定した⁽⁶⁾。鳴きが発生する周波数域では、動剛性に占める減衰の割合は、剛性に比べて無視できるほど小さい。そこで、実験の鳴き周波数に近い 2 kHz の動剛性の測定値を接触部の剛性とした。

図 9 に、パッドの接触部の剛性を、押付圧を変えて測定した結果を示す。剛性の測定はパッドを面取りする前に行った。図中の凡例は測定後に行った面取り量 c を表す。接触部の剛性と押付圧の関係を次式で表す。

$$k = K_N p^N \quad (6)$$

押付圧が 0 のときの剛性は、十分に小さいと見なし 0 とした。図 9 に式(6)による近似線を示す。剛性の大きさを表す係数 K_N を 6.98×10^8 、押付圧依存性を表す非線形性指数 N を 0.35 とした。これらの値を用いて、接触部の剛性をもつ押付圧依存性を考慮した解析を行う。

Fig. 9 Pressure versus stiffness in contact region

3・3 摩擦接触部の剛性分布の重心 面接触モデルにおいて鳴きが発生する条件を考察する。面接触モデルの運動方程式である式(5)中の B_{13} と B_{23} は、ディスクとパッドの並進運動と、パッドの回転運動の連成項の係数にあたる。もし、係数 B_{13} と B_{23} が 0 であれば、並進と回転の振動が連成せず、系は不安定にならない。連成項の大きさを接触部全体の剛性で割ると、

$$l'_c = \frac{\int k l dA}{\int k dA} \quad (7)$$

式(7)は接触部の剛性分布の重心位置を表している。実験での接触点の位置 l_c に対応する⁽⁹⁾。剛性分布の重心位置がパッドの中央となると、振動の連成項も 0 となり鳴きが発生しない。剛性分布の重心位置で、鳴きが発生する可能性を判断できる。

4. 解析結果

4・1 鳴きやすさと接触部の振動 面接触モデルを用いて、パッドの面取りが鳴きに与える影響を解析した。解析に用いる各係数は、前報⁽⁹⁾と同じ値とした。

(a) Leading side chamfering

(b) Trailing side chamfering

Fig. 10 Influence of chamfering on real part X

図10(a)に、パッドのリーディング側を面取りしたときの押付圧と鳴きやすさの関係を示す。面取り量を大きくすると、鳴きが発生し始める押付圧が高圧側に移動し、鳴きやすさの最大値が低下する。面取り量3.0 mmのときは、押付圧に関係なく、鳴き自体が発生しない。この解析結果は、パッドのリーディング側の面取りで鳴きが低減することを示しており、実験結果と傾向が一致する。ただし、解析結果の方が、面取りの効果が大きく現れている。

図10(b)に、パッドのトレーリング側を面取りしたときの解析結果を示す。面取り量を大きくしても、鳴きが発生し始める押付圧や鳴きやすさの最大値はあまり変化しない。この解析結果は、トレーリング側を面取りしても鳴きへの影響が小さいことを示しており、実験結果と一致する。

次に、パッドの面取りによって、摩擦接触部の鳴き振動がどのように変化するかを解析した。解析での押付荷重は実験と同じ100 Nとした。図11(a)に、パッドのリーディング側を面取りしたときの鳴き振動モードの変化を示す。図中の●印は、接触部の剛性分布の重心位置である。この位置は、前報⁹⁾での検討より、接触点位置に対応すると考えられる。パッドの面取り量を大きくすると、●印は接触部のリーディング側から中央に向けて移動することがわかる。面取り量が1.5 mm以上のときは、解析では鳴きが発生しなくなる。

図11(b)に、パッドのトレーリング側を面取りしたときの振動モードを示す。面取り量を大きくすると、●印が接触部のリーディング側に移動するが、移動量は

リーディング側を面取りしたときに比べて小さい。実験と解析より、リーディング側の面取りは、トレーリング側の面取りに比べて、剛性分布の重心（接触点）の位置と鳴きに与える影響が大きいがわかる。

図12に、摩擦接触部の剛性分布の重心位置でのディスクとパッドの振動を示す。ディスクの振動を基準（振幅1）として、パッドの振動の振幅比と位相差を求めた。実線がディスク、破線がパッドの振動である。パッドを面取りしていないとき（図12(a)）は、ディスクとパッドがほぼ同位相となり、振動の振幅も接触部の他の位置より近い値となる。リーディング側を2 mm面取りしたとき（図12(b)）は、鳴き振動が発生しない。トレーリング側を2 mm面取りしたとき（図12(c)）は、振動の位相はほぼ一致し、パッドの振幅が少し大きくなる。剛性分布の重心位置での振動は、図6で示した、接触点の位置での振動に近いことがわかる。

4・2 接触部の圧力と剛性の分布 パッドの面取りによって、接触部の圧力と剛性の分布がどのように変化するかを解析した。図13(a)に、パッドを面取りし

Fig. 12 Squeal vibration at l_c'

Fig. 11 Influence of chamfering on vibration mode in analysis

Fig. 13 Chamfer influence on stiffness distribution

ていないときの接触部の圧力 p と剛性 k の分布を解析した結果を破線で示す。また、接触部の剛性分布の重心位置(リーディング側 1.5 mm)を縦の実線で示す。押付圧の分布はほぼ三角形となり、リーディング側端で最大値となる。このとき、接触部の剛性も、押付圧依存性によって、リーディング側端で最大値、トレーリング側端で最小値をもつ。

図 13(b)に、パッドのリーディング側を 2.0 mm 面取りしたときの接触部の圧力と剛性の分布を実線で示す。また、面取りしていないときの分布を破線で示す。最も剛性が大きくなるリーディング側端が面取りされるため、剛性分布の重心位置はパッドの中央側に移動し、リーディング側 0.6 mm となる。このとき、ディスクとパッドの振動の連成項の係数 B_{13} と B_{23} も小さくなり、鳴きが発生しなくなる。

図 13(c)に、パッドのトレーリング側を 2.0 mm 面取りしたときの接触部の圧力と剛性の分布を示す。トレーリング側の面取りによって、剛性分布の重心位置がリーディング側 2.1 mm に移動する。ただし、トレーリング側端は接触面内で最も圧力が小さいため、圧力(剛性)の分布の形状はほとんど変化しない。

5. 結 論

構造の簡単な鳴き試験機と面接触モデルを用いて、パッドの面取りによる摩擦接触部の圧力と剛性の分布の変化が鳴きに与える影響を検討した。

(1) パッドのリーディング側を面取りすると、鳴きが発生する押付圧の範囲が狭くなり、鳴き音圧の最大値が低下する。これに対して、トレーリング側を面取りしても発生する鳴きはほとんど変わらない。

(2) パッドのリーディング側を面取りしたときは、接触点の位置がパッドの中央側に移動する。これに対して、トレーリング側を面取りしたときは、接触点の位置はほとんど変化しない。

(3) 面接触モデルの解析より、パッドの面取りによって、接触部の剛性分布の重心位置がパッドの中央に移動すると鳴きが発生しないことが明らかとなった。

謝 辞

本研究では、西澤幸男氏をはじめとする株式会社アドヴィックスの方々に多大な御支援を頂いた。また、滋賀県立大学工学部の中川平三郎教授にはパッドの加工を御指導頂いた。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) Sueoka, A., Ryu, T., Shirozu, K., and Ichiba, Y., *Squeal of Disk Brake of Floating Type for Cars (1st Report, Relationship between Occurrence of Squeal and Contact Region between Rotor and Pads in Experiment)*, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.67, No.658 (2001), pp.1719-1726.
- (2) Nakano, Y., Ryu, T., and Sueoka, A., *Squeal of Rigid Type Disk Brake for Car*, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.70, No.700 (2004), pp.3398-3405.
- (3) Maekawa, M., Matsuda, T., Sato, M., and Sinbori, M., *Researches on Brake Noise in Disc-Brake System for Automobiles (Generating Mechanism of Uneven Wear on Friction Surface of Pad)*, Journal of Japan Society for Design Engineering, Vol.39, No.4 (2004), pp.189-194.
- (4) Kurita, Y., Matsumura, Y., Ito, A., Tamura, T. and Oura, Y., *Squeal Vibration in Disk Brake*, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.70, No.694 (2004), pp.1609-1615.
- (5) Oura, Y., Kurita, Y., Matsumura, Y. and Tamura, T., *Surface Contact Analysis Model for Squeal on Disk Brake*, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.73, No.731 (2007), pp.1977-1984.
- (6) Oura, Y., Kurita, Y. and Matsumura, Y., *Influence of Dynamic Stiffness in Contact Region on Disk Brake Squeal*, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.73, No.731 (2007), pp.1985-1991.