ブレーキノイズに関する研究*
(第4報, ディスクブレーキグロウン音に減衰の及ぼす影響)西 脇 正 明^{*1}, 合 谷 守 明^{*1}Study on Brake Noise
(4th Report, Influence of Damping on Disc Brake Groan)

Masaaki NISHIWAKI and Moriaki GOUYA

Eliminating brake noise generated during brake application is an important issue in the improvement of comfort in a car. We presented the research on the low frequency groan noise at the 3rd report, using the mathematical model without damping. At this paper, we considered the improved model with damping in order to eliminate disc brake groan. According to the above considerations, disc brake groan can not be eliminated by nondimensional damping $\beta \leq 10^{-1}$. And disc brake groan generation is increased by damping order $\beta = 10^{-1}$. Furthermore, disc brake groan generation can be reduced by damping $\beta \geq 1$, depending on the ratio of two damping factor.

Key Words: Vibration, Self-Excited Vibration, Coulomb's Friction, Coupled Vibration, Damping

1. 緒 言

自動車用ブレーキとして一般に、ディスクブレーキがよく採用され、制動性能の向上は当然のこととして、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である。ブレーキノイズの種類としては、チリチリとかキーといった音のブレーキ鳴き (Brake Squeal) と、グーといった音のグロウン音 (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、第1報⁽¹⁾と第2報⁽²⁾で研究結果を報告した。一方、グロウン音は、ディスクブレーキにおいて軽制動時に発生する周波数が 200 Hz から 500 Hz のうなり音現象で、発生原因等については本研究の第3報⁽³⁾で明らかにした。ここでは、この研究をさらに発展させて、減衰がグロウン音に及ぼす影響を考察する。

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
 C_A, C_B : A-A 軸回り, B-B 軸回りの減衰係数
 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, アウタパッド, またはインナパッドに発生する面圧変化
 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 : ディスクパッドの接触点と点 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
 s : 固有値

* 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9月7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).

2. 理論解析

2.1 ディスクブレーキの構造 ディスクブレーキは、図1に示すようなサポートブラケットと呼ばれる鉄板を介して、または直接、サスペンション等に取り付けられる。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。本研究第3報⁽³⁾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い、現象観察結果を基にモデル化を行った。

2.2 解析モデル 実験の結果、グロウン音発生時には図2に示すようにキャリパが A-A 軸と B-B 軸回りに周波数 298 Hz の正弦波で振動していること、ディスクパッドはキャリパに追従して振動していること、摩擦面の接触点の位置の影響の大きいこと、摩擦係数 μ が高いとグロウン音は発生しやすいことなどが確認されている。

以上の観察結果を基にして、図2に示すようなモデル化を行った。このモデルの仮定を次に示す。

(1) キャリパは図2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 、減衰係数 C_A, C_B 、そしてバネ定数 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3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3に示すように点 O_1 と点 O_2 の (X, Z) 座標値は同じであり、点 I_1 と点 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、ブレーキ摩擦面には摩擦力が作用する)

2.3 基礎式 解析における座標系は、図2に示すように、キャリパの回転方向の振動の B-B 軸 (ディ

図2 解析モデル

図3 解析モデルにおける力の伝達

図1 ディスクブレーキの構造

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, ブレイ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.

$$\begin{aligned} X &= \xi - \eta\theta \\ Y &= \eta + \xi\theta - \zeta\phi \\ Z &= \zeta - (L_y - \eta)\phi \end{aligned} \quad (1)$$

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.

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

式(1)を式(2)に代入すると近似式(3)が得られる.

$$T = \frac{1}{2} I_A \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_B \dot{\phi}^2 \quad (3)$$

その時の消散関数 D は式(4)で, ポテンシャルエネルギー U は式(5)で求められる.

$$D = \frac{1}{2} C_A \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} C_B \dot{\phi}^2 \quad (4)$$

$$U = \frac{1}{2} K_A \theta^2 + \frac{1}{2} K_B \phi^2 \quad (5)$$

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.

$$\begin{aligned} \Delta Y_{o2} &= \xi_{o2}\theta - \zeta_{o2}\phi \\ \Delta Y_{i2} &= \xi_{i2}\theta - \zeta_{i2}\phi \end{aligned} \quad (6)$$

図3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.

$$\begin{aligned} N_o &= E_p \Delta Y_{o2} \\ N_i &= E_p \Delta Y_{i2} \end{aligned} \quad (7)$$

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3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(8)で表される.

$$\begin{aligned} F_o &= \mu N_o \\ F_i &= \mu N_i \end{aligned} \quad (8)$$

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3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.

$$\begin{aligned} S_o &= F_o H_o / L_o \\ S_i &= F_i H_i / L_i \end{aligned} \quad (9)$$

キャリパが微小振動した時, 図3に示すように, ディスクパッドからキャリパに式(7), (8), (9)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.

$$\begin{aligned} Q_A &= N_i \frac{\partial Y}{\partial \theta} + N_o \frac{\partial Y}{\partial \theta} - F_i \frac{\partial X}{\partial \theta} - F_o \frac{\partial X}{\partial \theta} \\ Q_B &= N_o \frac{\partial Y}{\partial \phi} + N_i \frac{\partial Y}{\partial \phi} \end{aligned} \quad (10)$$

このように求めた, 式(3)の運動エネルギー T , 式(4)の消散関数 D , 式(5)のポテンシャルエネルギー U , 式(10)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(11)が導かれる.

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = E_p A\dot{X} + \mu E_p B\dot{X} \quad (11)$$

ここに,

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

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

$$X = \begin{bmatrix} \theta \\ \phi \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} C_A & 0 \\ 0 & C_B \end{bmatrix}$$

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

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

$$a_{22} = \zeta_{i2}^2 + \zeta_{o2}^2$$

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

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

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

運動方程式(11)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.

$$(K - E_p A - \mu E_p B + sC + s^2 M) V = 0 \quad (12)$$

この式が自明解 $V=0$ 以外の解をもつためには, 次式(13)を満足しなければならない.

$$\det[K - E_p A - \mu E_p B + sC + s^2 M] = 0 \quad (13)$$

この式に無次元量 Ω を導入して整理すると, 次に示す Ω の4次方程式が得られる.

$$P_0 \Omega^4 + P_1 \Omega^3 + P_2 \Omega^2 + P_3 \Omega + P_4 = 0 \quad (14)$$

ここに,

$$\Omega = s(I_A/K_A)^{1/2}, \quad \gamma = (E_p/K_A)$$

$$\kappa = (K_B/K_A), \quad \beta = \{C_A/(I_A K_A)^{1/2}\}$$

$$\lambda = (C_B/C_A), \quad P_0 = (I_B/I_A)$$

$$\begin{aligned}
 P_1 &= \beta(P_0 + \lambda) \\
 P_2 &= \beta^2 \lambda + P_0(1 - \gamma a_{11} - \mu \gamma b_{11}) + (x - \gamma a_{22}) \\
 P_3 &= \beta[(x - \gamma a_{22}) + \lambda(1 - \gamma a_{11} - \mu \gamma b_{11})] \\
 P_4 &= (1 - \gamma a_{11} - \mu \gamma b_{11})(x - \gamma a_{22}) - \gamma^2 a_{21}(a_{12} + \mu b_{12})
 \end{aligned}$$

3. 数値計算および考察

3.1 特性方程式の根の安定判別 特性方程式(14)は Ω の4次方程式となっている。動的不安定のみを考えると、この根 Ω が実根ならば動的安定、共役複素根ならば動的不安定となる。4次方程式の根の安定・不安定は参考文献(6)に述べられているように、次の量 H, I, J, Δ, X を導入することによって、判別することができる。

(1) $\Delta < 0$ の時は2実根+2複素根となるので、動的不安定

(2) $\Delta > 0$ で H と K がともに負の時は4実根となるので動的安定

(3) $\Delta > 0$ で少なくとも H と K の一つが正か零の時は4複素根となるので動的不安定

ここに、

$$H = \frac{1}{6}P_0P_2 - \frac{1}{16}P_1^2$$

$$I = P_0P_4 - \frac{1}{4}P_1P_3 + \frac{1}{12}P_2^2$$

$$J = \frac{1}{6}P_0P_2P_4 + \frac{1}{48}P_1P_2P_3$$

$$-\frac{1}{16}P_0P_3^2 - \frac{1}{16}P_1^2P_4 - \frac{1}{216}P_2^3$$

$$K = P_0^2I - 12H^2$$

$$\Delta = I^3 - 27J^2$$

$$X = P_1P_2P_3 - P_0P_3^2 - P_1^2P_4$$

3.2 減衰係数 β と減衰比 λ の及ぼす影響 表1に示すブレーキ諸元値を用いて、特性方程式(14)の根 Ω の判別を行った。横軸に摩擦係数 μ 、縦軸に減衰比 λ を取って、減衰係数 β が $10^{-2}, 10^{-1}, 0.3, 1.0$ の場合の各計算結果を図4から図7に示した。その考察結果を以下に示す。

(1) β の値が 10^{-3} から 10^{-2} の微小減衰の場合は、図4に示すように動的不安定領域は $\beta=0$ の場合と同じである。このように、微小減衰の場合は、減衰を付加してもグロウン音に対する影響は見られない。

(2) β の値が 10^{-1} の場合は、図5に示すように動的不安定領域は $\beta=0$ の場合に比べてわずかではあるが増加する。これは減衰比 λ の値が大きくなるにつれて安定・不安定の μ の臨界値が低くなるからである。このように、 β の値が 10^{-1} の減衰の場合は、減衰を付加すると減衰のない場合よりもわずかではあるが

グロウン音は発生しやすくなる。

(3) β の値が0.3の場合は、図6に示すように動的不安定領域は変化する。さらに大きい減衰 $\beta=1.0$ の場合は、図7に示すように動的不安定領域は $\beta=0$ の場合に比べて減少し、動的安定領域が増加する。この図では、 λ の値が5以上になると、安定・不安定の μ の臨界値は急に高くなるが、 λ の値が5以下の領域では減衰のない場合よりも μ の臨界値は低くなっている。このように、 β の値が1.0のような大きい減衰の場合は、 β と λ の組合せによってグロウン音を防止する効果が得られたり、逆にグロウン音を誘発したりする。これらの現象は、減衰力によって二つの軸回りのキャリパの振動 θ と ϕ の間で位相差の発生することが原因である。

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)	ζ_{i2} (cm)	ζ_{o2} (cm)	γ_{i3} (cm)	γ_{o3} (cm)
1.5	1.0	0.25	0.5	3.0	-5.0	-1.0	6.0	7.0

($\beta=10^{-2}$ の場合)

図4 摩擦係数 μ と減衰比 λ の及ぼす影響

($\beta=10^{-1}$ の場合)

図5 摩擦係数 μ と減衰比 λ の及ぼす影響

図 6 摩擦係数 μ と減衰比 λ の及ぼす影響 図 7 摩擦係数 μ と減衰比 λ の及ぼす影響

4. 結 言

本研究は第3報⁽³⁾で報告したモデルに減衰 β を付加した場合の計算を行い、減衰がグロウン音に及ぼす影響について考察を行った。その結果、グロウン音の発生を防止するには、微小減衰を与えても効果を得られないこと、 $\beta=10^{-1}$ オーダの減衰を与えると逆効果であること、 $\beta=1.0$ オーダの大きい減衰を与えときは減衰比 λ と組合せ方によって効果を得られることがわかった。

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) 西脇・合谷, 機論, 56-527, C (1990), 1769.
 (4) Kreitlow, W., ほか2名, Vibration and Hum of Disc Brakes under Load, SAE Paper, 850079 (1985).
 (5) Bolotin, V. V. (関谷・杉山訳), 非保存的弾性安定問題, (1977), 68, 培風館.
 (6) Burnside, W. S. and Pantou, A. W., *The Theory of Equations*, 10th ed., 1935, Dublin, Hodges, Figgis and Company (New York).
 (7) Herrmann, G. and Jong, I.-C., On Nonconservative Stability Problems of Elastic Systems with Slight Damping, *J. Appl. Mech.*, 33-1 (1966), 34, 125-133.
 (8) Herrmann, G., Dynamics and Stability of Mechanical Systems with Follower Forces, NASA Contractor Report, NASA CR-1782, (1971), 33.