

## 科学研究費助成事業（学術研究助成基金助成金）研究成果報告書

平成 25 年 6 月 5 日現在

機関番号：24201	
研究種目：若手研究（B）	
研究期間：2011～2012	
課題番号：23760209	
研究課題名（和文）	ディスクブレーキのパッドの剛性がもつ非線形な力学特性に着目した 鳴き低減対策の提案
研究課題名（英文）	Reduction method of disk brakes squeal focused on nonlinear dynamics of brake pad stiffness
研究代表者	
	大浦 靖典（OURA YASUNORI）
	滋賀県立大学・工学部・助教
	研究者番号：60512770

研究成果の概要（和文）：ブレーキパッドに一定の制動圧を加えたときの静的な剛性は、ブレーキの効きの良さに影響する。一方、鳴き振動が加わったときの動的な剛性は、静的な剛性よりも大きく、圧力に依存して変化し、鳴き発生の原因となる。本研究では、パッドの静的な剛性と動的な剛性の関係を測定できる装置を開発した。制動性能（効きの良さ）と静粛性（鳴きにくさ）を両立したブレーキパッドの開発に有用である。

研究成果の概要（英文）：Static stiffness of brake pad influences brake feelings. On the other hand, the stiffness of the pad when vibration is added to the pad is larger than static stiffness. This stiffness in dynamic condition depends on brake pressure and this is one of the causes of squeal generation. In this study, we developed the equipment which can measure both static stiffness and stiffness in dynamic condition. This equipment is useful to develop a brake pad with sufficient braking performance and squeal less.

### 交付決定額

（金額単位：円）

	直接経費	間接経費	合計
平成 23 年度	2,100,000	630,000	2,730,000
平成 24 年度	1,300,000	390,000	1,690,000
交付決定額	3,400,000	1,020,000	4,420,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・機械力学・制御

キーワード：振動解析・試験、ディスクブレーキ、鳴き、ブレーキパッド、ヒステリシス

#### 1. 研究開始当初の背景

回転する円板（ディスク）に摩擦材（パッド）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制動装置として産業機器や自動車などに幅広く使われている。その一方で制動時の甲高い騒音、いわゆる“鳴き”が問題となっている。

鳴きはディスクやブレーキパッドを保持するキャリパの固有振動が連成し生じる自励振動であると考えられている。このため各部の固有振動数を離間して設計することで鳴きの低減が試みられている。

その一方で、制動時の圧力の大きさによ

って鳴き発生の有無や鳴きの周波数が異なることも知られている。ブレーキを構成するディスクやキャリパの振動特性は圧力に依存しない。鳴きの圧力依存性の原因がわからないため、鳴き解析の精度も不十分であり、鳴き対策も理論的に検討できていなかった。

ディスクとキャリパの間で連成力をやり取りするブレーキパッドの材料特性も鳴き発生に大きく影響する。このことは、パッドの摩擦や交換によって鳴きに変化することからも明らかである。しかし、樹脂をベースとした複合素材であるパッドの振動特性は解明されておらず、ブレーキ設計でも十分に

考慮できていなかった。

申請者らは、まず、ブレーキパッドの剛性が圧力によって変化する場合、圧力依存性をもつ鳴きが発生することを理論的に示した。次に、鳴きを模擬した微小振幅でパッドを加振したときの動的な剛性が圧力に依存することを専用の実験装置を開発して実証した。さらに、パッドの動的な剛性がもつ圧力依存性が原因で発生する鳴きは、パッドの面取りや圧力の与え方によって摩擦接触面の剛性分布を調整することで低減できることを実証した。これらの研究成果は、自動車用ブレーキの鳴き低減に効果を上げている。

鳴きが発生しないブレーキを実現するためには、パッドの剛性がもつ圧力依存性を考慮して設計する必要がある。そのためには、パッドの剛性を適切に測定できる装置を開発し、従来の圧縮試験機で測定されてきた静的な剛性と鳴き発生時の動的な剛性の関係を明らかにする必要がある。さらに、これらのパッドの剛性が制動性能と静粛性に与える影響を評価する指標が必要である。

## 2. 研究の目的

ブレーキパッドに一定の制動圧を加えたときの静的な変位量から求めた静的な剛性は、ブレーキの効きに影響することが知られている。一般的に静的な剛性が大きいほどブレーキの応答性は良くなる。一方、鳴き振動が加わったときの動的な剛性は、静的な剛性よりも大きい。この動的な剛性がもつ圧力依存性が鳴き発生の原因となることが申請者等によって明らかとされている。

図1に静的な剛性とパッドの動的な剛性の概念図を示す。多孔質の複合素材であるパッドは圧力を加えると、穴が潰れながら変形する。このときの、静的な圧力と変位から求めた剛性が一般的に静剛性と呼ばれる。さらに、この状態で鳴き振幅と鳴き周波数で加振したときの微小な圧力変動と変位から求めた剛性が鳴き発生時の動的な剛性である。

本研究では、パッドの動的な剛性と静的な剛性の関係を測定できる装置を開発する。こ

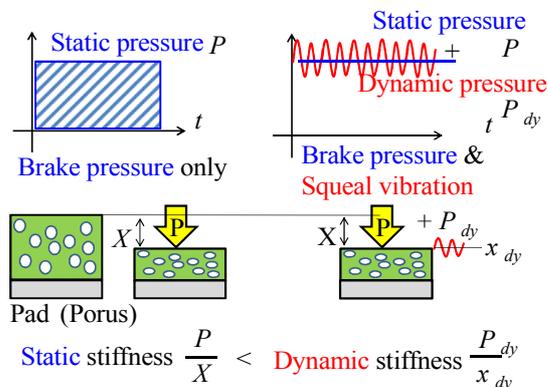


図1 静剛性と動的な剛性

の装置を用いて、動的な剛性が静的な剛性と異なるメカニズムを検討する。また、静的な剛性と動的な剛性の両方を考慮できる鳴き解析モデルを作成し、各剛性が鳴きに与える影響を明らかにする。効きが良く（静的な剛性が大きく）鳴きの発生しにくい（動的な剛性の大きさが圧力に依存しない）パッドを開発するための基礎技術を確立する。

## 3. 研究の方法

平成 23 年度は、パッドの動的な剛性と静的な剛性の関係を測定できる装置を開発した。実機の制動圧に相当する静圧を加えたときの変位量から求めた静的な剛性だけではなく、鳴き振動発生時を模擬した振動を加えたときの動的な剛性を測定できる。

平成 24 年度は、前年度に開発したパッドの動的な剛性と静的な剛性の関係を測定できる装置の精度を検証し、パッド開発に実用できるよう改良を加えた。また、パッドの静的な剛性と動的な剛性のそれぞれが鳴き発生に与える影響を調べることができる鳴き解析モデルを作成した。

## 4. 研究成果

### (1) パッドの剛性測定装置の開発

本研究で開発したパッドの動的な剛性と静的な剛性の関係を測定できる装置を図2に示す。測定装置は、十分剛に設計した外枠の内部に加振部と試験片を収めた構造となっている。パッドの制動性能（効きの良さ）に影響する静的な剛性を測定するためには、パッドに実機制動圧相当の圧力（2 MPa）を加える必要がある。このときのパッドの静的な変位量はおおよそ 50  $\mu\text{m}$  程度になる。また、鳴き発生時の動的な剛性を測定するためには、鳴き周波数帯域（1 kHz 以上）で加振する必要がある。そこで、実際のブレーキパッドから摩擦接触面が 20 mm $\times$ 20 mm の正方形になるように切り出したパッド試験片（図3）を測定に用いる。このことで、装置本体の剛性を試験片の剛性よりも十分に大きくし、測定の精度を高めることができる。開発した装置の構成部位の詳細を以下に記す。

パッドに制動圧を模擬した静的な力および鳴きを模擬した動的な力を与えるためには、計 4 個の圧電アクチュエータ（ピエゾメカニク社、PSt150）を用いる。アクチュエータ 1 個あたりの最大発生力は 1500 N、最大変位量は 100  $\mu\text{m}$  となっている。圧電アクチュエータの変位と発生力はトレード・オフの関係にある。そこで、加振板の 4 隅に本アクチュエータを設置し同期して駆動した。パッド試験片に実機制動圧相当の静圧を加えたうえで、その際に生じる変位に追従できる。

パッド試験片の支持部には、水晶圧電式力センサ（KISTLER、9051A）を組み込んだ。こ

の力センサはパッド試験片の動的な剛性の100倍の剛性をもつ。このため、試験片と直列に配置しても測定結果に影響を及ぼさない。また、準静的な力から鳴き周波数帯域の微小な力変動までを測定できる。

静圧や加振によってパッドに生じる変位の測定には渦電流式変位計（電子応用、S-06）を用いる。最大2mmの静的な変位から全振幅0.5μm、5kHz以上の微小かつ高周波の振動まで測定できる。

## (2) パッド剛性の測定

開発した装置を用いて静的な剛性と動的な剛性の関係を調べた。

まず、パッドに一定の静圧を加えたときの静的な変位から求めた静的な剛性の測定結果を図4に示す。上段はパッドに加えた圧力である。各圧力で10秒間保持した。このときに生じた変位を中段に示す。また、圧力を変位で割った単位面積当たりの剛性を下段に示す。圧力が大きくなるほど静的な剛性が大きくなるのがわかる。圧力が小さいときは静的な剛性の増加量が大きく、圧力が大きくなるほど一定値に漸近していく。

次に、微小振幅で加振したときの動的な剛性を測定した。一定の静圧を加えたパッドを微小振幅のランダムノイズで加振し、変位から加振力までの伝達関数（動剛性）を求めた結果を図5に示す。鳴き周波数帯域においてゲインは平坦、位相は0度となる（5kHzまで確認済み）。つまり、速度（周波数）依存性をもつ減衰は無視できるほど小さく、ゲ

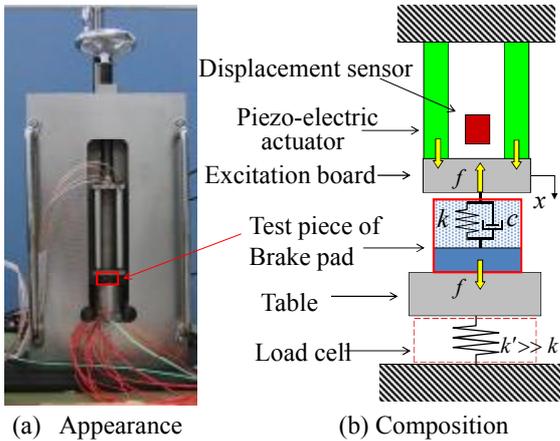


図2 パッド剛性の測定装置

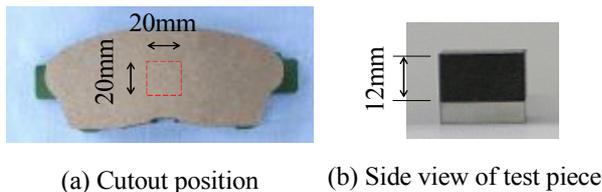


図3 パッド試験片

インの値を動的な剛性とみなせる。パッドに加える静圧を大きくすると、動的な剛性の値が大きくなる。このパッドの動的な剛性をもつ圧力依存性が鳴きの原因となる。

図6に静的な剛性(▲印)と動的な剛性(■印)を比較した結果を示す。動的な剛性は静的な剛性よりも大きいことがわかる。そこで、加振振幅と剛性の関係を調べた。図7に一定圧2MPaをかけた状態で加振周波数0.1Hz

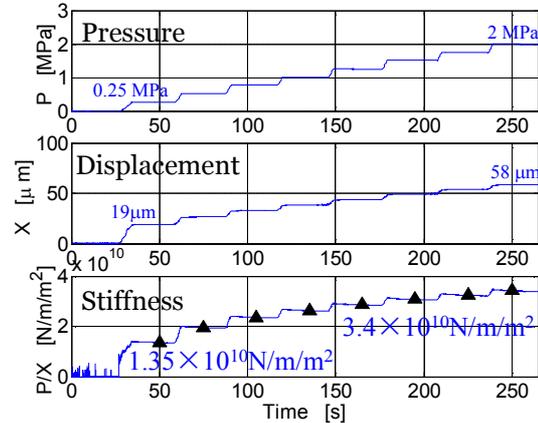


図4 パッドの静的な剛性

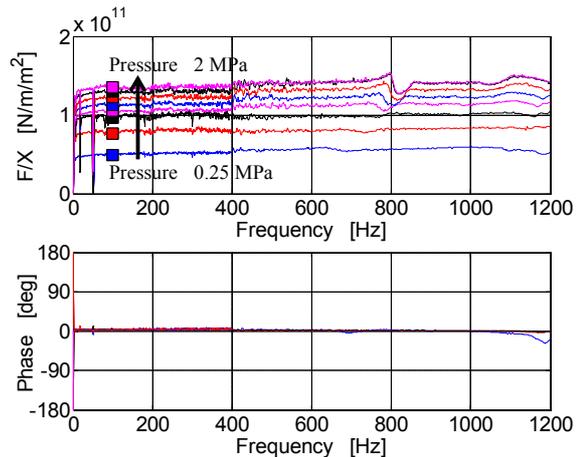


図5 パッドの動剛性

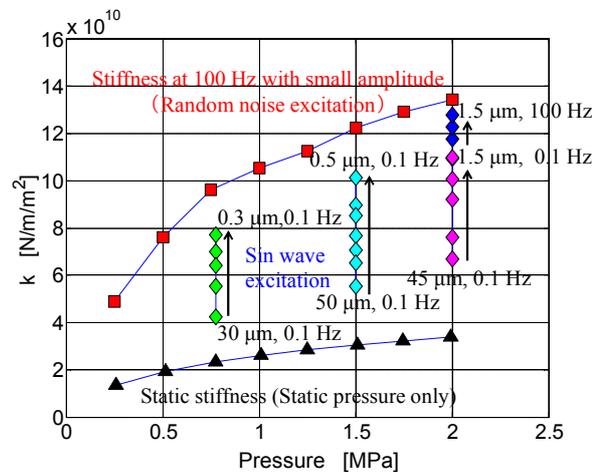


図6 パッド剛性の比較

として加振したときの圧力と変位の関係を示す。図 7(a)に示すように、加振振幅が大きいときは、圧力-変位特性がヒステリシスを示す。図 7(b)に示すように加振振幅が小さくなると、ヒステリシスは小さくなる。このときの加振振幅と剛性の関係を調べた結果を図 8 に示す。剛性は加振による圧力の偏差  $\Delta p$  を変位の偏差  $\Delta x$  で割ることで求めた。鳴き振動の振幅に対応する振幅  $10 \mu\text{m}$  以下において剛性が急激に大きくなることがわかる。

図 6 中に加振振幅を変えたときの剛性の測定値 (◆印) を示す。各圧力において、加振振幅が小さくなるほど剛性の値は大きくなり、静的な剛性 (▲) から動的な剛性 (■) の値に近づいていくことがわかる。また、加振周波数を  $0.1 \text{ Hz}$  から  $100 \text{ Hz}$  に上げると剛性も上昇する。このことは図 5 の動剛性測定結果からも確認できる。加振周波数  $100 \text{ Hz}$  以上では、剛性はほとんど変化しない。

以上の結果から、振幅が十分に小さい加振時のパッドの剛性はヒステリシス時の剛性となると考えられる。加振周波数が大きくなると、加圧から減圧、減圧から加圧に切り替わりヒステリシスが生じる間隔が短くなる。ヒステリシスの影響が表れやすくなると考えられる。ただし、剛性に及ぼす周波数の影響は、振幅の影響よりも小さい。

### (3) パッドのヒステリシスに着目した鳴き発生時の動的な剛性の推定

ヒステリシス時の剛性 (動的な剛性) について詳細に測定し、静的な剛性との関係を検証する。パッドの圧力-変位特性を測定した結果を図 9 に示す。静的な圧力  $1 \text{ MPa}$  を加えた状態での変位量を基準  $0$  とし、加振周波数  $0.1 \text{ Hz}$  の準静的な条件で測定した。ヒステリシスの影響がない圧力の範囲では、最大圧力によらず、圧力-変位特性が一致する。圧力が  $1 \text{ MPa}$  のときの傾きから求めた単位面積当たりの剛性は  $6.08 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$  となった。このようなヒステリシスの影響がない状態における各圧力での剛性の瞬時値を準静的な剛性と呼ぶことにする。

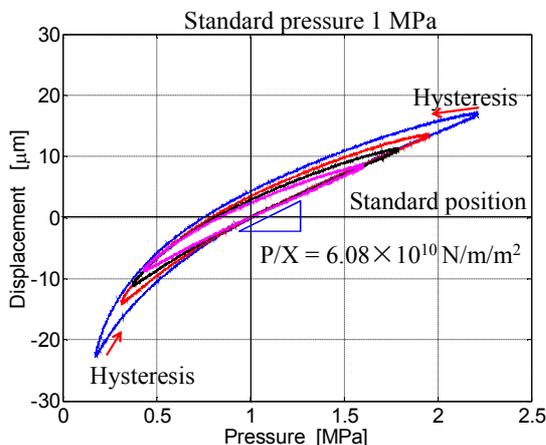


図 9 パッドの準静的な圧力変位特性

パッドへの圧力が、加圧から減圧に切り替わった直後に剛性が大きくなり、ヒステリシスが生じる。切り替わる圧力 (最大圧力) が大きいほど、ヒステリシスは大きくなる。つまり、ヒステリシス時の剛性は圧力に依存している。同様に減圧から加圧に切り替わるとき (最小圧力) も剛性が大きくなる。最大 (最小) 圧力から十分に離れると、剛性は低下し、準静的な剛性となる。

加圧から減圧に切り替わる時のヒステリシスを拡大した結果を図 10(a)、減圧から加圧に切り替わる時のヒステリシスを拡大した結果を図 10(b)に示す。最大 (最小) 圧力になる直前は、ヒステリシスの影響がないため、準静的な剛性とみなせる。最大 (最小) 圧力になった直後のヒステリシス時の剛性は動的な剛性に対応する。最大 (最小) 圧力から変位するほど剛性は低下していく。

準静的な剛性とヒステリシス時の剛性を比較した結果を図 11 に示す。基準として最大 (最小) 圧力から  $1 \mu\text{m}$  だけ変位したときの圧力と変位の傾きから剛性を求めた。パッドの剛性は静圧  $P$  の  $N$  乗に比例するとした近似線を図中にしめす。準静的な剛性と動的な剛性の圧力依存性を示す非線形指数である  $N$  は同じ値  $0.5$  となる。一方、剛性の大きさを示す係数である  $k$  は、動的な剛性では  $1.34 \times 10^8$ 、準静的な剛性では  $7.2 \times 10^7$  となって

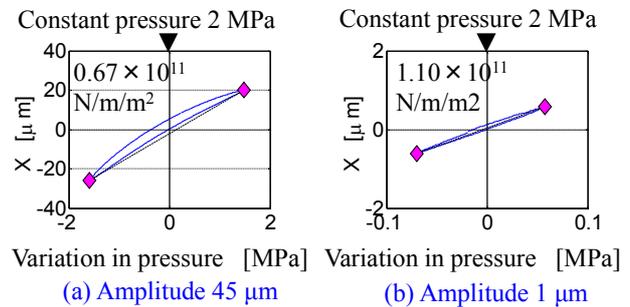


図 7 パッドの加振振幅と圧力変動

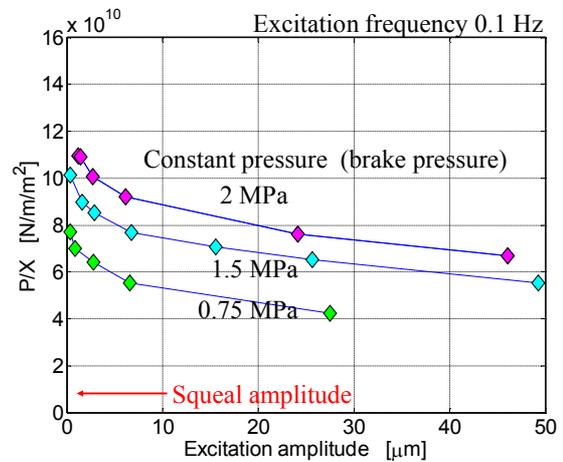


図 8 パッド剛性の加振振幅依存性

いる。つまり、動的な剛性は、静圧の大きさによらず、準静的な剛性の1.86倍となる。

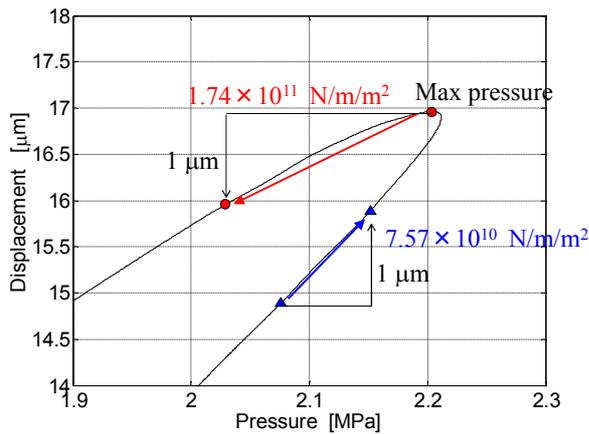
以上より、圧縮試験においてパッドの最大圧力と最小圧力におけるヒステリシスを一度計測すれば、全ての圧力における静的な剛性と動的な剛性を推定できることになる。

(4) パッドの静的な剛性と動的な剛性が鳴きに及ぼす影響

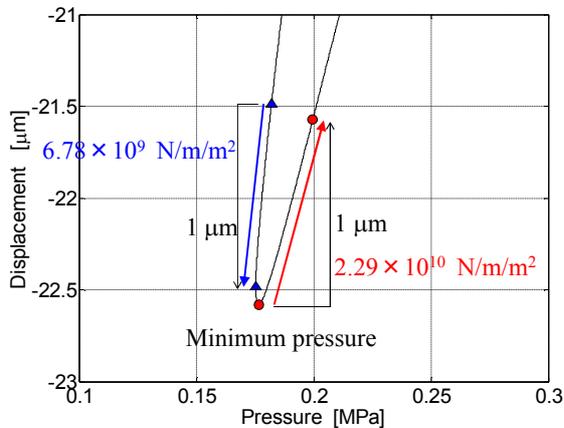
鳴き実験結果に基づき、パッドの剛性が鳴きに及ぼす影響を検討できる解析モデルを作成した。

パッドの剛性が鳴きに与える影響を明確にするため構造を単純にした鳴き試験機の形状を図12(a)、鳴き試験の結果を図12(b)に示す。剛性の測定時と同じパッド試験片を板バネで支持する。このパッドを一定速度で回転するディスクに押し付けると、周波数2020 Hzの鳴きが発生した。ディスクは節直径が4本の固有振動モード(固有振動数2168 Hz)に近い鳴き振動モードとなっている。

鳴き解析モデルを図13に示す。ディスクは並進の1自由度のばね質点系で近似した。分布定数系で表したディスクが鳴き振動したときの運動エネルギーが、1自由度ばね質



(a) Around max pressure



(b) Around minimum pressure

図10 ヒステリシスにおけるパッドの剛性

点系での運動エネルギーに等しくなるとして等価質量  $M$  と等価剛性  $K$  を求めた。パッド・キャリパは並進と回転の2自由度で表した。質量  $m$  は実測値、慣性モーメント  $J$  はパッドを支持する板バネ中央を回転中心とした計算値である。パッドの支持剛性は、打撃加振試験で求めた固有振動数から算出した。

測定したパッドの静的な剛性を用いて、ディスクとパッドの摩擦接触部の圧力分布を導出する。図14に制動時の圧力と変位の模式図を示す。回転する円板にパッドを押し付けると摩擦力によってパッドには回転モーメントが働く。この回転モーメントを打ち消すため、摩擦接触面の圧力はリーディング側(ディスクが回転してパッドに入ってくる側)で大きくなる。押付力と接触面内の圧力の釣り合い式およびモーメントの釣り合い式に測定した静的な剛性を代入することで摩擦接触面内の圧力分布を導出できる。

鳴き振動による圧力変動は微小なので、動的な剛性は静圧の分布に応じて摩擦接触面内に分布すると考えられる。パッドの剛性をもつ圧力依存性が原因で、剛性分布の重心位置がパッド回転中心よりもリーディング側になると、ディスクとパッド・キャリパの固有振動が連成して不安定になり鳴きが発生する。剛性分布の重心位置がパッドの中央になると、ディスクの並進運動とパッドの回転運動は連成しなくなり鳴きは発生しない。

鳴き解析を行った結果を図15に示す。約2 kHzの周波数で鳴きが発生する解析結果と、実験結果とよく一致する。このモデルを用いた検討結果より、摩擦接触面の圧力分布には静的な剛性の大きさや圧力依存性は大きく影響しないことがわかった。これは、摩擦接触面内の圧力分布には、キャリパによる支持剛性の影響が大きいためである。一方、動的な剛性に関しては、圧力依存性が小さくなるほど鳴きが発生する圧力の範囲が狭くなる。これは、剛性分布の重心位置がパッド中央に近づき、安定な系に近づくためである。

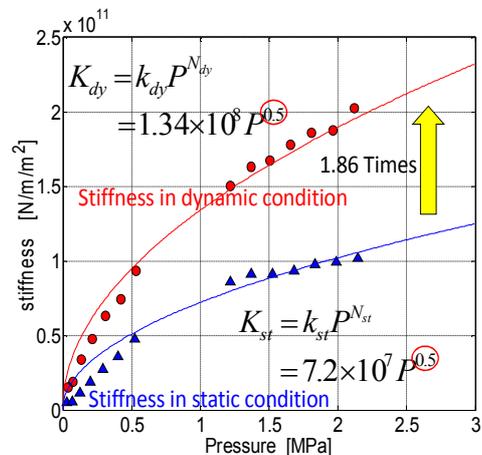


図11 静的な剛性と動的な剛性の関係

制動性能に影響する静的な剛性の大きさ自体は鳴きやすさに直接は影響しない。その

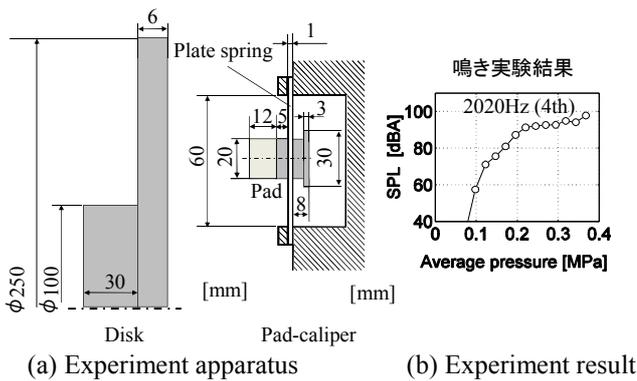


図 12 鳴き実験

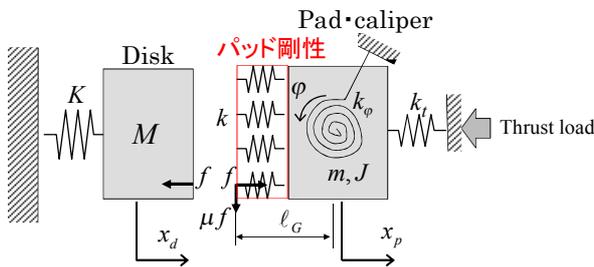


図 13 鳴き解析モデル

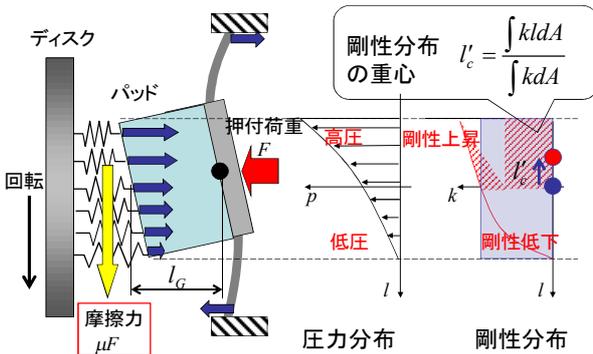


図 14 摩擦接触部の圧力と剛性の分布

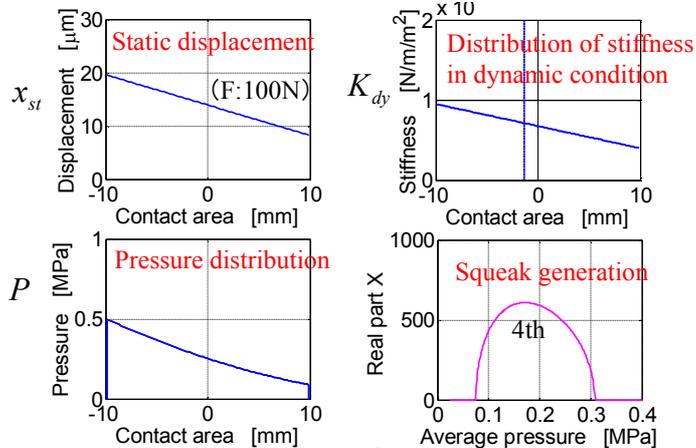


図 15 鳴き解析結果

一方で静的な剛性をもつ圧力依存性は、動的な剛性の圧力依存性と一致する。静的な剛性が圧力に依存しないパッドを開発することで、結果的に鳴きが低減できると考えられる。

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[雑誌論文] (計 5 件)

(1) Yasunori OURA, Yutaka KURITA, Yukio, NISHIZAWA and Kyoko KOSAKA, Comparison of Pad Stiffness under Satatic Pressure and Vibration with Small Amplitude, Proceedings of 30th Annual Brake colloquium & Exhibition, 査読有, 2012, SAE Technical paper No.2012-01-1818. DOI: 10.4271/2012-01-1818

(2) Yukio NISHIZAWA, Kyoko KOSAKA, Yutaka, KURITA and Yasunori OURA, Influence of Pad Thickness and Surface Roughness on Pad Stiffness, Proceedings of 30th Annual Brake colloquium & Exhibition, 査読有, 2012, SAE Technical paper No. 2012-01-1817. DOI: 10.4271/2012-01-1817

(3) Kyoko KOSAKA, Yukio NISHIZAWA, Yutaka KURITA and Yasunori OURA, Influence of Pad Wear on Pad Dynamic Stiffness, Proceedings of Europe's braking technology conference & exhibition 2012, 査読有, 2012, EB2012 - NVH-04. <http://www.eurobrake.net/>

(4) 西澤幸男, 栗田裕, 大浦靖典, 小坂享子, ディスクブレーキの鳴きに及ぼすパッドの表面性状の影響, 日本機械学会論文集 C 編, 査読有, 78 巻 786 号, 2012, 382-395. <https://www.jstage.jst.go.jp/browse/kik aic/-char/ja/>

(5) Kyoko Kosaka, Yukio Nishizawa, Yutaka Kurita and Yasunori Oura, Influence of Pad Surface Texture on Disk Brake Squeal, Proceedings of 29th Annual Brake colloquium & Exhibition, 査読有, SAE Technical paper, 2011, No.2011-01-2354. DOI: 10.4271/2011-01-2354

6. 研究組織

(1) 研究代表者  
大浦 靖典 (OURA YASUNORI)  
滋賀県立大学・工学部機械システム工学科・助教  
研究者番号：60512770