

自動車整備士を養成する大学の振動教育について — 実験により故障診断への理解を深めるプログラム —

瀬戸田 克[†], 吉田 武則^{††}, 横井 雅之[†]

Educational Programs on Vibration at the University Offering
Automotive Mechanics Training Course
—Programs to Gain a Better Understanding of Automotive Fault Diagnosis
through Different Experiments—

SETODA Masaru[†], YOSHIDA Takenori^{††} and YOKOI Masayuki[†]

Abstract

This paper describes the effect of educational programs on vibration problems required in automotive maintenance. These programs provide various experiments in both basic and applied fields. In these programs, experimental setup and analytical instruments are also devised so that students may perform experiments focusing on vibration measurement and data analysis by themselves. In particular, a personal computer and cheap shareware program enabled us to easily do frequency analysis in place of an expensive FFT analyzer.

Key Words: Maintenance of automobile, Vibration experiment, Trouble diagnosis

キーワード：自動車整備，振動実験，故障診断

[†] 元大阪産業大学短期大学部 自動車工学科

^{††} 大阪産業大学短期大学部 自動車工学科

草稿提出日 2月25日

最終原稿提出日 4月5日

1. はじめに

本短期大学部は二級自動車整備士を養成する短期大学であり、国土交通省の認定を受けているので、卒業生は全員が二級自動車整備士試験の受験資格を取得できる。しかし、法令によって自動車整備に関する講義科目や実習科目の内容や時間数が2年間で学科が350時間以上、実習が450時間以上と定められており、本学部もこれに基づいて科目内容や授業時間が設定されている。表1は本学部における自動車整備実習の主な内容を示す。

表1 本学部における自動車整備実習内容

1年次（基礎的な実習：部品の分解・組み立てが主）
機械工作，電気，ガソリンエンジン，動力伝達機構，ブレーキなど
2年次（自動車を使用した応用的な実習：点検・整備が主）
ジーゼルエンジン，車両制御，故障診断，電子制御，エンジン制御，自動車材料，自動車性能，自動車検査など

近年、自動車のエンジンが従来の内燃機関からHV（ハイブリッド）、EV（電気）、FCV（燃料電池）と変化し、さらに自動制御の進歩により、自動車整備においても「騒音（音響）・振動・乗り心地（Noise, Vibration, Harshness, 一般にはNVHと呼ばれている）に関する整備技術」の割合が増大している。なお、NVHは基本的には「振動・音響」の分野にまとめられる。

一級自動車整備士養成課程では「振動・音響」による故障診断に関する内容は多く取り入れられている¹⁾。しかし、多数の整備士を養成している二級自動車整備士養成課程では「振動・音響」による故障診断に関する内容はまだまだ取り入れられていない²⁾。

「振動・音響」による故障診断については、内容が複雑なために従来は人間の五感に基づく感覚的な判定が主に行われてきた。しかし、近年は五感だけでなく計測器による数値データも用いて判定を行うことが多くなっている。このような背景に基づき、二級自動車整備士教育においても「振動・音響」についての基礎知識および計測技術の習得が必要と考えた。

本学部では2005年より2年生配当科目である自動車整備士のための実験・実習において「振動・音響による故障診断」というテーマで1回3コマ（270分）を5回、合計15コマの実験・実習を行ってきた³⁾。さらに学生のレベルに対応した新しい実習内容を検討したが、2014年度に学生募集停止となったために中止せざるを得なかった。

本報告は、本学部で行われてきた自動車の整備実習における振動・音響による故障診断のための実験・実習より、振動実験分野についての教育手法をとりまとめたものである。なお、「音響」分野の教育手法⁴⁾についてはすでに発表してあるので、ここでは割愛した。併せて、今後の自動車整備士養成教育の参考になれば幸いである。

2. 実験の目的および内容

2.1 実験の目的

- (1) 振動の基礎を理解し、故障診断のためのデータ収集方法を学ぶ。
- (2) 自動車に発生するさまざまな振動についての故障診断技術を理解する。
- (3) シミュレーションモデルおよび実車を使用することにより自動車の振動についての理解を深める。
- (4) 振動の状況を視覚・聴覚・触覚など五感により把握すると共に実験から得られるデータも用いて故障診断への理解を深める。

さらに、整備士養成教育の観点から興味を引き、楽しく実験できるとともに1人でも主体的に実験できることを考慮した。

2.2 実験内容

以下の3つに大きく分けた。

- (1) 振動の状態を五感（主に視覚・聴覚・触覚）でとらえる。
- (2) 自動車の振動には弾性振動と剛体振動があり、それぞれの振動特性について、簡単なモデル実験により求める。
- (3) 応用・実践例として、
 - ・自動車のマスダンパやダイナミックダンパの振動特性を求める。
 - ・ショックアブソーバの劣化診断を静的および動的実験により行う。

これらの項目について、実験方法、実験機器の取り扱い方、データ処理などを中心に実験を行った。

とくにショックアブソーバの劣化診断実験では人間の感性（五感）によるデータと計測器により得られた数値データを併せて、判断・判定を行った。一般に感性による判定は簡単であるが主観的で測定者によるばらつきがあるので、客観的なデータとして、計測器により得られた数値結果も併せて示し、両方組み合わせて判定を行った。

なお、以下で使用する用語等は全国の自動車整備士養成機関等で使用されている教科書に準拠している^{1), 2)}。

3. 振動の基礎実験

3.1 振動を五感で感じる

振動現象を五感で感じるものとして、視覚・聴覚・触覚によるものがあげられる。すなわち、振動しているものを目で見て、耳で聴き、手で触るなどして、振動状態を知ることがよく知られている。ここでは教材として、クラドニの図形を用いた。すなわち、細かい砂が一様に撒か

れた薄い板を振動させ、振動する周波数によって撒かれた砂の作る模様が変化することを目で見て板の振動形態（共振状態）を知る実験である。

実験では、図1に示すように、中心固定された薄いアルミ板の上に細かい砂を撒いておく。加振器で板の中心を加振し、その周波数を変化させると板の上の砂が移動して、図2のように、いろいろな模様ができる。砂の残っている所が振動の節になり、この時の周波数が共振周波数と呼ばれる。この模様は加振する周波数や板の形によって異なる。このようにして、振動の様子を視覚によって身近なものとしてとらえることは学生にとって有意義である。

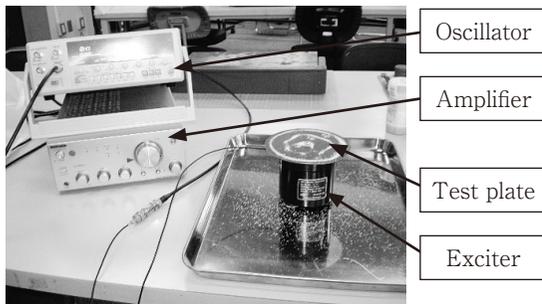


図1 クラドニ図形の実験装置



図2 実験によるクラドニ図形の一例（三角板）

3.2 弾性振動（分布定数系）と剛体振動（集中定数系）

自動車の振動を弾性振動（排気管を含むパイプの振動やボディ全体の振動など）および剛体振動（ばね上振動やばね下振動など）に分けて考える⁵⁾。

物体の振動状態が視覚的にわかりやすいのは、クラドニの図形で述べたように、振動振幅が大きくなる共振状態である。ここでは、弾性振動および剛体振動の共振状態が簡単に見つけられる実験を行った。

3.2.1 弾性振動（片持ちはりの振動）の共振

弾性振動の例として、多く用いられている「片持ちはり」の振動を取り上げ、以下の2種類の実験を行い片持ちはりの固有振動数の変化を求めた。

(1) はりの長さを種々変えた時の固有振動数の変化

図3は実験装置の概要を示す。小型バイスで一端を固定されたアルミ製の片持ちはりにはひずみゲージが貼ってある。はり先端を指で軽くはじいて強制変位入力を与えた時のひずみゲージからの出力を図4に示す動ひずみ計を介してPCに入力する。PCにインストールされている周波数分析プログラムを用い、片持ちはりの固有振動数を求める。はりの自由端とバイスの間

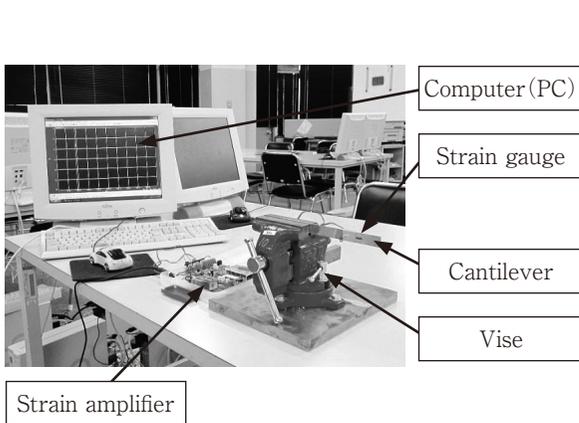


図3 片持ちはり実験装置

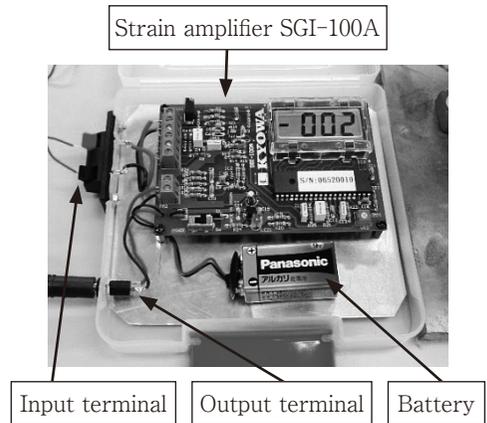


図4 動ひずみ計

の長さを5種類変えることによって、はりの長さとの固有振動数の関係を求める。

動ひずみ計は市販の教材用アンプ (SGI-100A, 共和電業) を利用して製作した。はりは全長: 150mm, 厚さ (1.5mm, 2 mm および 3 mm), 幅 (10mm, 15mm, 20mm および 25mm), 材質はアルミニウムである。なお、片持ちはりの理論計算も行い、実験結果との比較も行った。計算式は次式で表される。

$$f_{TH} = \frac{1}{2\pi} \frac{\lambda_i^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (1)$$

ここに、 λ_i : 一端固定, 他端自由の境界条件から得られるはりの振動方程式 $\cosh \lambda_i \cos \lambda_i + 1 = 0$ を満たす i 次の係数, L : はり先端からバースまでの長さ (m), E : ヤング率 (70.3GPa), I : 断面2次モーメント (m^4) $I = bh^3/12$, ρ : はりの密度 ($2.7 \times 10^3 \text{kg/m}^3$), A : はりの断面積 $A = bh$ (m^2), b : はりの幅 (m), h : はりの厚さ (m)。

実験では、1次モードのみを対象としているので、 $\lambda_1 = 1.875$ として、式(1)は近似的に式(2)のように h と L の関数で表される。

$$f_{TH} = 825 \frac{h}{L^2} \quad (2)$$

図5は実験結果と計算結果の比較例である。はりが長くなると、固有振動数が低くなるのがわかる。また実験結果と計算結果はよく一致しているので、学生実験として適している。

(2) はりの先端におもり (付加質量) をつけた場合の固有振動数の変化

前節では、はりの長さ、すなわち、はりの質量を変化させた時の固有振動数の変化の様子を調べた。ここでは、はりの先端に質量を付け加えた時のはりの固有振動数の変化を調べる。な

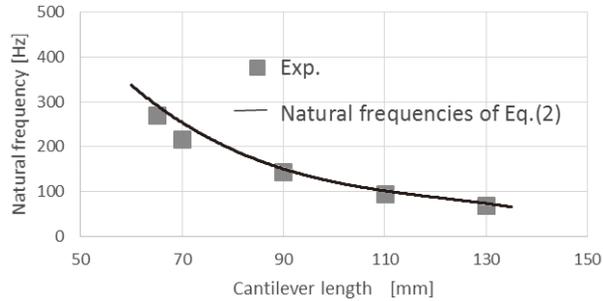


図5 片持ちりの長さとの固有振動数の関係 (厚さ1.5mm, 幅20mm)

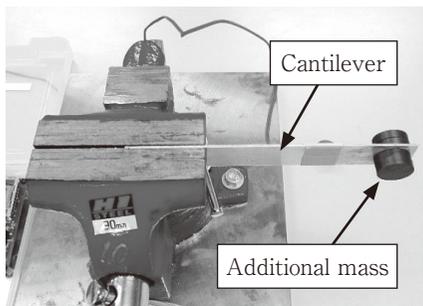


図6 先端に質量 (おもり) を付けた片持ちり

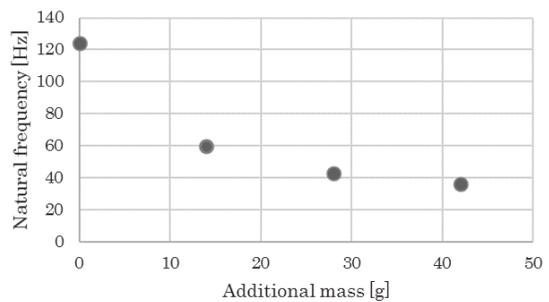


図7 おもりと固有振動数の関係

お, 付加質量としておもりをを用いた。

図6は実験装置を示す。おもりはマグネットで2個1組(質量は約14g)として, 最大3組(6個)まで使用し, はりの先端に両側からつけてある。先端を軽くはじいて強制変位を加えた時の固有振動数をPCの周波数分析プログラムから求めた。図7は, おもりの質量と固有振動数の関係の一例を示す。当然のことながら, おもりをつけるとはりの質量は大きくなるため, 固有振動数は低くなるのがわかる。このことも学生実験に適している。

3.2.2 剛体振動 (ばねとおもりによる振動系) の共振

自動車には, 振動の防止・低減のためにダンパというおもりが用いられている。このダンパには図8および図9に示すようにマスダンパとダイナミックダンパの2種類がある⁶⁾。いずれも対象とする振動系の固有周波数を使用する周波数領域の外にずらして使用する周波数領域での振動を小さくする。

マスダンパは図8に示すように, 質量 M [kg] とばね定数 K [N/m] のばねから構成される振動系に質量 m [kg] のおもりをつけ加えることにより, 振動系の固有周波数 f_0 [Hz] を低くし, 使用する周波数域での共振レベルを下げるものである。

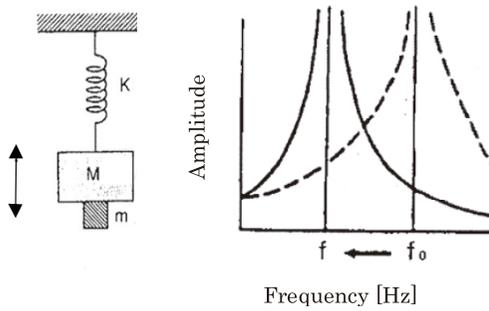


図8 マスダンパ

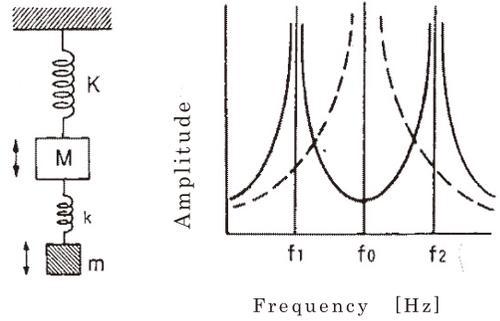


図9 ダイナミックダンパ

ダイナミックダンパは図9に示すように質量 M [kg] とばね定数 K [N/m] のばねから構成される振動系にさらに質量 m [kg] のおもりとばね定数 k [N/m] のばねを付け加えて、固有周波数 f_0 [Hz] のレベルを下げるものである。しかし、マスダンパと異なり、 f_0 [Hz] の代わりに f_1 [Hz] と f_2 [Hz] の2つの共振周波数のレベルが大きくなるが、マスダンパと比較して、小さいおもりで効果が得られる利点があり、サスペンションや排気管などの振動を低減させる方法として広く用いられている。

まず、マスダンパおよびダイナミックダンパの実験に使用するばねのばね定数およびダンパの固有周波数を求める実験を行う。

(1) ばね定数を求める実験：

ばねは金属コイルスプリングではなく、容易に入手できる市販の輪ゴムを使用した。実験では長さ60, 80, 100および120mmの輪ゴムを使用した。ばね定数を種々変えるために、輪ゴムを1本, 2本並列, 2本直列および3本並列にした。

ばね定数は図10に示すように、輪ゴムにおもりを付け加えて、その伸びを測定し、伸びとお



図10 輪ゴム長さ100mmの4つの形態 (左から1本, 2本並列, 3本並列, 2本直列)



図11 ばね定数実験装置 (一部分)

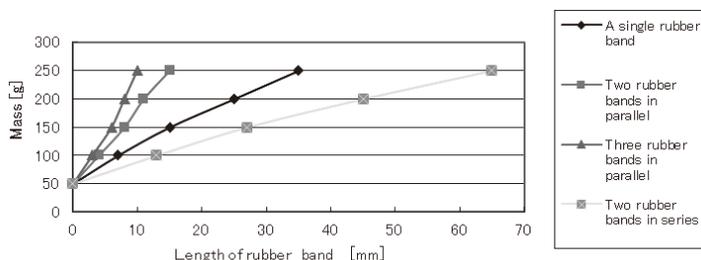


図12 輪ゴムの伸びとおもりの質量の関係 (輪ゴム長さ100mm)

表2 種々の輪ゴムの形態とばね定数の関係 (輪ゴム長さ100mm)

Type	A single rubber band	Two rubber bands in parallel	Three rubber bands in parallel	Two rubber bands in series
Spring constant [N/m]	56	122	163	30

もりの質量の関係から求めた。なお、輪ゴムの伸び具合を一定にするため、予荷重として50gのおもりを加え、この時の変位を0とした。図11はホワイトボードを利用した実験装置を示す。一例として、図12に長さ100mmの輪ゴムのばね定数を求める実験結果を示す。図12の輪ゴムとおもりの関係を直線で近似して、傾きからばね定数を求めた。

表2に輪ゴムの形態とばね定数の関係を示す。n個のばねを接続した時の合成ばね定数は直列の場合は $\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots + \frac{1}{K_n}$ ，並列の場合は $K = K_1 + K_2 + \dots + K_n$ で表されるが、このことを確認するために、実験を行った。この結果より輪ゴム1本のばね定数を k [N/m] とすると合成ばね定数の値は2本並列では $2k$ ，3本並列では $3k$ および2本直列では $k/2$ と近似的に表されることがわかった。この関係は他の長さの輪ゴムについても同様であった。

(2) ダンパの固有振動数を求める実験：

(i) マスダンパの固有振動数を求める

図13はマスダンパ特性を求める実験装置を示す。周波数発振器，加振器増幅アンプ，加振器，おもりおよびばね（輪ゴム）から構成されている。実験では初期おもり M を50gとし，付加おもり m を50gから200gまで50gごとに増やして，その時のおもりの振れが最大となる周波数を周波数発振器により求め，この周波数を固有振動数とした。図14には，実験による振動数および式(3)による計算値を示してある。この図から，おもりの個数（おもりの質量）を増やすと固有振動数が低くなることがわかる。

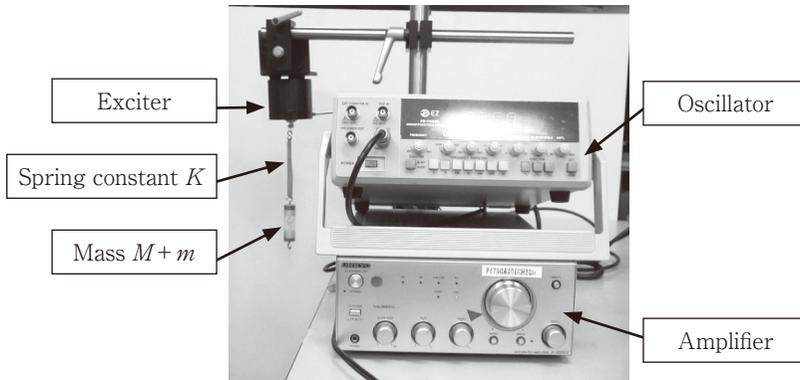


図13 マスダンパの振動特性実験装置

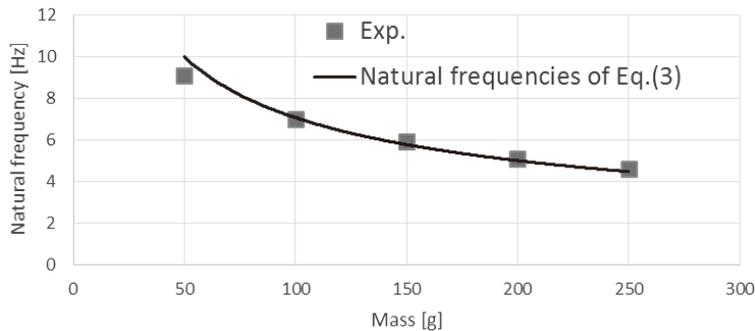


図14 おもりによる固有振動数の変化 (輪ゴム長さ100mm, 3本並列)

$$f_E = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M+m}} \quad (3)$$

(ii) ダイナミックダンパの固有振動数を求める

図15はダイナミックダンパの実験装置を示す。図では、一例として長さ100mm, 3本並列の輪ゴムに100gのおもりを下げ、その下に長さ100mmの輪ゴム1本に30gのおもりを下げてある。この状態で周波数発振器の周波数を変えて加振させ、振れが最大となる固有振動数を見つける。

また、式(4)による固有振動数を求め、実験値と比較検討を行う。さらに、種々の長さの輪ゴムを用いて、同様の実験を行い比較検討する。

まず、マスダンパで得られたおもりの質量 $M=0.1$ [kg] の時の固有振動数を f_0 [Hz] とする。 f_0 は式(4)で表される。

$$f_0 = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (4)$$

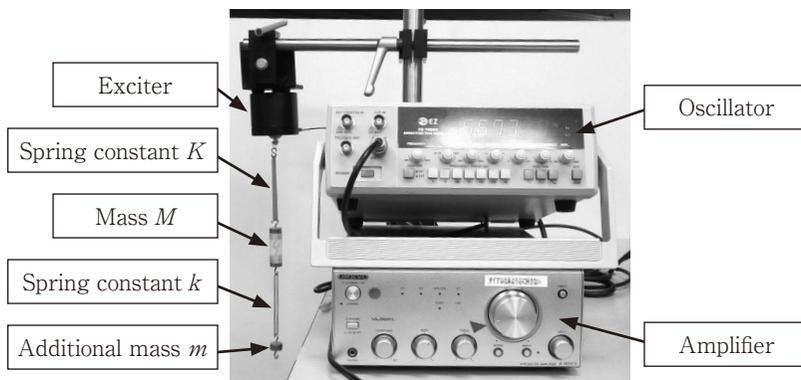


図15 ダイナミックダンパ実験装置

ダイナミックダンパの実験では、図9に示すように、周波数 f_0 の共振がなくなり、その代わり2つの固有振動数 f_1, f_2 が現れる。 $(f_1 < f_0 < f_2)$

計算により、 μ および共振点 f_1, f_2 の値を求める。 $\mu = m/M$ とすると、 f_1, f_2 は式(5)で表される。

$$f_1 = \left(1 + \frac{\mu}{2} - \sqrt{\mu + \frac{\mu^2}{4}} \right) f_0, \quad f_2 = \left(1 + \frac{\mu}{2} + \sqrt{\mu + \frac{\mu^2}{4}} \right) f_0 \quad (5)$$

以下の計算では例として、 $M=0.1$ [kg], $m=0.03$ [kg], $K=163$ [N/m], $k=56$ [N/m] のおもりとばね(輪ゴム)を用いた。実験では、おもりの質量とばね定数の値は、市販のおもりセット(50, 30, 20 g)と輪ゴムを使用しているため、ある程度限定にならざるを得ない。得られた M, K に対して近似的に $K/M = k/m$ となるように k, m を決めると、 $K/M=1630, k/m=1866$ であった。なお、 $\mu = m/M=0.3$ である。表3に実験結果および計算結果を示す。実験では発振器の周波数を少しずつ変化させ、おもりの振れが最大になる周波数を固有振動数とする。実際には周波数発振器のダイヤルをわずかに調節しながら、おもりの動きから固有振動数を確認することはなかなか難しく測定者により得られた固有振動数に差が出る場合もあった。しかし、学生がダイナミックダンパの性質を知るには良い機会と思われた。

表3 ダイナミックダンパの実験および計算による固有振動数の例
(輪ゴム長さ100mm, 3本並列および1本を使用)
 $M=0.1$ [kg], $m=0.03$ [kg], $K=163$ [N/m], $k=56$ [N/m] の
おもりとばね(輪ゴム)を用いた

	f_1	f_2
Experimental result [Hz]	4.3	10.7
Theoretical result [Hz]	3.7	11.0

4. 振動の応用実験

故障診断における振動の応用実験として、約7万km走行した2台の軽自動車を用いてショックアブソーバの劣化判定を行った。ショックアブソーバを新品に交換した自動車（1号車）とショックアブソーバはそのままの自動車（2号車）の車体に上下方向の強制変位を加え、その時の車体の振動加速度の状況によってショックアブソーバの劣化の判定が可能かを調べた。実験は自動車が止まっている静的状態の時と走行している動的状態について行った。

4.1 静的実験によるショックアブソーバの劣化判定

ショックアブソーバの減衰状態を求める簡単な方法として、図16に示すように、静止状態の車体の四隅を手で押し下げて放すことにより強制変位を与え、車体ばね上（ショックアブソーバの上端に近い所）振動加速度を求める。振動加速度は4輪ともショックアブソーバの上端の



(前輪)

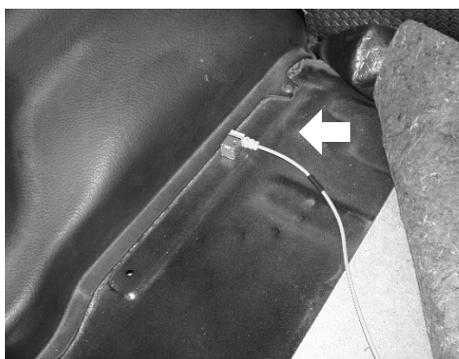


(後輪)

図16 静的状態でのショックアブソーバの減衰測定方法



(前輪)



(後輪)

図17 加速度計の取り付け位置

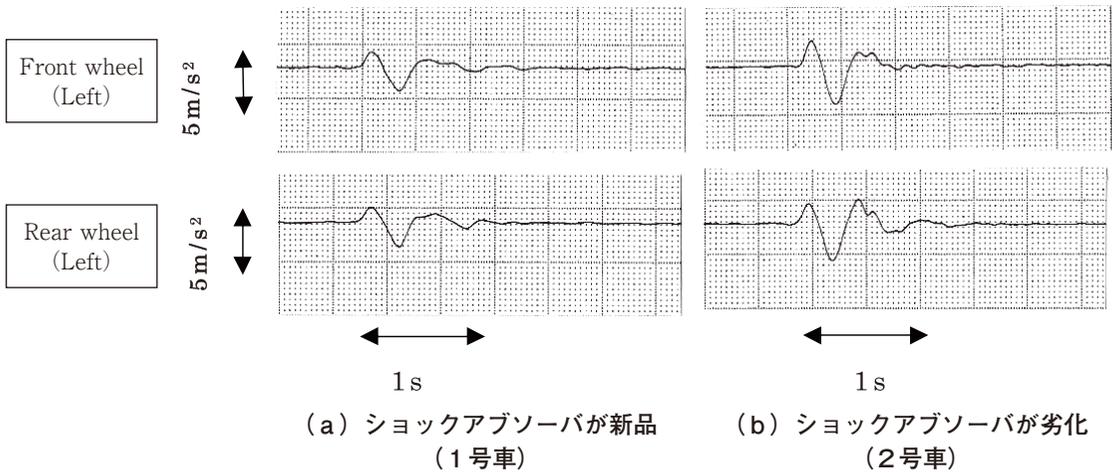


図18 測定された振動加速度波形の一例

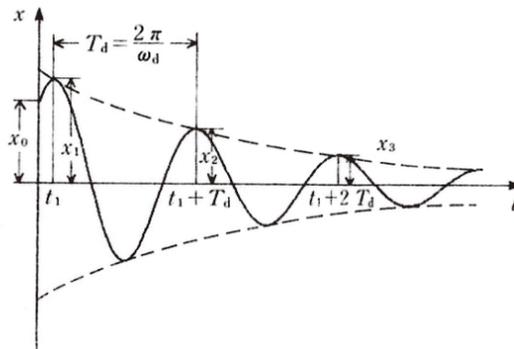


図19 対数減衰率の求め方

車体側の位置に固定した加速度計により測定した。図17には車体の前輪および後輪の上に固定された振動加速度計（矢印）を示す。振動加速度は小型の動ひずみ計を介してレコーダに出力され、波形を目視できるようにした。図18は出力された加速度波形（左前輪および左後輪）の例である。新品のショックアブソーバの方が振動振幅の小さくなっていく時間が短いことがわかる。

強制変位による振動が減衰する割合の表示方法はいくつかあるが、ここでは対数減衰率 δ により求めた。これは図19に示すように減衰波形の隣り合った振幅 x_1 , x_2 より $\delta = \log(x_1/x_2)$ で求められる。すなわち、単位時間に振動の減衰する割合が大きいと、対数減衰率が大きいがわかる。

表4には、一例として図18の測定条件から得られた4輪の対数減衰率を示す。ショックアブソーバが新品の1号車はショックアブソーバを取り替えていない2号車より減衰率の大きいこ

とがわかる。また、左右輪ではほぼ同じ値であることから、左右輪の劣化状態もほぼ同じであることがわかる。これらより、振動波形の減衰する時間が長いと振動がなかなか収まらず、対数減衰率は小さくなる。この場合、ショックアブソーバの性能が劣化していると判断できる。

学生の感想も「1号車のほうが、手で押した時の車体の戻りが少なく、振動が収まる時間が短い」、「2号車は車体の振動がなかなか収まらなくて、ふわふわしている」などと表現している。これらの感覚と得られた対数減衰率を比較すると、ショックアブソーバの劣化は対数減衰率の値によりある程度判別できることがわかった。

表4 ショックアブソーバの違いによる対数減衰率の比較

	Front wheel		Rear wheel	
	Right	Left	Right	Left
Car No.1 (New shock absorber)	1.39	1.38	1.95	1.75
Car No.2 (Old shock absorber)	1.10	1.09	0.98	0.98

4.2 動的実験（実車走行）によるショックアブソーバの劣化判定

動的な実験（実車走行）においても、突起を乗り越えた時に車体にかかる変位を強制入力として走行時の車体振動加速度を測定し、対数減衰率を求め、静的な場合と比較することが望ましい。しかし、屋外で走行実験を行ったが、学内のため走行距離が100m弱なので走行速度が一定に保ちにくいこと、エンジン等の振動の影響が除けないなどの理由より得られた振動加速度波形に明確な差が見られなかった。このため、ショックアブソーバの劣化状況の判定を振動加速度波形の減衰率の違いから乗員の五感（主に上下振動加速度による体感）により求める方法に切り替えた。強制入力として道路に置いた突起（長さ35cm、高さ4.5cm）を一定速度（約



図20 突起乗り越し直前の実験車

30km/h) で乗り越した時の車体振動の収まり具合を乗員が五感で比較して判定した。判定は乗車している学生が1号車, 2号車を乗り較べた時の振動の収まり具合(減衰の速さ)を体感による表示(早い, ややゆっくり, ゆっくり)の3段階により行った。

図20は突起を乗り越す直前の実験車である。突起乗り越し時の1号車と2号車のショックアブソーバの劣化判定については, 静的な状態と比較して, 識別率は低かった。この一因として, 突起を乗り越す時に乗員(学生)が受ける体感, とくに車内での揺れの感じ方について個人差が大きいことなどにより, 静止時の劣化判定よりも難しいなどがあげられる。

5. 結論

本学部で行われてきた「振動・音響による自動車の故障診断」というテーマにおける実験・実習より, 自動車整備に必要な振動について基礎から応用まで比較的使用頻度が高いと思われる実験について説明してきた。

しかし, 実車走行によりショックアブソーバの劣化を判定する動の実験では, 劣化を識別できるような, より詳細な実験を計画したが, 本学部の学生募集停止により中止せざるを得なかった。

一般に振動関係の実験では, 動ひずみ計やFFT分析器などの専用機器に多額の費用がかかるために, 実験を躊躇することが多い。しかし, 本学部では動ひずみ計は教材用を使用し, FFT分析器は手持ちのPCに安価なシェアウェアソフトウェアをダウンロードして, できるだけ一人で実験できるようにした。また, 実験装置もできるだけ教員が自作して, 手軽に実験が行えるように工夫してきた。

学生にとって実際に自分で考えながら実験を行うことは重要である。とくに自動車整備士を目的としている学生にとって, 本手法のように, 自動車に関連づけて行う方法は, 学生の興味をより高め, 授業におけるモチベーションの向上につながると思われる。

参考文献

- 1) 国土交通省自動車交通局監修, 一級自動車整備士 シヤシ電子制御装置 V振動・騒音, 日本自動車整備振興会連合会, 2007.
- 2) 国土交通省自動車交通局監修, 二級自動車整備士 シヤシ編, 日本自動車整備振興会連合会, 2012.
- 3) 自動車工学実験・実習3 ガイドブック 人間の感性を利用した整備教育(振動・音響による自動車の故障探究・診断), 大阪産業大学短期大学部, 2014.
- 4) 自動車整備士養成課程における音響教育, 日本音響学会音響教育調査研究委員会資料, Vol. 8, No. 1, EDU-2014-5, 2014.
- 5) 文献1) のpp. 186-187.
- 6) 文献1) のpp. 191-192.