ブレーキノイズに関する研究*
(第3報, ディスクブレーキグローン音の場合)西脇正明^{*1}, 合谷守明^{*1}Study on Brake Noise
(3rd Report, On Disc Brake Groan)

Masaaki NISHIWAKI and Moriaki GOUYA

Eliminating brake noise generated during brake application is an important subject for the improvement of comfort in a car. This noise can be caused by two different phenomena: the high-frequent brake squeal (frequency 1-15 kHz) and the low frequent brake groan (200-500 Hz). We presented two researches on brake squeal at the 1st and the 2nd reports. We have made research into the low frequent brake groan, so as to study the method of eliminating brake groan. We considered the analysis model, in order to clarify the cause of disc brake groan. We obtained the equation which represents E , the increase of kinetic energy during 1 cycle. Brake groan is generated under the condition $E > 0$. The factor, having influence on brake groan, was clarified by considering the above equation of E .

Key Words: Vibration, Self-Excited Vibration, Coulomb's Friction, Coupled Vibration, Fast Fourier Transform

1. 緒 言

自動車用ブレーキとして一般に、ディスクブレーキとドラムブレーキが採用されている。ディスクブレーキは乗用車での採用に始まり、今では商用車にも多く採用されるようになった。自動車用ブレーキにおいて要求されるのは、制動性能の向上は言うまでもなく、制動時に発生するブレーキノイズを防止して快適性の向上を図ることも重要な課題となっている。ブレーキノイズとしては、チリチリとかキーといった音のブレーキ鳴き (Brake Squeal) と、グーといったうなり音のグローン音 (Groan, または Hum) 等が一般に知られている。ブレーキ鳴きは、その周波数が数 kHz から十数 kHz の現象であり、多くの研究報告がある。著者らも本研究の第1報⁽¹⁾と第2報⁽²⁾で報告している。一方、グローン音は、ディスクブレーキにおいて軽制動時に発生するうなり音で、その周波数が 200 Hz から 500 Hz である。Kreitlow らの研究⁽³⁾では、ブレーキ温度の上昇によって、ディスクの厚みと材質の変化が生じ、これが原因となって Hum の発生することを明ら

かにした。ところが、ブレーキ温度が常温で発生する現象もあり、不明な点はまだ残っている。本研究では、この現象の観察結果を基にモデル化を行い、理論解析とその数値計算によって、グローン音の発生原因に関する考察を行った。

2. グローン音発生状態の把握

2-1 ディスクブレーキの構造 ディスクブレーキはサスペンション等に固定されるが、図1に示すよ

図1 ディスクブレーキの構造

* 平成2年3月13日 九州支部第43期総会講演会において講演。原稿受付 平成元年2月17日。

^{*1} 正員、トヨタ自動車(株)東富士研究所 (〒410-11 裾野市御宿1200)。

うなサポートブラケットと呼ばれる鉄板を介して取付けられる場合がある。本研究では、図1に示すディスク外径 $\phi 243$, 厚さ 18 mm, ピストン径 $\phi 51.1$ の小型乗用車用ピンスライド型ディスクブレーキを供試品として実験を行った。ディスクブレーキは、油圧が加わってピストンがインナパッドをディスクに押付けると、その反力でキャリパ爪部がアウトパッドをディスクに押付けて、摩擦力を発生させ、制動力を得る構造となっている。

2.2 実験装置 サスペンションを台上に組んで、ディスクをモータで駆動できる実験装置を作製した。ディスク回転数 R が 80 rpm 以下、制動油圧 P が 0.1 MPa 以上 0.7 MPa 以下、ブレーキ摩擦面の温度 T が 30°C 以上 100°C 以下の時にブレーキ摩擦係数 μ の値が大きくなってグローン音は発生した。その発生の仕方は、ディスクの回転に同期してディスク 1 回転に 1 回であったが、グローン音の発生しやすい状態になると、連続的なグーといった音の発生が観察された。この音は、FFT で周波数分析した結果、298 Hz の正弦波であることが確認された。グローン音の発生は、ディスクの回転数 R , 制動油圧 P , ブレーキ摩擦面の温度 T に依存していた。そして、台上に組んだ実験装置は、車両の場合と同じ条件下で再現できたので、この実験装置を用いて現象を観察した。

2.3 実験方法 グローン音発生時のディスク

図2 実験方法

図3 測定点

レーキの振動モードを観察するために、図2に示す方法で実験を行った。測定点は、図3に示すように、キャリパには15点、ディスクパッドには8点、合計23点を設けた。そして、測定点8と測定点9の間の中央を原点Oとして、ディスクパッド長手方向にX軸、ピストン軸方向にY軸、これらと直交する方向にZ軸を取って、各測定点の座標値を読み込んだ。なお、各測定点はYZ平面に対して対象に取った。これらの測定点には、軽量超小型の三軸加速度計(ENDEVCO製 2250A M1-10 重量 1.2 g)を取付けた。

そして、測定点5のX方向を基準値として、他の測定点については、一度の測定において3点を選び、各々X, Y, Z方向の加速度を同時に測定した。そして、基準点5に対する各測定点の振幅比と位相差をFFTで分析して求め、そのデータをミニコンピュータに読み込ませた。測定は12回に分けて行ったが、これは、測定における加速度計の質量の影響を小さくするためである。このようにして得られたデータを、ミニコンピュータに入れて各点の軌跡を計算させ、グローン音が発生している時のキャリパとディスクパッドの振動をCRT画面に画像化させた。

2.4 グローン音発生状態の観察 グローン音の

図4 ディスクパッド面圧分布の及ぼす影響

図5 グローン音発生時のキャリパの振動

発生条件については、2・2節で述べた。その中で、ディスクの回転に同期してグロウン音の発生することに注目し、ディスク回転時の摩擦面 Y 軸方向の変位が影響することを発見した。それで、ブレイキ摩擦面の当たり方が影響しているものと考え、ディスクの摩擦面を意図的に $4/1$ 傾けて回転させた。そして、制動油圧 P を 0.1 MPa から 1 MPa まで 0.1 MPa 刻みに変えた場合のグロウン音発生率は、図4に示すように、予測どおりの実験結果であった。次に、グロウン音発生状態でのキャリパとディスクパッドの振動を測定して、CRT画面上に画像化した結果を、図5に示す。

キャリパの動きを、 Z 軸方向から見ると、キャリパ爪部の振幅が大きく、 Y 軸上のある点を中心とした回転方向の振動成分を持っていることがわかる。次に、 X 軸方向から見ると、原点 O を中心として回転方向に振動していることがわかる。したがって、実際のキャリパの振動はこれらが合成された三次元の立体的な動きとなって、図6のようになっている。次に、ディスクパッドの振動は、ほぼキャリパの動きに追従しているが、 Y 軸方向から見ると、 ZX 平面に平行な平面において、回転方向に振動していることが特徴的である。一方、ディスクとサスペンションについては、グロウン音発生時の振幅がキャリパとディスクパッドに比べて10分の1以下と小さかった。そして、厚みは同じであるが固有振動数の異なるディスクに交換しても、またサスペンションは質量 1 kg を任意の位置に付加してみても、さらには、ディスクパッドは、その1枚の質量 150 g に対して 84 g の質量を摩擦面の反対側裏金部の任意の位置に付加してみても、現象にはなんら変化がみられなかった。以上の観察結果より、グロウン音はキャリパとディスクパッドの振動系における自励振動と考えられる。

3. 理論解析

3・1 解析モデル 現象の観察から得られた結果

図6 グロウン音発生時の
キャリパとディスクパッドの振動

を基にして、図7に示す解析モデルを考えた。解析モデルにおける仮定を(1)から(7)に示す。

(1) キャリパは図7に示すように、 $A-A$ 軸、 $B-B$ 軸回りの回転方向に2自由度を有し、それぞれの軸回りに、慣性モーメント I_A, I_B とバネ定数 K_A, K_B の復元バネを持つ。

(2) キャリパとディスクパッドは YZ 平面に対して対称とする。

(3) ディスクパッドは、キャリパに力を伝達するが、その質量と慣性モーメントは、現象観察の結果から無視できると考える。

(4) ディスクは十分剛と考え、振動系からは除外する。

(5) ディスクパッドは図8に示すように、ディスクとは点 O_1 と点 I_1 とで接触し、キャリパとは点 O_2 と点 I_2 とで接触する。そして、 Y 軸方向の力 N_o, N_i は、これらの接触点で伝達される。ただし、図8に示すように点 O_1 と O_2 の (X, Z) 座標値は同じであり、点 I_1 と I_2 の (X, Z) 座標値も同じである。

(6) ディスクパッドの摩擦材のバネ定数を E_p 、摩擦係数を μ とし、摩擦力 F_o と F_i は、ディスクパッドとディスクとの間の接触点でのみ作用する。

(7) 理論では構造物はなめらかに動くものとする(ただし、ブレイキ摩擦面には摩擦力が作用する)。

記号

X, Y, Z : 空間に固定されたデカルト座標

ξ, η, ζ : キャリパに固定された座標

θ, ϕ : $A-A$ 軸回り、 $B-B$ 軸回りの回転角変位

I_A, I_B : $A-A$ 軸回り、 $B-B$ 軸回りの慣性モーメント

K_A, K_B : $A-A$ 軸回り、 $B-B$ 軸回りの回転バネ定数

N_o, N_i : 微小振動時に、アウトパッド、またはインパッドに発生する面圧変化

図7 解析モデル

F_o, F_i : 微小振動時に, アウタパッド, またはインナパッドに発生する摩擦力変化

S_o, S_i : 面圧変化と摩擦力変化によって生じるディスクパッドの回転を抑える反力

L_o, L_i : ディスクパッドの長さ

H_o, H_i : ディスクパッド接触点と点 O_3 , または点 I_3 との Z 方向の距離

L_y : A-A 軸と B-B 軸との距離

ρ : キャリパの密度

μ : ブレーキ摩擦面の摩擦係数

E_p : ディスクパッド摩擦面の Y 方向のバネ定数

ε : 固有値

3.2 基礎式 解析における座標系は, 図 7 に示すように, キャリパの回転方向の振動の B-B 軸 (ディスクパッドの長手方向) に平行に X 軸を取り, A-A 軸上に Z 軸を取って, その交点を原点 O とした。そして, ブレーキ摩擦面の面圧方向に Y 軸を取った。解析モデルにおいて, 平衡点周りに微小振動した時の, A-A 軸回り, B-B 軸回りの, 時刻 t における微小回転角を $\theta(t), \phi(t)$ とする。ここで, キャリパに固定された座標系における任意の点 (ξ, η, ζ) は, 次のように近似できる。

$$X = \xi - \eta\theta$$

$$Y = \eta + \xi\theta - \zeta\phi$$

$$Z = \zeta - (L_y - \eta)\phi \quad (1)$$

式(1)を時間 t で微分すると, 式(2)が得られる。

$$\dot{X} = -\eta\dot{\theta}$$

$$\dot{Y} = \xi\dot{\theta} - \zeta\dot{\phi}$$

$$\dot{Z} = -(L_y - \eta)\dot{\phi} \quad (2)$$

解析モデルにおいて, 微小振動した時の運動エネルギー T は次式で求められる。

$$T = \frac{1}{2} \iiint (\dot{X}^2 + \dot{Y}^2 + \dot{Z}^2) \rho d\xi d\eta d\zeta \\ \approx \frac{1}{2} I_A \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_B \dot{\phi}^2 \quad (3)$$

また, その時のポテンシャルエネルギー U は次式で求められる。

$$U = \frac{1}{2} K_A \theta^2 + \frac{1}{2} K_B \phi^2 \quad (4)$$

次に, 微小振動した時の, ディスクパッドからキャリパに作用する力の変動成分を考える。ディスクパッドとキャリパの接触点 O_2 の座標値を $(\xi_{o2}, \eta_{o2}, \zeta_{o2})$, 接触点 I_2 の座標値を $(\xi_{i2}, \eta_{i2}, \zeta_{i2})$ とすると, キャリパが微小振動した時の, 点 O_2 , 点 I_2 平衡点からの Y 方向変位量 $\Delta Y_{o2}, \Delta Y_{i2}$ は, 式(1)により次のようになる。

$$\Delta Y_{o2} \approx \xi_{o2}\theta - \zeta_{o2}\phi$$

$$\Delta Y_{i2} \approx \xi_{i2}\theta - \zeta_{i2}\phi \quad (5)$$

図 8 に示すキャリパに作用する力 N_o, N_i は, 摩擦材のバネ定数 E_p に $\Delta Y_{o2}, \Delta Y_{i2}$ を乗じて得られる。

$$N_o = E_p \Delta Y_{o2}$$

$$N_i = E_p \Delta Y_{i2} \quad (6)$$

これらの力 N_o, N_i が点 O_2 , 点 I_2 でキャリパに作用する時, 図 8 に示すような摩擦力の変動成分 F_o, F_i が発生する。そして, これらは式(7)で表される。

$$F_o = \mu N_o$$

$$F_i = \mu N_i \quad (7)$$

これらの摩擦力が, 点 O_3 , 点 I_3 でキャリパに作用する。いま, アウタパッドの力のつり合いを考える。図 8 に示すように, 摩擦力変動成分 F_o が作用すると, 点 O_3 回りにディスクパッドを回転させるモーメント $F_o H_o$ が発生する。すると, ディスクパッドの回転を止めようとして, 点 O_4 において, このモーメントとつり合うように S_o なる反力が発生する。また, インナパッドについても同様に, 力のつり合いを考えると, S_i なる反力が発生する。これら S_o と S_i は次式で表される。

$$S_o = F_o H_o / L_o$$

$$S_i = F_i H_i / L_i \quad (8)$$

キャリパが微小振動した時, 図 7 に示すように, ディスクパッドからキャリパに式(6), (7), (8)で示した力が作用するので, 一般化力 Q_A, Q_B は次式で求められる。

図 8 解析モデルにおける力の伝達

$$Q_A = N_i \frac{\partial Y}{\partial \theta} + N_o \frac{\partial Y}{\partial \theta} - F_i \frac{\partial X}{\partial \theta} - F_o \frac{\partial X}{\partial \theta}$$

$$Q_B = N_o \frac{\partial Y}{\partial \phi} + N_i \frac{\partial Y}{\partial \phi} \dots\dots\dots (9)$$

このように求めた、式(3)の運動エネルギー T 、式(4)のポテンシャルエネルギー U 、式(9)の一般化力 Q を Lagrange の運動方程式に代入すると、次に示す運動方程式(10)が導かれる。

$$M\ddot{X} + KX = E_p A X + \mu E_p B X \dots\dots\dots (10)$$

ここに、

$$M = \begin{bmatrix} I_A & 0 \\ 0 & I_B \end{bmatrix}, K = \begin{bmatrix} K_A & 0 \\ 0 & K_B \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}$$

$$X = \begin{bmatrix} \theta \\ \phi \end{bmatrix}$$

$$a_{11} = \xi_{i2}^2 + \xi_{o2}^2$$

$$a_{12} = a_{21} = -\xi_{i2}\xi_{i3} - \xi_{o2}\xi_{o3}$$

$$a_{22} = \xi_{i3}^2 + \xi_{o3}^2$$

$$b_{11} = \xi_{o2}\eta_{o3} - \xi_{i2}\eta_{i3}$$

$$b_{12} = -\eta_{o3}\xi_{o2} + \eta_{i3}\xi_{i2}$$

$$b_{21} = b_{22} = 0$$

運動方程式(10)の動的不安定解を求めるために、その解 X を微小振動解 $X = e^{st} V$ と仮定して代入すると、次式が導かれる。

$$(K - E_p A - \mu E_p B + s^2 M) V = 0 \dots\dots\dots (11)$$

この式が自明解 $V=0$ 以外の解をもつためには、次式(12)を満足しなければならない。

$$\det[K - E_p A - \mu E_p B + s^2 M] = 0 \dots\dots\dots (12)$$

この式を整理すると、次の固有値問題となる。

$$[M^{-1}K - E_p M^{-1}A - \mu E_p M^{-1}B + s^2 E] = 0 \dots\dots\dots (13)$$

4. 数値計算および考察

4.1 解析モデルの吟味 式(13)は s^2 についての2次方程式となる。それで、解が動的に安定か不安定かを調べるために、根の判別式 D を求めることにする。 $D > 0$ で2根ともに負の実数ならばその解は動的に安定、 $D > 0$ で1根でも正の実数、または $D = 0$ ならばその解は静的に不安定、そして $D < 0$ ならばその解は共役複素根動的に不安定となることがわかる。それで、グロウン音の発生の有無を、根の判別式 D を用いて、動的不安定に対する μ の臨界値を求めた。ただし、判別式 D を $(I_A^2 K_A)$ で割ることによって無次元化できるので、 $D^* = D / (I_A^2 K_A)$ の値を求めた。数値計算には、表1に示すブレーキ諸元値を用いた。その計算結果を

図9に二点鎖線 ($I_B/I_A = 1.5$ の場合)で示す。

これを見ると、摩擦係数 $\mu = 0.3$ 以上でグロウン音の発生することと、摩擦係数 μ の値が大きいほどグロウン音は出やすくなることとがわかる。このことを実験で確かめたところ、制動油圧 $P = 0.5$ MPa の条件では、グロウン音は $\mu = 0.28$ の時発生せず、 $\mu = 0.38$ の時と $\mu = 0.44$ の時に発生し、同じ制動油圧においては摩擦係数 μ の値が大きいほどグロウン音は出やすかった。また、動的安定解の周波数は、 $\mu = 0.35$ の場合、321 Hz で実験値 298 Hz とはオーダ的に一致した ($I_A = 1.14 \times 10^2 \text{ kgms}^2$ はキャリパ形状から推定して計算)、2番めに、キャリパの慣性モーメントの比 (I_B/I_A) の値を変えた場合の計算結果を示したが、これも図10に示す実験結果と傾向的によく一致する。すなわち、質量 2.7 kg のキャリパに質量 1 kg を付加して慣性モーメントを大きくすると、軸から遠い位置程その影響は大きくなり、グロウン音の周波数も低下する。3番めにディスクパッドとディスクの接触点の位置が Z 方向に変化した場合の影響について述べる。ディスクパッドの接触点を Z 方向に変化させた場合の計算結果でインナパッドの場合を図11に、アウトパッドの場合を図12に示す。これらを見ると、 Z 方向の接触点の及ぼす影響は極めて大きく、インナパッドは負の方向へ、アウトパッドは正の方向へ移動させると動的に不安定となることがわかる。この図11図12に示した計算結果は、図4に示した実験結果とよく一致してい

表 1 ブレーキ諸元値

$\frac{I_B}{I_A}$	$\frac{K_B}{K_A}$	E_p/K_A (rad/cm ²)	ξ_{i2} (cm)	ξ_{o2} (cm)	ξ_{i3} (cm)	ξ_{o3} (cm)	η_{i3} (cm)	η_{o3} (cm)
1.5	1.0	0.25	0.5	3.0	-5.0	-1.0	6.0	7.0

図 9 ブレーキ摩擦係数 μ の及ぼす影響とキャリパ慣性モーメント比 (I_B/I_A) の及ぼす影響

る。

以上の結果より、理論解析に用いた解析モデルは妥当なものであると言える。したがって、ディスクブレイキグロウン音は動的不安定現象と考えることができる。

4.2 グロウン音に影響を及ぼす要因 グロウン音の発生について、本解析モデルの振動系の安定・不安定を運動エネルギー増減関係の観点から考察した。まず最初に、式(10)は次式となるので、

$$M\ddot{X} = -KX + E_pAX + \mu E_pBX \quad \cdots \cdots (14)$$

振動1サイクル当たりの運動エネルギー増減は、式(15)によって求められる。

$$E = \oint \dot{X}^T M \ddot{X} dt \quad \cdots \cdots (15)$$

ここで、式(14)を式(15)に代入すると、対称行列の項は零となるので、非対称行列の項のみ残り、式(16)が導かれる。

$$E = \mu E_p \int \dot{X}^T B X dt \quad \cdots \cdots (16)$$

この式を見ると、グロウン音に影響を及ぼす要因が、摩擦係数 μ 、ディスクパッドのバネ定数 E_p 、ディスクパッドとディスクとの接触点の位置、キャリパの形状

と質量(慣性モーメント)、キャリパの支持剛性であることが容易に推察できる。各々の要因の及ぼす影響について、表1に示すブレイキ諸元値を式(13)に代入して、パラメータスタディを行い考察した。その結果の一部は図9、図11、図12に示したが、そのほかに次のようなことがわかった。1番めに、ディスクパッドとディスクの接触点の位置が X 方向に変化した場合の影響について述べる。ディスクパッドの接触点の位置を X 方向に変化させた場合の計算結果でインナパッドの場合を図13に、アウトパッドの場合を図14に示す。これを見ると、接触点の位置をインナパッドは正の方向へ、アウトパッドは正の方向へ移動させると、動的不安定となり、 X 方向の接触点の位置の及ぼす影響も大きいことがわかる。

2番めに、ディスクパッドとディスクの接触点の位置が Y 方向に変化した場合の影響について述べる。インナパッドの接触点の位置を Y 方向に変化させた場合の計算結果を図15に示す。これを見ると、接触点の位置を原点 O の方向へ移動させると、動的不安定となりやすくなることがわかる。3番めにキャリパの支持剛性の比 (K_B/K_A) の及ぼす影響について述べる。支持剛性の比 (K_B/K_A) を変えた場合の計算結果を図16に示す。これを見ると、 (K_B/K_A) の値を大きくすると、動

図10 キャリパに付加した質量の及ぼす影響

図12 アウトパッドとディスクとの接触点(Z 方向)の及ぼす影響

図11 インナパッドとディスクとの接触点(Z 方向)の及ぼす影響

図13 インナパッドとディスクとの接触点(X 方向)の及ぼす影響

図 14 アウタパッドとディスクとの接触点(X方向)の及ぼす影響

図 16 キャリパを固定する回転方向バネ定数の比(K_B/K_A)の及ぼす影響

図 15 インナパッドとディスクとの接触点(Y方向)の及ぼす影響

スクとディスクパッドとの間で面圧変化と摩擦係数変化とが生じ、これが作用して起きる動的不安定現象であることを明らかにした。

(3) 振動1サイクル当たりの運動エネルギー増減関係を求める式(16)を導くことによって、摩擦係数 μ 、ディスクパッドのバネ定数 E_p 、ディスクパッドとディスクとの接触点の位置、キャリパ形状と質量、キャリパの支持剛性等が、グロウン音に影響を及ぼすことを明確にした。そして、数値計算結果を考察し、グロウン音を防止するには、 μ の低い摩擦材を選ぶこと、ディスクパッドの面圧分布を変えてキャリパに伝達される力を変えること、キャリパの慣性モーメントの比、キャリパの支持剛性の比を変えることなどが効果的であることを導いた。

動的不安定となりやすくなることがわかる。

5. 結 言

本研究をまとめると次のようになる。

(1) グロウン音の発生状態でのディスクブレーキの振動を測定することにより、キャリパとディスクパッドは、周波数 298 Hz で 2 軸回りの回転方向に振動していることを明らかにした。

(2) ディスクブレーキグロウン音は、キャリパが相異なる二つの軸回りに連成して振動するので、ディ

文 献

- (1) 岡村・西脇, 機論, 54-497, C(1988), 166.
- (2) 原田・岡村・西脇・池内, 機論, 55-512, C(1989), 932.
- (3) Kreitlow, W., ほか 2 名, Vibration and Hum of Disc Brakes under Load, SAE Paper, 850079(1985).
- (4) Bolotin, V. V., (関谷・杉山訳), 非保存的弾性安定問題, 培風館, (1977).
- (5) Ziegler, H., Principles of Structural Stability, Blaisdell, (1968).

討 論

〔質問〕 杉山吉彦〔大阪府立大学工学部〕

理論解析における仮定(4)において、「ディスクは十分剛と考え、振動系からは除外する」とあるが、このことは、具体的にどのように確認されたか。

〔回答〕 実験結果のところで述べたように、グローン音発生時のディスクの振幅が、キャリパとディスクパッドに比べて10分の1以下と小さかったことが1番めにあげられる。2番めの確認方法として、ブレーキディスクの剛性変更品に交換しての実験を行った。本報のディスクは、ベンチレーテッドディスクといって図2に示すように摺動部にベーン(冷却用通風孔)があり、黒い穴で示されている。このディスクでの実験のほかに、ディスクプレート(摩擦面)を表面からそれぞれ1mmずつ切削したもの、または、ベーンを全部埋めてソリッドディスク(通風孔のないもの)にしたものなどを作り、グローン音発生の有無およびその周波数を調べたが、影響のないことが確認された。3番めの確認方法としては、仮定(4)のもとにモデル化した計算において、グローン音の周波数が計算値321 Hz、実験値298 Hzで、両者はオーダ的に一致したので、逆に仮定(4)は正しいと判断した。

〔質問〕 中井幹雄〔京都大学工学部〕

(1) グローン音が、ブレーキ摩擦面温度が30°C以上100°C以下の時、発生する原因をご教示願いたい。

(2) グローン音が発生する回転数および制動油圧を具体的にお教えいただきたい。

〔回答〕 まず最初のご質問についてお答えする。この実験に用いたディスクパッドは、ブレーキ摩擦面の温度によって、摩擦係数 μ の値が変化するために、

このような結果となった。参考までに摩擦係数 μ の値を述べると、温度 $T=30^{\circ}\text{C}$ の時、 $\mu=0.44$ 、 $T=50^{\circ}\text{C}$ の時、 $\mu=0.4$ 、 $T=100^{\circ}\text{C}$ の時、 $\mu=0.38$ 、 150°C と 200°C の時で $\mu=0.35$ と、温度が低いほうが μ の値は大きい傾向にあった。

次に、2番めのご質問についてお答えする。この実験において、回転数400 rpm, 320 rpm, 240 rpm, 160 rpm, 80 rpm, 40 rpmの各条件でグローン音の発生を調べた。その結果、80 rpm以下で発生するが、それ以上の回転数では発生しなかった。また、発生の有無を調べた制動油圧は、0.1 MPaから1 MPaまでの区間は0.1 MPa刻みに、それ以上の領域は1.5 MPa, 2 MPa, 2.5 MPa, 3 MPaの条件で調べた。その結果は、本文に述べたように、制動油圧の値が0.1から0.7 MPaの範囲でグローン音の発生が確認された。

(1)のご質問に対する回答の補足説明

キャリパが釣合い点周りに微小振動した時に、ブレーキ摩擦面の接触点では、その変位量に比例した力 N_o, N_i が、またそれに伴う摩擦力の変動成分 F_o, F_i が発生する。ここで、 F_o, F_i は、 N_o, N_i に摩擦係数 μ をかけたものとなる。これらの力はディスクパッドに作用し、キャリパに伝達される。摩擦係数 μ の値の大きい時は、キャリパの振動モードが複素モード(1サイクルの振動で往路と復路が異なるモード)となることがあり、式(16)で示すように振動1サイクルごとに系にエネルギーが流入する。このように動的不安定となってグローン音が発生する。したがって、式(16)に示すように μ はグローン音に影響を及ぼす。