

Analysis of Brake Squeal

Yuji Nagasawa

要 旨

ブレーキ鳴きとは、ブレーキから発生する数kHzの音である。近年、自動車のFF化、高速化にともなうて、放熱性能に優れるディスクブレーキの採用が多くなってきた。このディスクブレーキにおいても、「ブレーキ鳴き」は発生し、多くの対策が施されている。しかし、現象が複雑なため、十分な対策には至っていない。したがって、有効な対策を見出すには、鳴き発生原因の根本的な解明が必要である。

本研究では、まず、摩擦面の温度を測定し、パッドとロータ間の接触状態を推定した。また、小型荷重計をパッドに埋め込み、鳴きの発生しやすい冷却状態において、周辺部が強く接触することを確認した。

次に、実際に鳴きの発生しているパッドとロータの挙動を測定した。鳴き発生時のパッドの振動モードには、剛体振動と曲げ振動が共存し、鳴きが大きい7～9kHzの周波数帯域で曲げ振動が優勢となることがわかった。また、摩擦面の荷重と変位の同時計測を行い、鳴きの励振エネルギーについて解析した。励振エネルギーは主として、摩擦面周辺部の荷重変動によって生じることがわかった。

これらの解析結果を基に、曲げに対する減衰性能の高い新しい接着型シムを開発し、その効果を実車試験で確認した。

Abstract

"Brake Squeal" is high frequency and harsh noise from automotive brakes. The squeal still occurs, although a great deal of efforts have been paid to prevent it. It is therefore necessary to analyse the squeal more fundamentally and to find out a useful treatment to prevent the squeal.

In the present study, the mechanism of brake squeal was analysed experimentally.

A test apparatus was made to reproduce the squeal. The distributions of temperatures and contact pressures were measured on the sliding surface of a disc brake pad using thermocouples and small load cells, respectively. The vibration mode of the pad and the rotor was also measured

using small accelerometers.

The contact pressure around the edge of the pad surface was found to be stronger in the cooling process in which the squeal was likely to occur, and the change of contact pressure around there was clarified to generate exciting energy for the squeal. In the pad behavior when squeal occurred, two kinds of vibration modes, with and without bending, were observed. In the frequency range from 7 to 9 kHz, the bending mode dominated.

Based on the above results, a new type adhesive shim has been developed to decrease the squeal.

キーワード

ブレーキ鳴き、ディスクブレーキ、接触状態、挙動測定、曲げ振動、励振エネルギー、接触型シム

1. はじめに

近年、乗用車の重量低減による燃費向上を目指し、FF化が進んでいる。また、エンジンの高出力化に伴い、車両走行速度が上昇している。高速からの制動、FF化による前輪ブレーキの制動負荷の増加などにより、前輪ブレーキには従来のドラムブレーキに替わって放熱性能に優れたディスクブレーキが多用されるようになってきた。

一方、環境問題への一対策として、アスベストの使用が世界的に禁止、あるいは抑制され、多くのアスベスト使用部品でその材料の転換が行われている。ブレーキパッド材料もその一つで、主充填材がアスベストから他の材質に替わりつつある。この新しい摩擦材をノンアスベスト材(ノンアス材)と呼んでいる。

ブレーキに関する問題は性能上の問題、フィーリング上の問題と様々ある。それらの問題は自動車メーカーの対策によって年々減少している。しかし制動時に生じる数kHzの音(ブレーキ鳴き)については、ブレーキの構造や組成が変化しても発生し、依然として問題となる場合がある。

ブレーキ鳴きの対策としては、従来より経験的な方法が数多く存在する¹⁻⁴⁾。しかし、これらの対策は、車種とブレーキ形式毎になされた経験的なものである。したがって、全てのブレーキに有効な一般性のある対策法はまだない。そこで、従来の対策方法を見直し、鳴き現象に即した有効な普遍的対策を見出すことが必要となっている。このためには、鳴き発生原因の根本的な解明が先決である。

本研究では、鳴き現象の解明を目的とし、鳴き再現試験法を確立して、摩擦面の接触状態、振動モードと鳴きモードの関係を実験的アプローチで詳細に検討した。その結果に基づいて鳴き発生の励振エネルギーについて考察し、一対策法として新しい接着型シムを開発した。

2. ブレーキ鳴き現象の把握

2.1 鳴きの分類

ブレーキに関する振動問題は、一般的に振動の周波数帯域によってFig.1のように分類されている。振動の周波数が数百Hzと低い場合には、ステアリング系の振動を伴い、ハンドルやボディーからの音または振

動として伝わる。振動の周波数が高くなると、ステアリング系に伝わる振動が小さくなり、ブレーキから発せられる音として伝わる場合が多くなる。ふく射音が直接跳ね返ってくるガードレールや塀などが近くにある場合に、この音はとくに耳障りとなる。

Fig.1から、問題とされている「鳴き」とは周波数が2000~15000Hzにあり、運転者にとって耳障りな周波数の音である。発生する温度、制動力、回転数などは特に決まっていない。ブレーキパッド面が高温から冷却の過程で比較的弱く制動した場合や朝一番に制動した場合に、それは多く発生する傾向がある。

2.2 試験機

ブレーキ鳴きの評価試験は、最終的には車両を用いて実施されている。しかし、実験室で車両の使用は困難なため、鳴きが発生する簡便な試験システムを構築した。この試験システムには、ブレーキの実部品であるパッド、ロータ、キャリパの3点を用いた。試験機の概略をFig.2に示す。ブレーキ鳴きは、車両の制動

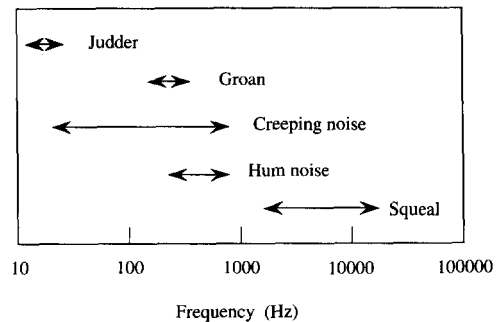


Fig.1 Brake noise.

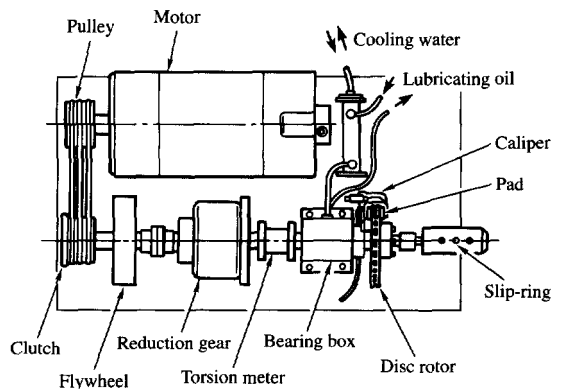


Fig.2 Brake Tester for Squeal Analysis.

時に発生するため、本実験装置では、標準的な車両相当の慣性をもたせるフライホイールを設け、それとブレーキの間に減速機を置いた。この方法によって、ブレーキ側からのみかけの慣性を大きくした点が本装置の特長である。減速機を用いたためブレーキ側の回転数はそれほど大きくならない短所はあるが、車両に相当する慣性を持ちながら比較的コンパクトに出来ている。一方、鳴きの再現には数多くのすり合わせを必要とする。そのため、すり合わせに必要な制動操作などを自動で行える制御回路を設けた。

一制動試験中の基本的な測定項目は、ブレーキ油圧、制動トルク、ロータ表面温度および鳴き音である。また、必要に応じてパッドの加速度、摩擦面温度等を同時に測定した。パッドの材質はアスベスト系からノンアス系へと変化しているが、今回の試験解析では従来からバックデータの多いアスベスト系のパッドを用いた。

2.3 鳴きの再現

実験室での鳴きの解析には、試験機で実車の鳴きを再現する必要がある。そこで、実車で鳴きが発生したパッドとロータを試験機に取付け、実車と同等の鳴きが発生することを確認した。一方、鳴きの発生要因を詳細に解析するには初期状態のそろっている新品の試験片（パッド、ロータ）から鳴きを生じさせる必要がある。これまでの実車試験によれば、新品同士の組み合わせでは鳴きは発生せず、鳴きの発生にはある程度のすり合わせが必要である。そこで、実車で鳴きの発生した摩擦面と試験機ですり合わせた摩擦面とを表面分析などによって比較した。その結果、連続すべりではなく、断続すべりで試験した方が実車の摩擦面状態に近いことがわかった。また、すり合わせ温度が高温になるほどパッドの摩耗が多く、すり合わせの進行は早いですが、その摩擦面は実車のすり合わせ状態と異なることが判明した。

これらの知見から、実験室における標準的なすり合わせ条件として、油圧 7kg/cm^2 、最高温度 200°C 、制動ON/OFFの繰り返し、とした。 200°C は、一般的な市街地走行において到達する最高温度に該当する。この条件で現用パッドをすり合わせた場

合、 $1000\sim 2000$ 回の制動によって、鳴きが発生し始めることがわかった。これは、試験時間にして、 $8\sim 16$ 時間に相当する。

3. 鳴き要因の解析

3.1 パッド摩擦面の温度分布

鳴きの発生には、摩擦面温度、制動油圧などが大きく影響し、その発生を左右している。基準となる摩擦面の温度測定は、熱伝導の良いロータ表面に熱電対をスポット溶接して行った。さらに、基準温度とパッド温度の関係を調べるためにパッド側にも熱電対を取付けた。この熱電対の取付けは、パッド材の熱伝導性が悪いので、できるだけ表面近傍に行う必要がある。本実験では、熱電対を摩擦面から 0.5mm 以内に埋め込んだ。

温度測定は、基準となるロータ表面温度1点、パッド摩擦面18点、パッド裏金18点の計37点で行った。熱電対の取付け状態をFig.3に示す。なお、試験に先立ち、摩擦面を温度分布が一様な高温の鉄板に押しつけ、各測定点の出力を調べ、出力差が $\pm 5\%$ 以内になるように注意した。

測定結果をFig.4とFig.5に示す。Fig.4はすり合わせ過程で、制動間隔を短くして摩擦面温度を上昇させた場合（昇温過程）と制動間隔を長くして温度を低下させた場合（降温過程）の、ロータとパッドの温度変化を示している。各測定点の棒の長さはばらつきを、印は平均値を示している。昇温過程では、パッド摩擦面温度とロータ表面温度に大差はないが、パッド裏金の温度が低く、その温度上昇に時間遅れが認められる。これは、摩擦熱で温度が高い摩擦面から温度の低

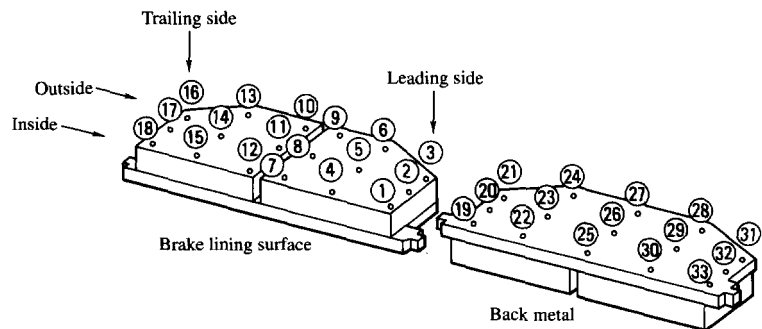


Fig.3 Points of temperature measurement on pad surfaces.

い裏金への熱伝導によるものである。降温過程では、温度が下がるに伴って摩擦面と裏金の温度差がなくなる。これは、昇温過程で摩擦面と裏金間に生じた熱勾配が、降温過程での放熱と熱伝導によってなくなり、平衡状態に達することを示している。Fig.5は、パッド摩擦面における1制動中の発熱による温度上昇の分布を示すもので、左側が昇温過程、右側が降温過程である。2つの過程を比較した場合、温度が低い室温付近と最高温度付近では両者の温度分布に差は見られないが、途中の150℃では大きな差が認められる。これは、

昇温過程ではパッド摩擦面と裏金間には温度差があり、降温過程では温度差がない(Fig.4の結果と関係している)。この温度差に応じた熱膨張によって、パッドの摩擦面は変形し、変形に伴ってパッドとロータの接触状態が変化する。接触が強い部分では、摩擦熱による温度上昇が大きく、接触の弱い部分では温度上昇が小さい。また、同一の制動温度で摩擦を続けると、すり合わせの進行により次第に全面あたりとなり、制動温度が変わるとその接触状態も再び変化する。したがって、Fig.5のように、昇温過程ではパッド中央部の接触が強く、降温過程ではパッド周辺部の接触が強くなる。換言すれば、昇温過程で、パッド摩擦面は次第に凸状となり、降温過程で、摩擦面は凹状となっている。

3.2 パッド摩擦面の荷重分布

パッド摩擦面の温度上昇分布から、上述のように、ある程度の接触状態を推察できる。この推察を確かめるために、パッド面の接触荷重分布をひずみゲージを用いてFig.6に示す2通りの方法で測定してみた。

(1)の方法はパッド摩擦材に直接ゲージを貼る方法で、摩擦材自体のひずみ測定から、接触荷重が求められる。ただし、摩擦材(樹脂複合材)のひずみ測定に適した市販のゲージが無いので、本実験ではアルミ用のひずみゲージを用いた。このため、ゲージの貼り付けが困難で、出力の温度ドリ

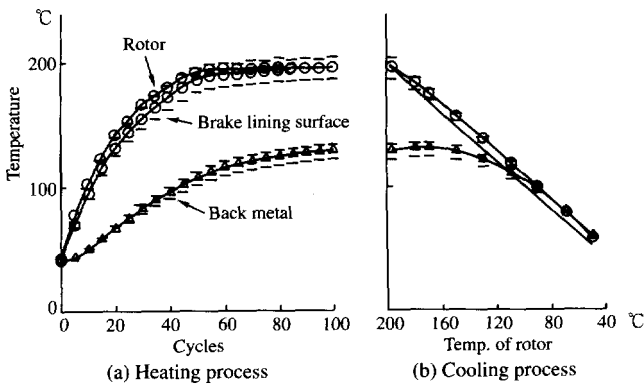


Fig.4 Temperature change on pad and rotor.

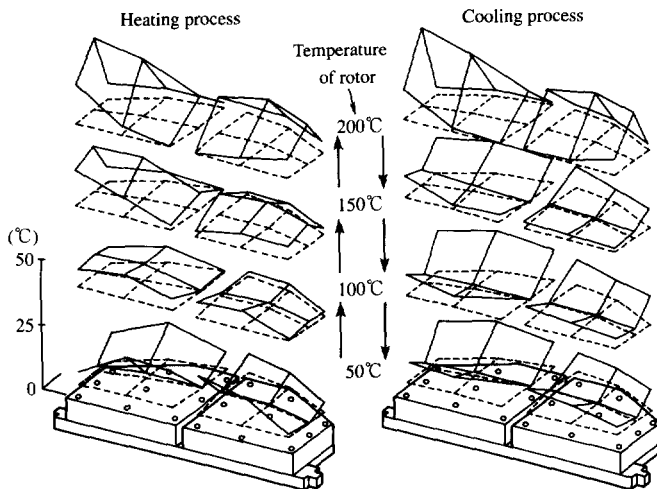


Fig.5 Distribution of temperature rise in a braking.

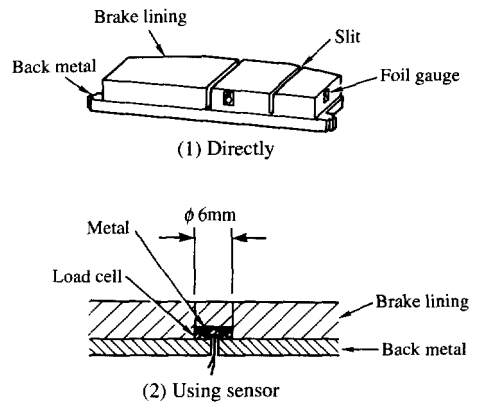


Fig.6 Methods for load measurement.

フトが大きいという問題が生じた。また、全体の接触荷重分布を知るには、多くの測定点が必要である。(2)の方法は微小な荷重計を取付けた同質の摩擦材をパッドに埋め込む方法である。この場合、温度の影響を避けるために裏金近くに荷重計を設置した。出力として荷重計の面積に作用する全荷重を測定することになる。したがって、荷重計の受圧面内で接触点が局在する場合には、出力と荷重の校正が精確にできない。この点において、測定結果の定量性には問題があるが、定性的な接触荷重を知るのに(2)は良い方法である。

接触荷重の測定は、主に(2)の方法で行った。Fig.7に方法(2)による荷重分布測定例を示す。Fig.7から、前項の温度測定結果から推察された接触状態と同様に、昇温過程で中央部が、冷却過程で周辺部が強く接触する事がわかる。

3.3 振動モードと鳴きモード

一般に、外部入力による強制振動の周波数が系の固有振動のそれに近づくか一致すると、大きな連成振動を生起させ、問題となる。この系の固有振動は、通常、系の構成要素個々の固有振動から成るので、振動対策としては各要素の固有振動の周波数を系のそれと

ずらす工夫がなされている。ブレーキ鳴きの対策においても、それと同様の方法が検討されてきたが、十分な結果は得られていない。そこで、ブレーキパッドとディスクロータ単体の振動モードおよびこれらを組み合わせたブレーキ系の鳴き発生時の振動モード(鳴きモード)について詳細に調べてみた。単体の振動モードについては、FFT(Fast Fourier Transform)で測定し、鳴きモードについては、パッドとロータの加速度を測定し、変位に換算して実測した。

計測したパッドおよびロータ単体の固有振動モードと鳴きモードの発生周波数をFig.8に示す。この結果、パッドとロータの固有振動のいずれも鳴き周波数に一致しないことがわかる。これは、パッドとロータを実際のブレーキに取付けた状態と、単体のみとで振動モードが異なることを示し、単体のみでの対策では鳴きを制御できないこれまでの結果を裏付けている。

実際に鳴きが発生した場合のパッドおよびロータの挙動をFig.9に示す。これは、測定された加速度の2回積分によって求めた各点の変位を图示したものである。ロータは、パッドの接触部を除くと、きれいな振動波形を示している。また、パッドでは、全体が曲げ

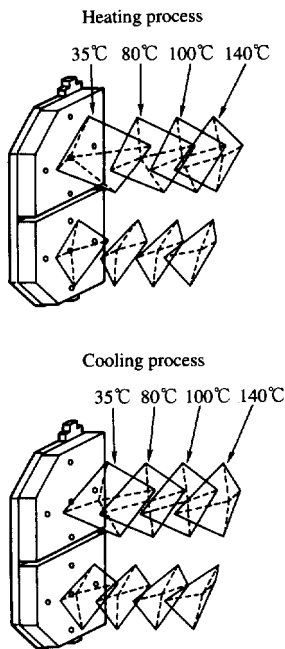


Fig.7 Distribution of load on the sliding pad surface.

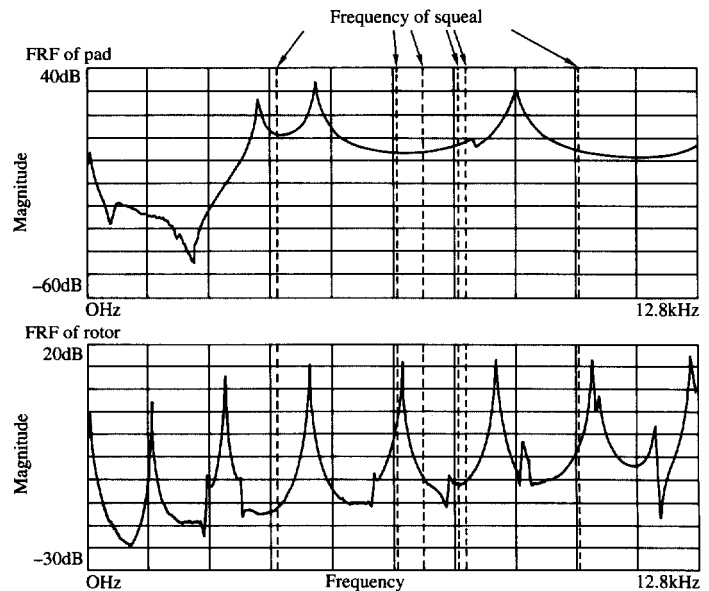


Fig.8 FRF (Frequency Response Function) of pad and rotor.

と振れによって変形している。この鳴き発生時の挙動と、単品での振動解析結果を比較すると、ロータでは大きな差は認められないが、パッドでは振動が生じる周波数において互いになりに異なっている。この原因として、鳴き発生時の拘束状態がロータとパッドとで異なる点があげられる。すなわち、ロータは一部分のみパッドの接触による拘束を受けるが、パッドは全面においてロータで拘束され、拘束のない単品テストと大きく異なる状態にあるからである。多くの鳴き周波数について測定をした結果、鳴き発生時のパッド挙動は、鳴き周波数によって異なることが判明した。そのパッド挙動はFig.10に示すような基本的パターンに分類される。このパターンは、パッド全体が変形を伴わずに動く剛体的運動と、変形を行う運動の、2つに大別できる。剛体的運動には、摩擦面に垂直な方向と摩擦方向の2方向がある。また、前者には、重心の移動がなく、しかも変形もない(b)の様式がある。変形を伴う運動としては、曲げの1次から3次までと、摩擦方向における均一ないしは不均一な伸縮の計5種類が存在する。

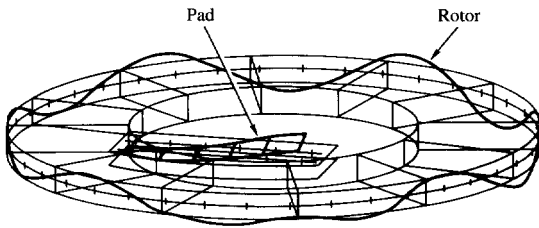


Fig.9 Measured mode of pad and rotor in 9kHz squeal.

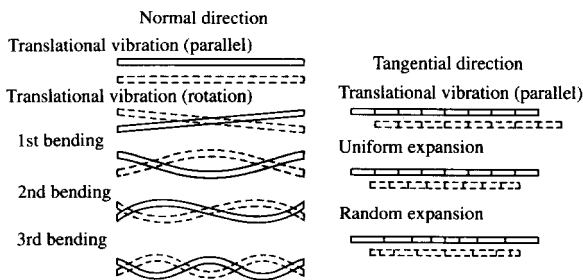


Fig.10 Typical vibration patterns of pad when squealing.

測定した鳴き挙動をこの基本的パターンで分類した結果をFig.11に示す。鳴き周波数が低い場合には、パッドの剛体的なパターンが主であり、周波数が高い場合には曲げ振動パターンが主であることがわかる。鳴きの発生が多く、また、耳障りな周波数である7~10kHzの帯域は曲げの成分が支配的である。このように周波数が高くなるに伴って、大きなエネルギーの必要な重心の並進運動が減少するのは、振動エネルギーの観点から、理にかなっている。

3.4 励振エネルギーの考察

振動問題の対策法として、次の方法が一般的である。

1. 原因となる振動源の除去、もしくは振動の発生を減少させる。
2. 系の固有振動モードを変更する。
3. 系の減衰を増し、振動の励振エネルギーを吸収する。

鳴きの場合には、振動源と振動系が一体であり、複雑である。ここで、振動を生起する励振エネルギーについて考えてみる。鳴きは自励振動であり、自分自身の振動が振動源であると言われている。これまでの多くの研究結果⁵⁻⁷⁾から、自励振動の主因としては、摩擦材の $dm/dV < 0$ 説と系の動的不安定説の2つが知られている。

ここでは、動的不安定説を接触荷重分布の測定と加速度計による変位測定から、実験的に検討した。測定

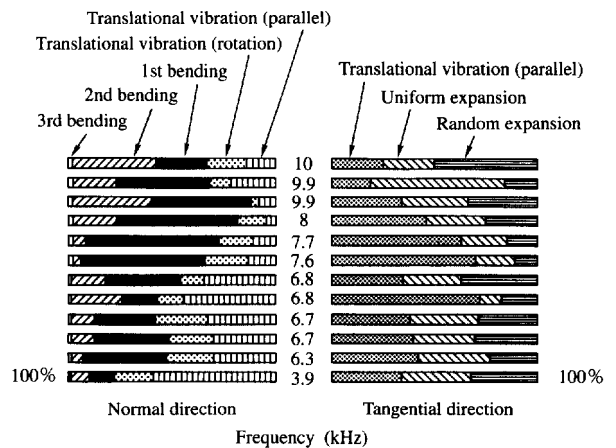


Fig.11 Classification of pad vibration.

結果をFig.12に示す。測定点は、アウトパッドのリーディング側からトレーリング側にわたる5ヶ所である。図は、横軸にロータの変位、縦軸に接触荷重に相当するひずみを、鳴き周波数9.9kHzの1周期分についてプロットしたものである。変位と接触荷重の関係において、楕円状のヒステリシスループが現れている。そのループには、矢印のように、右回りと左回りにプロットされる2つの場合があり、ループが囲む面積相当のエネルギーが摩擦面に作用することを意味している。すなわち、右回りの場合は、エネルギーが摩擦面に入力して励振し、左回りの場合は、エネルギーが損失して振動を減衰させる。この観点から、1～5各点の測定結果を見ると、パッド中央部（測定点3）の小さな減衰エネルギーを除けば、他はいずれも大きな励振エネルギー成分であり、パッド摩擦面全体としては鳴き振動を維持もしくは増幅する状態にあることがわかる。また、右回りのヒステリシスループはパッドの両端側、つまりリーディング（測定点1）およびトレーリング（測定点5）側で大きく、それらの部位で励振エ

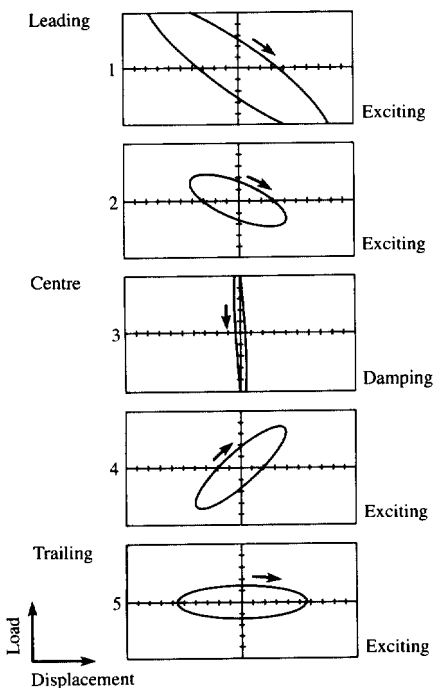


Fig.12 Relation between load and displacement obtained at a squeal of 9.9kHz.

ネルギーの入力が特に大きい。

$d\mu/dV < 0$ 説については、ブレーキ鳴き試験で上記の動的不安定説のように実証することはきわめて困難である。なぜならば、振動の1周期における $d\mu$ と dV の関係を現状では計測できないからである。現在は、定速の摩擦試験を用いて異なる摩擦速度で測定された勾配 $D\mu/DV$ 値が $d\mu/dV$ 値の代わりに利用されている。この値は鳴き対策用摩擦材開発の目安にもされているが、これで鳴き発生時の $d\mu/dV$ 値を代表できるかどうかは不明である。また、 $d\mu/dV$ 値と同様に、微小な接触荷重の変化に対する摩擦係数の変化 $d\mu/dV$ も考慮する必要がある。これの解析にも、高周波振動下での計測が必要であり、その計測法を含めた検討が今後の課題である。

4. 鳴き対策法の現状と今後

4.1 従来の方法

ブレーキ鳴きの対策法は、従来から、ブレーキの構造を変えるもの、摩擦材の材料を変えるもの、減衰を付加するもの、などがある。この中で、構造変更は、対象となるブレーキシステム毎になされ、一般的に有効な方法は確立されていない。一方、技術面やコスト面から、パッド材料の改良や減衰機能の付加に関する対策が多い。例えば、パッド材の摩擦係数を小さくすると鳴きは発生し難いことが経験的にわかっている。しかし、摩擦係数をあまり小さくすると、ブレーキの効きが悪くなるので、安易に低摩擦材の使用はできない。一方、減衰機能の付加は、制動性能に関係しない対策として、一般に普及している。これは、キャリパとパッドの間に減衰性の高いシム板を挿入する方法である。従来、シム板としては、鉄板の両側に防振性ゴムを薄く貼り付けたラミネート板や、2枚のシム板の間にグリースを塗布したものなどが知られている。グリース付きシム板の鳴き低減効果は優れているが、グリースが使用に伴い乾燥、固化という変質を起こしやすく、耐久性の面で不安がある。

4.2 接着シムの効果と問題点

3.3節で明らかにしたように、問題とされる7～10kHzの鳴きの振動モードでは、パッドの曲げ振動が主成分である。したがって、この曲げ振動に対する減衰を高めることが有効な対策法と考えられる。その方法として、パッド裏面にシムを防振性の高い粘弾性

体で接着する接着型シムが注目される^{8,9)}。接着シムは、Fig.13に示すように、粘弾性体と拘束層から成っている。このような構造を有するものは、一般に制振鋼板と呼ばれ、最近、家電製品の振動対策に用いられている。家電製品用の制振鋼板は、使用温度、対象周波数がブレーキの場合よりかなり低いので、ブレーキにそのまま利用することは出来ない。

ブレーキ用接着シムの開発では、粘弾性体の選定やそれらの厚さ、鋼板との層構造に関する設計が重要である。この設計のために、米国アナトロール社が開発した計算プログラムを導入した。そのプログラムを用いて計算した接着型シムの温度に対する減衰特性をFig.14に例示する。図では、シムを付けないパッドの減衰特性（点線で表示）と、シムを取付けたパッドの減衰特性（実線で表示）を示している。このような計算結果から、ブレーキの常用温度範囲である80位まで、接着型シムによって、約1桁の減衰性能の向上が期待できることがわかった。

開発した接着シムと従来シムの実車試験による鳴き

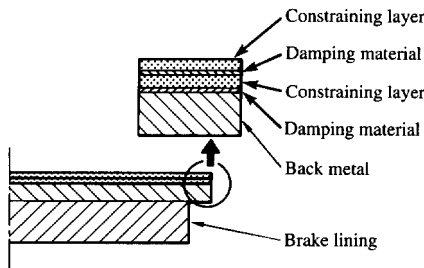


Fig.13 Structure of adhesive shim.

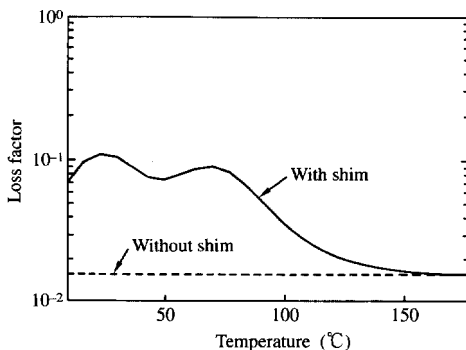


Fig.14 Prediction of loss factor vs. temperature.

防止性能の比較をFig.15に示す。この接着型シムは、従来シムよりも鳴き防止効果に優れている。しかし、その鳴き防止効果も全周波数範囲において完全ではなく、わずかではあるが周波数が高い13kHz周辺において鳴きが発生している。発生した13kHzの鳴きは、今回のパッド挙動計測外の周波数帯域にある。この鳴きの現象解析と対策は、今後の検討課題である。

5. まとめ

ブレーキ鳴き現象を測定し、解析することによって次のことを明らかにした。

1. 摩擦面の温度が同じ場合でも、それ以前の状態からの変化、すなわち、昇温過程であるか降温過程であるかによって、パッドとロータの接触状態が大きく異なる。鳴きの発生しやすい降温過程では、パッド摩擦面は凹状となり、周辺部で強く接触する。
2. 鳴き発生時の挙動測定から、パッド、ロータ共に単品での固有振動とは異なった周波数で振動していることがわかった。また、パッド挙動に関しては、鳴き周波数が低い場合には剛体的な振動が主であるが、周波数が高くなると、曲げ振動が主となる。
3. 鳴きを発生させ、かつ、持続させる励振エネルギーは、振動の1周期毎にパッドの摩擦面に入力されることがわかった。そのエネルギー入力は、パッド摩擦面の周辺部で大きい。
4. 最も発生し易く、耳障りな周波数（7～10kHz）の鳴きでは、曲げ振動成分の多いことがわかった。
5. 曲げ振動に対して減衰性能の高い接着型シムの研

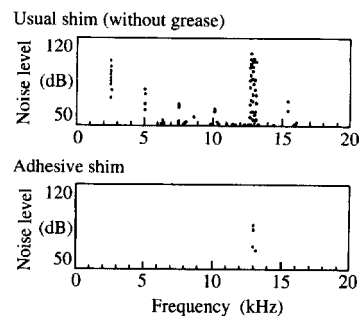


Fig.15 Evaluation of shims by using a passenger car.

究を行い、従来型のシムに比べて、鳴き防止効果に優れた新しいシムを開発した。

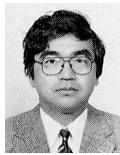
最後に、本研究を遂行するにあたり、多大のご支援をいただいたトヨタ自動車第4開発センター市場保昭氏をはじめとする各部関係者の皆様に深く感謝いたします。また、当所機械2部古巣克也副研究員をはじめとする関係各部の方々にご協力頂きました。

参 考 文 献

- 1) 知久健夫, 森本英武, 川本淳一: "ブレーキ鳴きの実験的解析", 自動車技術, 21-2(1967), 177
- 2) 近森順: "ブレーキ鳴き現象の解析", 自動車技術, 23-2(1969), 125
- 3) 西川進, 森田隆夫, 香川洸二, 太田和秀: "ディスクブレーキ鳴き低減に関する研究", 三菱重工技報, 20-2(1983), 181
- 4) 原田宏, 岡村廣正, 西脇正明, 池内孝広: "ブレーキノイズに関する研究(第2報, ディスクブレーキ鳴きの場合)", 日本機械学会論文集C編, 55-512(1989), 932

- 5) Blok, H.: Automotive Engr., 46(1940), 54
- 6) Millner, N.: "An Analysis of Disc Brake Squeal", SAE Tech. Pap. Ser., No.780332, (1978), 11p.
- 7) Murakami, H., Tsunada, N. and Kitamura, T.: "A Study Concerned with a Mechanism of Disc-Brake Squeal", SAE Tech. Pap. Ser., No.841233, (1984), 13p.
- 8) Lewis, T. M. and Branch, R. D.: "Routine Damping Material Evaluation and Design of Surface Damping Treatments", SAE Tech. Pap. Ser., No.870986, (1987), 13p.
- 9) Hoffman, C. T.: "Damper Design and Development for Use on Disc Brake Shoe and Lining Assemblies", SAE Tech. Pap. Ser., No.880254, (1988), 5p.

著 者 紹 介



長沢裕二 Yuji Nagasawa

生年: 1954年。

所属: トライボロジ研究室。

分野: トライボロジに関する研究。

学会等: 自動車技術会会員。