自動車ワイパブレードの自励振動におけるモード連成の実験*

永井健一^{*1}, 松村修二^{*2}, 池澤 龍^{*3}
山口誉夫^{*1}, 石田光之^{*4}Experiments on Modal Coupling in Self-Excited Vibration
of a Wiper-BladeKen-ichi NAGAI^{*5}, Shuji MATSUMURA, Ryu IKEZAWA,
Takao YAMAGUCHI and Mitsuyuki ISHIDA^{*5} Department of Mechanical Engineering, Gunma University, 1-5-1 Tenjincho, Kiryu-shi, Gunma, 376-8515 Japan

Experimental results are presented for self-excited vibration of an automotive wiper. The self-excited vibration is generated by a stick-slip motion. It is of practical importance to suppress the self-excited vibration of the wiper. To find out modal coupling in the vibration of the wiper, simplified wiper is constructed. Movement of simplified wiper is separated into horizontal and vertical directions to simulate a motion of the actual wiper. The simplified wiper and the actual wiper are used for experiments. Static deformation of a wiper blade is measured. The blade is pressed on a glass surface. The wiper blade shows characteristics of soft-hardening spring involving a buckled deformation. Modal coupling in the self-excited vibration is examined by sweeping the wiper on a rotating glass table with constant angular velocity. Increasing a load pressed on the blade, coupling vibration is generated due to self-excitations along glass surface and parametric movements in vertical direction. The vibration amplitude is suppressed extremely when the load is close to the buckling load. Moreover, the maximum Lyapunov exponent of the dynamic response shows least number of the modes contributed to the self-excited vibration.

Key Words: Automobile, Coupled Vibration, Self-Excited Vibration, Chatter Vibration, Wiper Blade, Nonlinear Vibration, Maximum Lyapunov Exponent

1. 緒 言

自動車用ワイパは雨天時にガラス窓面を払拭することで運転視界を確保できる。しかし少雨時では、びびり振動と呼ばれる自励振動が生じやすく、払拭性能が低下する。このため、ワイパの良好な払拭性を保ちながら自励振動を抑える必要がある。ワイパ自励振動の発生要因として、ワイパのガラス面への押付け力、ワイパブレードとガラス面間の接触状態、払拭速度 V と摩擦係数 μ の関係、さらにワイパアームの剛性などが挙げられる。これらの影響が相互に連成し、自励振動に至る。また、一般にワイパブレードはゴム製で容易に変形し、払拭の際に大変形の非線形挙動を示す。このブレードの非線形挙動が自励振動の発生の一因となることが予想される。ワイパのびびり振動発生に関する研究は多くなされている。倉橋らはワイパにインパクトダンパを与える振動低減法⁽¹⁾を提示した。鈴木と安田はリンク機構を有するワイパを1自由度でモ

デル化し、数値解と実験結果との比較^{(2)~(4)}を行っている。著者らは実験と解析⁽⁵⁾によりワイパブレードが主にスティック-スリップ形の自励振動に依存することを確かめた。

一方、非線形を示す非定常振動応答から系の安定度を示す最大リアプノフ指数が算出でき、非定常振動応答に寄与する自由度の数が確定できる⁽⁶⁾。著者らは先に、周期外力を与えた座屈はり、シェルやアーチなどのカオス振動の実験や理論^{(7)~(12)}ならびに転走する鉄道車輪の自励系振動⁽¹³⁾で最大リアプノフ指数を計算し、カオス振動に寄与する振動モード数を明らかにした。

本研究では、ワイパの自励振動の発生要因を明らかにするため、実機ワイパの周方向運動成分のみを考慮した簡易ワイパモデルを作成し、力学モデルとした。モデルはガラス面に平行と垂直に運動する1自由度系を構成する。これより、ワイパブレードゴムの変形挙動、滑り出す際の垂直荷重と振動応答の関係を明らかにした。さらに、払拭実験を簡易ワイパモデルと実機ワイパにおいて行い、リアプノフ指数を計算することにより、誘起される振動モード数を求めた。これらより、ワイパブレードの非線形変形挙動がワイパの自励振動に及ぼす影響を明らかにした。

* 原稿受付 2000年12月20日。

^{*1} 正員、群馬大学工学部(☎376-8515 桐生市天神町1-5-1)。^{*2} 正員、富士重工業(株)(☎373-8555 太田市スバル町1-1)。^{*3} (株)ミツバ(☎376-8555 桐生市広沢町1-2618)。^{*4} ゼクセル(☎150-0026 東京都渋谷区渋谷3-6-1)。

E-mail: nagai@eng.gunma-u.ac.jp

2. ワイパモデル

図1に実機ワイパおよび簡易ワイパモデルの運動機構の対応関係を示す。上図に示す実機ワイパモデルはアーム基部、アームシャフト、アームピースとワイパブレードよりなる。ワイパブレードは天然ゴム100%でゴム硬度60度で断面形状は図1に示す。このブレードは一般車両によく用いられる。アーム部のばねでワイパブレードをガラス面に押付ける。ワイパはブレード長手方向に対し垂直方向にガラス面を払拭する。実機ワイパの断面内運動を明らかにするため、簡易ワイパモデルを導入する。簡易ワイパモデルは、二組の板ばねを用いて水平と垂直方向のみの平行移動を可能とし、実機ワイパモデルにおけるアームの挙動を簡略化した。ワイパブレードに作用する力、ならびにブレード取付け部の変位をそれぞれ、ひずみゲージとレーザ変位計で検出する。なお、ブレードゴム先端の挙動は測定が困難なため、高速度ビデオカメラで撮影した。

また、実機ワイパでの払拭性が最良となる単位長さあたりの押付け力は10から18 N/mである。本実験では、運動席側ワイパにおける16 N/mを用いた。

3. 実験装置と実験要領

3.1 ワイパブレードの特性 まず、ワイパブレードの変形特性ならびに滑り出す際の動的挙動を検出する。図1に示す簡易ワイパの実験装置では、ガラス面は鋼球上にあり容易に水平移動が可能である。また、ガラス面の移動を固定することもできる。変形特性の検出では、長さ60 mmのブレード先端を固定したガラス面上でスティック状態とする。ついで、ガラス面に垂直に移動するスライドブロックでブレードに押付け荷重 F を与える。荷重に伴うブレード基部か

Fig. 1 Simplified model of wiper

ら先端までの水平方向変位 U ならびに垂直方向変位 V を測定する。荷重 F と変位 U, V の関係より、ブレードの非線形ばね特性を求める。また、実機ワイパモデルの払拭状態では、ブレードはガラス面に対し傾斜する。簡易ワイパモデルで同様な状態を実現するため、ガラス面を移動可能とし、荷重 F に対し10%の水平荷重を与えたばね特性を求める。

次に、ワイパが静止状態から、滑り出す際のブレードに作用する動的な垂直力 F_N および水平力 F_T との関係を求める。ガラス面を水平に移動可能とし、ブレードに一定の押付け荷重 F を与え、水平荷重により、ガラス面を移動させる。ブレードが滑り出す際の動的な垂直力 F_N と水平力 F_T の時間変動を測定する。

3.2 払拭実験 回転ガラス円板上で、ワイパのびびり振動実験を行う。実験装置を図2に示す。ワイパモデルあるいは実機ワイパモデルを乾燥状態ガラス円板(半径1.5 m)上に設置し、ブレードに押付け荷重 F を加える。ついで、円板ガラスを回転させ、ワイパを払拭状態にする。なお、乾燥ガラス面上では、ワイパの自励振動の再理性が保たれる。ワイパの振動変位 U と V ならびに動的垂直荷重 F_N を先述のレーザ変位計1とひずみ計2で検出する。ついで、動的応答を周波数分析器3で分析する。振動変位の最大リアプノフ指数を計算機4で計算する。なお、回転円板ガラスにおける上下のうねりは両振幅で約0.1 mm以内である。これに伴うワイパの垂直力の変動は約0.05 N以内となる。

3.3 最大リアプノフ指数 びびり振動の時系列波形から、Wolf⁽⁶⁾の方法により、最大リアプノフ指数が求められる。具体的には、十分に長い時系列波形を $X(t)$ とし、 $X(t)$ から次のように Δt 微小時間ごとに n 個取り出し、 X_i とする。

$$X_i = X(i\Delta t), (i=1, 2, 3, \dots, n) \dots\dots\dots (1)$$

なお Δt は系の応答の代表的な周期 T_e に対して、十分大きな整数 $k(k \gg T_e)$ を選び、 $\Delta t = T_e/k$ とする。つぎに位相遅れを $\Delta t' = l\Delta t (l > 1)$ とし、 X_i と同様に $X(t)$ から次式で示す n 個の集合を持つ疑似位相空間

Fig. 2 Wiper test setup

を作る。

$$[X_i, X_{i+1}, X_{i+2}, \dots, X_{i+(e-1)}], \quad (i=1, 2, 3, \dots, n) \quad \dots\dots\dots (2)$$

上式で任意の i に対する疑似位相空間を基準軌道とする。 i と異なる j の疑似位相空間を選び、 j の値を逐次変化させて二つの空間内の距離の差が最小となる位相空間を近接軌道とする。これらの二点間の距離を測定し、微小時間経過した後の二点間の距離を再度求める。基準軌道と近接軌道間の距離の変化率を計算し、適当な時間間隔で平均化する。これより埋め込み次元 e を逐次変えて、最大リャプノフ指数 $\lambda_{\max}$ が算出される。リャプノフ指数は非定常振動の度合いを示し、それに寄与する系のパラメータの数は $e/2$ で示される。

4. 実験結果

4.1 ワイパブレードの変形特性 ワイパブレードの変形特性を求めた。実験結果を図3(a)に示す。図のごとく押付け荷重 F が一定の値を越えると、ブレード先端の変位は座屈現象により急激に増大する。

(a) Controlled F only

(b) Controlled both F and tangential force

Fig. 3 Characteristics of stiffness of wiper blade

この場合の座屈荷重は、実機ワイパモデルの実用押付け荷重とほぼ一致している。次に、ブレードを傾斜させた場合の結果を図3(b)に示す。ブレードのばね定数を図3(a)の結果と比べる。ブレードの初期変形時には漸軟形のばね特性を示し、大変形となると漸硬形の非線形ばね特性を示している。これより、ブレード先端は座屈荷重近傍では大きくたわむ。つまり、ワイパが曲面状のガラス面に密着し、ほぼ一定荷重で払拭可能となることを示している。

4.2 ブレードの滑り出し挙動 一定な押付け荷重 F のもとで、ブレードが滑り出す際の時間変動力 F_T, F_N を測定した。結果を図4に示す。時間の経過に伴い、水平力 F_T が変化すると垂直力 F_N が減少する。その後、振動が発生する。荷重 F が座屈荷重より小さい図4(a)の場合では、ブレードは時間とともに振動し発散する。これは、ブレード先端のみが振動することに対応する。ついで、 F が座屈荷重とほぼ等しい図4(b)の場合には、安定な減衰振動となる。さらに図4(c)で示すように、 F が座屈荷重より大きくなると、再び発散振動となる。つまり、押付け荷重が座屈荷重近傍では安定であり、それ以外では自励振動状態となることがわかる。

4.3 簡易ワイパモデルの払拭実験

4.3.1 払拭実験 まず、簡易ワイパモデルの固有振動数を求めた。固定したガラス面にブレード先端を押付け荷重 F で設置し、ハンマリングにより振動数を計測した。その結果、水平方向ならびに垂直方向の固有振動数はそれぞれ 37 Hz と 8 Hz を得た。なお、押付け荷重の増加により、それぞれの固有振動数は増加した。

次に、回転ガラス面上でのワイパの振動応答を計測した。ガラス面を周速度 $v=1.0$ m/s で回転させ、ワイパブレードを押付け荷重 F で設置する。荷重 F を逐次増加させ、ブレードの水平方向変位 U ならびに垂直方向変位 V と動的な垂直荷重 F_N の関係を測定した。結果を図5に示す。なお、ブレードの振動状態

(a) $F=0.4$ N

(b) $F=0.8$ N

(c) $F=1.0$ N

Fig. 4 Transient movement of stick-slip vibration

を高速度ビデオカメラで撮影し、垂直荷重ごとの概要を図5に示す。図5中の(1), (2), (4)の振動状態は図4の(a), (b), (c)の振動状態にそれぞれ対応する。図5では図4の場合と比べて垂直荷重が全体的に低下している。これは、静的状態から動的状態への移行に従い摩擦力が減少することに起因する。図5中の(1)で示すように、小さい荷重のもとでワイパブレードはブレード先端のみの微小振動を起こす。次に、垂直荷重が増加した図5の(2)の状態となると、自励振動が消滅する。さらに荷重が増えると振幅が順次増大する。その後、図5(4)の大振幅振動となり、ブレードとアーム部が激しく振動する。図5の(5)では、振動が消滅する。なお、この場合のブレードは過度の荷重により極度に変形し、払拭には適さない。最適の払拭状態は図5(2)の荷重条件となる。なお、実際のワイパの押付け荷重の範囲は図5の(2)から(4)に対応している。

4・3・2 時系列波形 図6に図5(3)の点におけるびり振動の時系列波形を示す。この場合のブレードは微小振幅の正弦波状振動応答となる。なお、応答振幅の包絡線にわずかな時間的変動が生ずる。これは回転ガラス板のうねりによる影響である。次に、図7

に示す図5(4)の領域における波形では、大振幅の水平方向振動応答 U が確認できる。これに対し、垂直方向の振動応答 V に間欠的に飛び跳ねるスパイク状の波形が現れる。これに○印を記す。これはブレードの非線形ばね特性によりびり振動時に水平方向と垂直方向の振動が互いに連成した特徴的な挙動となる。さらに垂直荷重を増加させ、図5(4)を越えた領域における波形を図8に示す。ここでは、2周期の水平方向振動に対し1周期の垂直方向振動が現れる。この現象は、びり振動に伴い係数励振形の振動が顕著に誘起される。

なお、簡易ワイパモデルのアーム部のばね剛性を上げ、同一条件で実験した結果、同種の振動が発生するが振動振幅を減少させることが確認できたことを付記する。

4・3・3 周波数分析 払拭実験で得られた簡易ワイパモデルの時系列波形に対し、周波数分析を行った。分析結果を図9に示す。図9(a)は図6の時系列波形の分析結果であり、水平方向の振動振幅 U には、

Fig. 5 Vibration envelope by the pressing force

Fig. 6 Time history of self-excited vibration at the point of (3) in Fig. 5

Fig. 7 Irregular response of self-excited vibration in the region (4) in Fig. 5

Fig. 8 Coupling of self-excited vibration and parametric vibration over the region for (4) in Fig. 5

びびり振動の振動数 f_t およびその高調波成分が検出される。この場合の $f_t=34$ Hz はワイパの固有振動数 37 Hz の近傍である。垂直方向の振動数も、水平方向の振動とほぼ同様のスペクトラム分布を得た。図 9(b) は図 7 の時系列波形の分析結果である。水平方向振動振幅 U の振動数 f_t とその高次高調波成分および $1/2$ 次の分数次調波成分が認められる。また、垂直方向の振動振幅 V において、垂直方向の固有振動数近傍の振動数 f_n およびその 3 次の高調波成分が確認される。さらに、振動数 f_t とその高次高調波成分、分数次調波成分も顕著に認められる。これより、垂直方向の振動が水平方向のびびり振動と係数励振により連成する振動であることが確認できた。この挙動は高速ビデオカメラによる観測でも確かめられた。

4・3・4 最大リアプノフ指数 上記で得られた非定常応答に対して最大リアプノフ指数による評価を行った。図 10 に最大リアプノフ指数 $\lambda_{\max}$ と埋め込み次元 e の関係を示す。垂直荷重 $F_N=0.4$ N では、相空間の埋め込み次元 $e=2$ において $\lambda_{\max}$ が十分小さい値

で一定値に収束している。つまり、誘起される振動モードは 1 自由度といえる。また、 $\lambda_{\max}$ の値が零に近いほど主要な応答が定常振動に近いことを示す。一方、 $F_N=1.0$ N の場合では、水平方向振動はほぼ定常振動挙動が主要であり、垂直方向振動は非定常な振動挙動となっている。あわせて $\lambda_{\max}$ の値の変化は埋め込み次元 e に対して緩慢であり、 e がほぼ 5 近傍で一定となる。その際の $\lambda_{\max}$ の値は $F_N=0.4$ N の場合と比べて相対的に大きくなる。これより、ワイパに非定常なびびり振動が発生しているときに、ブレードの間欠的な飛び移り現象が誘起されると、系の最大リアプノフ指数 $\lambda_{\max}$ が増大する。その際に、2 自由度程度の連成振動挙動となっている。

つまり、簡易ワイパモデルでは垂直荷重が小さい場合は 1 自由度の自励振動であり、垂直荷重が増加すると振幅が発達し、ブレード先端の振動も含めた垂直方向の係数励振と水平方向の自励振動の連成挙動となる。

4・4 実機ワイパ払拭実験 実機ワイパモデルについて払拭実験を行い、得られた時系列波形について周波数分析および最大リアプノフ指数を計算した。まず、実機ワイパモデルの固有振動数を求めた。なお、実機ワイパモデルでは垂直方向変位にブレード長手方

Fig. 9 Fourier spectrum of simplified model

Fig. 10 The maximum Lyapunov exponent and the embedding dimension of simplified model

Fig. 11 Time history of actual wiper

Fig. 12 Power spectrum of actual wiper

向の揺れの影響を受けるため、水平方向のみの固有振動数を測定した。その結果、固有振動数は 25 Hz であった。一般の実機ワイパモデルはほぼ一定の押付け荷重で使用される。押付け荷重を一定とし、払拭速度をそれぞれ、 $v=1.2, 1.8, 2.2$ m/s と変えて実験を行った。測定点はブレード中心よりブレード長の約 30% の外側を選んだ。時系列波形を図 11 に示す。また、時系列波形の周波数分析結果を図 12 に示す。図において約 22 Hz の振動数に卓越した応答成分がある。各払拭速度条件下での分析スペクトラムはほぼ同一であり、払拭速度の違いによる振動挙動の変化は確認しにくい。そこで、時系列波形より最大リアプノフ指数 $\lambda_{\max}$ を求めた。図 13 に最大リアプノフ指数 $\lambda_{\max}$ と埋め込み次元 e の関係を示す。

その結果、払拭速度が比較的小さい場合には $\lambda_{\max}$ は e の増加に伴い単調減少するが一定値には収束しにくい。これは自励振動に寄与する自由度が大きいと言える。これより、低速時にはワイパの曲げ変形を含む多種の振動モードが誘起され、複雑な挙動となっていることが予想しうる。一方、払拭速度を上げていくと、 $\lambda_{\max}$ の値は小さくなり、一定振幅のびびり振動となる。この場合の振動応答はほぼ 2 自由度と言える。これは著者らの結果⁽⁵⁾と一致する。つまり、ワイパはアーム基部中心の回転運動とワイパブレード支持部中心の回転運動を行う。

なお、ブレード長手方向の影響を無視した簡易ワイパモデルで同種の実験を行い、最大リアプノフ指数を求めた。その結果、水平方向と垂直方向の 2 自由度連成振動が顕著となる結果を得た。

5. 結 論

ワイパの自励振動に及ぼすワイパブレードの変形の影響と自励振動で発生するモードを明らかにするため、簡易ワイパモデルと実機ワイパモデルを用いた実験を行い、以下の結果を得た。

- (1) ワイパの自励振動を抑える最適な押付け荷重はワイパブレードの座屈荷重近傍の値である。
- (2) 簡易ワイパモデルにおいて、自励振動が発達すると、2 周期の水平方向振動に対し、1 周期の垂直方向の係数励振形の振動が連成して誘起される。
- (3) ワイパに非定常なびびり振動が発生している時にブレードの間欠的な飛び跳ね現象が誘起されると

Fig. 13 The maximum Lyapunov exponent and the embedding dimension of practical wiper

系の最大リアプノフ指数が増大する。

なお、実機ワイパモデルでは低速時にブレード長手方向の影響が顕著であることが予想できる。ブレード断面内運動と長手方向運動との連成による影響は今後の研究課題と言える。

本研究をまとめるにあたり、内容の討論と作成に協力いただいた群馬大学学生・茂木彰君に感謝する。

文 献

- (1) 倉橋崇・松井数馬・鈴木昌彦, 摩擦振動防止ワイパブレードの開発, 自枝会学術講演前刷集, 831 (1983-5), 95-102.
- (2) 鈴木亮介・安田仁彦, 自動車用ワイパのびびり振動の解析, 機論, 59-559, C(1993), 658-664.
- (3) 鈴木亮介・安田仁彦, 自動車用ワイパのびびり振動の解析, 機論, 61-588, C(1995), 3203-3209.
- (4) 鈴木亮介・安田仁彦, 自動車用ワイパのびびり振動の解析, 機論, 63-616, C(1997), 4079-4085.
- (5) 松村修二・永井健一・池澤龍・山浦寛元, ワイパ自励振動解析, 自枝会学術講演前刷集, 965 (1996-10), 73-76.
- (6) Wolf, A., Swift, J., Swinney, H. L. and Vastano, J. A., Determining Lyapunov Exponents from a Time Series, *Physica*, 16 D (1985), 285-317.
- (7) 永井健一・山口替夫・谷藤克也・楊平, ケーブルで拘束を受ける片持りのカオス振動の実験, 60-569, C(1994), 3-9.
- (8) 永井健一・山口替夫, 集中質量を付加した圧縮座屈後のカオス振動, 機論, 60-579, C(1994), 3733-3740.
- (9) 山口替夫・永井健一, 集中質量を付加した圧縮座屈後のカオス振動, 機論, 60-579, C(1994), 3741-3748.
- (10) 山口替夫・永井健一, 変断面を有する偏平アーチのカオス振動, 機論, 61-583, C(1995), 799-807.
- (11) 永井健一・山口替夫, 変断面を有する偏平アーチのカオス振動, 機論, 61-586, C(1995), 2202-2209.
- (12) Yamaguchi, T. and Nagai, K., Chaotic Vibrations of a Cylindrical Shell-Panel with an In-Plane Elastic-Support at Boundary, *Nonlinear Dynamics*, 13-3 (1997), 259-277.
- (13) 谷藤克也・永井健一, 鉄道車両軸の転走におけるカオスの挙動, 機論, 60-573, C(1994), 1602-1607.