

単一走行車両による単純桁橋の低周波空気振動の解析

ANALYSIS OF LOW FREQUENCY SOUND RADIATING FROM SIMPLE GIRDER HIGHWAY BRIDGE BY A MOVING VEHICLE

五郎丸英博*・白石捷夫**・原 公***・小森 武****

By Hidehiro GOROUMARU, Katsuo SHIRAISHI, Hiroshi HARA and Takeshi KOMORI

This research regards the analysis of the low frequency sound radiated from simply supported highway girder bridges when a vehicle traveling over them. First, running experiment was carried out using a test vehicle on a composite girder bridge, and investigation into the vehicle model which is proper for calculating radiated sound was performed. Next, by vibrating actual bridges using impact, the frequency response function were determined. The method of calculating radiated sound by utilizing the frequency response functions was proposed, and its applicability was confirmed. Finally, on the effect that the degree of roughness on bridge surfaces and the irregularities at the expansion joints exert to maximum SPL being radiated numerical analysis was carried out, and it was elucidated that the SPL varied in close response to velocity parameter α .

Keywords: low frequency sound, frequency response function, vehicle model

1. ま え が き

走行車両によって道路橋から放射される低周波空気振動の放射音圧レベルを理論解析するには、走行車両として、1個の集中力に置き換えたモデル¹⁾や後輪1軸とした2自由度系モデル^{2)~4)}が用いられている。一般に、比較的高い音圧レベルが発生するのは大型車両(大型ダンプトラック車や大型バス)が走行する場合であり、伸縮継手部においては前輪と後輪による動的荷重作用を受け、床版端部が衝撃加振されて音が放射している。この放射音は、橋梁の振動加速度に比較して減衰が遅いため、前輪の荷重作用による音の放射が十分に減衰しないうちに後輪による荷重作用を受け、高い音圧レベルが継続して放射されることになる⁵⁾。

一方、支間中央部において放射される低周波空気振動は、中小支間桁橋の場合、曲げ1次振動数と一致してお

り、2軸以上の車両を後輪1軸としたモデルで時刻歴応答計算を行うと、1軸に集中した荷重作用のため応答加速度が大きく算出され、放射音圧レベルが高く評価される。このように、走行車両による橋梁の動的応答解析から放射音の数値解析を行う場合、妥当な車両モデルの検討が重要になってくる。

本文では、車両モデルとして、2自由度系、4自由度系、6自由度系の3つのケースについて、車両振動、橋梁振動、低周波空気振動のFEMによる応答計算を行い、同時に大型ダンプトラック車による実橋の走行実験を実施し、数値計算するうえで妥当な車両モデルの検討を行った。その結果、6自由度系が支間中央部の放射音の応答計算において、他の2つのケースの車両モデルと比べて、実測値に近似した値とスペクトル特性が求められ、その妥当性が確認された。しかし、伸縮継手部の結果については、各車両モデルとも放射音圧レベルが大幅に低く算出され、走行車両のモデルの検討のみでは正確な応答計算ができないことが明らかとなった。この点の解決方法として、橋梁振動と放射音がよく対応している^{6)~8)}ことに着目して、実橋を衝撃加振して求めたアクセラランス⁹⁾と放射音の周波数応答関数を利用した計算方法を提案する。この方法を使用した各車両モデルによる放射音の計算結果は、実測結果と比較して良好な一致が認め

* 正会員 工修 日本大学講師 工学部土木工学科
(〒963 郡山市田村町徳定)

** 正会員 石川島播磨重工業(株)技術研究所
(〒153-91 江東区豊洲3-1-15)

*** 正会員 工修 群馬高専教授 土木工学科
(〒371 前橋市鳥羽町580)

**** 正会員 工修 (株)サクラダ 市川工場設計部
(〒272 市川市二俣新町2)

られ、中でも6自由度系が最も良い結果を示した。最後に、6自由度系の車両モデルを使用し、周波数応答関数を利用した方法により放射音の応答解析を行い、橋面凹凸の良否と伸縮継手部の段差の大小が最大放射音圧レベルに及ぼす影響について数値解析し考察した。

2. 桁橋の単一走行車両による動的応答解析と放射音圧レベルの解析

(1) 走行車両-はり系の運動方程式

本研究では、単純支持桁橋を対象として、路面凹凸を考慮した単一走行車両による車両振動と橋梁の動的応答解析をFEMにより行い、橋体表面の振動速度が空気振動の粒子速度に等しいとして、橋体表面の法線方向に放射される音圧を解析した。車両は多自由度系のsprung mass系でモデル化し、パウンシングとピッチング振動を考慮した。これは、桁橋から発生する低周波空気振動の放射音が桁の固有振動モードに起因した成分と伸縮継手部の衝撃振動に起因した成分に大別することができ、走行車両のばね上、ばね下振動数帯域にも関連しているためである^{10)~12)}。橋梁は、軸剛性を考慮したはり要素を用いてモデル化を行い、車両-橋梁の連成運動方程式をNewmark-β法により直接積分して解を求めた。Fig.1に示すように、2自由度系の車両が作用する桁の運動方程式はD'Alembertの原理を適用して、マトリックス形式で3つの連成運動方程式が得られる。まず、桁の運動方程式は次式のように表わされる。

$$[M]\{\ddot{w}\}+[C]\{\dot{w}\}+[K]\{w\}=\{Q\} \quad (1)$$

走行車両の運動方程式は次式のようになる。

$$M_1\ddot{z}_1+C_1(\dot{z}_1-\dot{z}_2)+K_1(z_1-z_2)=0 \quad (2)$$

$$M_2\ddot{z}_2+C_2(\dot{z}_2-\dot{w})+K_2(z_2-w)-C_1(\dot{z}_1-\dot{z}_2)-K_1(z_1-z_2)=0 \quad (3)$$

ここに、[M]、[C]、[K]はそれぞれ桁の質量、減衰、剛性を表わすマトリックスであり、{w}は節点変位を表わすベクトル、{Q}は節点外力ベクトルである。w=w+w₀、w₀は路面の凹凸高さであり、M₁、C₁、K₁はそれぞれ車両のばね上質量、粘性減衰係数、ばね定数である。また、M₂、C₂、K₂はそれぞれ車両のばね下質量、粘性減衰係数、ばね定数である。なお、添字・は時間に関する偏導

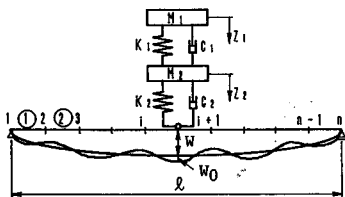


Fig.1 Idealized bridge-vehicle system with two degrees of freedom vehicle model.

関数を表わす。

減衰マトリックス[C]はRayleigh型減衰¹³⁾を仮定した。外力ベクトル{Q}は走行車両がはり要素①のみに作用することを考えて導かれ、次式のように表わされる。

$$\{Q\}=\{0 \ P_i \ 0\}^T \quad (4)$$

ここに、P_i=P|x(t)^Tで、Pは、はり要素に①に作用する外力であり次式で表わされる。

$$P=(M_1+M_2)g+C_2(\dot{z}_2-\dot{w})+K_2(z_2-w) \quad (5)$$

ここに、gは重力加速度である。

{x(t)}^Tは荷重分配係数ベクトルである。車両は時間の経過とともに移動するので、外力の両側の節点も移動し{x(t)}^Tは時間の関数となり、軸剛性を考慮に入れば次式のようになる。

$$\{x(t)\}^T=\{x_1(t) \ x_2(t) \ x_3(t) \ x_4(t) \ x_5(t) \ x_6(t)\} \quad (6)$$

ここに、x₁(t)=1-a(t)/l、x₂(t)=1-3·a(t)²/l²+2·a(t)³/l³、x₃(t)=a(t)-2·a(t)²/l+a(t)³/l²、x₄(t)=a(t)/l、x₅(t)=3·a(t)²/l²-2·a(t)³/l³、x₆(t)=-a(t)²/l+a(t)³/l²、lはFig.2に示すように、はり要素①の長さであり、a(t)は要素の左端から荷重点までの距離である。

[K]の要素マトリックスは軸剛性を考慮した6×6のマトリックスを用い、[M]は応答解析の精度をあげるためconsistent massマトリックスを用いた。2自由度系にモデル化した走行車両のFEMによる動的応答解析は、式(1)から式(3)の連成運動方程式をそのままNewmark-β法(β=1/6)で逐次積分して解を求める。

次に、4自由度系車両モデルをFig.3に示す。このモデルは、前・後軸のパウンシングとピッチング振動を考慮したものであり、車両の運動方程式と外力は、エネルギー法を適用することによって誘導することができる。文献14)にはその結果が示されているので、ここでは省略する。

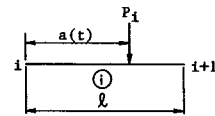


Fig.2 Beam element ①.

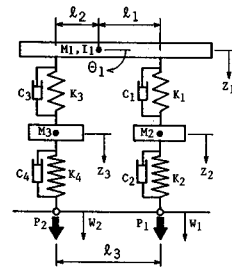


Fig.3 Four degrees of freedom vehicle model.

Fig. 4には、6自由度系の車両モデルを示す。このモデルは大型ダンプトラック車により近いものとして、前、後軸のバウンシングとピッチング振動、後輪2軸のバウンシングおよびトラニオン部でのピッチング振動を考慮したものである。このときの車両の運動方程式と外力についても4自由度系の場合と同様に誘導でき、文献(14)に示されている。

(2) 低周波空気振動の音圧レベルの計算式

ある任意の着目点の低周波空気振動の放射音圧は、橋梁の走行車両による応答振動をFEMにより数値解析し、橋体表面の法線方向の振動速度が空気振動の粒子速度に等しいと仮定⁴⁾して橋梁近点での放射音圧を解析する。このときの計算対象時間は、走行車両が橋梁上にある $0 < t < T$ の範囲とし、瞬時音圧 $P(x, t)$ は近似的に平面音波の式を用いて次式のように表わされる。

$$P(x, t) = \rho_a C_a V(x, t) \dots \dots \dots (7)$$

ここに、 $V(x, t)$ は音圧を求める節点の振動速度、 ρ_a は空気密度 ($\rho_a = 1.205 \text{ kg/m}^3$, 1気圧 20°C) であり、 C_a は音速 ($C_a = 343.7 \text{ m/s}$, 1気圧 20°C) である。また、 $T = L/V$ (L は支間、 V は車両速度) である。

一般に、低周波空気振動の波形は、レベルレコーダに記録され、音圧レベルで読み取っている。JIS C 1512では、指数応答型のペン応答をもつレベルレコーダについて規定している。本研究ではこの方式に従った式(8)から式(10)の演算を行って音圧レベルを算出した。

$$Y_n^2 = k \cdot X_n^2 + (1 - k) \cdot Y_{n-1}^2 \dots \dots \dots (8)$$

$$p(x, t)_{rms} = \sqrt{Y_n^2} \dots \dots \dots (9)$$

$$\text{SPL} = 20 \log_{10}(p(x, t)_{rms}/p_0) \dots \dots \dots (10)$$

ここに、 Y_n は現在の実効音圧、 Y_{n-1} は1ステップ前の実効音圧、 X_n は現在の音圧、SPLは音圧レベル(dB)、 p_0 は基準音圧 ($2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$)、 k は指数平均係数である。

通常、デジタル演算が容易に行えるよう、指数平均係数 k が $1/2^n$ となるように設定し、この係数を変化させることにより、複数の時定数を設定している。本研究では、伸縮継手部からの放射音が比較的衝撃性の強い音で

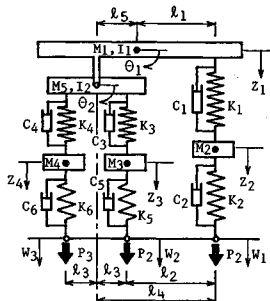


Fig. 4 Six degrees of freedom vehicle model.

あることから騒音計のFast(時定数125ms)に相当する演算を行い、支間中央部からの放射音は比較的定常音に近いことからSlow(時定数1000ms)で演算を行った。すなわち、Fastのときは $k = 5/1024$ を採用し、Slowのときは $k = 0.63/1024$ を用いた。

(3) 振動加速度レベルの計算式

放射音圧レベルと振動加速度レベルを対比するため、橋梁の加速度応答値を加速度レベルでも評価した。このときの実効値の演算は式(8)と式(9)を用いた。ただし、式(9)の $p(x, t)_{rms}$ を $\dot{w}(x, t)_{rms}$ に置き換える。伸縮継手部は比較的衝撃的な振動であるため、時定数をFastに合わせて125msとし、支間中央部は定常的な振動であるため、振動レベル計測に用いられる時定数630msを実現する値を用いた。そして、振動加速度レベルは次式によって算出した。

$$\text{VAL} = 20 \log_{10}(\dot{w}(x, t)_{rms}/a_0) \dots \dots \dots (11)$$

ここに、 a_0 は基準の振動加速度実効値 ($a_0 = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}^2$) である。

3. 実橋における動的応答実験と理論解析

(1) 実験概要

道路橋での低周波空気振動は、鋼上路トラス橋や中小支間の鋼桁橋において、重車両の高速走行により比較的高い音圧レベルが放射されている^{1), 4), 5), 7), 10), 11)}。したがって、現地実験は、支間37.3mの単純桁が6連から成る合成桁橋の橋台から1径間目を対象として実施した。実験は土砂を満載した試験車を走行させ、試験車の振動、橋梁振動、低周波空気振動の放射音圧レベルの同時多点測定を行った。このときの伸縮継手の段差は、1.5mmであり、進入側と退出側の伸縮継手部付近はオーバーレーが施されていた。Fig. 5には橋梁振動の上下方向の加速度の測定点と放射音圧レベルの測定点を示している。橋梁振動と放射音の測定は試験車が進入する車線側で、橋台側の伸縮継手部、支間中央部、試験車が橋梁を退出する橋脚側の伸縮継手部の3か所である。走行試験

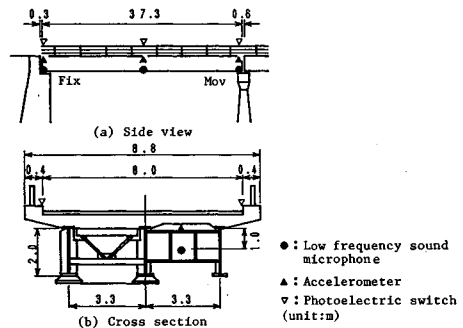


Fig. 5 Vibration and low frequency sound measurement positions.

は、40 km/h の等速走行で合計 5 回繰り返し行った。

路面と橋面（橋梁上の路面）の凹凸については、橋梁部手前 40 m を数値計算のための試験車のアプローチランニング部と考え、この区間の路面と橋面の凹凸を測量用レベルで測定した。測定位置は、大型車の車輪の走行頻度が高いラインを目標走行位置として決め、このラインを走行方向に 10 cm 間隔で測定した。なお、橋梁上では自動車が行っているときは橋梁が振動しているため、測定を中断し、振動が完全に止まっている間に測定した。

試験車は日野 K-FS 600 AD で、後輪 2 軸の 10 t (98 kN) 大型ダンプトラック車である。実際の速度は、各測点の地覆部に光電スイッチ(オムロン製, E3N-10E2)を設置し、支点間の走行時間から算出した。

試験車のばね上、ばね下の振動加速度を測定するため、加速度ピックアップ(リオン製, PV-36)を Fig. 6 に示すように取り付けた。その位置は、前輪においては車体フレームと車軸とし、後輪では前軸と後軸の中間点の車体フレームと前後の車軸とした。

試験車の測定点の通過は、3 か所の測定点に設置した光電スイッチのパルス記録から求めた。

橋梁側では、データレコーダ(ティアック製, XR-50)を支間中央の歩道部分に設置し、各測点の橋梁振動、放射音、光電パルスを録音した。車両側では、データレコーダ(ティアック製, XR-30)を試験車両の助手席に設置し、車両の各測点の振動加速度を録音した。

(2) 路面と橋面の凹凸値

路面と橋面の凹凸をレベル測量した場合、橋梁の縦断勾配も同時に測定される。このことから、本研究では測定値の最小二乗値から縦断の放物線勾配を求め、凹凸値からこの縦断勾配を差し引いた値を凹凸の変動成分のデータとした。

試験車のタイヤは、ある有限の接地長をもって路面に接しており、この接地長は輪荷重やタイヤの空気圧あるいは走行速度などによって異なる。道路橋示方書の活荷

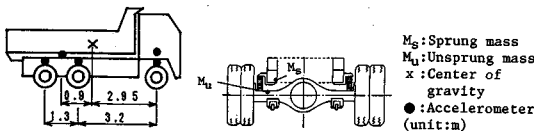


Fig. 6 Vibration measurement points of test vehicle.

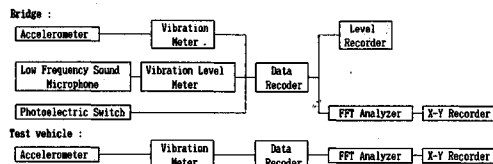


Fig. 7 Block diagram of measurement and analysis.

重の規定¹⁵⁾では接地長を 20 cm としている。また、本田¹⁶⁾らは 30 cm と仮定し、川谷¹⁷⁾らは 25 cm と仮定して数値計算を行っている。本研究では、タイヤの接地長を試験車が停止状態で実測した結果、前輪のタイヤは 29 cm、後輪の前軸タイヤは 21 cm、後輪の後軸タイヤは 24 cm が得られたので、この 3 つの値の算術平均値 25 cm を数値計算に採用した。

路面と橋面の凹凸値は 10 cm ごとのデータが得られているので、タイヤ接地長の関係から 5 cm ごとの凹凸値が必要になってくる。したがって、未知点の凹凸値については、3 次スプライン補間を行って算出し、6 個ずつ移動平均して応答解析の路面と橋面の凹凸値とした。用いた凹凸値を Fig. 8 に示す。0 m から 40 m までが路面凹凸値であり、40 m から 78.3 m までが橋面凹凸値である。

(3) 試験車の動特性

試験車は湿った土砂を満載した総重量 27.12 t (276.5 kN) の大型ダンプトラック車で、前輪および後輪の車軸重量と総重量から試験車の重心位置を求めた。試験車の寸法諸元は Fig. 6 に示したとおりであり、重量と軸重を Table 1 に示す。

動的応答解析に用いる試験車のばね定数、粘性減衰係数は、前輪と後輪 2 軸のそれぞれを、高さ 20 cm の踏み台から落下させた後の減衰自由振動波形を測定し、そのパワースペクトルの分析によって得られた固有振動数から算出した。また、橋梁との連成を避けるため、比較的平坦な平面街路上で試験車を 35 km/h で等速走行させて、車両振動を測定し、パワースペクトル分析を行った。このときの波形記録からもそれぞれの固有振動数を求めた。その結果、走行試験による結果も踏み台からの落下による段差試験結果とほぼ同じ固有振動数が得られた。これらの結果を Table 2 に示す。

(4) 実橋の曲げ剛性と計算モデル

試験車での走行実験において、試験車が橋梁を出た後の減衰自由振動より得られた橋の曲げ 1 次固有振動数は、Table 3 に示すように 2.73 Hz であり、このときの

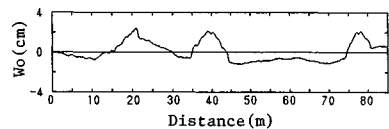


Fig. 8 Surface roughness on road and bridge.

Table 1 Axle force of test vehicle.

	Soil and sand loading (kN)	Empty (kN)
Total weight	276.56	93.75
Front axle force	64.63	40.60
Fore-side axle force of rear	107.78	27.16
Back-side axle force of rear	104.15	25.99

減衰定数は 0.034 であった。本橋は橋軸方向に鋼桁断面が変化しているので、断面変化を考慮した多質点系のモデル化を行った。このとき用いる曲げ剛性 EI は本橋が合成桁であるので、鋼とコンクリートのヤング係数比 n によって定量的に評価するものとした。そこで、まず、設計値の $n=7$ で FEM による固有振動解析を行った。その結果は 3.06 Hz となり、実測値の 2.73 Hz と異なっていた。したがって、応答計算では、実測値の固有振動数が得られる n を見出すことによって EI を決定した。その値は $n=13$ で固有振動数が 2.78 Hz となり、実測値に最も近くなることが判明したので、数値計算には $n=13$ を採用した。

橋梁の減衰定数は、計算では Rayleigh 型減衰を仮定しているため、実測値を 1 次振動モードと 2 次振動モードの減衰定数として採用した。

橋梁の計算モデルについては、伸縮継手部の振動と放射音を計算するので、支点部に鉛直ばねを挿入し、伸縮継手部の振動が計算できるようにした。このときの鉛直ばねの定数 K は、実測で得られた振動加速度の最大値と等しい値が FEM 応答解析で得られるよう、ばね定数を種々変化させて求めた。その結果、本橋では K の値として 9.41×10^6 kN/m を採用した。計算時間のステップの大きさは、橋梁の最低次の固有周期の比から決まる計算の安定、収れんの関係¹⁸⁾から 1/10 000 秒とし、収束精度 1/1 000 以内で解を得た。

(5) 実測結果と解析結果

a) 2 自由度系車両モデルによる解析結果

計算に用いた 2 自由度系車両モデルの諸定数は、車両の重心位置に近い後輪のばね上と後輪の前軸ばね下振動数を使用して次のように決定した。

車両速度 $V=11.7$ m/s, 質量 $M_1=25\ 300$ kg, $M_2=2\ 900$ kg, ばね定数 $K_1=6\ 756.8$ kN/m, $K_2=10\ 042$ kN/m, 粘性減衰係数 $C_1=58$ kNs/m, $C_2=24$ kNs/m 計算結果を Fig. 9 と Fig. 10 に示す。図中の実線は FEM による計算値であり、破線は実測値の結果である。

Table 2 Properties of test vehicle.

	Dynamic test				Running test
	f (Hz)	h	K (kN/m)	C (kNs/m)	f (Hz)
Front suspension	2.56	0.059	1520.0	11.2	2.56
Front tire	11.17	0.084	3471.6	8.3	12.24
Rear suspension	2.66	0.070	2756.7	23.0	2.72
Fore-side axle of the rear tire	9.36	0.070	4040.3	9.6	9.28
Back-side axle of the rear tire	11.70	0.080	5756.5	12.5	9.76

f: Natural frequency, h: Damping factor, K: Spring constant $m(2\pi f)^2$
C: Viscous damping coefficient $4\pi h m f$, m: Mass

Table 3 Bridge natural frequency.

	Measured	Calculated	
	bending vibration	n = 7	n = 13
Natural frequency (Hz)	2.73	3.06	2.78
Damping factor	0.034	-	-

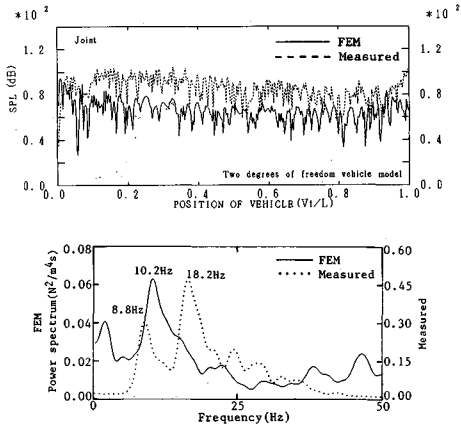


Fig. 9 SPL and power spectrum at expansion joint.

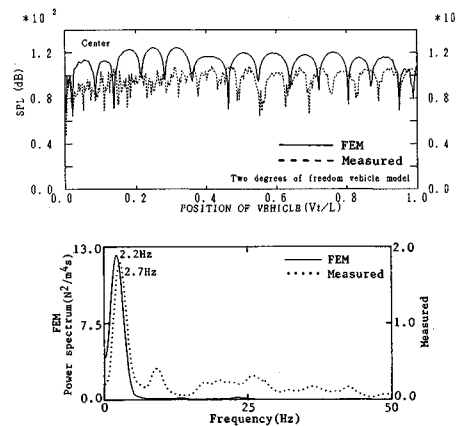


Fig. 10 SPL and power spectrum at span center.

車両が進入する伸縮継手部の放射音圧レベルの計算結果は、実測値と比較して最大で約 13 dB 低く算出され、車両の進入から退出までのレベルの変動は大幅に低い結果となっている。スペクトルの特徴は、実測値が 8.8 Hz と 18.2 Hz で卓越しているのに対し、計算値は 10.2 Hz で卓越して全体的な傾向が異なっている。支間中央の音圧レベルの結果は、全体的な変動傾向は類似しているものの、レベルの最大値が約 17 dB 高く算出されている。スペクトルについては、実測値が 2.7 Hz で卓越し、計算値は 2.2 Hz で卓越し、両者には若干の相違が認められる。

b) 4 自由度系車両モデルによる計算結果

計算に用いた 4 自由度系車両モデルの諸定数は、前輪については動的試験結果をもとに決定し、後輪については前軸と後軸の中心に車輪を想定し軸重の大きい前軸の値をもとに決定した。その数値は次に示すようなものである。

$V=11.7$ m/s, 質量 $M_1=25\ 300$ kg, $M_2=705$ kg, $M_3=2\ 230$ kg, ばね定数 $K_1=1\ 539.8$ kN/m, $K_2=$

3 471.6 kN/m, $K_3=543.9$ kN/m, $K_4=7 717.8$ kN/m, 粘性減衰係数 $C_1=11.2$ kNs/m, $C_2=8.7$ kNs/m, $C_3=45.5$ kNs/m, $C_4=18.3$ kNs/m, 慣性モーメント $I_1=67 225$ kgm², 距離 $l_1=2.95$ m, $l_2=0.9$ m, $l_3=3.85$ m

Fig. 11 と Fig. 12 に計算結果を示す。伸縮継手部の結果は、2 自由度系による計算結果とほぼ同様な結果となり、音圧レベルの値は実測値と比較して大きく異なっている。また、スペクトルについても相違が認められる。支間中央部の結果は、全体的なレベル変動の傾向が一致しているものの、スペクトルの卓越周波数に若干の相違が認められる。音圧レベルの最大値の差は、約 11 dB 高く算出されているが、2 自由度系よりその差は 6 dB 減少しているのがわかる。

c) 6 自由度系車両モデルによる計算結果

計算に用いた 6 自由度系車両モデルの諸定数は、動的試験結果から得られた値を用いた。なお、トラニオン軸の慣性モーメント I_2 については、加速度計による測定が困難であったので、試験車と同規模の車両の測定結果

である文献 19) の値を用いた。計算に用いた数値は以下に示すとおりである。

車両速度 $V=11.7$ m/s, 質量 $M_1=24 900$ kg, $M_2=705$ kg, $M_3=1 160$ kg, $M_4=1 060$ kg, $M_7=410$ kg, ばね定数 $K_1=1 510.2$ kN/m, $K_2=3 471.6$ kN/m, $K_3=K_4=2 736.1$ kN/m, $K_5=4 040.3$ kN/m, $K_6=5 746.7$ kN/m, 粘性減衰係数 $C_1=18.7$ kNs/m, $C_2=8.3$ kNs/m, $C_3=C_4=22.9$ kNs/m, $C_5=9.6$ kNs/m, $C_6=12.5$ kNs/m, 慣性モーメント $I_1=66 430$ kgm², $I_2=78$ kgm², 距離 $l_1=2.95$ m, $l_2=3.2$ m, $l_3=0.65$ m, $l_4=3.85$ m, $l_5=0.9$ m

Fig. 13 と Fig. 14 には計算結果を示してある。伸縮継手部の結果は、実測結果と比較して、2 自由度系, 4 自由度系モデルによる計算結果と同様にレベルの値が全体的に 15 dB 以上低く算出されているのがわかる。スペクトルについては、8.8 Hz 付近での卓越周波数の一致は認められるものの全体的な傾向は異なっている。支間中央部の結果は、全体的なレベル変動の傾向が良く一致し、実測値とのレベル差も小さくなっている。また、卓

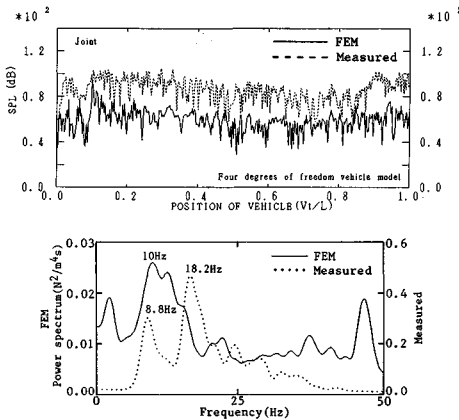


Fig. 11 SPL and power spectrum at expansion joint.

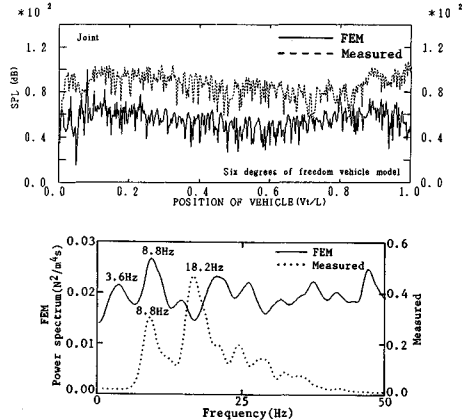


Fig. 13 SPL and power spectrum at expansion joint.

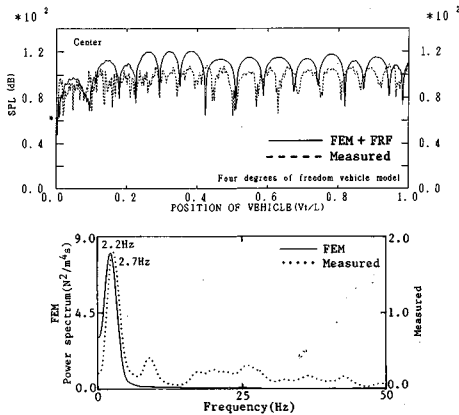


Fig. 12 SPL and power spectrum at span center.

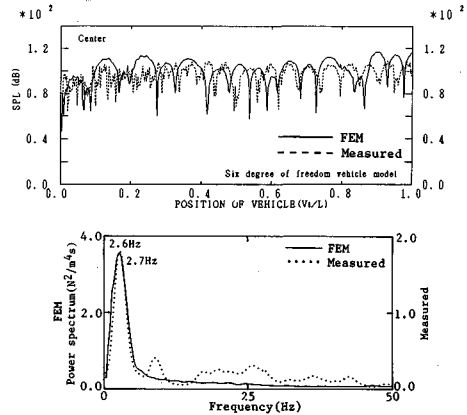


Fig. 14 SPL and power spectrum at span center.

越周波数もほぼ一致している。音圧レベルの値は、車両が橋梁が退出する側の伸縮継手部を通過するとき約 5 dB 高く計算されているが、実測値との差は他の 2 つの車両モデルと比較して最も小さくなっている。

4. 放射音の周波数応答関数の提案とその解析結果

(1) 放射音の周波数応答関数の提案

3.(5)において述べた3つの車両モデルの計算結果から、6自由度系は他の車両モデルと比較して、支間中央部での放射音の応答計算に有効であることが判明した。伸縮継手部の放射音の計算には、いずれの車両モデルを用いても大幅な相違が認められ、FEMによる計算では放射音圧レベルを過小に評価することがわかった。これは、伸縮継手部の応答振動が鉛直ばねの挿入のみでは正しく算出できないためであり、床版と端対傾構の結合関係も考慮したモデル化が必要と考えられる。ここでは、放射音をより正確に計算する一方法として、橋梁の振動加速度と放射音が良く対応していることに着目して、実橋を衝撃加振して得られる周波数応答関数を利用した方法を提案する。

実橋の周波数応答関数は、橋梁を衝撃加振したときの衝撃力を入力とし、応答加速度と応答放射音を出力として算出される。すなわち、周波数領域において、外力 $F(\omega)$ と応答加速度 $A(\omega)$ の関係はアクセラランスとなり、次式のように表わされる。

$$H_{AF}(\omega) = A(\omega) / F(\omega) \dots\dots\dots (12)$$

また、外力 $F(\omega)$ と応答放射音 $S(\omega)$ の関係は、放射音の周波数応答関数と呼称することにし、式 (13) のように表わすことができる。

$$H_{SF}(\omega) = S(\omega) / F(\omega) \dots\dots\dots (13)$$

この周波数応答関数を用いた放射音の計算は、まず、FEMによって計算された節点の応答加速度をFourier変換した $A_{FEM}(\omega)$ とあらかじめ該当する節点(伸縮継手部と支間中央部)で求めておいたアクセラランス $H_{AF}(\omega)$ を用いて、式 (14) に示すように外力 $F^*(\omega)$ を算出する。

$$F^*(\omega) = A_{FEM}(\omega) / H_{AF}(\omega) \dots\dots\dots (14)$$

次に、この外力 $F^*(\omega)$ と式 (13) の関係から式 (15) が得られ、求める節点の放射音が算出される。

$$S(\omega) = H_{SF}(\omega) \times A_{FEM}(\omega) / H_{AF}(\omega) \dots\dots\dots (15)$$

(2) 周波数応答関数の測定

式 (12)、(13) の周波数応答関数は、それぞれ伸縮継手部と支間中央部を衝撃加振することによって求めた。加振は Fig. 15 に示すように、245 N の重錘を高さ 180 cm よりガイドポールを介して自然落下させることによって行った。衝撃力は荷重変換器(共和電業製、

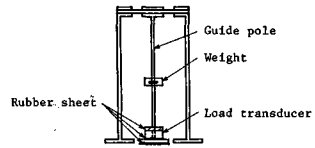


Fig. 15 Shock testing device.

BL-10 TB) で測定し、橋体に生じる応答加速度は、荷重変換器の近傍に設置した圧電型加速度計(リオン製、PV-87)で測定した。応答放射音は加振点の床版裏面から 0.3 m 離れた位置に低周波音用マイクロホン(リオン製、MV-03)を設置して測定した。現場における測定データはすべてデータレコーダ(SONY 製、PC-108M)に収録した。デジタル記録方式の加振は応答加速度と応答放射音の減衰時間を考慮して、他の外乱のない状態のときに加振時間の間隔を十分に取り、合計 8 回の繰り返し試験を行った。なお、重錘を自然落下させた場合には、2 度打ちが生じる。この 2 度打ちは応答への影響が大きいので²⁰⁾、これを防止するため、重錘がバウンドして上がったところで、重錘に取り付けた取手を人力によって保持した。

測定データの分析はFFT分析器(岩通製、SM 2100 A)で行い、8 回の繰り返し加振データの中から 6 回の加振データについて、周波数軸での加算平均処理を行い周波数応答関数を求めた。このとき使用したフィルター処理は、試験車走行時の振動加速度と放射音のスペクトルの特徴を参考にしてフィルター処理をしない場合とした場合と比較しながら帯域通過フィルター範囲を決定した。その結果、伸縮継手部については、5 Hz から 30 Hz の帯域通過フィルターを使用し、支間中央部では 2 Hz から 5 Hz の帯域通過フィルターを使用した。

Fig. 16(a)、(b)に伸縮継手部において得られたアクセラランスと放射音の周波数応答関数を示す。図の上が実数部を表わし、下が虚数部を表わしている。支間中央部の結果は Fig. 17(a)、(b)に示す。振動および放射音とも 2.7 Hz で卓越成分があるのが明瞭に認められる。

(3) 放射音の周波数応答関数を利用した解析結果

6 自由度系車両による周波数応答関数を利用した放射音の解析結果を Fig. 18 と Fig. 19 に示す。放射音の計算

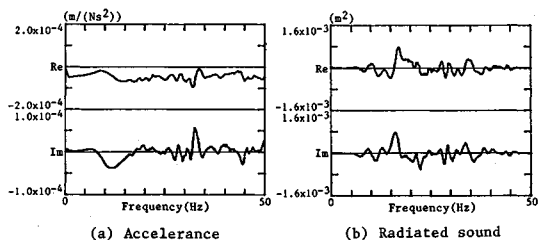


Fig. 16 Frequency response function at expansion joint.

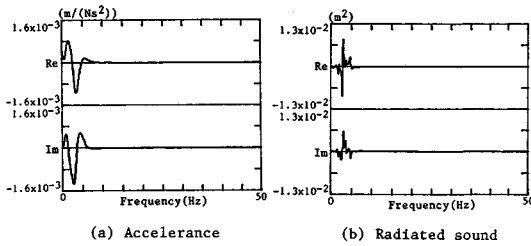


Fig. 17 Frequency response function at span center.

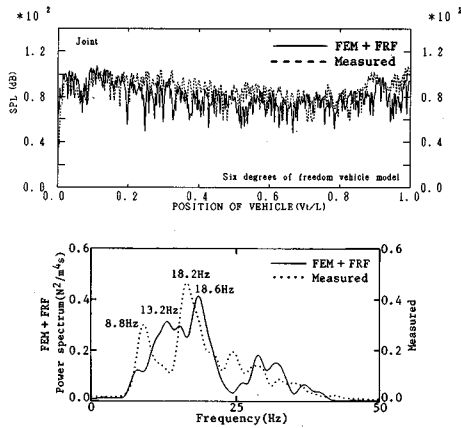


Fig. 18 SPL and power spectrum at expansion joint.

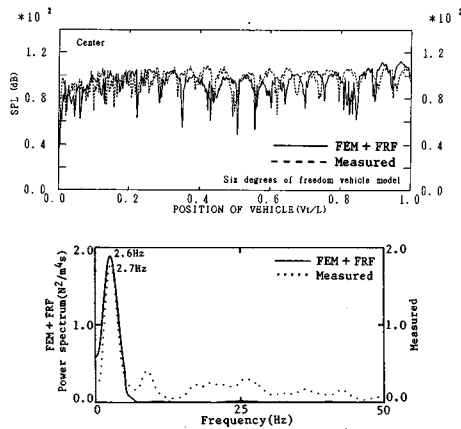


Fig. 19 SPL and power spectrum at span center.

結果は、FEM のみによる計算結果と比較して大幅な改善が認められ、実測値に近似した値が得られるのがわかる。また、スペクトルの特徴も伸縮継手部ではより実測値に類似しており、支間中央部では、ほぼ一致している。これらのことから、放射音の周波数応答関数を利用した方法は、FEM と組み合わせることによって、より正確な放射音の計算が可能となり、放射音の数値シミュレーションに有効に活用できることがわかる。本方法が実測値と比較的よく合致するのは、実橋のアクセラランスと放射音の周波数応答関数を用いることによって、節点の

放射音に関する入出力間の特性を良好に把握できたためと考えられる。

5. 橋面凹凸と伸縮継手部の段差が放射音圧レベルに及ぼす影響

放射音の周波数応答関数を利用し、6自由度系車両モデルによる橋面凹凸の良否と伸縮継手部の段差の大小が低周波空気振動の放射音圧レベルに及ぼす影響について数値計算し考察する。計算対象の橋梁は放射音の実測に用いた橋梁とし、車両諸元については文献19)で示されている総重量196 kNのダンプトラック車の値を用いた。その諸元と諸定数は次に示すとおりである。

$$\begin{aligned}
 M_1 &= 16\,651 \text{ kg}, M_2 = 705 \text{ kg}, M_3 = 1\,168 \text{ kg}, M_4 = 1\,060 \text{ kg}, M_5 = 412 \text{ kg}, \\
 I_1 &= 49\,426 \text{ kgm}^2, I_2 = 77 \text{ kgm}^2, K_1 = 1\,520 \text{ kN/m}, K_2 = 2\,157.5 \text{ kN/m}, K_3 = K_4 = 5\,271.1 \text{ kN/m}, \\
 K_5 &= K_6 = 4\,314.9 \text{ kN/m}, C_1 = 44.1 \text{ kNs/m}, C_2 = 5.1 \text{ kNs/m}, C_3 = C_4 = 23.5 \text{ kNs/m}, C_5 = C_6 = 9.8 \text{ kNs/m}, \\
 l_1 &= 2.877 \text{ m}, l_2 = 3.2 \text{ m}, l_3 = 0.65 \text{ m}, l_4 = 3.85 \text{ m}
 \end{aligned}$$

路面と橋面凹凸については、凹凸のパワースペクトル密度 $S_r(\Omega)$ を用いて、凹凸値 w_0 をシミュレートした²¹⁾。凹凸パワースペクトル密度 $S_r(\Omega)$ として、次式を用いた。

$$S_r(\Omega) = a / (\Omega^n + \beta^n) \dots \dots \dots (16)$$

ここに、 Ω は路面周波数であり、 a は路面の平坦性を表す平滑度パラメーターである。また、 n は周波数によるパワーの分布を示す指数であり、 β は $\Omega \rightarrow 0$ のとき、 $S_r(\Omega)$ が無限大に発散しないための分布形状のパラメーターを表す。本研究では $n=1.92$ 、 $\beta=0.08$ を用いた。ISOの路面評価基準²²⁾では、極良、良、普通、悪、極悪の5種類の路面状態の分類を行っている。本研究では、数値計算のための路面のアプローチランニング部は50 mとし、 a 値として、本田²³⁾らが示しているISOの評価基準に相当する極良の値を採用した。橋面凹凸については、 a 値として各段階の境界値を用いた。すなわち、極良の場合は $a=0.001 \text{ cm}^2/(\text{mc}^{-1})$ であり、良は $a=0.0024$ 、普通は $a=0.01$ 、悪は $a=0.04$ 、極悪は $a=0.16$ である。

(1) 橋面凹凸の良否と最大放射音圧レベル

橋面凹凸の良否が最大放射音圧レベルに及ぼす影響について車両速度を変化させることによって検討した。一般の橋面凹凸の範囲に入ると思われる極良と普通の場合について、車両が橋梁に進入して退出する間の放射音の最大値レベルを車両速度パラメーター $\alpha = V/(2fL)$ との関係で整理したのが Fig. 20 である。ここに、 V は車両速度、 f は橋梁の第1次固有振動数、 L は支間長である。図中の実線は伸縮継手部の結果であり、破線は支

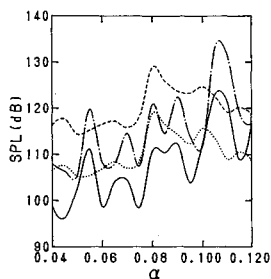


Fig. 20 Effect of surface roughness and α on the max.SPL. Values at joint : — $\alpha=0.001$, - - - $\alpha=0.01$; values at span center : $\alpha=0.001$, - - - $\alpha=0.01$.

間中央の結果である。最大放射音圧レベルは α の影響を顕著に受けて変動しているものの、全体的には α の増加は音圧レベルの増加をもたらすのがわかる。このことは、特に、伸縮継手部において顕著である。

Fig. 21 には Fig. 20 で最大放射音圧レベルがそれぞれピークを示したときの α の値について橋面凹凸の良否と音圧レベルの関係を示した。伸縮継手部、支間中央部とも極良から極悪になるに伴い直線的に音圧レベルが上昇するのがわかる。そして、極良から普通の凹凸範囲では、伸縮継手部、支間中央部とも約 10 dB の音圧レベルの上昇が認められる。

Fig. 22(a), (b) は、Fig. 20 において計算した極良の橋面凹凸時の最大放射音圧レベルが生じたときの車両振動と橋梁振動を α について整理したものである。伸縮継手部に関しては、 $\alpha=0.08$ 以下で車両の後輪前軸のばね下振動 z_2 が橋梁の振動加速度レベル VAL のピーク値に対応している。また、ピーク値は小さいが前輪のばね上振動 z_1 、前輪のばね下振動 z_2 とも対応している。この中でも z_3 が大きく関与しているのがわかる。 $\alpha=0.08$ 以上では、値は小さいが z_1 が VAL と比較的よく対応し、後輪の後軸ばね下振動 z_4 や後輪の前軸ばね下振動 z_3 もピークでの対応が認められる。そして、放射音圧レベルは、橋梁の振動加速度レベルと対応している。

支間中央部に関しては、全体的に z_3 が VAL のピーク値に対応しており、 $\alpha=0.08$ 以下においては、値は小

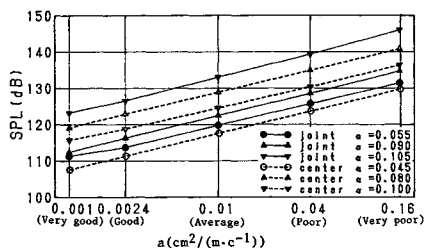


Fig. 21 Relation between max.SPL and surface roughness.

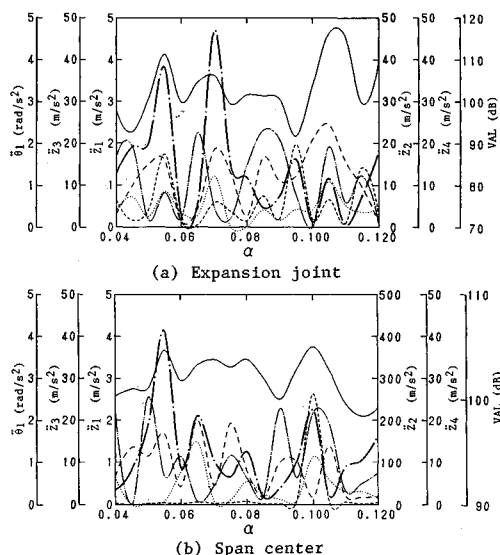


Fig. 22 Effect of α between vibration of vehicle and bridge. - - - z_1 , - - - z_2 , - - - z_3 , - - - z_4 , θ_1 , — VAL.

さいが z_1 との対応も良好である。 $\alpha=0.08$ 以上においては、ピッチング振動の角加速度 θ_1 が VAL と比較的よく対応しており、 $\alpha=0.1$ では z_2 , z_3 , z_4 の関与が大きい。そして、放射音圧レベルも伸縮継手部と同様に VAL と対応している。このように伸縮継手部、支間中央部とも α の変化に伴い、車両振動による橋梁への励振が音の放射に関与しているのがわかる。

(2) 伸縮継手部の段差と最大放射音圧レベル

Fig. 23(a), (b) には、橋面凹凸値が極良のときの伸縮継手部の段差と放射音圧レベルの関係を速度パラメータ α について整理して示してある。伸縮継手部の放射音圧レベルは α と関連して段差の影響を顕著に受け、特に、段差が 10 mm 以上になると音圧レベルの増加する割合が大きくなる。また、 α の値と段差の大小によってピーク値が変動しているが、このピーク値における段

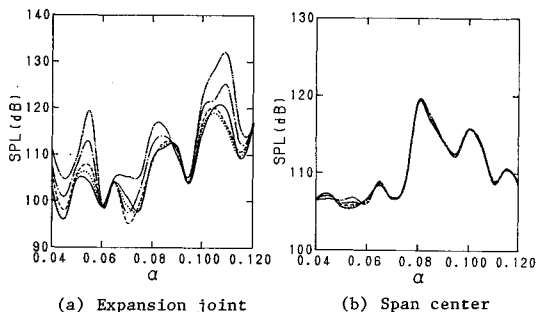


Fig. 23 Effect of irregularities of the expansion joint and α on the max.SPL. — 0 irregularity, 2 mm irregularities, - - - 5 mm irregularities, - - - 10 mm irregularities, - - - 20 mm irregularities.

差の影響を調べてみると、段差 5 mm の増加は約 3 dB の音圧レベルの上昇をもたらす。以後、段差 10 mm で約 9 dB、段差 20 mm で約 15 dB の上昇が認められる。支間中央部については、段差の大小による影響は少なくともほぼ同一のレベル変動を示している。これは段差を乗り上げた後の橋面凹凸の影響の方が支配的であるためと考えられる。したがって、段差の大小による最大放射音圧レベルへの影響は、 α と関連して伸縮継手部で大きく、段差が 10 mm 以上になると急激な音圧レベルの上昇をもたらすことがわかる。

6. ま と め

本研究は低周波空気振動の放射音圧レベルについて、数値解析ならびに現地実験を行い、放射音を計算するうえで妥当な車両モデルの検討を行った。現地実験は、支間 37.3 m の単純支持合成桁橋で実施し、試験車は総重量 27.12 t の 10 t ダンプトラック車を用いた。その結果は以下に示すとおりである。

(1) 支間中央部における低周波空気振動の放射音圧レベルの計算は、6 自由度系車両モデルが最も実測値に近く、FEM による数値解析でもほぼ妥当な結果が得られた。

(2) 伸縮継手部の放射音については、いずれの車両モデルを用いても約 15 dB 程度低く算出され、スペクトル特性についても相違が認められた。

(3) したがって、放射音圧の計算の改善策として、放射音の周波数応答関数を利用した FEM による解析を行った結果、実測値と良く合致し、その適用性が認められた。

(4) 6 自由度系の車両モデルを用いて、放射音の周波数応答関数を利用した FEM 解析の結果、橋面凹凸の良否は α と関連して最大放射音圧レベルの上昇をもたらすことが明らかとなった。伸縮継手部の段差の大小は、 α と関連して伸縮継手部でその影響が顕著であり、段差が 10 mm 以上になると約 10 dB の音圧レベルの上昇をもたらすこと、また、支間中央部においては橋面凹凸に支配されることが判明した。

参 考 文 献

- 1) 大島俊之・能町純雄：走行車両により橋梁から放射される低周波空気振動の解析，日本音響学会誌，39 巻 1 号，pp. 11~18，1983.
- 2) 山田・小坂・中沢：橋梁振動の低減に関する考察，騒音制御，Vol. 2, No. 5, pp. 22~25, 1978.
- 3) 今市・辻本・高島・北川：道路橋の振動に伴う音響放射の理論解析，日本機械学会論文集 (C 編)，46 巻 408 号，pp. 904~912, 1980.
- 4) 大島・能町・月田・三上：はり理論による低周波空気振動の放射音圧レベルの解析，土木学会論文集，第 356 号

／I-3, 1985 年 4 月.

- 5) 五郎丸・白石・原・小森：中小支間道路橋における低周波空気振動の放射音圧レベルとスペクトルの推定，土木学会論文集，第 403 号／VI-10, pp. 137~145, 1989. 3.
- 6) 足立義雄・岡村宏一・島田 功：道路橋床版の低周波域における振動性状について，土木学会論文報告集，第 330 号，pp. 37~48, 1983.
- 7) Goroumaru, H., Shiraiishi, K. and Komori, T.: Study on Low Frequency Sound Characteristics of Steel Truss Bridge, Noise Control Engineering Journal, Vol. 30, No. 2, pp. 37~42, 1988.
- 8) Goroumaru, H., Shiraiishi, K., Hara, H. and Komori, T.: Prediction of Low Frequency Noise Radiated From Vibrating Highway Bridges, Journal of Low Frequency Noise and Vibration, Vol. 6, No. 4, pp. 155~166, 1987.
- 9) 日本機械学会：モード解析の基礎と応用，丸善，p. 15, 1986. 7.
- 10) 小川 清・小野正二：橋梁振動に伴う低周波空気振動に関する試験研究，(その 2)，日本道路公団試験所報告，pp. 234~252, 1975, pp. 259~278, 1976.
- 11) 足立義雄：橋梁の振動性状が低周波域の空気振動に及ぼす影響に関する研究，土木研究所報告，第 164 号-1, pp. 1~61, 1984.
- 12) 田矢・清水・時田：道路橋より発生する低周波音走行車両の固有振動との関係について，日本音響学会講演論文集，pp. 3~4, 1977 年 4 月.
- 13) 大崎順彦：建築構造学大系 24 振動理論，彰国社，pp. 232~233, 1980. 5.
- 14) 建設省土木研究所：橋梁の設計動荷重に関する試験報告書 [V-1981]，ISSN 0386-5878，土研資料第 1820 号，pp. 51~65，昭和 57 年 3 月.
- 15) 日本道路協会：道路橋示方書・同解説，I 共通編，p. 9, 1980. 2.
- 16) 本田・小堀・山田：多径間連続桁橋の動的応答と衝撃係数に関する考察，土木学会論文集，第 331 号，pp. 65~73, 1983. 3.
- 17) 川谷・小松・佐々木：走行自動車荷重を受けるプレートガーダー橋の動的応答に関する研究，土木学会論文集，第 392 号／I-9, pp. 351~358, 1984. 4.
- 18) Klaus-Jurgenbathe: Finite Element Procedures in Engineering Anayrsisi, Prentice-Hall, Inc., pp. 537~544, 1982.
- 19) 水上・永原・藤城：道路橋の T 荷重に関する一考察，土木学会第 39 回年次学術講演会講演概要集第 1 部，pp. 507~508, 昭和 59 年 10 月.
- 20) 倉部 誠：図説モード解析入門，大河出版，pp. 85~87, 1988.
- 21) 星谷 勝：確率論手法による振動解析，鹿島出版会，p. 51, 昭和 56 年 5 月.
- 22) ISO: Proposals for Generalized Road Inputs to Vehicles, ISO/DIS 2631, pp. 1~7, 1972.
- 23) 本田・小堀：路面性状が走行荷重による道路橋の動的応答に与える影響，土木学会論文集，第 374 号／I-6 (ノート)，pp. 615~618, 1986. 10.

(1990. 7. 6・受付)