ディスクブレーキの鳴きに及ぼす摩擦接触部の動剛性の影響*

大浦 靖典^{*1}, 栗田 裕^{*2}, 松村 雄一^{*3}

Influence of Dynamic Stiffness in Contact Region on Disk Brake Squeal

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

This study examines the influence of dynamic stiffness in the contact region on disk brake squeal. The frequency of squeal becomes higher as the thrust pressure grows larger. We think the cause of this phenomenon is that the stiffness of the pad depends on thrust pressure, because the vibration characteristics of the disk and the caliper are not change by thrust pressure. Therefore, we measure the contact stiffness of the pad. The results show that the stiffness of the pad has pressure dependency. To clarify the influence of the pad stiffness on squeal, we analyze the disk-pad-caliper system as the surface contact analysis model, which combines the disk with the pad-caliper by distributed springs.

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

1. 結 言

ディスクブレーキに発生する鳴きは、静粛性の観点から商品価値を低下させるため、ディスクの形状やパッドの材質の変更、キャリパへの減衰の付加など様々な鳴き対策が行われている。鳴きを効率よく抑制するために、鳴き発生のメカニズムを解明しようとする試みは古くから行われてきた⁽¹⁾⁽²⁾。近年では、従来の鳴き対策で注目されていたディスクやパッド・キャリパの振動特性だけではなく、摩擦接触部の剛性の大きさ⁽³⁾や真実接触面積の広さ⁽⁴⁾が鳴きに影響をもつとする報告がなされている。

著者らは、実際のディスクブレーキの代わりに、構造が簡単な装置を用いて、鳴き発生時の振動現象を検討してきた⁽⁵⁾。その結果、発生する鳴きには、パッドをディスクに押付ける圧力が大きくなるほど周波数が高くなる押付圧依存性があることが明らかとなった。しかし、ディスクとパッド・キャリパ単体の振動特性

は、押付圧によって変化しないため、鳴きの押付圧依存性の要因とはならない。

鳴きの周波数が押付圧に依存する原因は、摩擦接触部の剛性が押付圧によって変化するためではないかと考えた。そこで、接触部の剛性を分布ばねで表した面接触モデルを作成し、接触部の剛性の大きさと鳴きの関係を考察した⁽⁶⁾。面接触モデルにおいて、接触面内の剛性をすべて同じ値として解析を行うと、鳴きが発生しない解析結果が得られた。次に、接触部の剛性に押付圧依存性をもたせ、接触面内の圧力分布を考慮して解析を行うと鳴きが発生した。この鳴きは、接触部の剛性が大きいほど周波数が高くなる押付圧依存性をもっていた。解析より、摩擦接触部の圧力の分布と接触部の剛性の押付圧依存性が鳴きの発生に関係があるという知見を得た。

本研究では、ディスク・パッド間の摩擦接触部の剛性を測定し、剛性の違いが鳴きに与える影響を明らかにする。まず、特性が異なる2種類のパッドを用いて鳴きを発生させる実験を行い、パッドの種類と鳴きの関係を調べる。次に、鳴き実験に用いたパッドの摩擦接触部の動剛性を、押付荷重を変えて測定する。さらに、測定した動剛性の値を用いて、面接触モデルの解析を行い、摩擦接触部の動剛性と鳴き発生の関係について考察する。

* 原稿受付 2007年3月19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。

E-mail: n21yoooura@usp.ac.jp

2. 鳴き実験

2・1 鳴き試験機 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、パッドの種類と鳴きの関係を調べた。実験に用いたディスクの形状を図 1(a)に示す。ブレーキ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。外周部の厚さは $h=6\text{ mm}$ とした。パッド・キャリパの形状を図 1(b)に示す。パッドは自動車用のものを $20\text{ mm} \times 20\text{ mm}$ に切り抜いて使用した。同じ寸法のパッド・キャリパを用いても、パッドの種類によって発生する鳴きが異なる現象を調べるため、鳴きやすいとされる試作品のパッド A と実用品のパッド B を用意した。摩擦係数 μ はどちらのパッドも約 0.3 である。キャリパは長さ 80 mm 、幅 20 mm 、厚さ $t=0.5, 1.0, 1.5, 2.0\text{ mm}$ の鋼製の板ばねで模擬した。使用する板ばねの厚さによって、パッドの支持剛性を変えることができる。

一定の回転数 40 rpm で回転するディスクの半径 110 mm の円周上にパッドを押付け、摩擦接触部を連続スリップ状態にして定常的な鳴きを生じさせた。鳴き音を、ディスクの軸心に対して 45° の方向に 40 cm 離して設置した精密騒音計で測定し、周波数分析した。

2・2 鳴きの押付圧依存性 パッドの種類の違いが鳴きに与える影響を、支持剛性と押付圧を変化させて調べた。図 2 に、パッドを支持する板ばねの厚さ t が $0.5, 1.0, 1.5, 2.0\text{ mm}$ のときに発生した鳴きの周波数と音圧レベルを示す。横軸の押付圧は、パッドにかかった押付力を接触面積 400 mm^2 で除した摩擦接触面内の平均的な値である。

図 2(a)に、パッド A を用いたときに発生した鳴きの

音圧と周波数を示す。板ばね厚さ $t=0.5, 1.0\text{ mm}$ のときは、押付圧を大きくしていくと、鳴き周波数が 1300 Hz (図中▲) から 2032 Hz (図中○) に切り換わることがわかる。また、 $t=1.5\text{ mm}$ のときは、 2032 Hz から 3024 Hz (図中■) に切り換わる。 $t=2.0\text{ mm}$ のときは、測定した押付圧の範囲では周波数が 3024 Hz の鳴きのみが発生する。パッド A を用いたときは、支持剛性と押付圧が大きいくほど高い周波数の鳴きが発生することがわかる。

図 2(b)に、パッド B を用いたときに発生した鳴きの音圧と周波数を示す。 $t=0.5, 1.0, 1.5\text{ mm}$ のとき、発生する鳴きの周波数はすべて 2056 Hz となった。ただし、 $t=0.5, 1.0\text{ mm}$ のときは、実験した押付圧のほぼ全域で鳴きが発生したが、 $t=1.5\text{ mm}$ のときは、限られた押付圧の範囲でのみ鳴きが発生した。 $t=2.0\text{ mm}$ のときは、実験した押付圧の範囲では、鳴きが発生しなかった。

図 2 から、ディスクとキャリパの振動特性が同じでも、使用するパッドの種類によって、鳴きの周波数や音圧、発生する押付圧の範囲が異なることがわかる。

Fig. 1 Shape of specimen

(a) Pad A

(b) Pad B

Fig. 2 Thrust pressure versus sound pressure level

3. 摩擦接触部の動剛性の測定

3・1 動剛性測定原理 パッドによって発生する鳴きが異なる原因として、摩擦接触部の動剛性の違いに着目した。鳴き発生時、摩擦接触部にはパッドを押付けることで生じる定常的な圧力と鳴き振動による圧力の変動が生じている。そこで、一定の押付圧を与えたパッドを、鳴きが発生する周波数帯域のランダムノイズで加振し、接触部に生じる変位から加振力までの伝達関数（動剛性）を測定する。

加振によって摩擦接触部に生じる圧力の変動 f を接触部の剛性 k と減衰 c で表す。加振によって接触部に生じる変位を x とすると、

$$f = kx + c\dot{x} \quad (1)$$

ラプラス変換して、変位から力までの伝達関数（動剛性）を求めると、

$$\frac{F}{X} = k + cs = k \left(1 + \frac{c}{k}s \right) \quad (2)$$

図 3 に式(2)の伝達関数のボード線図を示す。式(2)の伝達関数は、大きさ k の比例要素と、時定数が $T = c/k$ の 1 次進み要素の積と見なせる。よって、折点周波数の 10 分の 1 以下の周波数ではゲインがほぼ平坦となり、位相進みも 5.7° 以下となる。このときのゲインの大きさは接触部の剛性 k と見なせる。この k と折点周波数 $1/T$ から接触部の減衰 c を求めることができる。

3・2 動剛性測定装置 動剛性測定装置の構成と外観を図 4 に示す。鳴き実験に用いたパッドを本体基部と加振板で挟み、接触部を加振して動剛性を測定する。加振板と駆動源、駆動源の基部は本体から独立しており、装置上部の推力ねじを締め付けることで、接触部に任意の押付圧を与えることができる。接触部の振動を直接測定することはできないので、加振板に

生じる変位を接触部に生じる変位 x 、本体基部に伝わる圧力変動をパッドへの加振力 f とみなす。装置本体の振動特性が測定に影響を及ぼさないよう、十分剛性になるように設計した。

接触部の加振に用いる駆動源には、測定時にパッドにかかる押付力に打ち勝つだけの発生力と鳴き周波数で加振できる高い応答性が求められる。そこで、条件を満たす駆動源として積層圧電アクチュエータ (NEC TOKIN, AE0505D16) を用いた。最大発生力 850N、応答性 20kHz 以上の本アクチュエータを 4 個、加振板の四隅に設置することで安定性と十分な発生力を確保した。

加振によって接触部に生じる変位は、高周波かつ微小なので、加速度ピックアップ (Brüel & Kjær, Type 4393) を加振板に設置して加速度として測定した。加速度ピックアップの測定周波数帯域は 0.1Hz から 16.5kHz であり、鳴きが発生する周波数帯域での振動を測定することができる。

接触部への加振力は動的かつ微小であるため、水晶圧電式力センサ (KISTLER, 9051A) を用いて測定した。測定対象のパッドを支える構成になるので、接触部に生じる変位の測定に影響を及ぼさないために、測定対象よりも十分に高い剛性をもつ必要がある。本センサの測定方向の剛性 k' は $9 \times 10^9 \text{ N/m}$ であり、測定されるパッドの剛性の 10 倍以上である。また、準静的な測定にも十分な精度をもつので、パッドに加える押付圧の測定にも用いることができる。

3・3 測定結果 パッドの摩擦接触部の動剛性の周波数依存性と押付圧依存性を調べた。パッド A の測定結果を図 5(a) に、パッド B の測定結果を図 5(b) に示す。上段は測定した伝達関数のゲインを単位面積あたりの動剛性に直したもので、下段は位相を表す。接触部への加振指令は、実験で発生した鳴き周波数帯域を考

Fig. 3 Measurement principle

Fig. 4 Experimental apparatus

慮して、0 ～ 4kHz のランダムノイズで行った。指令振幅の大きさは、接触部に生じる変位の振幅が $\pm 1 \mu\text{m}$ となるように調整した。パッドへの押付力は、接触部の面圧が鳴き実験を行った 0.25MPa から実車制動時の接触面圧に近い 2.5MPa までとなるように与えた。

接触部の動剛性の周波数依存性を検討する。図5より、測定した周波数帯域の動剛性の大きさは、パッドAとパッドBの両方とも、ほぼ平坦となっており、位相進みも 5.7° 以下であることがわかる。よって、実験で鳴きが発生した周波数帯域での、接触部の動剛性 F/X の大きさは接触部の剛性 k とみなせる。また、折点周波数は測定を行った周波数の10倍以上と考えられる。接触部の減衰 c が鳴きに及ぼす影響は剛性 k に比べて無視できるほど小さいとみなせる。

また、接触部の動剛性には押付圧依存性があることがわかる。パッドAとパッドBの動剛性の大きさと押付圧依存性の違いが鳴きに与える影響を考察する必要がある。

Fig. 5 Frequency dependency of dynamic stiffness

3・4 摩擦接触部の剛性の押付圧依存性 接触部の剛性と押付圧の関係を近似式で表し、パッドの剛性がもつ押付圧依存性を評価する。接触部の剛性の測定値と押付圧の関係を図6に示す。図中の剛性の値は、鳴き実験において発生しやすかった鳴きの周波数に近い2kHzでの動剛性の大きさをを用いた。パッドAの測定値が図5(a)に示した▲、パッドBが図5(b)に示した●に対応する。図6から、押付圧が小さいときはパッドAの剛性がパッドBよりも小さいことがわかる。しかし、押付圧が大きくなったときの剛性の増加量はパッドAの方が大きいため、最終的にはパッドAの剛性がパッドBよりも大きくなっている。そこで、押付圧 p と接触部の剛性 k の関係を、剛性の大きさを表す係数 K_N と押付圧依存性の程度を表す非線形性指数 N を用いて次式で表す。

$$k = K_N p^N \quad (3)$$

押付圧が0のときの剛性は、押付圧が大きいときの剛性に比べて十分に小さい値であると考え、0とした。接触部の剛性の押付圧依存性が大きいパッドほど、非線形性指数 N が大きくなる。非線形性指数 N が同じ場合、剛性の大きいパッドほど K_N が大きくなる。

図6に、パッドAとパッドBの接触部の剛性の近似を非線形性指数 N の値を変えて行った結果を実線で示す。押

Fig. 6 Pressure dependency of contact stiffness

Table 1 Nonlinearity of pad stiffness

N	K_N	n	k_n	Remarks
0	5.75×10^{10}	1.00	5.75×10^{10}	
0.09	1.86×10^{10}	1.10	1.78×10^{11}	
0.35	6.98×10^8	1.55	2.59×10^{13}	Pad B
0.50	1.15×10^8	2.00	3.30×10^{15}	
0.53	7.68×10^7	2.14	1.45×10^{16}	Pad A
0.60	3.32×10^7	2.50	6.41×10^{17}	

付圧が0.25MPaのとき、パッドAとパッドBの剛性が近い値となるので、このときの2つのパッドの剛性の平均値 $5.75 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ を近似線が通るように K_N の値を定めた。

表1に近似線に用いた N と K_N の値を示す。パッドAは $N=0.53$ 、パッドBは $N=0.35$ とすると、近似式は実験の剛性値を表すことができる。発生する鳴きの周波数が変化しやすいパッドAは、パッドBに比べて非線形指数 N が大きく、押付圧によって接触部の剛性が変化しやすいことがわかる。

4. 面接触モデルによる解析

4・1 面接触モデル 前報⁽⁶⁾で作成した面接触モデルを用いて、接触部の剛性の押付圧依存性が鳴きに与える影響を考察する。図7に、ディスクを並進の1自由度、パッドを並進と回転の2自由度をもつ振動系で表した面接触モデルを示す。摩擦接触部の剛性は分布ばねで表している。ディスクの並進運動の運動方程式は、次式となる。

$$M\ddot{x}_d = -Kx_d - \int f dA \quad (4)$$

パッド・キャリパの並進運動の運動方程式は、

$$m\ddot{x}_p = -k_p x_p + \int f dA \quad (5)$$

パッド・キャリパの回転運動の運動方程式は、

$$J\ddot{\phi} = -k_\phi \phi + \int \mu f \ell_G dA + \int f \ell dA \quad (6)$$

接触部に生じる鳴き振動による圧力の変動 f は、接触部の剛性 k と接触部に生じるディスクとパッドの鳴き振動による相対変位 x を用いて表す。

$$f(l) = kx = k(x_d - x_p - l\phi) \quad (7)$$

ここで、 l は接触面内鉛直方向の位置を表す。式(7)を運動方程式に代入し、特性方程式を導出すると、 s^2 についての3次式 (s についての6次式) となる。この特性方程式が共役複素根 $s = X \pm iY$ をもち、その実部 X が正となると、系は不安定となり、自励振動が発生する。根の実部の大きさ X は、不安定の程度を表しているの、鳴きやすさと呼ぶ。根の虚部の大きさ Y は鳴きの周波数を表す。

Fig. 7 Surface contact analysis model

4・2 接触部の剛性 測定した接触部の剛性を用いて面接触モデルの解析を行う。鳴き発生時、接触部には押付圧による定常的な押付圧 p と鳴き振動による圧力の変動 f が生じている。前報⁽⁶⁾では、摩擦接触部の圧力と変位の関係を次式で表した。

$$p + f = k_1(x_0 + x) + k_2(x_0 + x)^2 \quad (8)$$

ここで、 x_0 は押付圧によって接触部に生じる定常的な変形量である。 x は鳴き振動によって接触部に生じるディスクとパッドの相対変位の変動を表す。また、接触部の圧力と剛性の関係は次式とした。

$$k = \sqrt{k_1^2 + 4k_2p} \quad (9)$$

式(9)を用いると接触部の剛性 k は押付圧が0のとき k_1 となる。また、 k_2 の値に応じて押付圧 p の2分の1乗の割合で剛性が大きくなる。この押付圧依存性は、図6の非線形指数 $N=0.5$ の場合に相当する。図6から、式(9)を用いて接触部の剛性の押付圧依存性を表した場合、 k_1 、 k_2 に適切な値を与えることでパッドAの剛性の押付圧依存性は表せるが、パッドBの剛性の押付圧依存性を表せないことがわかる。

面接触モデルを、パッドごとに異なる剛性の非線形性を表すことができるように、発展させる。摩擦接触部の圧力と変位の関係を次式で表す。

$$p + f = k_n(x_0 + x)^n \quad (10)$$

ここで、 n は接触部に生じる変位と押付圧の関係の非線形性を表す。 k_n は剛性の大きさを表す係数である。押付圧が0のときの剛性は、押付圧が大きいときの剛性に比べて十分に小さい値であると考え0とした。二項定理を用いて、式(10)を展開すると、押付圧 p は次式で表される。

$$p = k_n x_0^n \quad (11)$$

また、接触部に生じる鳴き振動 x による圧力変動 f は次式で表される。ただし、 x の高次項は微小であるため無視する。

$$f = nk_n x_0^{n-1} x \quad (12)$$

式(12)の x にかかっている係数を、接触部の剛性 k とみなす。式(11)を用いて k から x_0 を消去すると、接触部の剛性と押付圧の関係式となる。

$$k = nk_n^{\frac{1}{n}} p^{\frac{n-1}{n}} \quad (13)$$

この式(13)と、実験での接触部の剛性と押付圧の関係の近似式である式(3)を比較すると次の関係が成り立つ。

$$N = \frac{n-1}{n}, \quad K_N = nk_n^{\frac{1}{n}} \quad (14)$$

表1に N と K_N に対応する n と k_n の値を示す。この接触部の剛性を表す値と式(12)を運動方程式に代入することで、安定判別ができる。安定判別法や鳴きが発生

する条件については前報⁶⁾の面接触モデルの解析と同じになる。

4・3 解析結果 測定した接触部の剛性を用いて、面接触モデルの解析を行った。図 8(a)にパッド A の、図 8(b)にパッド B の接触部の剛性を用いた解析結果を示す。鳴きの発生に影響をもつディスクの固有振動数 f_d を縦軸、パッド・キャリパ単体の回転方向の固有振動数 f_ϕ を横軸にとった。図中の破線は板厚 $h=6\text{mm}$ のディスクの固有振動数と、板ばね厚さ $t=0.5, 1.0, 1.5, 2.0\text{mm}$ のパッド・キャリパ単体での回転方向の固有振動数を表している。破線の交点の○は押付力が 50N (平均押付圧 0.125MPa)、×は 100N (0.25MPa)、△は 150N (0.375MPa) のときに実験で鳴きが発生した固有振動数の組合せである。図中の実線の内側が鳴きやすさ X が正の値となる鳴き発生範囲であり、このときの鳴き周波数 Y はディスクの固有振動数 f_d に近い値となっている。細い実線の内側が接触面内の平均押付圧を 0.125MPa としたときの鳴き発生範囲、太い実線の内側が平均押付圧を 0.375MPa としたときの鳴き発生範囲である。

図 8(a)より、パッド A の鳴き発生範囲は、右上がりとなっており、パッド・キャリパの回転方向の固有振動数が大きいくほど、高い周波数の鳴きが発生しやすいことを示している。また、押付圧が大きくなると鳴き発生範囲が上方方向に移動する。この解析結果は、実験において支持剛性や押付圧が大きくと高い周波数の鳴きが発生することに対応する。

図 8(b)より、パッド B の鳴き発生範囲は右上がりの傾向が、 f_ϕ が小さいときにパッド A に比べて緩和されていることがわかる。これは、パッドの支持剛性を変更しても鳴き周波数が変化しにくいことを表している。パッド B を用いた鳴き実験において 2kHz 付近の周波数の鳴きのみが発生したことに対応する。ただし、実験では $t=2.0\text{mm}$ のときは鳴き自体が発生しなかったが、解析では 3kHz 付近の鳴きが発生する結果となっている。

接触部の剛性の非線形性と鳴きの発生しやすさの関係を検討する。鳴き実験において、非線形性指数が大きいパッド A は常に鳴きが発生していたが、非線形性指数が小さいパッド B は鳴きが発生しない押付圧や支持剛性が存在していた。非線形性指数が小さいときに鳴きが発生しにくくなる可能性について、面接触モデルを用いて考察した。図 8(c)に、非線形性指数を $n=1.1$ と小さくしたときの鳴き発生範囲を示す。パッド A とパッド B の鳴き発生範囲と比べると、全体的に狭くなっていることがわかる。また、押付圧が変化したとき

(a) $n=2.14$ (Pad A)

(b) $n=1.55$ (Pad B)

(c) $n=1.10$

Fig. 8 Instability area

の鳴き発生範囲の移動量も少なくなっている。さらに非線形性を小さくして解析を行うと、鳴き発生範囲が細くなっていき、 $n=1$ のときには鳴き発生範囲がなくなった。非線形性が小さいパッドを用いると、鳴きが発生する押付圧ごとの f_d と f_g の組み合わせが限られてくるため、使用するディスクとパッド・キャリパのもつ固有振動数によっては、鳴きが発生しない場合がある。

図 8 から、ある押付圧で同じ程度の大きさの剛性をもったパッドでも、剛性の押付圧依存性（非線形性指数）が異なると、発生しやすい鳴きの周波数が変わることがわかる。また、剛性の押付圧依存性が大きいパッドは、鳴きが発生する f_d と f_g の組み合わせの幅（鳴き発生範囲）が広くなり、押付圧による変化も大きい。このため、接触部の剛性の押付圧依存性が大きいパッド A は、パッドの支持剛性や押付圧を変えた際に、発生する鳴き周波数が移り変わりやすい。

5. 結 論

ディスクブレーキに発生する鳴きの周波数や音圧が使用するパッドや押付圧によって変化する現象を解明するため、摩擦接触部の剛性の押付圧依存性に着目した。測定した接触部の剛性を用いて面接触モデルの解析を行い、剛性の押付圧依存性の違いが鳴きに与える影響を考察した。本研究で得られた結果を、以下にまとめる。

- (1) ディスクとパッドの摩擦接触部の動剛性は、周波数依存性がなく、剛性が支配的である。
- (2) 摩擦接触部の剛性の大きさと押付圧依存性はパッドによって異なる。
- (3) 接触部の剛性の押付圧依存性によって、発生しやすい鳴きの周波数が異なる。
- (4) 接触部の剛性の押付圧依存性が大きいパッドは、パッドの支持剛性や押付圧によって発生する鳴きの周波数が変化しやすい。

謝 辞

本研究を進めるにあたって、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は実験用ブレーキパッドの試作や実際のブレーキでの知見に基づいたモデル解析への御助言など多大な御支援を頂いた。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) Earles, S.W.E. and Lee, C.K., *Instabilities Arising from the Frictional Interaction of a Pin-Disc System Resulting in Noise Generation*, Trans. ASME, H. Eng. Ind., 98-1, (1976), 81-86.
- (2) Millner, N., *An Analysis of Disk Brake Squeal*, SAE Paper, 780332 (1978).
- (3) Sueoka, A., Ryu, T. and Shirozu, K., *Squeal of a 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.
- (4) Mikael, E., Staffan, J., *Tribological surfaces of organic brake pads*, Tribology International, 33 (2000), pp.817-827.
- (5) 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.
- (6) 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.