

路面状態の知覚に基づく振動系の共振制御による  
自動車の路面入力騒音の低減

生産開発システム工学専攻  
松村研究室

駒 田 匡 史

2019 年（令和元年）度





# 路面状態の知覚に基づく振動系の共振制御による 自動車の路面入力騒音の低減

Road induced noise reduction for automobiles by controlling  
resonance of vibration system based on perception of road surface  
condition

駒田 匡史

指導教員：松村 雄一 教授

学位論文審査委員会委員

主査：上坂 裕之 教授

副査：山下 実 教授

副査：松村 雄一 教授



# 概 要

モーターを動力源に用いる電気自動車や燃料電池車などの車内騒音にはエンジン音が含まれないため、従来の内燃機関を動力源とする車の車内騒音に対して路面入力騒音の比率が大きい。特に、低中車速の路面入力騒音が目立って聞こえるため、それを低減して快適性を確保することが重要である。路面入力騒音の対策技術として、近年の車体に対する質量制約が厳しい状況を鑑み、本研究では、構造の剛性向上などのパッシブな対策では無く、タイヤとサスペンションから車体へ伝達される入力に対して、車体の共振をセミアクティブに制御することで路面入力騒音を低減するための新しい手法の開発を目的とする。このため、主に 2 つの検討を行った。車両の前方の路面画像からセミアクティブ制御に用いる参照信号を安価に推定する技術と、この参照信号を基にして、振動系であるボディの共振周波数を目標周波数へ配置し、さらにその共振応答を抑制する共振制御の基礎理論の構築である。

共振制御は、ボディを模した結合ばねによって多自由度結合された 2 つの振動系を対象に、結合ばねのばね定数のみを変更する。百ミリ秒程度のリアルタイム制御を前提とし、それに適した計算負荷が小さい理論の構築を目指した。初めに、共振の発生条件を明確にするため、2 つの分系の連成関係の情報を含む *kernel* コンプライアンス行列（2 つの分系の結合自由度における自己コンプライアンスと、結合ばねのコンプライアンスの和の行列）を構成する列ベクトルを幾何ベクトルとして考察した。共振において、これらの列ベクトルが一つの超平面を張ることを確認し、共振の発生条件式を、*kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトルと列ベクトルの積が零になる条件式として導いた。本研究では、この零空間を張るベクトルをあらかじめ決定し、次にそれを満たす結合ばねを同定することで、繰り返し計算を行わずに共振周波数の配置と共振応答の抑制を行う理論を構築した。

共振周波数の配置手法について、零空間を張るベクトルの決定方法と結合ばね定数を求める式を導出した。1 つの変更する結合ばねに対して、それを含まない *kernel* コンプライアンス行列の列ベクトルにより張られる超平面の法線ベクトルを計算する。この法線ベクトルを、

零空間を張るベクトルとして用いる．結合ばね定数は，この零空間を張るベクトルと 2 つの分系の結合自由度における自己コンプライアンスから簡単に求めることができる．

共振応答の抑制手法について，共振峰の発生を完全に抑えるための条件式と，零空間を張るベクトルの決定方法および，零空間を張るベクトルが存在する入出力点と結合点の自由度の要件を明確にした．*kernel* コンプライアンス行列を，その固有値と固有ベクトルで表すと，共振応答は，零固有値の逆数により定まる発散の程度と，固有ベクトルと，入力領域と結合領域および結合領域と出力領域を結ぶ伝達関数行列の積の両方に依存する．後者の固有ベクトルと伝達関数行列の積から得られる，いくつかのベクトル積の大きさを零にすることで共振応答を抑制する．この際，*kernel* コンプライアンス行列の列空間に着目することで共振を理解する．この列空間は，共振点で超平面を構成することから，その補空間として零空間が発生するが，零空間を張る *kernel* コンプライアンス行列の固有ベクトルと，入力領域と結合領域および結合領域と出力領域を結ぶ伝達関数行列の列空間の角度は，一般に直角にならない．本稿では，ベクトル同士の積の大きさに寄与するこの角度を直角にすることで，共振応答を零にする．よって，零空間を張るベクトルは，入力領域と結合領域および結合領域と出力領域を結ぶ伝達関数行列の列空間に直交するベクトルとして求める．

これらの 2 つの共振の制御手法を，2 つの振動系をはり要素とした解析モデルへ適用した．本手法により求めた結合ばね定数により共振周波数の配置と共振応答の抑制が可能なことを確認した．さらに，結合ばね定数と共振周波数の配置範囲の関係解析が，結合ばねの設計に活用できることを示した．また，固有モードの考察を行い，全系の固有モードの変位が零になることで共振応答を抑制できるという新しい知見を得た．

セミアクティブ制御に用いる参照信号を安価に推定するため，単眼カメラの路面画像を用い，深層学習を用いて路面入力騒音の推定を行った．推定精度を上げるために，低中周波数の路面入力騒音に寄与する特徴量を初めに抽出する．特徴量の抽出は，人が定義する HOG 特徴量と，コンピュータが定義する *autoencoder* 特徴量，および，CNN 特徴量を用いた．

8 種類の路面画像に対して，3 つの特徴量を抽出し深層学習を用いて路面入力騒音を推定した．騒音のピーク周波数とレベルの比較，および，平均二乗誤差平方根の定量比較を実施し，本手法の精度検証を行った．その結果から，本手法により路面入力騒音を良く推定できると判断した．また，画素データをそのまま深層学習に掛ける方法では，著しく推定精度が低下することを確認し，本手法の優位性を示した．

# 省略形のリスト

MIMO	Multiple Input Multiple Output
ANC	Active Noise Control
HOG	Histograms of Oriented Gradients
CNN	Convolutional Neural Network
RMSE	Root Mean Squared Error
t-SNE	t-distributed Stochastic Neighbor Embedding



# シンボルリスト

## 第 3 章

$\omega$	角周波数(rad/s)
$\mathbf{X}(\omega), \mathbf{X}$	全系の変位応答ベクトル(mm)
$\mathbf{X}_c$	主系と副系の連成で決まる変位応答ベクトル(mm)
$\bar{\mathbf{X}}_c$	$\mathbf{G}_{ker}$ の零固有値に対応する $\mathbf{X}_c$ の発散成分を除いた変位応答ベクトル(mm)
$\mathbf{F}(\omega), \mathbf{F}$	入力ベクトル(N)
$m$	応答点の自由度の数
$n$	結合点の自由度の数
$l$	入力点の自由度の数
$\mathbf{G}_{31}^A$	入力点領域から応答点領域への主系の伝達関数行列 (コンプライアンス行列) (mm/N)
$\mathbf{G}_{32}^A$	結合点領域から応答点領域への主系の伝達関数行列 (コンプライアンス行列) (mm/N)
$\mathbf{G}_{21}^A$	入力点領域から結合点領域への主系の伝達関数行列 (コンプライアンス行列) (mm/N)
$\mathbf{G}_{22}^A$	結合点領域の主系の伝達関数行列 (自己コンプライアンス行列) (mm/N)
$\mathbf{G}_{22}^B$	結合点領域の副系の伝達関数行列 (自己コンプライアンス行列) (mm/N)
$\mathbf{G}_{ker}$	<i>kernel</i> コンプライアンス行列 (mm/N)
$\Psi$	$\mathbf{G}_{ker}$ の固有ベクトル行列
$\psi$	$\mathbf{G}_{ker}$ の零空間を張る固有ベクトル, $\mathbf{G}_{ker}$ の零固有値に対応する固有ベクトル
$\lambda_i$	$\mathbf{G}_{ker}$ の固有値
$\lambda_n, \lambda$	$\mathbf{G}_{ker}$ の零固有値
$\mathbf{n}_v$	共振で $\mathbf{G}_{ker}$ の列ベクトルが張る超平面の法線ベクトル
$\mathbf{K}$	剛性行列 (結合ばね行列) (N/mm)
$k_i$	結合ばね定数(N/mm)

$J$	結合ばねコンプライアンス行列 (mm/N)
$\mathbb{R}$	実数空間
$W_{ker}$	$G_{ker}$ の列空間
$W_A$	主系 A の伝達関数のベクトル $(G_{32}^A(i,:))^T, G_{21}^A(:,j)$ が張る列空間
$n_A$	$W_A$ の零空間を張るベクトル, 超平面 $W_A$ の法線ベクトル

## 第 5 章

### HOG 特徴量

$L(x,y)$	輝度値
$x,y$	ピクセルの座標
$m(x,y)$	輝度の勾配強度
$\theta(x,y)$	輝度の勾配方向

### Autoencoder 特徴量

$x$	入力路面画像
$y(x)$	中間層ユニットの値
$\hat{x}(x)$	中間層ユニットからの出力値
$W, \tilde{W}$	$x$ に対して $\hat{x}(x)$ を補正するネットワークの重み
$b, \tilde{b}$	$x$ に対して $\hat{x}(x)$ を補正するネットワークのバイアス



# 目 次

概 要	i
省略形のリスト	iii
シンボルリスト	v
目 次	vii
図のリスト	x i
表のリスト	x iii
第 1 章 緒言	1
1.1 研究の対象範囲と研究の概要・目的	7
1.2 学位論文の概要	9
第 2 章 先行研究の Review と本研究の位置づけ	11
2.1 自動車の路面入力騒音に関する研究の概要	11
2.1.1 路面入力騒音の発生メカニズム	11
2.1.2 路面入力騒音の伝達経路解析法	13
2.1.3 タイヤ・ホイール	15
2.1.4 サスペンション	16

2.2	共振周波数と反共振周波数配置・共振応答抑制に関する 先行研究	18
2.2.1	フォワード法	18
2.2.2	インバース法	19
2.2.3	先行研究に対する本研究の位置づけ	21
2.3	路面画像を用いた参照信号推定に関する先行研究	23
2.3.1	路面の画像処理手法	23
2.3.2	自動車の運動の推定	24
2.3.3	先行研究に対する本研究の位置づけ	24
第3章	結合ばねで連成する振動系の共振周波数配置と共振応答抑制の 同時制御理論	27
3.1	振動系の連成による共振の発生条件	27
3.1.1	振動系の連成項	27
3.1.2	共振の発生条件：幾何ベクトルの考察	30
3.1.3	共振の発生条件式と共振制御の考え方	31
3.2	結合ばねを用いた共振周波数の配置理論	32
3.2.1	零空間の決定方法と結合ばね定数の算出方法	32
3.2.2	変更する結合ばねの選定方法と計算手順	35
3.2.3	結合ばね変更量と幾何ベクトルの変化量	35
3.3	結合ばねを用いた共振応答の抑制理論	37
3.3.1	共振応答の抑制条件	37
3.3.2	零空間の決定方法	39
3.3.3	零空間の決定に必要な結合自由度数の要件	40
3.3.4	結合ばねの変更方と計算手順	42
3.3.5	線形空間における本手法の特徴	42
3.3.6	本手法の発展性	44
3.4	結論	45

## 第 4 章 はり構造体での検証 47

4.1	解析モデル	47
4.2	共振周波数の配置理論の計算結果	49
4.2.1	Kernel コンプライアンス行列の固有値と 列ベクトルの関係	49
4.2.2	結合ばね定数の算出と共振周波数の配置結果	53
4.2.3	結合ばね構造設計のための結合ばねと共振周波数の 配置範囲の関係解析	56
4.3	共振応答の抑制理論の計算結果	61
4.3.1	結合点自由度数の算出	61
4.3.2	共振応答の抑制結果	62
4.3.3	固有モードの特徴	67
4.4	結論	69

## 第 5 章 路面画像からの特徴量の推定手法 71

5.1	路面画像	71
5.2	路面画像の特徴量抽出	73
5.2.1	HOG特徴量	73
5.2.2	Autoencoder特徴量	75
5.2.3	CNN特徴量	78
5.3	結論	80

第 6 章	機械学習を用いた路面特徴量からの参照信号の推定	81
6.1	機械学習の手法選択	81
6.2	計算手順	83
6.3	参照信号の推定結果と精度検証	84
6.3.1	推定結果	84
6.3.2	精度検証	87
6.4	結論	88
第 7 章	結言	89
7.1	主な研究成果の概要	89
7.1.1	共振周波数配置と共振応答抑制の理論と計算結果の まとめ	90
7.1.2	路面画像からの参照信号の推定手法と計算結果の まとめ	92
7.2	本研究の今後の発展性について	94
	謝辞	97
	付録	99
	文献	107
	履歴書	123
	発表リスト	125

# 図のリスト

1-1	Number of passenger cars up to 2060 to keep global average temperature rise below 2°C. . . . .	4
1-2	Comparison of interior sound contributions between gasoline engine vehicle and electric vehicle. . . . .	5
1-3	Change of road induced noise due to road surface change. . . . .	6
1-4	Frequency characteristics of road induced noise. . . . .	6
1-5	Research area(A to E) required for smoothing road induced noise in frequency range and scope of our research. . . . .	8
2-1	Paradigm shift in the image recognition technology. . . . .	24
3-1	Vibration system diagram. . . . .	27
3-2	Relation among three column vectors in $\mathbf{G}_{ker}$ . . . . .	28
3-3	Directional relation among vectors and a plane used in proposed method in case of natural frequency arrangement method. . . . .	31
3-4	Relation between $\Delta \mathbf{J}(i, i)$ and $\Delta k_i$ . . . . .	34
3-5	Directional relation among vectors and planes used in proposed method in case of resonance response suppressing. . . . .	41
4-1	Analysis model: Two beams and three springs system. . . . .	46
4-2	Input point and response point of calculation case for natural frequency arrangement. . . . .	47
4-3	Magnitude and phase of the compliances of whole structure and main system A. . . . .	48
4-4	Examples of Eigen mode shape when sub system B is rigid body mode and elastic mode. . . . .	48
4-5	Three singular values of $\mathbf{G}_{ker}$ in case of initial coupling stiffness. . . . .	49
4-6	Relation among the <i>kernel</i> matrix's column vectors $\mathbf{G}_{ker}(:, j)$ . . . . .	50
4-7	Comparison of frequency response functions which resonance is arranged at 250Hz and initial. . . . .	52
4-8	Eigen mode shapes at 250Hz in case of $k_1, k_2$ change. . . . .	53
4-9	Relation between a <i>kernel</i> matrix's column vector $\mathbf{G}_{ker}(:, j)$ and a coupling spring compliance vector $\Delta \mathbf{J}(:, 3)$ . . . . .	53

4-10	Relation between the change ratio of coupling stiffness $(k_j + \Delta k_j)/k_j$ and the resultant natural frequency calculated from Eq. 3-13. . . . .	56
4-11	Relation between the positive coupling stiffness and resonance frequency. . . . .	57
4-12	Relation between the <i>kernel</i> matrix's column vector $\mathbf{G}_{ker}(:, j)$ and changed coupling spring compliance vectors $\Delta \mathbf{J}(:, 3)$ at 50 Hz. . . . .	58
4-13	Input point and response point of calculation case 1 for resonance response suppressing. . . . .	61
4-14	Three singular values of $\mathbf{G}_{ker}$ in case that the coupling stiffness is changed to suppress the resonance response at 250Hz . . . . .	62
4-15	Magnitude of the compliances $(\mathbf{X}_{32}/\mathbf{F})$ of calculation case 1. . . . .	62
4-16	Input point and response point of calculation case 2 for resonance response suppressing. . . . .	63
4-17	Magnitude of the compliances $(\mathbf{X}_{32}/\mathbf{F}, \mathbf{X}_{31}/\mathbf{F})$ of calculation case 2. . . . .	64
4-18	Eigen mode shapes in calculation case 1. . . . .	66
4-19	Eigen mode shape at 250 Hz in calculation case 2. . . . .	66
5-1	Trimming the road surface pictures. . . . .	69
5-2	Relationship between image, cell and block size. . . . .	71
5-3	HOG features of road surface image. . . . .	71
5-4	Construction of autoencoder. . . . .	73
5-5	Comparison of original images and decoded images. . . . .	73
5-6	Visualization result of encoder weights. . . . .	74
5-7	Construction of CNN. . . . .	76
6-1	Variations of machine learning (supervised learning). . . . .	79
6-2	Construction of Artificial Intelligence. . . . .	80
6-3	Comparisons between measurement and prediction of road induced noise of road C with feature extraction techniques (HOG, autoencoder, CNN). . . . .	82
6-4	Comparisons between measurement and prediction of road induced noise of road C without feature extraction technique. . . . .	82
6-5	Comparisons between measurement and prediction of road induced noise of Road D and Road H with CNN feature. . . . .	83
A3-1	Converting from high-dimensional data $\mathbf{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ into low (two or three) -dimensional data $\mathbf{Y} = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$ by t-SNE for visualization. . . . .	98
A3-2	Visualization of road surface RGB value by t-SNE. . . . .	99
A3-3	Visualization of road surface features extracted from HOG by t-SNE. . . . .	100
A3-4	Visualization of road surface features extracted from autoencoder by t-SNE. . . . .	101
A3-5	Visualization of road surface features extracted from CNN by t-SNE. . . . .	101

## 表のリスト

4-1	The coupling stiffness to arrange resonance at 250Hz. . . . .	51
4-2	The coupling stiffness ratio to arrange resonance at 250Hz. . . . .	54
4-3	The design requirement for the coupling DOFs by eq. (3-24). . . . .	59
4-4	The design requirement for the coupling DOFs by eq. (3-25), (3-26). . . . .	59
4-5	The coupling stiffness to suppress resonance response at 250Hz for calculation case1. . . . .	61
4-6	The coupling stiffness to suppress resonance response at 250Hz for calculation case2. . . . .	63
5-1	Variations of road surface in this research. . . . .	69
5-2	CNN features of road surface pictures. . . . .	76
6-1	RMSE of each feature extractions. . . . .	84





# 第 1 章

## 緒言

自動車の本格的な普及が始まってから約 100 年、年々厳しくなる環境規制が自動車のパートレインに変革をもたらし、内燃機関にバッテリーとモータを組み合わせたハイブリッド車が登場した。自動車会社は積極的に独自のハイブリッド車を開発したため、この約 20 年でその普及が進んできた。ハイブリッド車の振動騒音は、内燃機関を動力源とするエンジン車に対して、モータやインバータなどのハイブリッドシステムを強制源とする振動騒音現象が加わるため、それらの低減技術も開発されてきた (Yoshioka and Sugita, 2001; Komada and Yoshioka, 2005; Kawabata et al., 2007, Kokaji et al., 2015)。さらに近年、中国や欧州では、ハイブリッド車よりも燃費が良く環境負荷が低いと試算されている電気自動車を積極的に導入する政策を掲げており、数十年後には、電気自動車がハイブリッド車の保有台数を超えると予測されている (図 1-1; 自然エネルギー財団, 2018)。

電気自動車の振動騒音源はハイブリッドシステムのそれと同様であるが、エンジン騒音が無くなることで各騒音現象のバランスが変り、エンジン車やハイブリッド車であまり課題とならなかった騒音現象が顕在化する。主要な現象の中でも特に、低車速から中車速の路面入力騒音の比率が大きくなる傾向にある (図 1-2, Shiozaki et al., 2011; Cao et al., 2016)。一般的に、自動車の振動騒音対策では、様々な種類の強制力に対してボディの振動特性を最適に設計する必要がある。路面入力騒音では、タイヤ、サスペンション、ボディの振動特性のマネージメントが重要となるが、年々厳しくなる衝突安全性能や燃費規制の適合に必要な軽量化に対する要求を満たしながら、これらの構造を最適に設計することが難しくなっている。従って、多くの制約を満たしつつ電気自動車の路面入力騒音を低減するには、更なる技術の進化が必要となる。

路面入力騒音の対策では、その絶対レベルの低減に加えて、路面変化 (図 1-3) に応じて変化する騒音の変化を感じにくくすることが重要である (赤松他, 2008; 清水他, 2016;

Terashima, 2018). 変化を感じ難くする場合、車内音圧の最大レベルを低減する方法では不十分である。車内音のレベルが低い場合でも、周波数特性にピーク性があると、その周波数の音の変化を乗員が敏感に感じるためである。よって、車内音圧を周波数領域において平滑化させ、路面変化に対する音色の変化を感じ難くすることが重要となる。路面入力騒音は、数十 Hz から数キロ Hz の広帯域音であり、人間の聴覚特性を考慮した周波数重みフィルターを用いて分析した場合、百数十 Hz から数百 Hz でレベルが高い複数のピークを持つ (図 1-4)。この周波数域では、路面の凹凸がタイヤを加振し、その振動がサスペンションからボディへ伝達する固体伝播音と呼ばれる寄与の割合が高く (図 1-2)、この寄与の改善には、タイヤ・サスペンション系からボディへの伝達力の低減とボディの感度の改善、およびそれらの周波数特性を考慮し、例えば、両者のピーク周波数を分散させることが必要となる。タイヤ・ホイール・サスペンション系の対策では、操縦安定性、乗り心地との両立に加え、燃費への影響が大きいタイヤ転がり抵抗との両立も重要となる。ボディでの対策は、ボディ骨格とフロアパネルでの対策や防音材を用いた対策を行うが、一般的には、質量増加を伴うため、前述の通り、要求が厳しい軽量化や衝突安全性との両立が課題となる。また、サスペンションからボディへの入力、路面のプロファイル、タイヤゴムの振幅依存性、タイヤ構造共振の速度依存性によって変化するため (佐口, 1998; 山内, 秋好, 2001; 橋岡他, 2010; Kido et al., 2011; 上阪, 須磨, 2014; 尾藤他, 2014; 村田他, 2015)、伝達力のピーク周波数とボディの共振分散を行う場合には、この特性変化を考慮した対策も必要となる。しかし、従来のパッシブな構造系共振の最適化による対策では、路面変化により変化する車内音を平滑化するには限界がある。

このようなパッシブな対策技術よりも路面変化に対して有効な技術は、車室内で逆位相の音を出して車内音圧を低減するANC (Active noise control)である (Ferren and Bernhard, 1991; Akiho, 1995; 佐野他, 1998; 佐野他, 2001; 大塚他, 2014; Zafeiropoulos et al., 2015; \*Zafeiropoulos et al., 2015; Sakamoto and Inoue, 2015; Oh et al., 2018)。路面入力騒音にANCを適用する場合、車内音信号の他に、入力に関連した参照信号として加速度ピックアップを用いて伝達経路上の振動を取得する必要がある。加速度の計測点と車内音とのマルチプルコヒーレンスを評価関数として用い、その値が高くなるよう複数点の加速度信号を選択する。よってANCのシステムは、これら複数のセンサーと、複数信号に対して適用フィルター処理を行うためのDSPなどを必要とするため、そのコストが高くなる課題があり自動車への採用が難しいのが現状である。一方、アクティブ制御と比較して、一般的に安価な方法がセミアクティブ制御である。セミアクティブ制御を自動車へ適用する先行研究としては、サスペンションの剛性や減衰力を十数Hzまでの低周波数域で制御する乗り心地の改善を狙った研究がある (Singla and Singh, 2004; 北出, 吉田, 2008; 板垣他, 2013; Patil and Wani, 2015; 山本他, 2017)。しかし、このようなサスペンションの伝達特性をセミアクティブに制御する方法は、サスペンションの速度、ストローク量に対し

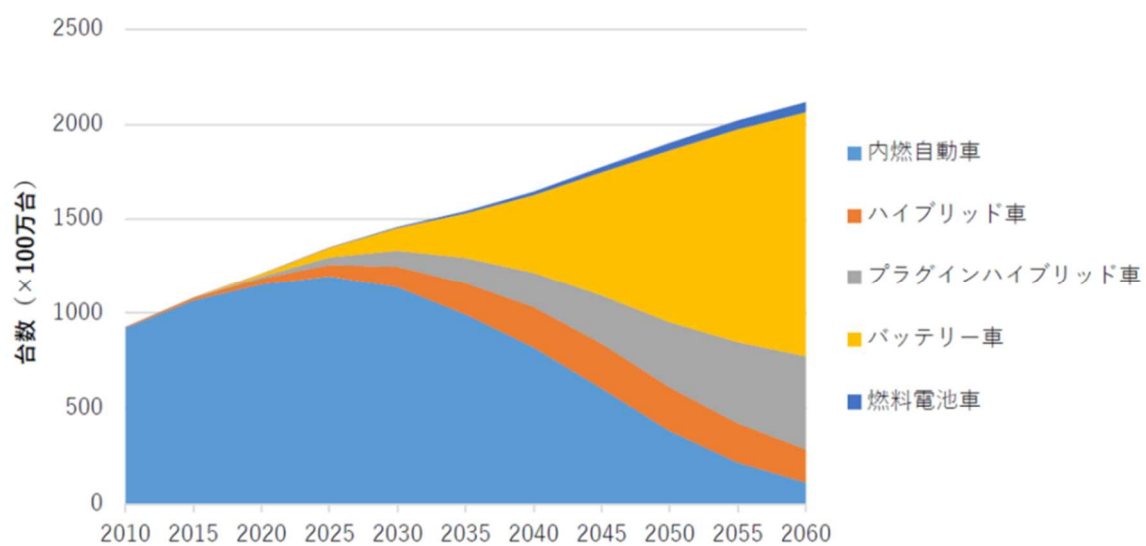
て伝達力を制御するため、路面入力騒音のような数百Hzまでの高い周波数領域の応答性は確保することは非常に困難である。

サスペンションのセミアクティブ制御に変わる方法として、路面入力騒音に寄与するボディの共振をセミアクティブに制御する方法も考えられる。後輪駆動車、四輪駆動車、さらには、前輪駆動車の上位車種では、サスペンションを取り付けるサスペンションメンバーをボディに防振支持する場合が多い。また、ボディの前端にはラジエータやエアコン用コンデンサーが防振支持されている。これらの防振支持された部品を、ボディ本体である主系に対する副系としてとらえた場合、主系と副系をつなぐ防振支持構造の結合ばねの動ばね値を制御することで (Goldasz and Sapinski, 2011; 小松崎他, 2011; 山下, 池田, 2011), ボディ全体系の共振を低周波数から中周波数までの領域で変更し、路面入力騒音を平滑化できる可能性がある。さらには、電気自動車のメインバッテリーとボディ本体の間にセミアクティブ機構を搭載することで、メインバッテリーの大きな質量を有効に活用できる路面入力騒音の対策技術へ応用できる可能性がある。このような、ボディの共振周波数や共振応答のセミアクティブ制御を、路面変化に対応可能な演算負荷で実現できる新しい技術が必要と考える。

ボディの共振をセミアクティブに制御する場合、サスペンションからの入力を推定する必要がある。さらに、路面変化に対応するには、車両前方の路面情報を事前を取得することが望ましい。路面情報を車両前報の路面画像から取得し、路面の劣化診断、過大入力回避、乗り心地向上へ適用する技術はすでに採用されている。例えば、レーザーセンサーやステレオカメラにより前方の路面の凹凸を検出する技術は、凹凸を通過する際の低周波のショックを吸収するため、アクティブサスペンションのダンパーの減衰力や車高の制御に活用されている (Streiter, 2008; Owano, 2013)。従来の画像認識技術だけでは困難な課題に対しては、機械学習を組み合わせた取り組みがある (Hong et al., 2009; Roychowdhury et al., 2018)。しかし、これらの技術を路面入力騒音へ適用した事例は無い。サスペンションの入力情報を得るその他の方法としては、サスペンション取り付け部とボディの間にロードセルを装着して直接力を計測するか、サスペンション取り付け部の近くに加速度ピックアップを取り付け、伝達寄与解析法を用いた入力推定をリアルタイムに計算する方法が考えられる。両者ともセミアクティブシステムのコストが増加する可能性があり、前者はさらにロードセルの耐久性やボディ剛性への影響も懸念される。サスペンションの入力を推定するシステムのコスト低減と今後の技術の発展性を考えると、車両前方の画像情報に対して機械学習を用いて入力推定を行う技術の発展性が最も高いと予測する。

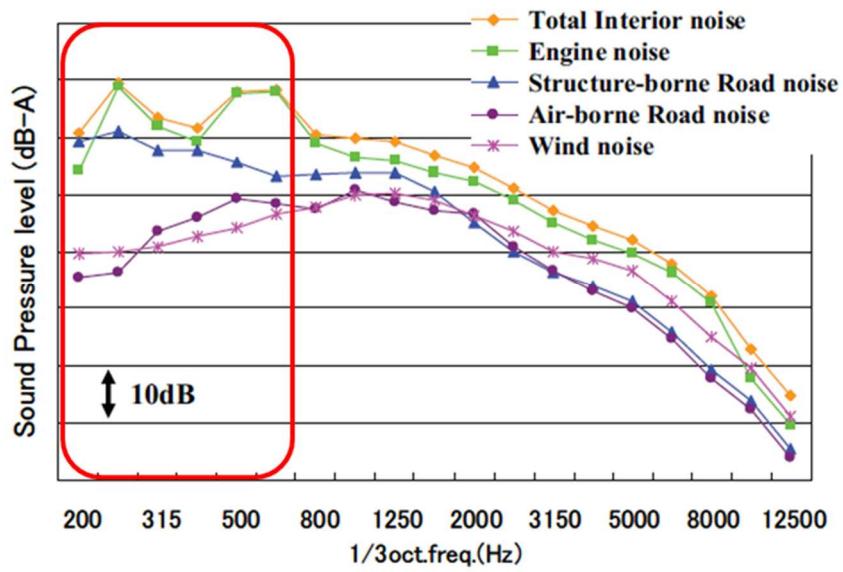
これらの背景から本研究では、電気自動車の普及予測と近年の車両に対する制約が厳しい状況を鑑み、路面変化に対して時々刻々と変化する路面入力騒音を平滑化させることを目的とした、セミアクティブ制御を前提に用いる手法を開発する。そのために、ボデ

ィの共振周波数と共振応答を制御する基礎理論の構築と，車両前方の路面画像に対して機械学習を用いたセミアクティブ制御に用いる参照信号の推定技術の開発を行う．

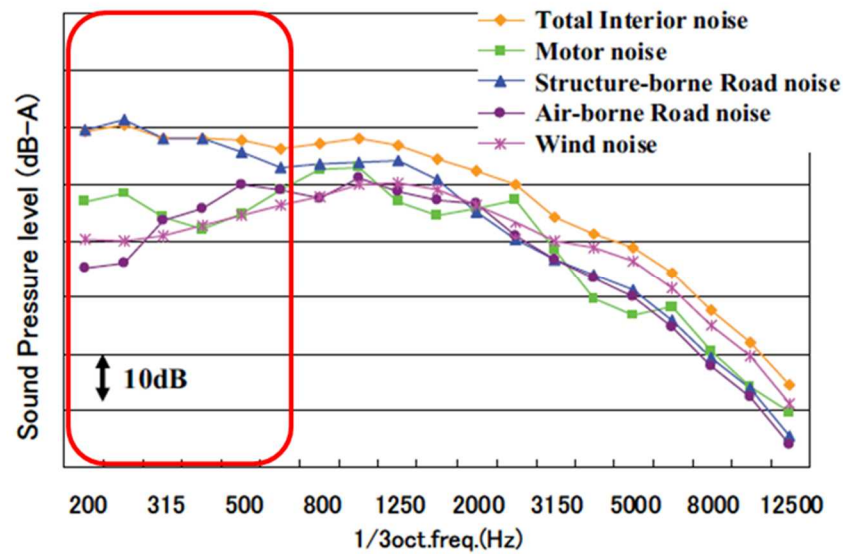


(Source : 自然エネルギー財団, 2018, pp.30)

Fig. 1-1 Number of passenger cars up to 2060 to keep global average temperature rise below 2°C.



(a) Interior sound contributions of gasoline engine vehicle



(b) Interior sound contributions of electric vehicle (same model as Fig. 1-2 (a))

(Source: Shiozaki et al., 2011, pp.4)

Fig. 1-2 Comparison of interior sound contributions between gasoline engine vehicle and electric vehicle.

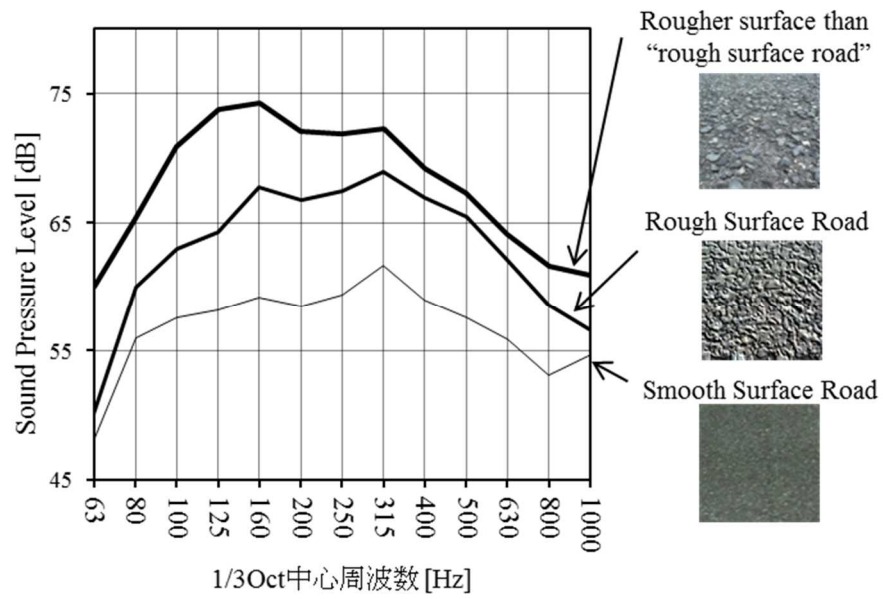


Fig. 1-3 Change of road induced noise due to road surface change  
(Interior noise at driver's ear position, Vehicle speed: 100km/h)

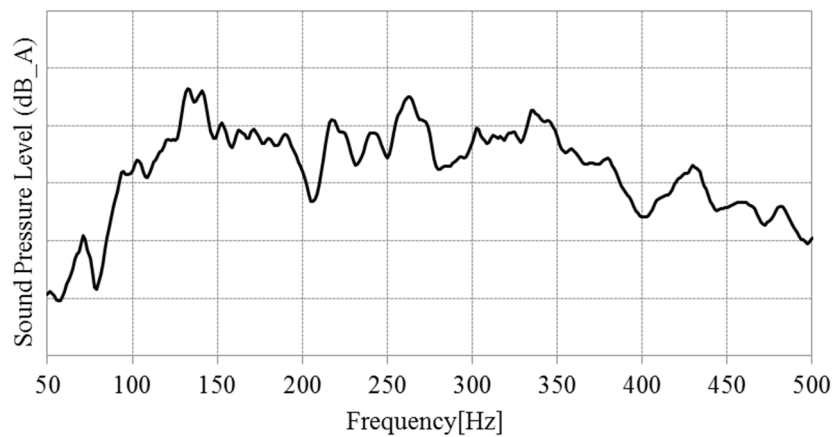


Fig. 1-4 Frequency characteristics of road induced noise.  
(Rough Surface Road in Fig.1-3)

## 1.1 研究の対象範囲と研究の概要・目的

セミアクティブ制御を用いて路面入力騒音を周波数軸上で平滑化するには、種々の技術開発（共振の制御理論、共振制御に用いる参照信号の推定手法、セミアクティブ機構など）が必要となる。この節では、これらの技術の中で本研究の検討範囲と具体的な目的を明確にする。

図 1-5 に、将来的に実現させたい平滑化手法に含まれる主要な 5 つの技術領域を示す。A:自動運転などに用いるセンサーから車両前方の低中周波数の路面情報（特徴量）を抽出する技術、B:路面情報 A を参照信号としてサスペンションからボディへの入力を推定する技術、C:推定入力 B に対してボディの共振を制御する技術、D:中周波数までの動ばね定数を制御可能な結合ばね構造、E:路面変化を感じ難くする平滑化指標、である。これらのうち、本研究では、技術 A と B、および、技術 C を対象とする。以下、技術 A と B に対して①参照信号の推定手法、技術 C に対して②セミアクティブ制御の対象と③ボディの共振制御の基礎理論に関する研究の概要と目的を示す。

### ① 参照信号の推定手法

セミアクティブ制御に用いる参照信号を、車両前方の路面画像を取得し推定する方法を検討する。路面画像の取得方法は、センサー追加のコストが増加しないように、自動運転に用いるセンサーを活用することとし、特に安価で一般的な単眼カメラの画像を用いる。画像認識は、今後の技術進化を期待し、機械学習を用いて人工知能回路を形成する。よって、単眼カメラ画像の前処理方法と機械学習を組み合わせることで高い精度で参照信号を推定することが研究対象となる。画像処理は、画像から特徴量を抽出する方法を 3 つ検討する（詳細は、第 5 章）。機械学習は一般に推定精度が高い深層学習を用いる。対象周波数は、路面入力騒音の固体伝播音の寄与が高い 500Hz 以下の低周波数から中周波数域とする。なお、手法の検証精度を高めるため、測定が困難なサスペンションからボディへの入力を推定する代わりに、実測可能な車室内の音圧を参照信号とし推定する。音圧を参照信号とする場合は、音圧のピークレベルが高いと判断した周波数に対して、その周波数を避けたり、そのレベルを低減したりするようにボディの共振を制御する方法が考えられる。

### ② セミアクティブ制御の対象

対象とする振動系は、ボディの主たる骨格とパネルを主系とし、ボディの一部あるいは補機を主系であるボディに対する副系と考える。主系と副系をつなぐばね結合は多自由度結合とする。多自由度結合とする理由は、タイヤ・サスペンションおよびボディには

複数の共振が存在するため、ボディの共振制御は複数の共振を同時に制御できることが望ましく、制御自由度を増やしておくことを意図したためである。制御対象は多自由度の結合ばねのばね定数のみとする。

### ③ 共振制御の基礎理論

ボディの応答を制御するためには、ボディの共振周波数を制御し、入力のパーク周波数からずらし、入力レベルが低い周波数へ配置させる方法と、ボディ応答の評価点(以下、評価点)の反共振周波数を制御し、入力のパーク周波数に近づける方法、および、大きな入力の周波数に対するボディの感度を低くする方法が考えられる。加えて、応答をさらに平滑化するには、ボディの共振応答を狙いの大きさに制御する方法も考えられる。これらの中で、本研究では、共振周波数の配置方法、および、共振周波数を制御すると同時に共振峰の発生を完全に抑えることができる共振応答の抑制方法の基礎理論を構築する。さらに、応答性を高めるため、逐次計算を必要とせずに所望の結合ばねの定数を算出できる方法を検討する。また、共振応答を狙いの大きさに制御する方法への発展性についても述べる。

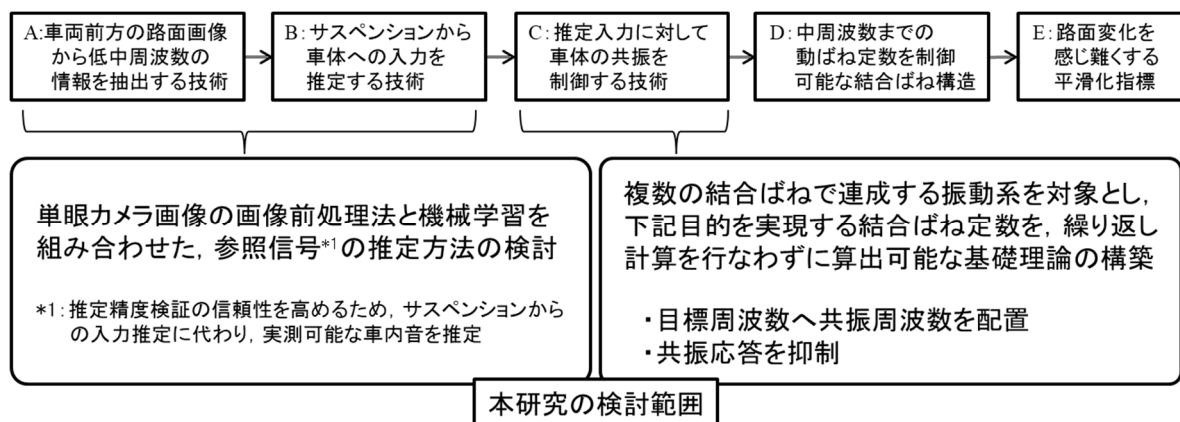


Fig.1-5 Research area(A to E) required for smoothing road induced noise in frequency range and scope of our research.



## 1.2 学位論文の概要

第2章：過去の研究のレビューとそれらに対する本研究の位置づけの説明．路面入力騒音の現象説明，解析・予測技術のまとめ．共振制御の先行研究まとめと，本研究との位置づけ整理．路面画像処理に関する先行研究まとめと，本研究との位置づけ整理．

第3章：ボディの応答を制御するための，共振周波数の配置方法と共振応答の抑制方法の基礎理論の説明．結合ばねで多自由度結合された2つの振動系に関して，伝達関数合成から得られる2つの振動系の連成項を解析し，共振周波数配置の条件式を導出．その条件式を満たしつつ，入力点から応答点の伝達関数を考慮した共振応答の抑制条件式を導出．

第4章：前章の理論をはり構造物へ適用した計算結果の説明．周波数応答の計算結果から本手法の妥当性を検証．加えて，振動モードから得られた知見を説明．

第5章：セミアクティブ制御に用いる参照信号（車内音圧）の推定に用いる，路面画像の特徴量の抽出方法の説明．本研究で用いた3つの手法の概要と，抽出結果と路面画像の比較．路面は8種類の実路を単眼カメラで撮影した画像を使用．

第6章：前章で抽出した特徴量から機械学習を用いて車内騒音を推定した結果の説明．推定結果は，実測した車内音と推定した車内音を周波数軸上で比較し，音圧レベルとピーク周波数の類似性を確認，加えて，両者の平均二乗誤差平方根による定量値の精度を検証．

第7章：本研究の主な成果のまとめと，今後の研究の発展性の説明．



## 第 2 章

# 先行研究の Review と本研究の位置づけ

この章では，本研究に関係する先行研究を整理し，先行研究に対する本研究の位置づけを明確にする．はじめに，自動車の路面入力騒音に関する先行研究から，路面入力騒音の発生メカニズム，解析技術，低減技術をまとめる．次に，共振周波数の配置手法，および，共振応答の抑制手法に関係する先行研究をまとめる．最後に，路面の画像処理に関する技術についてまとめる．これらのうち本研究の対象範囲である共振の制御と路面の画像処理に関して，本研究に対する位置づけも説明する．

## 2.1 自動車の路面入力騒音に関する研究の概要

まず 2.1.1 項で，路面入力騒音の発生メカニズムの概要について述べる．つぎに 2.1.2 項で，路面入力騒音の解析に重要な伝達経路解析法とその適用方法についてまとめる．次に，発生メカニズムに関して，コンポーネント毎に，2.1.3 項，2.1.4 項でそれぞれ，タイヤ・ホイール系，サスペンション系に関する研究をまとめる．

### 2.1.1 路面入力騒音の発生メカニズム

路面入力騒音は，路面とタイヤ間で発生する強制力を強制源とする，数十 Hz～数キロ Hz の広帯域のランダムノイズであり，自動車の様々な振動騒音現象のなかでも特に，解析や対策が困難な現象である．その理由は以下にある．ランダムノイズのため，対策に重要な振動モードの位相情報を取得し難いこと．広帯域の周波数範囲には寄与が高い共

振が複数存在するため、広帯域の目標指標を満足させる解を得難いこと。強制源であるタイヤの振動特性が、転動や路面の変位加振力によって変化すること。数百 Hz 帯域でのタイヤ、ボディの固有モードが非常に複雑なため CAE 解析が困難なことなどである。これらの課題を克服するために、過去様々な研究がなされてきた。

路面入力騒音は、強制源と伝達経路で整理すると二つの寄与に大別できる。一つ目は、路面の凹凸がタイヤのトレッド部を変位加振することで、タイヤの振動がサスペンションからボディへ伝わる寄与であり、固体伝播音と呼ばれる。もう一つ目は、タイヤから発生する放射音が、ボディを介して車室内へ伝播する寄与であり、空気伝播音と呼ばれる。これらの成分の車内音に対する寄与率は、周波数によって変化するが、低中車速では一般的に、固体伝播音は約 500Hz 以下で支配的であり、空気伝播音は 500Hz 以上で支配的である (Teodoro da Silva et al., 2010; Shiozaki et al., 2011)。これらの寄与を分解し、サスペンションからボディへの伝達力とボディ感度の関係を分析するために、主成分分析法と伝達経路解析が用いられる。これらの方法は、2.1.2 節にまとめる。

固体伝播音は、路面の変位加振により、タイヤの構造系共振とタイヤ内の空洞の音響共鳴が励起され、さらにホイールやサスペンションの共振と連成して増幅された振動が、サスペンションのブッシュゴムやシュックアブソーバのマウントゴムを介してボディへ伝わる寄与である。路面変位は、タイヤトレッド面に対して上下方向に入力されるが、サスペンションはタイヤ・ホイールに対して左右方向にオフセットして取りついた構造のため、タイヤ・ホイールは上下方向と車両前後軸周りの回転方向の振動が励起されやすい。よって、サスペンションの取り付け点で発生するボディへの伝達力は上下方向と左右方向の成分が大きくなる傾向にある。タイヤ、ホイール、サスペンションについては、2.1.3 項、2.1.4 項にまとまる。この入力を受け、ボディの共振が励起される。まず、骨格振動は、それをはり要素ととらえた場合の全体的な曲げ・捩じりモードと、骨格の断面形状に依存する断面変形モードが励起される。つぎに、骨格からパネルへ振動が伝わり、パネルの曲げ振動が励起される。自動車のパネルは、骨格に囲まれた四角形状が多く、周辺を拘束した場合の四角形平板の固有モードに近い固有モードが励起される。最後に、パネル振動は、トリムやカーペットなどの艤装部品を介して、車室空間を加振する。低周波では、車室空間の音響モードの影響が顕著に表れるが、周波数が高くなるほど顕著な音響モードは現れにくくなる。

空気伝播音は、タイヤトレッド部の溝と路面の間の空間（気柱）内の空気が、タイヤの回転時に圧縮、開放されることで発生する音圧成分と、路面の凹凸により変位加振されたタイヤの表面振動が発する音圧成分、および、タイヤが微小にスリップすること発生する音圧成分などがある。タイヤ近傍で発生した音は、ホイールハウス、アンダーフロアなどの車両下まわりで反射、回折しボディのパネルから透過したり、ボディの隙間か

ら透過したりして車室へ伝播する。前者の透過成分の車内音への寄与は、パネルの質量、防音材の吸遮音性能に依存する。

## 2.1.2 路面入力騒音の伝達経路解析法

ここでは、路面入力騒音に用いられる伝達経路解析法 (Wyckaert, 1996; Wyckaert et al., 1996; van der Auweraer et al., 2007; van der Seijs et al., 2016) と、それを用いた予測方法を整理する。伝達経路解析法は、全系または分系への入力および入力点から応答点間の伝達関数を求め、入力と伝達関数の積から伝達経路毎の寄与を調べる方法である。寄与を入力と伝達関数に分類することで、課題の所在を明確にすることができる。自動車の路面入力騒音は、タイヤ・サスペンション系の多点入力とボディ系の多点応答のいわゆる MIMO(multiple input multiple output)事象であるから、伝達経路解析法を用いた解析から有益な情報が得られる。また、伝達経路に分解することで、入力と伝達関数を変更した場合の路面入力騒音の予測にも活用できる。ここでは文献 (Gajdatsy and 大久保, 2011) を参考に、解析手法を2つの方法 (力-応答型伝達経路解析, 応答-応答型伝達経路解析) に分類し、過去の活用事例を整理する。1つ目の力-応答型伝達経路解析は、力を内力または外力として同定し、力に対する加速度や音圧などの応答の伝達関数との積から寄与を求める方法である。車両を解析対象の分系に分けた場合、内力は分系同士の振動特性の連成関係で決定される力であり、外力は、それが作用する分系の結合点における **Blocked force** として、分系のみ振動特性で決定される力である (van der Seijs et al., 2016)。2つ目の応答-応答型伝達経路解析は、前者のように力の同定や伝達関数 (力に対する応答) の計測を行わず、加速度や近傍音などの実稼働信号のみを用いる方法である。入力点の信号を参照信号として用い、伝達関数は、この参照信号と応答点の信号から求める。力-応答型伝達経路解析は伝達関数の計測に多くの時間を要するため、より簡便な方法として応答-応答型伝達経路解析が開発され、特に **troubleshooting** に活用される例が多い。いずれの方法でも、路面入力騒音は、実走行のサスペンションや車内音のデータの位相関係が連続的に変化する不規則振動であるから、各伝達経路の關係に重要な位相情報を抽出する必要がある。そのため、実稼働データを幾つかの独立した事象に分離することで、応答点の位相関係をコヒーレント信号に変換する主成分解析法を、伝達経路解析の前処理として適用する (Hendricx and Vandenbroeck, 1993; Wyckaert and van der Auweraer, 1995; Gielen et al., 1996)。

力-応答型伝達経路解析のうち、内力を用いる研究についてまとめる。内力を同定する部位は、解析の目的により様々である。もっとも強制源に近い位置から順番に列記すると、路面とタイヤの接地反力を力センサーで直接計測する方法 (Tsujiuchi et al., 2007) や接地反力に対する車室内の音圧の伝達関数を接地面の力センサーと室内スピーカー加振により求める方法 (Tsuji et al., 2015)、タイヤとホイール間の内力を、ホイール6分力計を用いて計測する方

法（齋田他, 2019）、サスペンションのハブベアリング位置での内力を、タイヤ・ホイール系とサスペンション系の実振動と伝達関数から求める方法（Fink and Koners, 2016）、サスペンションブッシュの取り付け位置での内力を、実稼働の加速度振動と伝達関数を用いて逆行列法により算出する方法がある（Wyckaert and van der Auweraer, 1995; Tsuji and Nakano, 2014）。逆行列法の欠点である、逆行列計算による精度低下を回避するために、アクセラランスの逆行列である動質量行列を直接推定する方法や（小林, 吉村, 2009; 高橋他, 2011）、歪センサーを用いて着力点の局所変形の信号を取得し、車体全体の振動モードの影響を受けにくくする方法がある（Dom et al., 2014）。また、この内力を、ブッシュを挟んだ両側（サスペンション側とボディ側）の振動の差分とブッシュのばね定数の積を用いるマウント剛性法によって求める方法（Haste and Nachimuthu, 1999; van der Linden and Wyckaert, 1999）も用いられる。さらに、サスペンションブッシュのばね値をパラメータでモデル化し、実稼働データからパラメータを同定し内力を求める方法もある（Janssens et al., 2009; 白石他, 2012; He, 2018）。伝達関数の測定では、分系の入力位置を自由支持とする必要があるため、タイヤ・ホイール系のスピンドル位置の自由支持を保ちつつ荷重をかけたり、タイヤ・ホイールを切り離して、サスペンションのスピンドル位置の自由支持状態を保ちつつサスペンションをストロークさせたりするなどの実験の工夫を行う（Gagliano et al., 2005）。なお、内力は分系間の振動特性の連成によって決定されるが、連成関係が比較的弱い条件下では、求めた内力を不変の入力として用いる場合がある。例えば、サスペンションとボディなどのブッシュで発生する内力を、タイヤ・サスペンションを変更しない前提でのボディへの不変の入力条件としてボディの解析検討に用いる。

カー応答型伝達経路解析のうち外力を用いる方法をまとめる。外力の同定は、タイヤ・ホイール系を対象にスピンドル位置の外力を求める方法と（須藤, 浦野, 1998; Gaudin and Gagliardini, 2007; Gagliano et al., 2009）、タイヤ・ホイール・サスペンション系を対象に、サスペンションのブッシュのボディへの取り付け位置の外力を求める方法が検討されている（生越他, 2004; 木下他, 2011; Kim et al., 2018）。一般的には両者とも、対象の分系を、剛体特性を模擬した専用治具に取り付けて治具の反力を計測する。治具の特性によっては、計測した外力が治具の共振の影響を受けるため、その影響を除去する方法が提案されている（Park et al., 2005）。さらには、特別な治具を用いることを回避する方法として、自由支持条件から外力を求める方法なども研究されている（Elliott, et al., 2013; Choukri et al., 2019）。外力は、対象とする分系のみ振動特性で決まる力であるから、外力を分系のみから同定できることが利点である。構造変更などを施した分系の外力を初期構造の外力と比較したり、同定した外力と全系の伝達関数を掛けあわせて路面入力騒音の予測を行ったりする。

応答-応答型伝達経路解析についてまとめる。タイヤの寄与を固体伝搬音と空気伝播音に大まかに分ける方法として、実走行時のサスペンション 4 輪分のタイヤの近傍音とサスペンションのナックルの加速度振動、および、車内音間の Multiple coherence を計算することによ

ってコヒーレンスが高い成分を抽出する方法がある (Koners and Lehmann, 2009; Sottek and Philippen, 2010; Eisele, et al., 2014) . さらに, 参照点と応答点の実稼働データを特異値分解することで, 伝達寄与を無相関な主成分行列から求める方法があり, サスペンションの取り付け点の振動と車内音の関係解析や, 車内音に対して寄与の高いボディの主成分モードの解析に適用されている (Hendricx and Vandenbroeck, 1993; Wyckaert and van der Auweraer, 1995; Gielen et al., 1996, 能村, 吉田, 2006) . この方法の他の活用例として, 車内音などの応答点信号を目標特性へ加工し直した後に主成分解析し, 参照点の必要変更量を求める方法 (能村, 2013), 伝達経路の感度解析を行う方法 (Grosso and Lohrmann, 2016) も開発されている.

このような伝達経路解析の方法を, 解析対称をボディに絞り適用した事例もある. 骨格のある断面における内力を求め, 断面位置から応答点までの伝達経路解析を行う方法 (Hashioka and Kido, 2007; Mori et al., 2016) やモーダル自由度へ変換することで独立なモードの寄与解析を方法 (Koizumi et al., 2009), ボディの振動を参照点として主成分解析を行うことで, 車内音に寄与の高い主成分モードを抽出する方法が検討されている (吉田他, 2017).

### 2.1.3 タイヤ・ホイール

ここでは, タイヤとホイールで構成される振動系 (以下, タイヤ・ホイール系) の共振の発生メカニズムと解析・対策技術をまとめる. 路面入力騒音の固体伝搬音に寄与が高い低中周波数のタイヤ・ホイール系の共振は, タイヤの構造共振 (Constant et al., 2001; 三山他, 2009), タイヤ内部の空洞の共鳴 (山内, 秋好, 2001), ホイールの弾性共振がある. さらにこれらがサスペンションとの強い連成で発生する共振 (2.1.4 項参照) も大きく寄与する. タイヤのみの構造共振は, タイヤが路面に非接地の条件の場合, タイヤの円環構造に因る基本的な円環振動モードと, タイヤの断面構造に因るトレッド部とサイドウォール部が連成する共振の振動モードが複数連成して発生する. さらに, これらのタイヤの振動モードに対して, ホイールの剛体モードと弾性モードが連成し, 加えて, タイヤが接地し荷重が加わる事で非対称モードとなる (尾藤他, 2014). 他のコンポーネントに対して特にタイヤ・ホイール系の共振現象に特徴的な点は, 転動の影響を受けることである. 転動によって, タイヤゴムの特性が軟化しタイヤ剛性が変化し (佐口, 1998), コリオリ力, ジャイロモーメント, 遠心力の影響により共振周波数が変化する (山内, 秋好, 2001; 橋岡他, 2010; Kido et al., 2011; 上阪, 須磨, 2014; 尾藤他, 2014; 村田他, 2015). また, 突起を乗り越す際のエンベロープ性が車速によって変わること, 励起されるタイヤ振動に非線形な速度変化をもたらす (宮下, 2018). これらのメカニズムは, タイヤの非線形計算の技術進化により明らかになって来たが, 実験の検証では, タイヤ・ホイール系のみを剛体治具に取り付けてシャシダイナモ上で回転させた場合の軸受反力やタイヤ表面の振動をレーザー振動系で計測したり (生井沢他, 2001; Constant

et al., 2001; Park et al., 2005; Tsujiuchi et al., 2005), 車軸荷重を付加しつつタイヤ・ホイール系を自由支持条件とする装置を用いて振動モードを同定したりする. タイヤ内部の空洞共鳴の影響を, 音速が早いヘリウムガスを用いて解析する方法もある (Waisanen and Blough; 2009). タイヤ・ホイール系の強制力低減技術をまとめる. タイヤ内部の空洞の共鳴音は, ホイールのリムに設置したレゾネータやタイヤの内側に貼り付けた吸音材により低減することができる (田中, 藤澤, 2006; Kamiyama, 2014; 神山, 石井, 2015; 丹羽他, 2013). タイヤ・ホイール系のサスペンションが連成する複数のタイヤ固有値を, タイヤ各部位 (トレッド, サイドウォールなど) の剛性・質量配置を変更しバランスさせる方法もある. (三山他, 2009). 参考に, 空気伝搬寄与の強制源であるタイヤ放射音に関する研究を紹介する. 発音メカニズムは, 接地面のタイヤ溝での気柱管共鳴音, 路面凹凸の加振によるタイヤ構造共振による発音, 接地面でのスティックスリップによる発音がある (渡邊, 2013). 気柱管共鳴音に対しては, 主溝横につなげた共鳴空間で低減する技術がある (和氣他, 2015).

## 2.1.4 サスペンション

ここでは, サスペンション系の共振の発生メカニズムと対策・解析技術についてまとめる. サスペンションの各部品の共振と, 前述のタイヤ・ホイール系の両分系が強く連成して新たに発生する共振が重要である (Kido et al., 1999; 三山他, 2009; 中村他, 2011; 木下他, 2011; Tsuji, et al., 2014; 西村他, 2015; 堤他, 2017). まず, 連成共振の剛性要素は, 主にはハブのベアリング剛性であり, 加えてベアリング周辺のナックルやホイールの剛性も寄与する. 質量要素は, タイヤ・ホイール系とサスペンション系の慣性モーメントである. 振動モードは, 車両の左右方向にタイヤ・ホイール系およびサスペンション系が倒れ込むような形態であり, よって, 主にボディへの左右・上下入力が発生する. この連成共振の他には, シュックアブソーバやアームなどのサスペンションの各部品の共振が発生する. サスペンション系による路面入力騒音の対策は, サスペンションのブッシュのばね定数低下やサスペンションのジオメトリ変更による方法が質量を掛けずに大きな効果が得られるが (山崎他, 2001; Tsujiuchi et al., 2001; 生越他, 2004; Romas et al., 2016; Kim et al., 2018), 背反する操縦安定性と両立させるようにこれらの諸元を決定する (赤松他, 2008; 清水他, 2016). 参考として, ボディのサスペンション取り付け点のコンプライアンスやコンダクタンスを低減することで, サスペンションからボディへの入力を低減する方法もあるが (門松, 岩永, 2002; Kim et al., 2003), ブッシュのばね定数によってはコンプライアンスを低減すると入力が増加する場合もある (市川, 2014; Ichikawa et al., 2015). 課題となるサスペンションの共振に対して, ベアリング, ナックル, アームの剛性を変更する対策も行われる (須藤他, 1997; Kido et al., 1999; 赤松他, 2008; 木下他, 2011; 中村他, 2011; 堤他, 2017). タイヤ・ホイール系の共振も含めてサスペンション系の共振を分散させるように広い周波数帯域での全体最適化も行われるが, 様々制約で適正化が不



十分な場合には、動吸振器が用いられる場合もある（清水他, 2016）。解析技術では、ブッシュなどの特性変更の効果を効率的に確認する方法や（須藤他, 1997; Kido, 1999, Tsujiuchi et al., 2001; 山崎他, 2001; 市川, 2014; Ichikawa, 2015; Song et al., 2017; 木下他, 2011; 中村他, 2011), 背反性能との両立解を求める計算技術が検討されている（Miyakawa et al., 2012; 赤松他, 2008）。

## 2.2 共振周波数と反共振周波数の配置・共振応答の抑制に関する先行研究

### 2.2.1 フォワード法

フォワード法は、構造の剛性や質量などの設計変数の変更を繰り返すことで、目標特性を満足する解を得る方法である。モーダルパラメータ／伝達関数／動応答に対する感度解析に関して多くの手法が提案されている。これらの手法により、共振周波数、反共振周波数の配置や共振と反共振の相殺による応答の抑制を実現できる。

主に共振点に着目し、共振周波数の配置やその振幅の低減を狙いとした研究をまとめる。まず、モーダルパラメータに関する感度解析には次の研究がある。構造体のモード解析を行い、設計変数に対する固有周波数、固有ベクトル、減衰比の1階および2階の感度を用いて構造変更後のモーダルパラメータを予測する方法(井上他, 1984; 萩原他, 1986)。その方法を、構造体の共振点での放射音低減へ適用した方法(萩原, 矢追, 1988)。同様にモーダルパラメータの感度解析を用いて、複数の固有振動数の変更検討を行う方法(大久保, 中島, 1986)。構造の部分的な剛性変更に対する固有振動数と固有ベクトルの感度を、初期の固有振動数と固有ベクトルおよび剛性変更行列の関数として定式化し、さらに、構造変更の位置や数の最適化のため、固有ベクトルを *projection value* と呼ぶスカラー値へ投影し定量的な評価を行う方法(Peters et al., 2015)などが有る。

伝達関数の感度解析の研究例は以下である。構造パラメータ(質量, 剛性)に対する音圧音響伝達関数(構造加振時の音圧)の感度を用いる方法(大久保, 増田, 1990)。剛性マトリクスの構造変更成分に関係する要素を固有値分解して得られる剛性固有値に対する伝達関数の感度解析を行う方法(古屋他, 2005)。設計変数に対する応答の感度を、設計変更を行う自由度の応答と、その自由度と評価点自由度までの伝達関数を用いて定式化する方法(Kim et al., 2012)。設計変数(質量・剛性・減衰)に対して、伝達関数を用いた2つの感度指標(微小変更を施す最適位置を示す指標と設計に対する応答への影響を示す指標)を用いる方法(Joo and Kang, 2017)など多くの研究が行われている。

入力の大きさや入力位置の同定が困難な場合の動応答に対しては、入力に関する情報を用いずに応答に対する感度解析を行う方法がある。実稼働時の音圧と、実稼働時の音圧と質量付加点の実稼働加速度のクロススペクトルを用いた、付加質量に対する実稼働時の音圧パワースペクトルの感度解析を行う方法(寺田, 吉村, 2010)。質量付加点の加速度と質量付加点と応答点間の伝達関数を用いて、質量に対する時刻歴応答の感度解析を行

い、過渡応答のピークを低減する方法（迎他, 2015）。初期と構造変更後の動剛性の差分、および、初期の実稼働応答と周波数応答を用いて、構造変更後の振動系の実稼働応答を予測する方法（Wang and Zhu, 2017）などがある。

共振周波数に加えて、反共振周波の感度解析を行った研究もある。設計変数に対する周波数応答の反共振(zero)の固有値の感度を、設計変数に対する固有値およびモードシェイプの感度の線形和で定式化し、数値計算の結果から反共振の感度に対して、その反共振に最も近い固有値と固有ベクトルの寄与が支配的であることを示した研究（Mottershead, 1998）。音響伝達関数行列中のベクトルと構造物の変位ベクトルの積に対する構造物の特性の関係を図示することで、音圧が零になる条件を俯瞰する方法もある（古屋他, 2006）。

共振応答の抑制の方法として、周波数応答の共振ピークと反共振の谷を一致させ両者を相殺させることで、共振峰を除去する方法がある。剛性、質量に対する固有値の感度と、反共振を作る自由度に関する行と列を除いた余因子行列の固有値を用いた反共振の感度を定式化し、これらの感度式で構成される行列の逆行列計算から設計変数の変更量を求める方法である（梶原他, 1988; Suh et al., 1991; Kajiwar and Nagamatsu, 1993）。

これらの感度解析は目標解を得るために繰り返し計算を必要とするから、設計変数に関する応答の導関数の計算負荷を低減するための近似計算法の研究もある（Bogomolni et al., 2006）。

## 2.2.2 インバース法

インバース法は、設定した目標値（共振周波数、反共振周波数）を満足させる構造物の剛性や質量などの変更量を直接同定する方法である。フォワード法のような微小近似を行わないことや繰り返し計算を必要としない利点を持つ。

目標の共振周波数を達成させる質量、剛性の変更量は、これらの変更量を含む全系の動剛性行列に対する固有値問題を解くことで求まる。このことを活用し、全系の動剛性行列から変更量に関する項を抜き出すことで、変更後の応答を初期の伝達関数と変更後の動剛性行列の積で表し、未知数である変更後の質量、剛性を、変更を加える自由度（座標）に対応する初期の伝達関数などから求める方法が提案されている（Tsuei and Yee, 1989）。またこの手法を元に、減衰を持つ振動系の共振周波数を配置させる手法も研究されている（Yee. and Tsuei, 1991）。減衰系では固有値が複素数となるため、目標周波数を与えてもその実部は未知数のままで一意には決まらない課題がある。モード解析をベースとして、実験データなどのモード数が限られた不完全なモデルから、共振周波数の配置に必要な質量、剛性や構造変更後の振動モードを求める手法も提案されている。この手法では、構造変更後の振動モードを初期構造の振動モードの線形和で表わす仮定を用いて、慣性項と剛性項を左モードベクトルで表すことで、質量と剛性の変更量、変更後の振動モード、左モードベクトル、変更後の共振周波数の

関係式を用いる (Bucher and Braun, 1993). また, 複数の共振周波数を配置する場合, 質量付加に加えて複数の剛性付加などが必要になる. それらの付加量を求めるには多変量の多項式を解く必要があるが, Groebner bases により多変量多項式を簡略化する方法が提案されている (Kyprianou et al., 2004). さらに, 共振周波数と分系間の伝達力の大きさを制御する方法も提案されている. 伝達関数合成法から得られる分系同士の結合点での動剛性行列に着目し, 動剛性行列が零固有値を持つ周波数で連成した共振が発生する条件式と, その動剛性行列から得られる分系毎の伝達関数と伝達力の関係式を用いる. 2つの条件式を分けることで, 共振周波数と伝達力の制御を可能としている (城戸, 末岡, 2005; 城戸他, 2006).

次に, 反共振周波数の配置に関する先行研究をまとめる. 古典的な 1 自由度の動吸振器はその典型的な例である. これを多自由度の動吸振器に拡張した研究がある (Ram and Elhay, 1996). この方法では, 多自由度動吸振器の共振周波数で主系の共振周波数の振動が吸収され, 主系の動吸振器取り付け座標の応答のみを反共振(zero)に設計できる. また, 複数の動吸振器を用いて連続体の複数の共振応答を抑制する研究もある (背戸, 1984). これに対して, 任意の入出力自由度に対して目標周波数に反共振周波数を生成する方法がある. この方法は, 全系の動剛性行列から, 反共振を生成する入力と出力の自由度に関する行成分と列成分を除いた余因子行列の固有値が, 全系における反共振(zero)となることを活用する (Mottershead et al., 2001; Mottershead, 2001, \*Mottershead, 2001). 初期の動剛性行列に変更質量, 剛性を付加した動剛性行列を用いて, 変更量を付加する自由度 (座標) と振動モードの節を形成する自由度 (座標) に関する伝達関数のみを抽出し, 指定した周波数において抽出した伝達関数で構成された行列の零空間を求める式を解く事で未知数の変更量を求める (Mottershead et al., 2001). この手法は, 任意の 1 つの周波数において, 任意の自由度 (座標) へ反共振 (節) を配置できる. 剛性を付加して  $m$  個の反共振 (節) を配置する場合は, 未知数である付加剛性は  $m+1$  個が必要となる. よって零空間の算出では特異値分解を用いる工夫を行う.

最後に, 反共振周波数と共振周波数を一致させて共振応答を抑制する手法も提案されている (Mottershead and Lallement, 1999; Mottershead, et al., 2000). 両者が一致する条件は, 反共振を生成する入力と出力の自由度に関する行成分と列成分を除いた余因子行列の零空間に対して, その固有値 (zero) が全系の共振周波数に対応する固有値 (pole) 一致することである.

### 2.2.3 先行研究に対する本研究の位置づけ

ここでは、前項の先行研究に対して、共振周波数の配置と共振応答の抑制に関する本研究の位置づけを明確にする。路面変化に対して路面入力騒音をセミアクティブに制御する場合、その変化に対応できる応答性が必要となる。2.2.1 項のフォワード法の代表例である感度解析を利用する方法は、ボディのような大自由度振動系へ適用する場合でも、モード座標への変換などを利用して効率的に机上で構造変更検討を進めることができる。しかし、ボディの解析自由度を縮小しても、セミアクティブ制御に利用する場合の演算処理の負担は大きいと考えられる。また、感度解析は設計変数に対する応答量の線形性を前提としているため、路面特性に大きな変動がある場合には、設計変数を大幅に変更するような繰り返し計算で対処せざるを得ず、制御の応答性の低下が避けられない。よって、本研究で目指す制御に対して、これらの方法は実用的には不向きと判断する。一方、2.2.2 項のインバース法は、目標特性に対する構造変更量を直接同定するため、計算負荷は感度解析より一般的に小さいと考えられる。インバース法の中で共振応答の抑制に最も有効なのは、任意の評価点において反共振点を任意の周波数へ配置する Mottershead らの方法である (Mottershead et al., 2001)。この方法を用いることで、反共振周波数と共振周波数の一意条件を満足させることで、共振応答を抑制できる可能性がある。しかし、本研究が目指す応答の平滑化の実現には、共振応答を零にするだけでなく、将来的に、共振応答を狙いの大きさに制御する技術も必要となる。このような用途に対し、Mottershead らの方法をそのまま拡張することは難しい。これは、Mottershead らの方法が、モードの節でモードベクトルの成分が零となることを基礎とした定式化を利用しているためである。我々は、ボディを分系に分けて設計し、全系の共振応答を狙いの大きさに制御することを将来の目的としており、そのためには、分系同士を組み合わせる伝達関数合成法を用いた城戸らの方法 (城戸, 末岡, 2005; Kido and Ueyama, 2005; 城戸他, 2006) の発展が目的達成に有効だと考える。この方法では、2 つの振動系の連成関係を表す *kernel* コンプライアンス行列に着目し、全系の共振応答を制御する。ただし、分系の結合自由度が多い場合は、*kernel* コンプライアンス行列の解析が複雑になるため、多自由度結合の場合でも、現象を単純化して自由度のリダクションを行うことを推奨している。伝達関数合成法を用いる他の利点は、共振を司る *kernel* コンプライアンス行列と主系の伝達特性の積で共振応答を表すことにもある。両者の積の大きさを制御する方法を開発すれば、共振周波数の配置と共振応答の抑制を同時に制御できる可能性がある。

以上の観点から、構造の大変更にも適用可能なように感度解析を用いずに、目標周波数での共振発生と、共振応答の制御を同時に実現するインバース法を構築する。特に、共振応答の制御については、本研究の範囲では、将来的に共振応答を狙いの大きさに制御する技術へ展開することを意図しつつも、共振峰の発生を完全に抑える共振応答の抑

制方法だけを導く．理論の概要を説明する．応答の定式化に伝達関数合成法を用い，さらに，2つの振動系の連成関係を表す *kernel* コンプライアンス行列を，その固有値と固有ベクトルで表すと，共振応答は，零固有値の逆数により定まる発散の程度と，固有ベクトルと，入力領域と結合領域および結合領域と出力領域を結ぶ伝達関数行列の積の両方に依存することがわかる．本研究では，後者の固有ベクトルと伝達関数行列の積から得られる，いくつかのベクトル積の大きさを零にすることで共振応答を抑制する方法を提案する．この際に，伝達関数合成法の視点から共振を理解するため，*kernel* コンプライアンス行列の列空間に着目する．この列空間は，共振点で超平面を構成することから，その補空間として零空間が発生するが，零空間を張る *kernel* コンプライアンス行列の固有ベクトルと，入力領域と結合領域および結合領域と出力領域を結ぶ伝達関数行列の列空間の角度は一般に直角にならない．本研究では，ベクトル同士の積の大きさに寄与するこの角度を直角にすることで，共振応答が零にできることを示す．これらの方法を第3章で説明する．本研究で構築する手法は，この角度が直角でない場合に，共振応答を狙いの大きさに制御するように拡張することができる点で，Mottershead らの方法にはない可能性がある．ただし，この展開には多くの理論を新たに付与する必要がある．本研究では，角度を直角にして共振応答を零にする方法までを導くこととし，角度が直角でない場合の本手法の発展性については簡単に言及する．

## 2.3 路面画像を用いた参照信号推定に関する

### 先行研究

路面の画像認識技術の先行研究は大きく 3 つの目的で行われている。①サスペンションのアクティブ制御やセミアクティブ制御を用いた、ポットホールやバンプなどの路面の irregularity による過大入力の回避。路面の凹凸による低周波のショックの低減や乗り心地の向上。②自動運転と予防安全のための、走行環境（平坦部／障害物／カーブ／ラインなど）の検出や路面形状（高さ／勾配など）の計測。路面状態（dry/wet/snow など）の識別や車両運動（ボディの並進と回転）の推定。③道路工事のための路面の劣化診断である。ここでは、これらに共通する路面画像の処理方法と、それらを用いた自動車の運動の推定手法についてまとめ、先行研究に対する本研究の位置づけを説明する。

#### 2.3.1 路面の画像処理手法

路面画像処理は、単眼カメラと複眼カメラそれぞれに適したアルゴリズムが研究されている。単眼画像の例では、高速道路の白線検知に対して、円や直線を検出する Hough 変換を用い、解析データのノイズを除去することで白線検出の精度向上を狙った研究がある (Zhao et al., 2016)。また、路面状態 (dry/wet asphalt, fresh/trampled snow, and black ice) を識別するために、路面画像の輝度パターンを空間周波数分析し、波数の分布と路面状態を対応付けた研究がある (Yoda et al., 1995)。複眼によるステレオ画像を用いる方法は、路面や周囲の様々な環境の識別に安定した性能を発揮できる。左右の画像対における対応する点の位置の差から奥行を測定するため、左右画像の各画素を正確に対応づけることが処理精度に大きく寄与する。対応づけの手法は主に block-matching, patch-matching の 2 種類がある。前者は画像の輝度パターンを比較し、後者は画像内の物体の形状等を比較する方法である (Einecke and Eggert, 2013)。一方の画像をもう片方の視点へ 2 次元射影変換して両者の画像を重ねて比較する方法もある。この方法により、平面部を検出する研究 (奥富他, 2002) や、路面深さを推定する研究がある (Einecke and Eggert, 2013)。

このような人間が考えた画像処理のアルゴリズムだけでは推定が困難な課題や、従来、画像判断を人が行っていた作業の効率化に対して、機械学習を組み合わせた路面画像処理の研究がなされている。路面の劣化状態（ひび割れの本数）診断の効率化のために、CNN (Convolutional Neural Network) を活用した研究 (福士他, 2017)。路面状態 (day asphalt, water, ice, snow) の認識を、カラー画像データ (RGB, HIS) を CNN で学習させる研究

(Hong et al., 2009). 路面状態 (dry, wet/water, slush, snow/ice) と路面摩擦 (low, medium, high) の推定のために, 2 つの深層学習モデル (CNN, SqueezeNet) や Patch Segmentation などを用いた研究がある (Roychowdhury et al., 2018) .

### 2.3.2 自動車の運動の推定手法

ステレオカメラ画像から得た路面状態や路面形状の情報を基に, 車両の運動の制御に活用する研究がある. ステレオ画像間の射影変換行列を動的に求めることで道路平面部を抽出し, さらに, 車両の運動を 2 輪モデル化することで平行移動成分のみのマッチングから車両の運動の回転成分も合せて予測する研究 (関, 奥富, 2004) . 自動車の OEM が実車へ実用化した例では, ステレオカメラで路面状態を推定してボディの運動を制御する技術 (Weist et al., 2013) がある. カメラサプライヤーの研究例では, ステレオカメラ画像から路面形状 (勾配, 高さ) を計測して車両のピッチング運動を制御する技術 (Shen et al., 2014) がある. さらに, 将来的に 2 輪車のセミアクティブサスペンション制御への適用を狙った研究がある (Deigmoeller et al., 2018) .

### 2.3.3 先行研究に対する本研究の位置づけ

ここでは, 前項の先行研究に対して, 画像処理を用いた参照信号推定に関する本研究の位置づけを説明する. 前項の先行研究のうち, 路面入力騒音に活用できそうな画像処理の研究は, 路面形状の計測, 路面状態の推定に関するものである. しかし, 低周波数から中周波数の路面入力騒音を低減するための参照信号の推定を行った研究は見当たらない.

ここで, 本研究の画像処理方法の検討方針を決めるため, 画像認識技術のパラダイムシフトを振り返る (図 2-1). 従来は, 人が画像認識問題に合わせたアルゴリズムを開発する手法 (図 2-1(a)) が主流であった. しかし, 複雑な画像認識問題に対して適切なアルゴリズムを開発することが難しいという技術的な課題があった. そのため, コンピュータが自動的にアルゴリズムを作り出す機械学習が活用されるようになった (図 2-1(b)(c)(d)). 当初は画像のピクセルごとの輝度値を機械学習への入力として用いていたが (図 2-1(b)), 一般的に認識精度は低かった. そのため画像認識問題に適した画像の特徴量 (形状, 色合い, 輝度勾配等) を抽出し, その特徴量を機械学習への入力とする手法 (図 2-1(c)) が開発され, 解析の効率・精度が大幅に向上した. さらに近年, コンピュータが自動的に適切な特徴量を抽出する手法 (図 2-1(d)) も開発された. 本研究では, 様々な種類の路面を対象とするため, 図 2-1(a)のように, 路面画像に対して路面入力騒音を推定できるアルゴリズムを開発することは非常に困難と考える. 近年, 機械学習を組み合



わせた取り組みが様々な分野で目覚ましい成果を出している事を鑑みると、機械学習による路面画像の処理が最も有効であると考えられる。そこで図 2-1(c)(d)のように路面画像から特徴量を抽出し、その特徴量を元に、機械学習により路面入力騒音の低減に用いる参照信号の推定を行うとする。

路面画像から中周波数までの情報を得るには、路面の細かな凹凸の特徴量を画素データから抜き出す必要がある。そこで、本研究では、画像のある領域の輝度の勾配強度と勾配方向を算出する HOG (Histograms of oriented gradients) 特徴量 (Dalal and Triggs, 2005) を用いる。これは、人が定義する特徴量である。加えて、コンピュータが定義する特徴量として、neural network の中間層の情報を抽出する autoencoder (自己符号化器) 特徴量 (岡谷, 2015) と CNN 特徴量 (岡谷, 2015) を用いる。これら 3 つの手法の詳細は第 5 章で説明する。また、適用する機会学習の選択については第 6 章で説明する。

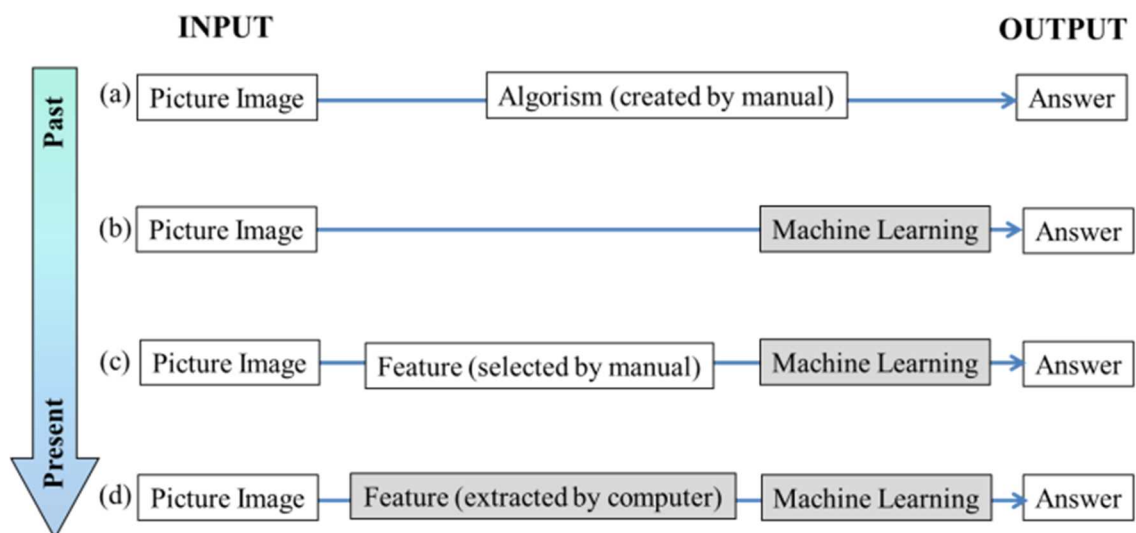


Fig.2-1 Paradigm shift in the image recognition technology. In order to improve prediction accuracy, machine learning and feature extraction technique become to be utilized. Gray blocks are not mediated by the thinking of people.



## 第 3 章

# 結合ばねで連成する振動系の共振周波数配置と共振応答抑制の同時制御理論

### 3.1 振動系の連成による共振の発生条件

ここでは、結合ばねで多自由度結合された 2 つの振動系の連成による共振応答を、伝達関数合成法を用いて定式化し、連成による共振の発生条件を明確にする。先行研究（城戸，末岡，2005）における振動系の連成関係に関する考察を発展させて、伝達関数行列を幾何ベクトルの集合ととらえることで共振の発生条件式を導く。加えて、3.2 節 共振周波数の配置理論と 3.3 節 共振応答の抑制の理論に共通する考え方を説明する。

#### 3.1.1 振動系の連成項

対象とする振動系を図 3-1 に示す。主系 A と副系 B が結合ばね  $k$  を介して多点 ( $n$  点) 結合されている。主系 A はボディを模擬し、副系 B と結合ばねがボディの一部または補機を模擬しており、結合ばねを制御対象とする。図中、主系 A の 1, 3 はそれぞれ入力点領域、応答点領域をあらわし、主系 A、副系 B の 2 は結合点領域を表す。

共振応答に対する分系の寄与を明らかにするために、応答を伝達関数合成法（van der Seijs et al., 2016）で表す。主系 A の領域 1 に入力  $F$  を与えた場合の領域 3 の応答  $X$  は次式で求まる。

$$X = \{G_{31}^A - G_{32}^A (G_{22}^A + G_{22}^B + K^{-1})^{-1} G_{21}^A\} F = G_{31}^A F - G_{32}^A G_{ker}^{-1} G_{21}^A F \quad (3-1)$$

ここに、 $G$  は周波数領域のコンプライアンス行列であり、下添字の左側が応答点領域、右側が

入力点領域を，上添字は分系の呼び名を表す．図 3-1 の系は不減衰と仮定し，式(3-1)の各コンプライアンス行列は実行列とする．結合点領域における主系 A の自己コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{22}^A$ と副系の自己コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{22}^B$ および，結合ばねの剛性行列の逆行列 $\mathbf{K}^{-1}$ との和を *kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker} = \mathbf{G}_{22}^A + \mathbf{G}_{22}^B + \mathbf{K}^{-1}$ と呼ぶ（城戸，末岡，2005）．この *kernel* コンプライアンス行列は，結合ばねを介した主系 A，副系 B の間の振動連成を定量的に表現する行列である．また，主系 A のコンプライアンス $\mathbf{G}_{22}^A$ と副系 B のコンプライアンス $\mathbf{G}_{22}^B$ の和を $\mathbf{G}_{22}^{AB}$ とし，結合ばねの剛性行列の逆行列 $\mathbf{K}^{-1}$ を結合ばねコンプライアンス行列と呼び  $\mathbf{J}$ で表すと，*kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ は次式で表される．

$$\mathbf{G}_{ker} = \mathbf{G}_{22}^A + \mathbf{G}_{22}^B + \mathbf{K}^{-1} = \mathbf{G}_{22}^{AB} + \mathbf{J} \quad (3-2)$$

主系 A と副系 B の結合自由度が  $n$  の場合，*kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ は次式の通り  $n \times n$  行列で表される．結合ばねが 2 つの分系の同一結合点の同一方向の自由度間だけをつなぐ場合，結合ばねの剛性行列は対角行列となり，結合ばねコンプライアンス行列  $\mathbf{J}$  も各結合ばねの逆数を対角成分とする対角行列となる．

$$\mathbf{G}_{ker} = \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{22}^A(1,1) + \mathbf{G}_{22}^B(1,1) & \cdots & \mathbf{G}_{22}^A(1,j) + \mathbf{G}_{22}^B(1,j) & \cdots & \mathbf{G}_{22}^A(1,n) + \mathbf{G}_{22}^B(1,n) \\ \mathbf{G}_{22}^A(2,1) + \mathbf{G}_{22}^B(2,1) & \cdots & \mathbf{G}_{22}^A(2,j) + \mathbf{G}_{22}^B(2,j) & \cdots & \mathbf{G}_{22}^A(2,n) + \mathbf{G}_{22}^B(2,n) \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \mathbf{G}_{22}^A(j,j) + \mathbf{G}_{22}^B(j,j) & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{G}_{22}^A(n,1) + \mathbf{G}_{22}^B(n,1) & \cdots & \mathbf{G}_{22}^A(n,j) + \mathbf{G}_{22}^B(n,j) & \cdots & \mathbf{G}_{22}^A(n,n) + \mathbf{G}_{22}^B(n,n) \end{bmatrix} \quad (3-3)$$

$$+ \begin{bmatrix} \mathbf{J}(1,1) & \cdots & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \mathbf{J}(j,j) & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & \cdots & \mathbf{J}(n,n) \end{bmatrix}$$

ここに，文献(Golub and van Loan, 1983)の表記に従い，式(3-2)の行列 $\mathbf{G}_{ker}$ ， $\mathbf{G}_{22}^{AB}$ ， $\mathbf{J}$ の  $j$  列目の列ベクトルをそれぞれ， $\mathbf{G}_{ker}(:,j)$ ， $\mathbf{G}_{22}^{AB}(:,j)$ ， $\mathbf{J}(:,j)$ と表した．また， $\mathbf{J}(:,j) = 1/k_j$ であり，*kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ は，次式の  $n \times 1$  列ベクトル $\mathbf{G}_{ker}(:,j)$ ， $j = 1, \dots, n$ で構成されている．

(3

-

4)

$$\mathbf{G}_{ker}(:,j) = \mathbf{G}_{22}^{AB}(:,j) + \mathbf{J}(:,j) = \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{22}^A(1,j) + \mathbf{G}_{22}^B(1,j) \\ \mathbf{G}_{22}^A(2,j) + \mathbf{G}_{22}^B(2,j) \\ \vdots \\ \mathbf{G}_{22}^A(j,j) + \mathbf{G}_{22}^B(j,j) \\ \vdots \\ \mathbf{G}_{22}^A(n,j) + \mathbf{G}_{22}^B(n,j) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 1/k_j \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$$

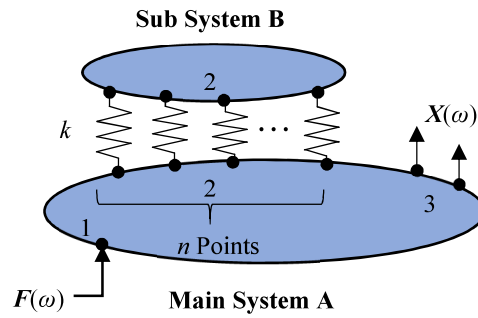


Fig. 3-1 Vibration system diagram. Main system A and sub system B are coupled at multi-point with translational springs. Here  $F(\omega)$  denotes input forces.  $X(\omega)$  denotes displacement responses of main system A. Input area, connection area and response area are respectively expressed by 1, 2 and 3.

### 3.1.2 共振の発生条件：幾何ベクトルの考察

ここでは、*kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ を構成する列ベクトルを幾何ベクトルとしてとらえることで、主系 A と副系 B が連成した共振の発生条件を明確にする。以下、主系 A と副系 B が連成した共振を連成共振と呼び、その共振周波数を連成共振周波数と呼ぶ。

連成共振は、不減衰系の場合、*kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ が零固有値を持つ条件において発生する。 $\mathbf{G}_{ker}$ が零固有値を持つ場合、式(1)の $\mathbf{G}_{ker}^{-1}$ が無限大の固有値を持ち、全系の応答が無限大となる。零固有値を持つ条件式は $\det(\mathbf{G}_{ker}) = 0$ であり、これを満たす結合ばね定数を求めて制御する。しかし、本研究で扱う多自由度結合の場合、行列式の計算が複雑となるため、*kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ の列ベクトルを幾何ベクトルとしてそれらの関係を解析することで、共振の発生条件を簡単な式の形で導出する。

$\mathbf{G}_{ker}$ が零固有値を持つ条件では、*kernel* コンプライアンス行列を構成している列ベクトル $\mathbf{G}_{ker}(:,j)$ の内、少なくとも 1 つの列ベクトルが他の列ベクトルと従属関係であり、行列のランク落ちが発生する。連成共振が発生している場合の列ベクトルの従属関係を、 $3 \times 3$  の *kernel* コンプライアンス行列を例に図 3-2 に示す。この例では、*kernel* コンプライアンス行列の列ベクトルは 3 次元の数ベクトルであるから、始点を座標原点とし、 $\mathbf{G}_{ker}(:,j)$ の 1~3 行目成分をそれぞれ標準基底に描いた。ここに、標準基底の基底ベクトルは $\mathbf{e}_1 = [1,0,0]^T$ ,  $\mathbf{e}_2 = [0,1,0]^T$ ,  $\mathbf{e}_3 = [0,0,1]^T$ で表した。図 3-2 は零固有値が 1 つの場合であり、3 つの列ベクトルが同一平面上に存在することを示している。この平面を斜めから見た図 3-2 (a), (c)では、平面内に 3 つのベクトルが存在することが不明確であるが、この平面を真横から見た図 3-2 (b)では、3 つのベクトルが一直線に並んでいることが確認できる。なお、零固有値が 2 つの場合は、3 つのベクトルが同一直線上に存在し、1 次元空間で表現できる。

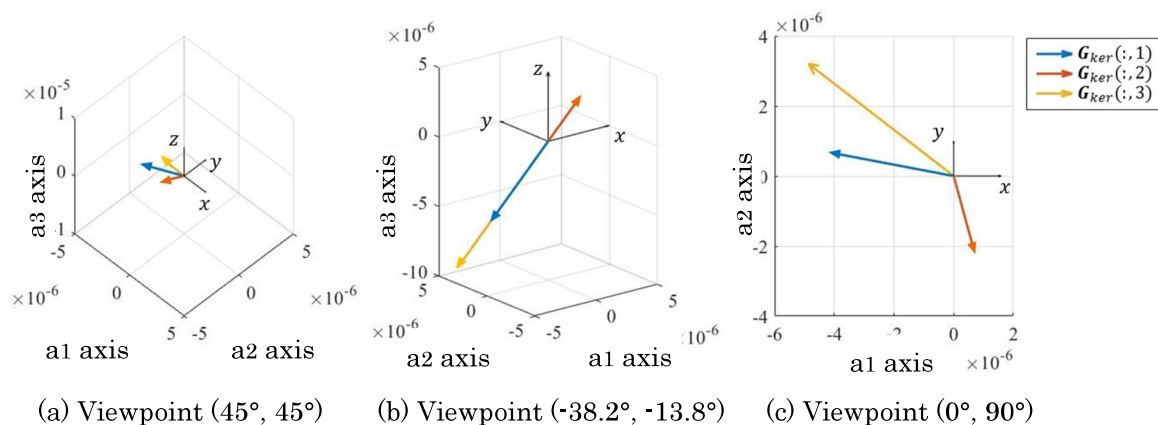


Fig. 3-2 Relation among three column vectors in  $\mathbf{G}_{ker}$ . In this case study, the size of the *kernel* compliance matrix  $\mathbf{G}_{ker}$  is  $3 \times 3$  and it has zero eigenvalue. If one column vector is dependent on other two column vectors, then three vectors are on a same plane. Here, viewpoint is indicated by azimuth angle  $\theta_{Az}$  and elevation angle  $\theta_{El}$ .

以上から、結合点が  $n$  自由度の場合に連成共振が発生する条件は、 $n \times n$  の *kernel* コンプライアンス行列を構成する  $n$  個の列ベクトルが  $n-1$  次元の超平面上に存在することと言える。この時、*kernel* コンプライアンス行列は零固有値を一つ以上持つ。零固有値が一つの場合は、*kernel* コンプライアンス行列の一つの列ベクトルが、他の  $n-1$  個の列ベクトルと従属関係にある。

### 3.1.3 共振の発生条件式と共振制御の考え方

はじめに、共振の発生条件式を求める。前項で説明した *kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  の  $n$  個の列ベクトルが  $n-1$  次元の超平面上に存在する条件は、 $\mathbf{G}_{ker}$  の  $n$  個の列ベクトルと  $n-1$  次元超平面の法線ベクトル  $\mathbf{n}_v$  が直交する条件と等しいから、連成共振の発生条件は次式となる。

$$\mathbf{n}_v^T \cdot \mathbf{G}_{ker}(:, j) = 0, \quad j = 1 \sim n \quad (3-5)$$

ここで、連成共振において *kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  が零固有値を持つ場合の零空間を張るベクトルを  $\boldsymbol{\psi}$  とすると、 $\mathbf{G}_{ker} \boldsymbol{\psi} = 0$  が成り立つから、式(3-5)より、ベクトル  $\boldsymbol{\psi}$  と法線ベクトル  $\mathbf{n}_v$  の関係は次式となる。

$$\mathbf{n} = \boldsymbol{\psi} \quad (3-6)$$

ここに、 $\mathbf{G}_{ker}$  は対称行列であるから、 $\mathbf{G}_{ker}(:, j) = \mathbf{G}_{ker}^T(i, :)$ ,  $i = j$  を考慮した。また、両ベクトルとも単位長さを持つとする。本研究では、連成共振の発生条件として次式を用いるとする。

$$\mathbf{G}_{ker}(i, :)\boldsymbol{\psi} = 0, \quad i = 1 \sim n \quad (3-7)$$

つぎに、共振周波数の配置と共振応答の制御の理論に共通する考え方について説明する。式(3-7)より、零空間を張るベクトル  $\boldsymbol{\psi}$  が共振発生に重要な役割を持つことが分かる。ベクトル  $\boldsymbol{\psi}$  は、 $\mathbf{G}_{ker}$  が零固有値を持つ条件から零空間を張るベクトルとして求めることができるが、見方を変えれば、ベクトル  $\boldsymbol{\psi}$  を決定し式(3-7)を満たすように *kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  を構成する主系 A の自己コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{22}^A$  と副系の自己コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{22}^B$ 、および、結合ばねの剛性行列の逆行列  $\mathbf{K}^{-1}$  を決定すれば、任意の周波数で共振を発生させることができる。さらに、 $\mathbf{G}_{ker}$  が零固有値を持つ場合、式(1)のうち *kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  を含む項  $\mathbf{G}_{32}^A \mathbf{G}_{ker}^{-1} \mathbf{G}_{21}^A \mathbf{F}$  が共振の応答レベルを支配するから、 $\mathbf{G}_{ker}$  の零空間を張るベクトル  $\boldsymbol{\psi}$  は共振応答のレベルを決定する要因の一つであると言える（詳細 3.3.1 項）。つまり、共振周波数と共振応答の制御にはベクトル  $\boldsymbol{\psi}$  が重要な鍵となる。そこで本研究では、あらかじめベクトル  $\boldsymbol{\psi}$  を決定することで、繰り返し計算を必要としない手法を提案する。

## 3.2 結合ばねを用いた共振周波数の配置理論

ここではまず、共振周波数を目標周波数へ配置するための *kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  の零空間の決定方法と、共振の発生条件を満たす結合ばね定数の算出方法を説明する。次に、複数の結合ばねから制御する結合ばねを一つ選択する方法を説明する。最後に結合ばねの変更量と幾何ベクトルの変化量に関する考察を行う。

### 3.2.1 零空間の決定方法と結合ばね定数の算出方法

零空間の決定方法を説明する。3.1.3 項で述べた通り、本研究の共振周波数の配置方法では、 $\mathbf{G}_{ker}$  の零空間を張るベクトル  $\boldsymbol{\psi}$  を初めに決定する。*kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker} \in \mathbb{R}^{n \times n}$  の列空間を  $W_{ker}$  とした時、共振発生時には列空間  $W_{ker}$  は  $n - 1$  次元の超平面を構成する。列空間  $W_{ker}$  の零空間を張るベクトルは、 $W_{ker}$  の法線ベクトル  $\mathbf{n}_v$  であるから、式(3-6)を用いてベクトル  $\boldsymbol{\psi}$  を決定できる。法線ベクトル  $\mathbf{n}_v$  の求め方は、変更する結合ばねを 1 つ選択し、それを含まない  $\mathbf{G}_{ker}$  内の  $n - 1$  個のベクトル  $\mathbf{G}_{ker}(:, j)$  または  $\mathbf{G}_{ker}^T(i, :)$  により張られる超平面の法線ベクトルを計算する（付録 2）。つまり、変更しない結合ばねを含む  $n - 1$  個のベクトルを用いて簡単に  $\mathbf{G}_{ker}$  の零空間を決定できる。図 3-3 に、結合自由度が 3 の場合の例を示す。ベクトル  $\mathbf{G}_{ker}(:, 2)$ ,  $\mathbf{G}_{ker}(:, 3)$  が張る平面  $W_{ker}$  の法線ベクトル  $\mathbf{n}_v$  を求める。このように決定した零空間を張るベクトル  $\boldsymbol{\psi}$  が共振の発生条件式(3-7)を満たすように結合ばねを変更する。図 3-3 の場合は、 $\mathbf{G}_{ker}(:, 1)$  がベクトル  $\boldsymbol{\psi} = \mathbf{n}_v$  に直交し平面  $W_{ker}$  内に存在するように結合ばねを変更する。複数の結合ばねから変更する結合ばねを 1 つ選定する方法は、3.2.2 項で説明する。

結合ばねを変更するのは次の理由による。式(3-4)より、列ベクトル  $\mathbf{G}_{ker}(:, j)$  を制御するためには、結合領域のコンプライアンスの和  $\mathbf{G}_{22}^{AB}$  と結合ばねコンプライアンス行列  $\mathbf{J}$  の  $j$  列目のベクトルの両方、もしくは一方を変更する必要があることがわかる。例えば、 $\mathbf{G}_{22}^{AB}$  を変更するために副系 B を変更すると、ベクトル  $\mathbf{G}_{22}^{AB}(:, j)$  のすべての要素が変化し  $\mathbf{G}_{ker}(:, j)$  を独立に制御はできない。一方、結合ばねコンプライアンス行列  $\mathbf{J}$  が対角行列であることに着目すると、行列  $\mathbf{J}$  の対角成分である結合ばねは独立に変更が可能なため、 $\mathbf{G}_{ker}$  の対角成分のみを制御することが可能となる。式(3-7)の連成共振の発生条件式で考えると、ベクトル  $\mathbf{G}_{ker}^T(i, :)$  には、結合ばね定数  $k_i$  のみが含まれており、共振を発生させたい周波数においてベクトル  $\boldsymbol{\psi}$  を決定すれば、連成共振を発生させる結合ばね定数  $k_i$  が簡単に求まる。つまり、結合ばねのみを変更することで狙いの共振周波数で連成共振を発生させることが可能となる。



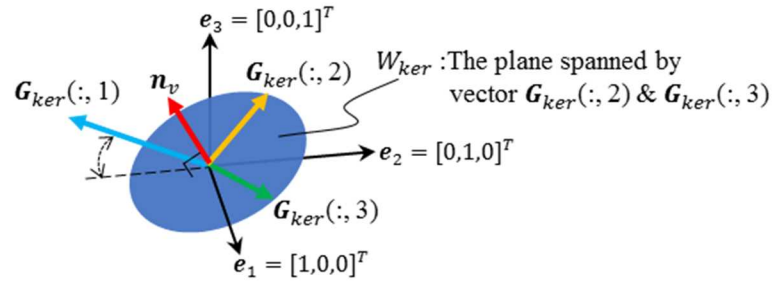


Fig. 3-3 Directional relation among vectors and a plane used in proposed method in case of natural frequency arrangement method. Vector  $G_{ker}(:, 2)$  and  $G_{ker}(:, 3)$  span the plane  $W_{ker}$  and vector  $n_v$  is the normal vector of  $W_{ker}$ . Define vector  $\psi$  equal to vector  $n_v$ , then move vector  $G_{ker}(:, 1)$  on the plane  $W_{ker}$  by changing the coupling stiffness to satisfy equation 3-7.

次に、一つの結合ばねを用いて連成共振周波数を任意の周波数へ配置させるための、具体的な結合ばね定数を求める手順を示す。一つの結合点  $i$  ( $=j$ ) の結合ばね定数  $k_i$  を  $\Delta k_i$  だけ変更した場合の、*kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  と結合ばねコンプライアンス行列  $\mathbf{J}$  の  $i$  行目のベクトルをそれぞれ  $\mathbf{G}'_{ker}{}^T(i,:)$ ,  $\mathbf{J}'^T(i,:)$  と表すと、両者の関係は次式で表される。

$$\mathbf{G}'_{ker}{}^T(i,:) = \mathbf{G}_{22}^{AB}{}^T(i,:) + \mathbf{J}'^T(i,:) \quad (3-8)$$

ここに、

$$\mathbf{J}'^T(i,:) = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 1 \\ k_i + \Delta k_i \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3-9)$$

共振の発生条件式(3-7)と式(3-8)より次式を得る。

$$\mathbf{G}'_{ker}(i,:)\boldsymbol{\psi} = \{\mathbf{G}_{22}^{AB}(i,:) + \mathbf{J}'(i,:)\}\boldsymbol{\psi} = 0 \quad \therefore \mathbf{J}'(i,:)\boldsymbol{\psi} = -\mathbf{G}_{22}^{AB}(i,:)\boldsymbol{\psi} \quad (3-10)$$

ここに、 $\mathbf{J}'^T(i,:) = [0, \dots, \mathbf{J}'(i,i), \dots, 0]^T$ ,  $\boldsymbol{\psi} = [\psi_1, \dots, \psi_i, \dots, \psi_n]^T$  であり、これらの量は周波数に依存することから、式(3-10)より連成共振を発生したい目標周波数を  $\omega_T$  とすると次式が求まる。

$$\mathbf{J}'(i,i) = -\frac{\mathbf{G}_{22}^{AB}(i,:)|_{\omega=\omega_T}\boldsymbol{\psi}|_{\omega=\omega_T}}{\boldsymbol{\psi}_i|_{\omega=\omega_T}}, i = 1 \sim n \quad (3-11)$$

本式はコンプライアンスであるから、 $\mathbf{J}'(i,i) = 1/(k_i + \Delta k_i)$  の関係を用いて結合ばね定数に換算すると、次式を得る。

$$k_i + \Delta k_i = -\frac{\boldsymbol{\psi}_i|_{\omega=\omega_T}}{\mathbf{G}_{22}^{AB}(i,:)|_{\omega=\omega_T}\boldsymbol{\psi}|_{\omega=\omega_T}}, i = 1 \sim n \quad (3-12)$$

本式を利用すれば、目標周波数  $\omega_T$  で連成共振を発生させることが可能な結合ばね定数を簡単に算出できる。

### 3.2.2 変更する結合ばねの選定方法と計算手順

次に、複数の結合ばねからセミアクティブに制御すべき結合ばねを選定する方法と本手法の全体の計算手順を説明する。

本研究では、次式から、結合ばね定数の変更前後の比 $(k_i + \Delta k_i)/k_i$ を求め、その値がもっとも 1 に近い結合ばねを選定することとする。この理由は、値が 1 に近いほど構造変更前のばね定数に近く、セミアクティブ制御で変更する量が少ないことから、制御用電力の削減や、制御の応答性向上に有用であるからである。なお、本研究では、 $(k_i + \Delta k_i)/k_i$ を結合ばね変更比と呼ぶ。

$$\frac{k_i + \Delta k_i}{k_i} = - \frac{\psi_i|_{\omega=\omega_T}/k_i}{\mathbf{G}_{22}^{AB}(i,:)|_{\omega=\omega_T} \psi|_{\omega=\omega_T}}, i = 1 \sim n \quad (3-13)$$

以上より、単一の結合ばねをセミアクティブ制御して共振周波数を所望の値に配置させる手順は以下となる。

- ① 目標共振周波数 $\omega_T$ において、式(3-12)から連成共振周波数の配置に必要な結合ばねの変更量を求める。
- ② 結合ばね変更比 $(k_i + \Delta k_i)/k_i$ を式(3-13)から求め、値が最も 1 に近い結合ばねを選定し変更する。

### 3.2.3 結合ばね変更量と幾何ベクトルの変化量

結合ばねを変更した場合、対応する結合ばねコンプライアンス行列 $\mathbf{J}$ の列ベクトルが変化する。両者は基本的には反比例の関係にあるから、それぞれには変化の限界が存在する。そこで、これらの変更量の関係を明確にする。

結合ばねの変更に対して、*kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ の変化を幾何ベクトルとして解析するために、結合ばねコンプライアンス行列 $\mathbf{J}$ のベクトルの変化量を $\Delta \mathbf{J}^T(i,:)$ と表す。式(3-9)において $\mathbf{J}'^T(i,:) = \mathbf{J}^T(i,:) + \Delta \mathbf{J}^T(i,:)$ であるから、式(3-4)と合わせて、*kernel* コンプライアンス行列の列ベクトルの変化は次式で表わせる。

$$\mathbf{G}_{ker}'^T(i,:) = \mathbf{G}_{ker}^T(i,:) + \Delta \mathbf{J}^T(i,:) \quad (3-14)$$

ここに,

$$\begin{aligned}\Delta \mathbf{J}^T(i,:) &= \mathbf{J}'^T(i,:) - \mathbf{J}^T(i,:) \\ &= \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ \frac{1}{k_i + \Delta k_i} - \frac{1}{k_i} \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}\end{aligned}\quad (3-15)$$

次に, 結合ばね変更量 $\Delta k_i$ に対する結合ばねコンプライアンスベクトルの変化量 $\Delta \mathbf{J}^T(i,:)$ の感度を式(3-15)から整理する.  $\Delta \mathbf{J}^T(i,:)$ の大きさを表す $\Delta J(i,i)$ と $\Delta k_i$ の関係を図 3-4 に示す.  $\Delta k_i \rightarrow \pm\infty$ の場合に,  $\Delta J(i,i)$ が $-1/k_i$ に漸近し,  $\Delta k_i \rightarrow -k_i \pm 0$ の場合に $k_i + \Delta k_i$ が限りなく零に近づくため,  $\Delta J(i,i)$ は $\pm\infty$ へ漸近する. 従って,  $|\Delta k_i|$ が大きくなると $\Delta k_i$ に対する $\Delta \mathbf{J}^T(i,:)$ の変化感度が小さくなる. 一方,  $\Delta k_i$ が $-k_i$ に近い領域では,  $\Delta k_i$ に対する $\Delta \mathbf{J}^T(i,:)$ の変化感度が大きくなる. また, 結合ばね定数が正値 ( $\Delta k_i > -k_i$ ) での共振周波数と結合ばねには次の関係がある.  $\Delta k_i \rightarrow +\infty$  の場合, 結合ばね定数 $k_i + \Delta k_i$ が無限大となるため, 共振周波数の発生限界は一つの結合ばねを剛結合にした振動系の共振周波数と一致する. また,  $\Delta k_i \rightarrow -k_i$ の場合は結合ばね定数 $k_i + \Delta k_i$ が零に近づくため, 共振周波数の発生限界は一つの結合ばねを外した系の共振周波数と一致する.

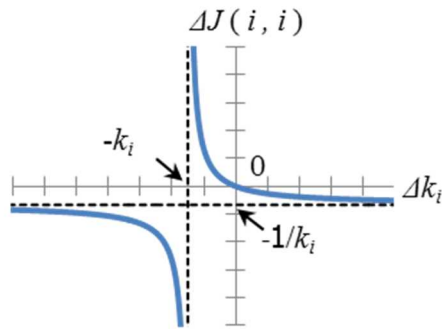


Fig. 3-4 Relation between  $\Delta J(i,i)$  and  $\Delta k_i$ . Here  $\Delta J(i,i)$  closes to  $-1/k_i$  in case of  $\Delta k_i \rightarrow \pm\infty$ . On the other hand,  $\Delta J(i,i)$  closes to  $\pm\infty$  in case of  $\Delta k_i \rightarrow -k_i$ .

### 3.3 結合ばねを用いた共振応答の抑制理論

ここでは，結合ばねを用いて共振応答（共振の共振峰の発生）を完全に抑える手法を構築する．はじめに，共振応答の抑制条件式を導出する．次に，零空間の決定方法と抑制条件式を満たすための評価点と入力点の自由度の要件を幾何ベクトルの考察から明確にする．また，本手法の線形空間での特徴と拡張性についても述べる．

#### 3.3.1 共振応答の抑制条件

共振が形成される条件を説明し，共振応答を定める要因を明確化する．主系 A と副系 B が連成した連成共振は，不減衰系の場合，式(3-1)に含まれる *kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  が零固有値を持つ条件において発生する（城戸，末岡，2005）． $\mathbf{G}_{ker}$  が零固有値を持つ場合，式(1)の  $\mathbf{G}_{ker}^{-1}$  が無限大の固有値を持ち，全系の応答が無限大となる．よって，連成共振を所望の周波数で発生させるには，*kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  を構成する 3 つの行列  $\mathbf{G}_{22}^A$ ， $\mathbf{G}_{22}^B$ ， $\mathbf{K}$  の関係を調整し，狙いの周波数で  $\mathbf{G}_{ker}$  が零固有値を持つように構造変更すればよい．一方，連成共振の共振応答を抑制するには，式(3-1)のうち，特に連成共振を司る  $\mathbf{G}_{ker}^{-1}$  を含む次式の項の大きさを抑制する必要がある．これは，第 1 項の行列  $\mathbf{G}_{31}^A$  が主系 A 単体のコンプライアンスであり，連成共振への寄与が小さいと考えられることによる．

$$\mathbf{X}_c = \mathbf{G}_{32}^A \mathbf{G}_{ker}^{-1} \mathbf{G}_{21}^A \mathbf{F} \quad (3-16)$$

ここで，式(3-1)右辺の波括弧内の第 1 項の存在により，全系の応答においても，主系 A 単体の共振点で無限大の応答を導きそうであるが，実際にはそのようにならない理由を説明する．まず，第 1 項  $\mathbf{G}_{31}^A$  は，主系 A 単体の共振点でピークを有する．第 2 項は， $\mathbf{G}_{32}^A$  や  $\mathbf{G}_{21}^A$  の影響により，主系 A 単体の共振点でもピークを有するが，その間に掛かる  $\mathbf{G}_{ker}$  の影響もあって，全系の共振点でもピークを有する．最終的に，第 1 項のピークは，第 2 項のピークのうち，主系 A 単体の共振の影響で生じるピークと逆位相で相殺する性質があり，全系の応答は，*kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  が零固有値を有することで生じるピークでのみ無限大の大きさとなる．従って，不減衰系の連成共振は，*kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  だけに着目して設計できる．

いま，*kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  の固有値を絶対値の降順に  $\lambda_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) とし，それぞれに対応する固有ベクトルを  $\boldsymbol{\psi}_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) とすると次式を得る．

$$\mathbf{X}_c = \mathbf{G}_{32}^A \boldsymbol{\Psi} \text{diag}\left(\frac{1}{\lambda_1}, \dots, \frac{1}{\lambda_n}\right) \boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{G}_{21}^A \mathbf{F} \quad (3-17)$$

ここに、連成共振周波数において、*kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ が一つの零固有値を持つ場合を考え、 $\lambda_n=0$  とする．また、 $\mathbf{\Psi} := [\boldsymbol{\psi}_1, \dots, \boldsymbol{\psi}_n]$ とおいた．ここに、 $\|\boldsymbol{\psi}_i\|=1$  であり、固有ベクトル $\boldsymbol{\psi}_i$ は単位長さを持つとする．このとき、連成共振における *kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ の逆行列は次式のように表せる．

$$\mathbf{G}_{ker}^{-1} = \mathbf{\Psi} \text{diag}\left(\frac{1}{\lambda_1}, \dots, \frac{1}{\lambda_n}\right) \mathbf{\Psi}^T = \frac{1}{\lambda_1} \boldsymbol{\psi}_1 \boldsymbol{\psi}_1^T + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \boldsymbol{\psi}_n \boldsymbol{\psi}_n^T \quad (3-18)$$

本式の右辺の項の中で、零固有値 $\lambda_n$ に関する項の大きさは他の項を超越するため、式(3-16)は次式へ近似できる．

$$\mathbf{X}_c \approx \frac{1}{\lambda} \mathbf{G}_{32}^A \boldsymbol{\psi} \boldsymbol{\psi}^T \mathbf{G}_{21}^A \mathbf{F} \quad (3-19)$$

ここに、表記の簡単化のため、零固有値を $\lambda$ 、 $\lambda$ に対応する固有ベクトルを $\boldsymbol{\psi}$ と示す．ここで、零固有値 $\lambda$ に対応する固有ベクトル $\boldsymbol{\psi}$ は、連成共振では $\mathbf{G}_{ker} \boldsymbol{\psi} = \mathbf{0}$ が成立するから（城戸，末岡，2005）， $\mathbf{G}_{ker}$ の零空間を張るベクトルである．先行研究（城戸，末岡，2005）と同様に、零固有値 $\lambda = 0$ を正值項 $\lambda^+$ と負値項 $\lambda^-$ の和と考えると、 $1/\lambda = 1/(\lambda^+ + \lambda^-) = (1/\lambda^+) \{1/(1 - |\lambda^-/\lambda^+|)\}$ であり、零固有値の逆数 $1/\lambda$ は $1 - |\lambda^-/\lambda^+|$ が零になることで発散し、その発散の度合いは $1/\lambda^+$ に従う．実機には減衰が存在して実際の応答は発散しないため、発散に関する $1 - |\lambda^-/\lambda^+|$ を除き、式(3-19)の連成共振周波数前後での共振応答の大小を考慮するために、次式の $\bar{\mathbf{X}}_c$ を導入して共振応答の検討を行う．

$$\bar{\mathbf{X}}_c := \frac{1}{\lambda^+} \mathbf{G}_{32}^A \boldsymbol{\psi} \boldsymbol{\psi}^T \mathbf{G}_{21}^A \mathbf{F} \quad (3-20)$$

本式より、連成共振における  $\bar{\mathbf{X}}_c$ の大きさは、 $1/\lambda^+$ 、 $\mathbf{G}_{32}^A \boldsymbol{\psi}$ 、 $\boldsymbol{\psi}^T \mathbf{G}_{21}^A$ の大きさに依存することがわかる．いま、入力 $\mathbf{F}$ の自由度の数を $l$ 、応答点の変位応答 $\bar{\mathbf{X}}_c$ の自由度の数を $m$ とすると、式(3-20)は次式のように成分表示できる．

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{X}}_c(1) \\ \vdots \\ \bar{\mathbf{X}}_c(i) \\ \vdots \\ \bar{\mathbf{X}}_c(m) \end{bmatrix} &:= \frac{1}{\lambda_n^+} \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{32}^A(1,1) & \dots & \mathbf{G}_{32}^A(1,j) & \dots & \mathbf{G}_{32}^A(1,n) \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{G}_{32}^A(i,1) & \dots & \mathbf{G}_{32}^A(i,j) & \dots & \mathbf{G}_{32}^A(i,n) \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{G}_{32}^A(m,1) & \dots & \mathbf{G}_{32}^A(m,j) & \dots & \mathbf{G}_{32}^A(m,n) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\psi}(1) \\ \vdots \\ \boldsymbol{\psi}(i) \\ \vdots \\ \boldsymbol{\psi}(n) \end{bmatrix} \\ &\times [\boldsymbol{\psi}(1) \quad \dots \quad \boldsymbol{\psi}(i) \quad \dots \quad \boldsymbol{\psi}(n)] \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{21}^A(1,1) & \dots & \mathbf{G}_{21}^A(1,j) & \dots & \mathbf{G}_{21}^A(1,l) \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{G}_{21}^A(i,1) & \dots & \mathbf{G}_{21}^A(i,j) & \dots & \mathbf{G}_{21}^A(i,l) \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{G}_{21}^A(n,1) & \dots & \mathbf{G}_{21}^A(n,j) & \dots & \mathbf{G}_{21}^A(n,l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{F}(1) \\ \vdots \\ \mathbf{F}(j) \\ \vdots \\ \mathbf{F}(l) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3-21)$$

ここでさらに、 $\bar{\mathbf{X}}_c$ の成分 $\bar{\mathbf{X}}_c(i)$ に対応するベクトル同士の積を分解して確認すると、 $\bar{\mathbf{X}}_c(i)$ の大きさは、 $\mathbf{G}_{32}^A$ の行ベクトル $\mathbf{G}_{32}^A(i, :)$ と零空間を張るベクトル $\boldsymbol{\psi}$ の積、および、零空間を張るベクトル $\boldsymbol{\psi}$ と $\mathbf{G}_{21}^A$ の列ベクトル $\mathbf{G}_{21}^A(:, j)$ の積に依存することがわかる。そこで、これら 2 つの積を零にすることで変位応答 $\bar{\mathbf{X}}_c$ の大きさを低減できると考えた。つまり、共振応答の抑制条件は次式となる。

$$\mathbf{G}_{32}^A(i, :)\boldsymbol{\psi} = 0, i = 1 \sim m \quad \text{and} \quad \boldsymbol{\psi}^T \mathbf{G}_{21}^A(:, j) = 0, j = 1 \sim l \quad (3-22)$$

本式は、結合点領域から応答点領域への伝達関数 $\mathbf{G}_{32}^A$ と、入力点領域から結合点領域までの伝達関数 $\mathbf{G}_{21}^A$ の両方を介した振動伝達の低減を対象とする。また、次式の通り、式(3-22)の片側の条件式を満たすことでも共振応答を抑制できると考える。

$$\mathbf{G}_{32}^A(i, :)\boldsymbol{\psi} = 0, i = 1 \sim m \quad \text{or} \quad \boldsymbol{\psi}^T \mathbf{G}_{21}^A(:, j) = 0, j = 1 \sim l \quad (3-23)$$

本式のように式(3-22)の条件を緩和すれば、本式を満足する解 $\boldsymbol{\psi}$ を求める際に解を見出しやすくなる。本研究では、共振応答の抑制条件式(3-22)または(3-23)を満たすように零空間を張るベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を決定し、次に、 $\mathbf{G}_{ker}\boldsymbol{\psi} = \mathbf{0}$ を満たすように結合ばね定数を変更し、 $\mathbf{G}_{ker}$ を再構成する。以上、応答点領域 3 を主系に設定した場合について定式化した。が、応答点領域 3 を副系に設定する場合は、式(3-22), (3-23)の結合点領域から応答点領域への伝達関数 $\mathbf{G}_{32}^A$ を副系に関する伝達関数 $\mathbf{G}_{32}^B$ に設定すればよい。

### 3.3.2 零空間の決定方法

共振応答の抑制条件式(3-22), (3-23)を満たす、 $\mathbf{G}_{ker}$ の零空間を張るベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を決定する方法を説明する。以下、すべてのベクトルを列ベクトルとする。

まず、連成共振で、*kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ の列空間を整理する。この列空間を $W_{ker}$ とすると、本研究では、 $\mathbf{G}_{ker} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ の退化次数が 1 の場合を扱うから $\text{rank}(\mathbf{G}_{ker}) = n - 1$ であり、列空間 $W_{ker}$ は $n - 1$ 次元の超平面を構成する。次に、主系 A の伝達関数行列 $(\mathbf{G}_{32}^A)^T \in \mathbb{R}^{n \times m}$ と $\mathbf{G}_{21}^A \in \mathbb{R}^{n \times l}$ の列空間について整理する。結合ばねの数を $n > m + l$ とし、また、狙いの連成共振周波数において、主系 A 単体は共振しないとする。この時、行列 $(\mathbf{G}_{32}^A)^T \in \mathbb{R}^{n \times m}$ と $\mathbf{G}_{21}^A \in \mathbb{R}^{n \times l}$ は、それぞれ、フルランクとしてよいから $\text{rank}((\mathbf{G}_{32}^A)^T) = m$ ,  $\text{rank}(\mathbf{G}_{21}^A) = l$ である。また、これらの行列を列方向に並べた行列 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \quad \mathbf{G}_{21}^A] \in \mathbb{R}^{n \times (m+l)}$ もフルランクとしてよいから、 $\text{rank}([(G_{32}^A)^T \quad G_{21}^A]) = m + l$ である。この時、これらの行列 $(\mathbf{G}_{32}^A)^T$ ,  $\mathbf{G}_{21}^A$ ,  $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \quad \mathbf{G}_{21}^A]$ の列空間の次元を、それぞれ、 $m$ 次元、 $l$ 次元、 $m + l$ 次元とする。

以上の条件の下、式(3-22)や式(3-23)を満たす条件は、行列 $(\mathbf{G}_{32}^A)^T$ ,  $\mathbf{G}_{21}^A$ ,  $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \quad \mathbf{G}_{21}^A]$ の列空間が、結合ばねを変更して再構成する $\mathbf{G}_{ker}$ の超平面を構成する $n - 1$ 次元の列空間

$W_{ker}$ 内に存在するという条件に変換できる．これにより，行列 $(\mathbf{G}_{32}^A)^T$ ， $\mathbf{G}_{21}^A$ ， $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \ \mathbf{G}_{21}^A]$ の各列ベクトルが，ベクトル $\boldsymbol{\psi}$ と直交し式(3-22)や式(3-23)が成立する．この時，行列 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \ \mathbf{G}_{ker}] \in \mathbb{R}^{n \times (m+n)}$ ， $[\mathbf{G}_{21}^A \ \mathbf{G}_{ker}] \in \mathbb{R}^{n \times (l+n)}$ ， $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \ \mathbf{G}_{21}^A \ \mathbf{G}_{ker}] \in \mathbb{R}^{n \times (m+l+n)}$ の列空間の次元はすべて $n-1$ であるから，行列 $(\mathbf{G}_{32}^A)^T$ ， $\mathbf{G}_{21}^A$ ， $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \ \mathbf{G}_{21}^A]$ の列空間は，列空間 $W_{ker}$ と同様に超平面となる必要がある．この要件は，3.3.3項で説明する．従って，本研究では，式(3-22)や式(3-23)を満たすような $\boldsymbol{\psi}$ を，行列 $(\mathbf{G}_{32}^A)^T$ ， $\mathbf{G}_{21}^A$ ， $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \ \mathbf{G}_{21}^A]$ の零空間を張るベクトルとして求めることを提案する． $\mathbf{G}_{ker}$ の零空間を張るベクトル $\boldsymbol{\psi}$ と式(3-22)や式(3-23)を満たすようなベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を同一にし，式(3-22)や式(3-23)を基にしてベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を一意に決めることで繰り返し計算を必要とせずに共振応答を抑制できる．

### 3.3.3 零空間の決定に必要な結合自由度数の要件

式(3-22)，(3-23)が成り立つためのベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を一意に決める条件を，ベクトル $(\mathbf{G}_{32}^A(i,:))^T$ と $\mathbf{G}_{21}^A(:,j)$ の数と結合自由度の数の関係として明確にする．

まず，式(3-22)に関して説明する．いま， $\text{rank}[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \ \mathbf{G}_{21}^A] = m+l$ の条件の下，これから $m+l$ 本のベクトルが張る列空間を $W_A$ とすると，その次元は $\dim(W_A) = m+l$ である．この列空間 $W_A$ が， $\mathbf{G}_{ker} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ の退化次数が1の場合に張られる $n-1$ 次元の列空間内に存在するには， $\dim(W_A) = m+l = n-1$ となる必要があるから次式を得る．

$$n = m + l + 1 \quad (3-24)$$

つまり，結合自由度の数 $n$ が式(3-24)を満たせば，行列 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \ \mathbf{G}_{21}^A] \in \mathbb{R}^{n \times (m+l)}$ の零空間を張るベクトルが一つ存在し，このベクトルから式(3-22)を満たすベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を一意に決定できる．例えば，入力 $\mathbf{F}$ の自由度の数を $l=1$ ，応答点の変位応答 $\bar{\mathbf{X}}_c$ の自由度の数を $m=1$ とする．このとき，式(3-22)を満たすベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を一意に決定するのに必要な結合自由度の数は $n=3$ と求まる．つまり，一つの連成共振周波数を制御し，かつ，その連成共振の共振応答を抑制するには，結合自由度の数3が必要となることがわかる．

同様にして，共振応答の抑制条件式(3-23)の前側の式 $\mathbf{G}_{32}^A(i,:) \boldsymbol{\psi} = 0$ ， $i=1 \sim m$ の場合は，結合自由度の数 $n$ に対する要件として次式を適用すればよい．

$$n = m + 1 \quad (3-25)$$

共振応答の抑制条件式(3-23)の式 $\boldsymbol{\psi}^T \mathbf{G}_{21}^A(:,j) = 0$ ， $j=1 \sim l$ の場合は，結合自由度の数 $n$ の要件は次式となる．

$$n = l + 1 \quad (3-26)$$

条件式(3-24)～(3-26)は，共振応答を抑制する評価自由度の数に対して，必要最小限の結合自由度の数を決定している．この条件では，剛性マトリクス $\mathbf{K}$ の結合ばねを全て変更する必要があるため，剛性マトリクス $\mathbf{K}$ は一意に定まる．結合ばねの計算方法は，3.3.4項で述べる．



次に、参考として、式(3-22)に対して、 $n > m + l + 1$ の条件を考える．この条件は、行列 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \quad \mathbf{G}_{21}^A] \in \mathbb{R}^{n \times (m+l)}$ の列空間の零空間を張るベクトルを定めるには、結合自由度の数 $n$ が冗長である．そこで、本手法ではこれを解決するために、変更しない結合ばねと変更する結合ばねを分けて考える．変更しない結合自由度の数を $q (< n)$ とすると、共振応答の抑制に用いる結合自由度の数は $n - q$ となる．よって、結合自由度の数 $n$ は次式で表される．

$$\begin{aligned} n &> n - q = m + l + 1 \\ \therefore n &= q + m + l + 1 \end{aligned} \quad (3-27)$$

式(3-27)を用いる場合のベクトル $\boldsymbol{\psi}$ の決定方法を整理する．まず、行列 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \quad \mathbf{G}_{21}^A]$ に、変更しない $q$ 個の結合自由度に対応する $\mathbf{G}_{ker}$ 内の列ベクトルを加えて列方向に並べた行列 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \quad \mathbf{G}_{21}^A \quad \mathbf{G}_{ker}] \in \mathbb{R}^{n \times (m+l+q)}$ の列空間が、 $\mathbf{G}_{ker}$ が張る $n - 1$ 次元の超平面 $W_{ker}$ 内に存在する必要がある、式(3-27)の条件式がそれを保証する．具体的な算出では、はじめに次式を満たすベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を求める．

$$[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \quad \mathbf{G}_{21}^A]^T \boldsymbol{\psi} = \mathbf{0} \quad (3-28)$$

次に、求めたベクトル $\boldsymbol{\psi}$ が、共振の発生条件式(3-7)を満たすように結合ばね定数を変更する．この結果、 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \quad \mathbf{G}_{21}^A \quad \mathbf{G}_{ker}] \in \mathbb{R}^{n \times (m+l+q)}$ の張る空間に直交なベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を求め得る．この手順は、式(3-25), (3-26)の場合も同様であり、式(3-28)から $\mathbf{G}_{32}^A$ や $\mathbf{G}_{21}^A$ を削除するだけでよい．なお、目標周波数 $\omega_T$ において $\mathbf{G}_{ker}\boldsymbol{\psi} = \mathbf{0}$ を満たすことは、 $\mathbf{G}_{ker}$ が零固有値を持ち目標周波数 $\omega_T$ で共振が発生することを意味する．従って本手法は、目標周波数 $\omega_T$ での共振発生と共振応答の抑制を同時に実現できる．この際、変更する結合ばねは、3.2.2 項の方法と同様に、結合ばね定数の変更前後の比 $(k_j + \Delta k_j)/k_j$ を求め、その値がもっとも1に近い結合ばねから選定する．ここに、 $k_j$ は結合ばねの初期値、 $\Delta k_j$ は共振応答の抑制に必要な結合ばねの変更量である．また、変更しない結合ばねを、主系 A と副系 B の支持機能に限って用い、共振応答の抑制のために用いる結合ばねと分けて設計することも考えられる．この場合、結合ばね定数の変更前後の比から変更する結合ばねを選択する自由度が無くなる．最後に、 $n < m + l + 1$ の場合は、行列 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \quad \mathbf{G}_{21}^A]$ の行数 $n$ が式(3-24)または(3-27)を満たすように結合ばねの自由度の数 $n$ を再設計する．

### 3.3.4 結合ばねの変更方法と計算手順

式(3-22), (3-23)を満足させるベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を実現するための結合ばね定数の変更方法と本手法の全体の計算手順を説明する.

結合ばね定数の変更には式(3-12)を用いる. 結合ばねを含む剛性マトリクス $\mathbf{K}$ は対角行列であるため, 未知数 $k_i + \Delta k_i$ は, 連立 1 次方程式を解くことなく, 個別な $n$ 本の式から簡便に求めることができる. 本手法の計算手順を整理する. はじめに, 共振応答の抑制条件式(3-22)または式(3-23)のいずれを利用するかを選択する. 共振応答を抑制したい評価自由度の数を明確にし, それに対応する結合自由度 $n$ を式(3-24)~(3-26)により決定する. 次に, 零空間を張るベクトルを求める. 式(3-22)の場合, 入力領域と結合領域の伝達関数行列と結合領域と出力領域を結ぶ伝達関数行列を合わせた行列の零空間を張るベクトルを求める. 式(3-23)の場合, これらの伝達関数行列の一方に対して零空間を張るベクトルを求める. この零空間を張るベクトルを基にした基底ベクトルをベクトル $\boldsymbol{\psi}$ と定め, 式(3-12)より結合自由度 $n$ 個分の結合ばね定数を求め, 式(3-1)の剛性マトリクス $\mathbf{K}$ を再構成する.

### 3.3.5 線形空間における本手法の特徴

まず, 本手法の特徴を, 式(3-22)を用いる場合を例に, 行列 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \quad \mathbf{G}_{21}^A]$ の列ベクトルとそれらが張る列空間 $W_A$ と,  $\mathbf{G}_{ker}$ の列ベクトルとそれらが張る列空間 $W_{ker}$ を図示し説明する. 図示の都合上, 結合自由度3の場合に限り図 3-5 に示す. まず,  $m = 1, l = 1$ とすると, 主系 A の伝達関数の2本のベクトル $(\mathbf{G}_{32}^A(1,:))^T, \mathbf{G}_{21}^A(:,1)$ が $\text{rank}([( \mathbf{G}_{32}^A(1,:))^T \mathbf{G}_{21}^A(:,1)]) = 2$ の時, 式(3-24)から結合自由度の数 $n = 3$ が求まる. 図 3-5(a)に図示すると, この2本のベクトルは3次元空間に平面 $W_A$ を張り, ベクトル $\mathbf{n}_A$ が平面 $W_A$ の零空間を張る. 次に, 結合自由度の数 $n = 3$ の場合, 連成共振では $\mathbf{G}_{ker} \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ の3本のベクトル $\mathbf{G}_{ker}(:,1), \mathbf{G}_{ker}(:,2), \mathbf{G}_{ker}(:,3)$ は平面 $W_{ker}$ を張り, この平面 $W_{ker}$ の零空間をベクトル $\boldsymbol{\psi}$ が張る. 本手法では, 列空間 $W_A$ と列空間 $W_{ker}$ が同一平面になるように, 結合ばねを変更させて列空間 $W_{ker}$ を移動させる. その結果, 列空間 $W_{ker}$ の零空間を張るベクトル $\boldsymbol{\psi}$ と伝達関数の2本のベクトル $(\mathbf{G}_{32}^A(1,:))^T, \mathbf{G}_{21}^A(:,1)$ をそれぞれ直交させることができ共振応答を抑制できる. 列空間 $W_{ker}$ の移動は, ベクトル $\mathbf{n}_A$ に平行なベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を決め,  $\mathbf{G}_{ker}\boldsymbol{\psi} = \mathbf{0}$ を満たすように結合ばねを変更する.

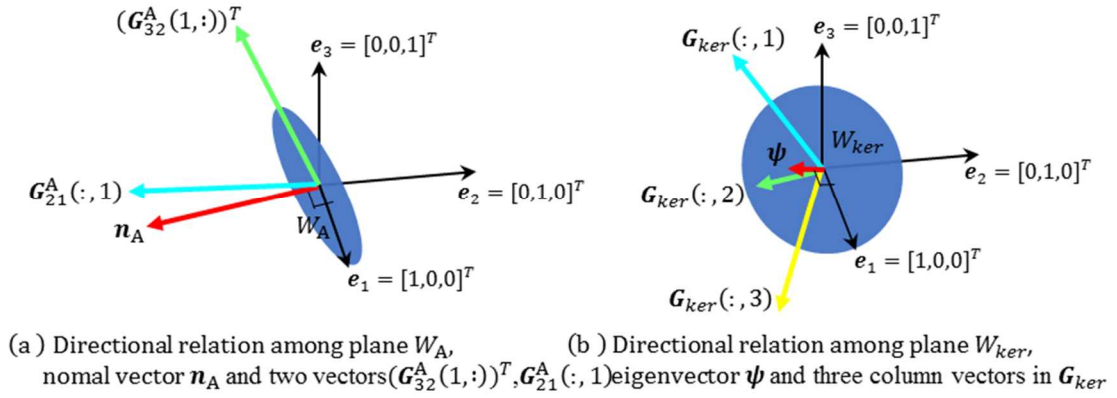


Fig.3-5 Directional relation among vectors and planes used in proposed method in case of resonance response suppressing. Fig. 3-5 (a): In the condition of the number of each vector  $(\mathbf{G}_{32}^A(i,:))^T, \mathbf{G}_{21}^A(:,j)$  is one and the number of coupling degrees of freedom is three from the equation (3-24), two vectors  $(\mathbf{G}_{32}^A(1,:))^T, \mathbf{G}_{21}^A(:,1)$  span the plane  $W_A$ . The vector  $\mathbf{n}_A$  span the null space of the plane  $W_A$ . Fig. 3-5 (b): At the coupled natural frequency, when the number of coupling degrees of freedom is 3, three column vectors  $\mathbf{G}_{ker}(:,1), \mathbf{G}_{ker}(:,2), \mathbf{G}_{ker}(:,3)$  in a *kernel* compliance matrix  $\mathbf{G}_{ker}$  span the plane  $W_{ker}$ . The vector  $\psi$  spans the null space of the plane  $W_{ker}$ . The meaning of proposed method is equivalent to moving the plane  $W_{ker}$  to the plane  $W_A$  by matching the vector  $\psi$  to the vector  $\mathbf{n}_A$ . This makes the vector  $\psi$  and the two vectors  $(\mathbf{G}_{32}^A(1,:))^T, \mathbf{G}_{21}^A(:,1)$  orthogonal as shown in equation (3-22), then to suppress the resonance response.

### 3.3.6 本手法の発展性

ここでは、今後の研究のため、式(3-22)を用いる場合を例に本手法の発展性について述べる．本研究では、共振応答を抑制するために、行列 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \ \mathbf{G}_{21}^A]$ の列空間の零空間を張るベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を決定する設計法を提案した．さらに、行列 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \ \mathbf{G}_{21}^A]$ の列空間に直交しないベクトル $\boldsymbol{\psi}$ を求めることで、共振応答を零以外のレベルへ変更できる利点がある．これは本手法が、伝達関数合成法を用いて共振応答のレベルを、主系の伝達関数行列 $(\mathbf{G}_{32}^A)^T$ 、 $\mathbf{G}_{21}^A$ とベクトル $\boldsymbol{\psi}$ の積で表しているためである．式(3-22)の 2 つ条件式を合わせて行列表記した場合、右辺の零ベクトルの代わりに、評価点応答の低減量に応じたベクトル $\boldsymbol{\alpha}$ を決定すると式(3-22)は次式となる．

$$\begin{bmatrix} \mathbf{G}_{32}^A \\ (\mathbf{G}_{21}^A)^T \end{bmatrix} \boldsymbol{\psi} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\alpha}_3 \\ \boldsymbol{\alpha}_1 \end{bmatrix} \quad (3-29)$$

ここに、 $\boldsymbol{\alpha}_3 \in \mathbb{R}^{m \times 1}$ は出力領域 3 に対応し、 $\boldsymbol{\alpha}_1 \in \mathbb{R}^{l \times 1}$ は入力領域 1 に対応したベクトルであり、それらの大きさは、共振応答を抑制しない初期値から共振応答を抑制する零の間の値を用いて決定する．ここで、 $\mathbf{G}_{32}^A \in \mathbb{R}^{m \times n}$ 、 $(\mathbf{G}_{21}^A)^T \in \mathbb{R}^{l \times n}$ と式(3-24)の条件式 $n = m + l + 1$ から、 $[(\mathbf{G}_{32}^A)^T \ \mathbf{G}_{21}^A]^T \in \mathbb{R}^{(n-1) \times n}$ であるから、ベクトル $\boldsymbol{\psi} \in \mathbb{R}^n$ は、疑似逆行列を用いて次式より求め得る．

$$\boldsymbol{\psi} = \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{32}^A \\ (\mathbf{G}_{21}^A)^T \end{bmatrix}^\dagger \begin{bmatrix} \boldsymbol{\alpha}_3 \\ \boldsymbol{\alpha}_1 \end{bmatrix} \quad (3-30)$$

ここに、 $(\cdot)^\dagger$ は疑似逆行列を表す．図 3-4 (b)で言えば、ベクトル $\boldsymbol{\psi}$ は平面 $W_A$ と直交せず平面 $W_A$ にも含まれない．

## 3.4 結論

結合ばねにより多自由度結合された 2 つの振動系が連成して発生する共振に対して，結合ばねを変更することで共振周波数の配置と共振応答の抑制を，繰り返し計算を行わずに実現する手法の理論を構築した．伝達関数合成法から得られる 2 つの振動系の連成に関する情報を含む *kernel* コンプライアンス行列（城戸，末岡，2005）に着目し，共振周波数の発生条件と共振応答の抑制条件を明確にした．以下，これらの理論についてまとめる．

### 共振の発生条件と共振制御の考え方

- (1) 共振において，*kernel* コンプライアンス行列を構成する列ベクトルが同一の超平面に存在する条件から，共振の発生条件式を導出した．この条件式は，超平面の法線ベクトルと列ベクトルの積が零として導かれる．
- (2) (1)の法線ベクトルは*kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトルと等しいことを示し，本手法では，*kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトルを初めに決定することで，繰り返し計算なしに共振周波数配置と共振応答抑制を行うという考え方を示した．

### 共振周波数の配置理論

- (1) *kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトルの決定方法として，変更する結合ばねを含まない *kernel* コンプライアンス行列の列ベクトルで構成される超平面の法線ベクトルを用いる方法を提案した．セミアクティブな構造変更により，この零空間を張るベクトルの変更を独立に実施するには，2 つの振動系をつなぐ互いに独立な自由度を持つ結合ばねのみを変更すればよい．副系そのものを構造変更すると，各列ベクトルは同時に変化してしまうが，結合ばねのばね定数を個別に変更すると，それに対応する *kernel* コンプライアンス行列の対角成分のみが変更され，結果的に，各列ベクトルを個別に操作できる．
- (2) 上記の共振発生条件式を用いて，主系と副系の結合点のコンプライアンスおよび初めに決定した零空間を張るベクトルのみを用いて，目標周波数へ連成共振を配置するための結合ばね定数を算出する式を導出した．これにより，一つの結合ばね定数の変更によって簡便に目標周波数で連成共振を発生させる方法を実現した．また，複数の結合ばねから制御すべき一つの結合ばねを選定する方法についても，セミアクティブ制御の際に，ばね定数の変化量を少なくするという基準が利用できることを示した．

## 共振応答の抑制理論

- (1) 目標周波数で共振を発生させつつ、その共振応答を抑制するために、2つの振動系の連成関係を表す *kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトル $\psi$ と、入力領域と結合領域を結ぶ伝達関数行列、および、結合領域と出力領域を結ぶ伝達関数行列（以下、伝達関数行列）の積から得られるいくつかのベクトルの積を零にする方法を提案した。連成共振において、*kernel* コンプライアンス行列の列空間内に、伝達関数行列の列空間が存在するように零空間を張るベクトル $\psi$ を決める。これにより、零空間を張るベクトル $\psi$ と伝達関数行列の列空間の角度が直角になるため、前述のベクトルの積が零となり共振応答を抑制できる。
- (2) 未知のベクトル $\psi$ は、伝達関数行列の零空間を張るベクトルと平行なベクトルとして求める。この後、求めたベクトル $\psi$ が、*kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るように結合ばね定数を変更すれば、目標周波数での共振発生と、この共振周波数での共振応答の抑制を同時に実現しうる。零空間を張るベクトル $\psi$ を一意に決めることで、繰り返し計算を必要とせず共振応答を抑制できる。
- (3) 伝達関数行列の零空間を張るベクトルが存在する条件を明確にした。この条件は、共振応答を抑制させる評価点の自由度数と、結合点の自由度数の関係式として表せ、結合点の自由度数の設計要件として活用できる。

## 第 4 章

# はり構造体での検証

本章では，主系と副系としてはり構造体を用い，提案法で設計された結合ばね定数を適用することで連成共振の周波数配置と応答抑制が可能なことを確認する．また，幾何ベクトルの変化や固有モードを確認し，得られた知見をまとめる．

## 4.1 解析モデル

解析モデルの概略図を図 4-1 に示す．主系 A と副系 B を 3 つの結合ばねで結合している．これは，主系や副系の複数の弾性振動モード間で生じる相互干渉を活用するためである．結合ばねの自由度は  $x$  方向並進のみとし，結合ばねの初期長さは数値計算上は零である．結合ばね定数  $k_1, k_2, k_3$  は 4.2 節と 4.3 節に記載する．主系 A，副系 B をそれぞれ長さ 1.0 m，0.3 m のはりとし，結合ばね以外の境界条件は自由支持とする．はりの諸元は，密度  $7.80 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ，ヤング率  $2.06 \times 10^{11} \text{ Pa}$ ，断面二次モーメント  $6.75 \times 10^{-11} \text{ m}^4$ ，断面積  $9.00 \times 10^{-5} \text{ m}^2$  である．座標点 A1 は入力点，座標点 A21～A23 と B21～B23 は結合点，座標点 A31，A32 は応答点である．主系 A，副系 B の周波数応答を有限要素法で求め，入力に対する応答は伝達関数合成法を用いて計算した．

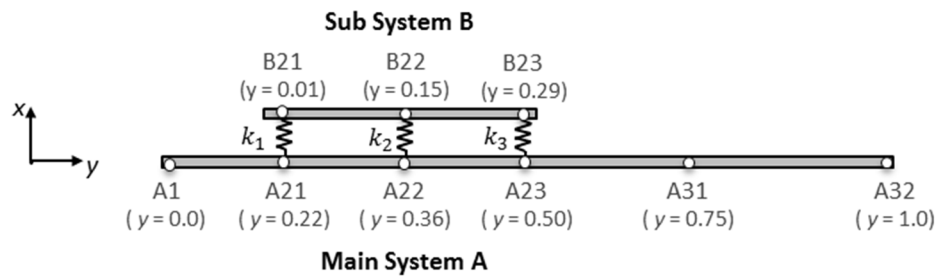


Fig.4-1 Analysis model: Two beams and three springs system. Main system A and sub system B are modeled by beam elements of finite element method which are used for numerical case studies in the following section. Boundary condition of the both beam elements is free. The number of connection DOFs is three and the DOF of connection points is in only x direction. Specifications of beam: Length of main system A = 1.0 m and length of sub system B = 0.3 m. Boundary conditions of the both beam elements are free-free. Density =  $7.80 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ , Young's modulus =  $2.06 \times 10^{11} \text{ Pa}$ , second moment of area =  $6.75 \times 10^{-11} \text{ m}^4$ , cross section area =  $9.00 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ . Coordinate point A1 corresponds to input point. Coordinate points from A21 to A23 and from B21 to B23 correspond to connection points. Coordinate points A31 and A32 correspond to response points.



## 4.2 共振周波数の配置手法の計算結果

前節の解析モデルに対して，3.2 節の手法を適用した場合に目標周波数に共振周波数を配置できることを確認する．まず，*kernel* コンプライアンス行列の固有値とその列ベクトルを幾何ベクトルとした場合の関係を確認する．次に，目標共振周波数を満たす結合ばね定数を求め，周波数応答関数を計算する．さらに，結合ばねと共振周波数の配置範囲の関係を解析する．

### 4.2.1 *Kernel* コンプライアンス行列の固有値と列ベクトル

#### の関係

図 4-2 に示すように，主系 A の左端 A1 を  $x$  方向に加振した場合の，右端 A32 の  $x$  方向の変位応答を計算し，図 4-3 に周波数応答特性を示す．結合ばねの初期値は  $k_1, k_2, k_3 = 250$  N/mm とする．主系 A と副系 B が結合ばねで結合された場合の結果を青実線で示し，主系 A のみの結果を緑破線で示す．約 70 Hz 以上では，主系 A のみの共振周波数が副系 B を付加したことで変化しており両者が強く連成していることがわかる．特に 280Hz 以上では，全系の応答に対して副系 B の影響が大きい．図 4-4 に主要な振動モードを示す．約 100 Hz 以下では副系 B は剛体モード状に振動し，それ以上の連成共振では曲げモードのように変形している．

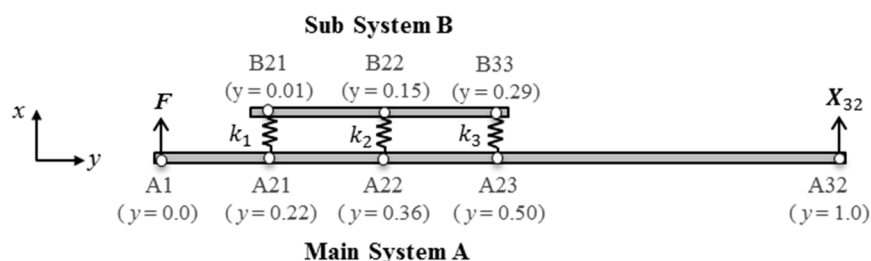


Fig. 4-2 Input point and response point of calculation case for natural frequency arrangement.  
Coupling stiffness :  $k_1, k_2, k_3 = 250$  N/mm.

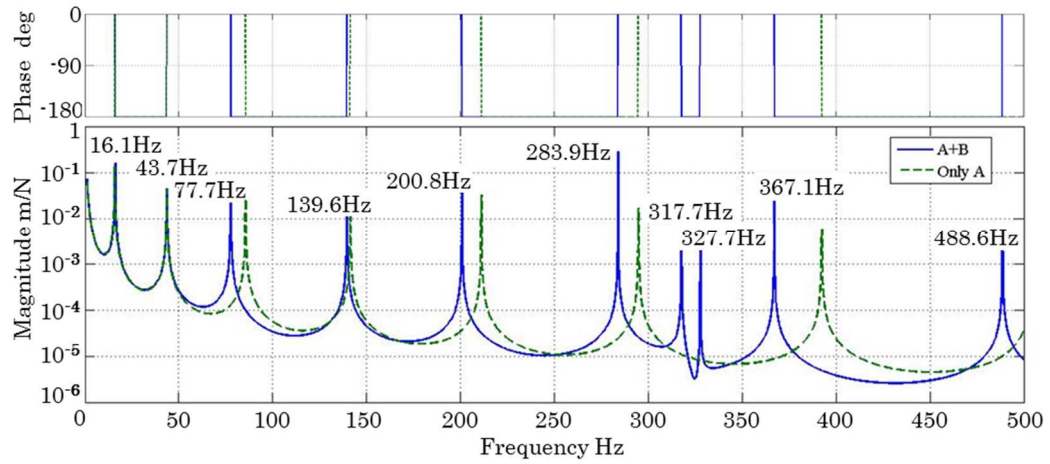
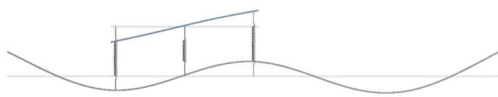
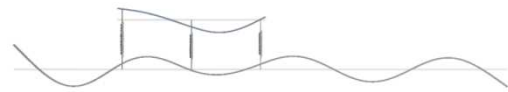


Fig.4-3 Magnitude and phase of the compliances of whole structure and main system A. Solid line: main system A with sub system B which is coupled with coupling springs. Dashed line: only main system A.



(a) Mode shape at 77.7Hz



(b) Mode shape at 283.9Hz

Fig. 4-4 Examples of Eigen mode shape when sub system B is rigid body mode and elastic mode. The mode shape of sub system B at 77.7 Hz is regarded as its rigid body mode. On the other hand, the mode shape of sub system B at 283.9 Hz is regarded as its elastic mode.

連成共振周波数における *kernel* コンプライアンス行列の固有値と列ベクトルの関係を確認する．固有値の大きさをわかりやすく示すため，図 4-5 には *kernel* コンプライアンス行列の特異値を示す．共振周波数では零固有値に対応して，一つの特異値が極小（ほぼ 0）になっていることがわかる．特異値が完全に 0 にならないのは微小な減衰を与えているためと，解析の周波数解像度の影響である．共振周波数 283.9 Hz と共振周波数ではない 250.0 Hz における *kernel* コンプライアンス行列  $\mathbf{G}_{ker}$  を構成する 3 つの列ベクトルの関係をそれぞれ図 4-6 に示す．なお表記の都合上，本章のベクトルの表記は， $\mathbf{G}_{ker}$ ， $\mathbf{J}$  が対称行列であることから， $\mathbf{G}_{ker}^T(i,:)$ ， $\mathbf{J}^T(i,:)$  に代わり  $\mathbf{G}_{ker}(:,j)$ ， $\mathbf{J}(:,j)$  を用いる．図 4-6 (a) から，共振周波数では 3 つの列ベクトルが同じ平面内に存在し，一つのベクトルが他の二つのベクトルと従属関係にあることが確認できる．一方，図 4-6 (b) から，共振周波数以外では 3 つの列ベクトルが同一平面内に存在していないことが確認できる．

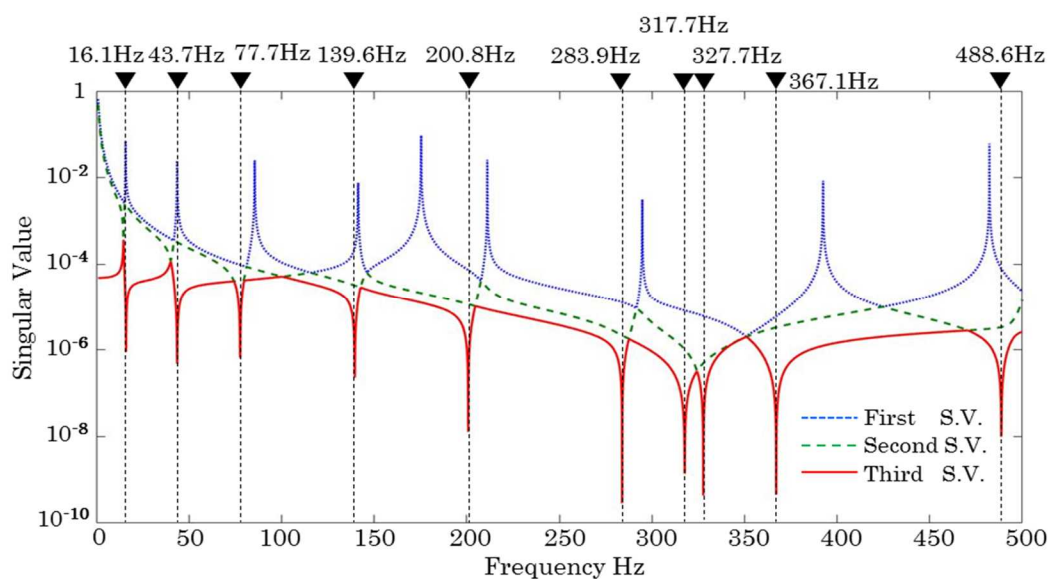
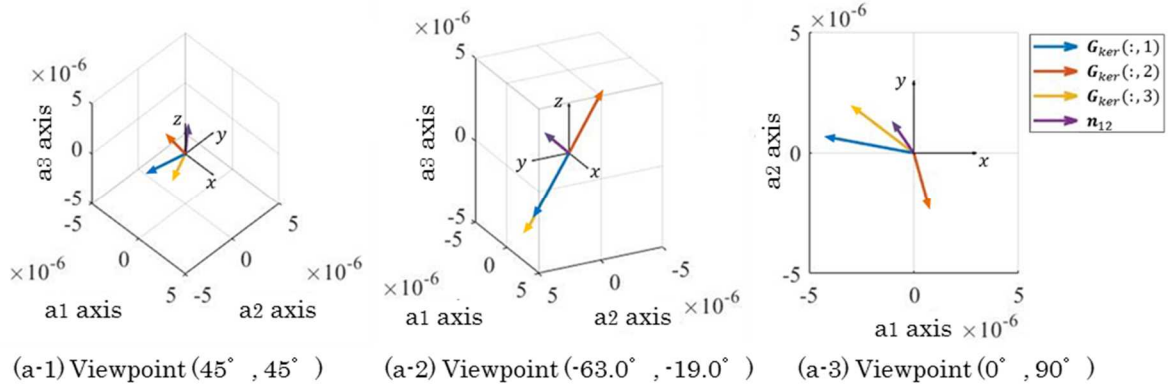
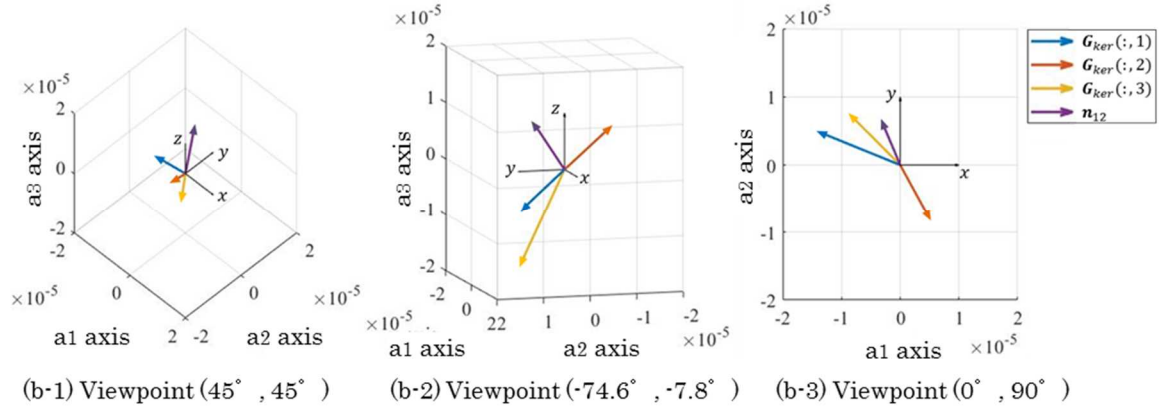


Fig. 4-5 Three singular values of  $\mathbf{G}_{ker}$  in case of initial coupling stiffness ( $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3 = 250$  N/mm). One singular value almost equals zero at each resonance frequency.



(a) Relation among three column vectors  $\mathbf{G}_{ker}(:,j)$  at resonance frequency : 283.9Hz



(b) Relation among three column vectors  $\mathbf{G}_{ker}(:,j)$  at non-resonant frequency : 250.0Hz

Fig. 4-6 Relation among the *kernel* matrix's column vectors  $\mathbf{G}_{ker}(:,j)$ . Column vectors  $\mathbf{G}_{ker}(:,1)$ ,  $\mathbf{G}_{ker}(:,2)$  and  $\mathbf{G}_{ker}(:,3)$  are respectively plotted with blue, red and orange arrow. Normal vector  $\mathbf{n}_{12}$  to the hyperplane spanned by  $\mathbf{G}_{ker}(:,1)$  and vector  $\mathbf{G}_{ker}(:,2)$  is plotted with purple arrow. (a) Three vectors at resonance frequency 283.9 Hz exist in a same plane. (b) Three vectors at non-resonant frequency don't exist in a same plane.

## 4.2.2 結合ばね定数の算出と共振周波数の配置結果

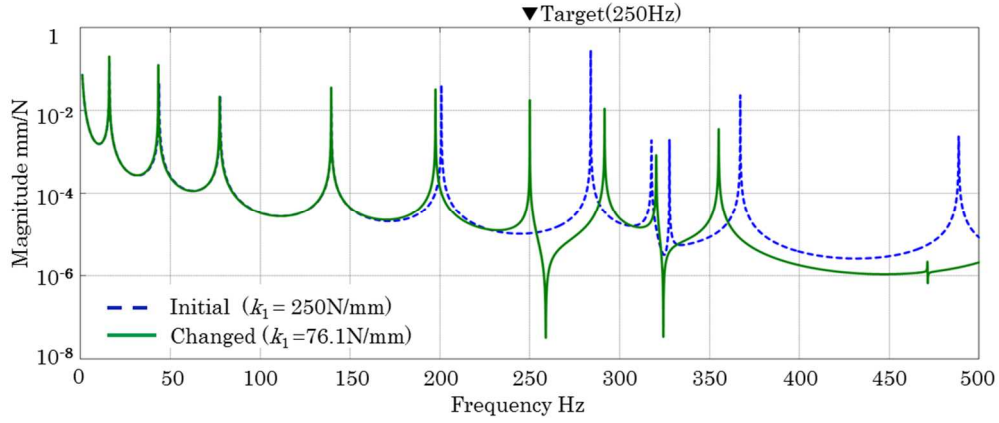
次に，結合ばねの初期値  $k_1, k_2, k_3 = 250 \text{ N/mm}$  に対して，3 つの結合ばね定数  $k_1, k_2, k_3$  のうち一つだけを変更して連成共振を目標周波数へ配置させる例を示す．目標周波数を  $250 \text{ Hz}$  とし，図 4-6 に示した 3 つの列ベクトルを同一平面に移動させることで連成共振を発生させる．

式(3-12)から求めた結合ばね定数の変更後の値を表 4-1 に示す．表 4-1 の結合ばね定数に対して，全系の周波数応答特性を図 4-7 に示す．例えば，図 4-7 (a)では，結合ばね定数  $k_1$  を  $250 \text{ N/mm}$  から  $76.1 \text{ N/mm}$  へ変更し，他の結合ばね定数  $k_2, k_3$  は初期値  $250 \text{ N/mm}$  を用いている．図 4-7 より，結合ばね定数  $k_1, k_2, k_3$  を一つだけ変更し，目標周波数  $250 \text{ Hz}$  に共振を発生させることが可能だとわかる．参考に，図 4-8 に結合ばね  $k_1, k_2$  を変更した場合の  $250 \text{ Hz}$  の振動モードを示す．

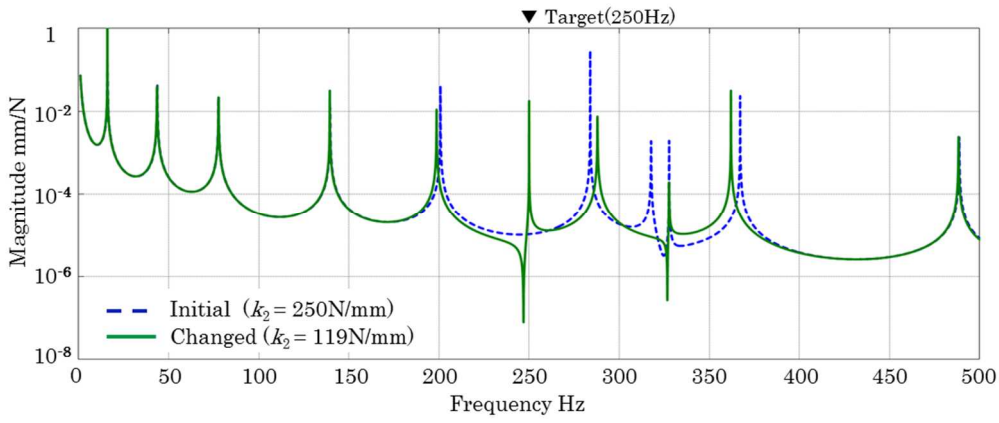
次に，結合ばね定数  $k_3$  を変更した図 4-7 (c)を例に， $250 \text{ Hz}$  での *kernel* コンプライアンス行列の列ベクトルを図 4-9 に示す． $\mathbf{G}_{ker}(:,3)$ については，式(3-14),(3-15)を用いて  $\mathbf{G}'_{ker}(:,3)$ と $\Delta\mathbf{J}(:,3)$ を求めてプロットした．図 4-9 (b)より，初期状態の列ベクトル $\mathbf{G}_{ker}(:,1)$ ,  $\mathbf{G}_{ker}(:,2)$ ,  $\mathbf{G}_{ker}(:,3)$ は同一平面に存在していないことが確認できる．図 4-9 (b)から，初期状態の列ベクトル $\mathbf{G}_{ker}(:,3)$ に $\Delta\mathbf{J}(:,3)$ を加えることで新しく列ベクトル $\mathbf{G}'_{ker}(:,3)$ が発生し，3 つの列ベクトル $\mathbf{G}_{ker}(:,1)$ ,  $\mathbf{G}_{ker}(:,2)$ ,  $\mathbf{G}'_{ker}(:,3)$ が同一面内に存在していることがわかる．

Table 4-1 The coupling stiffness to arrange resonance at  $250 \text{ Hz}$ .

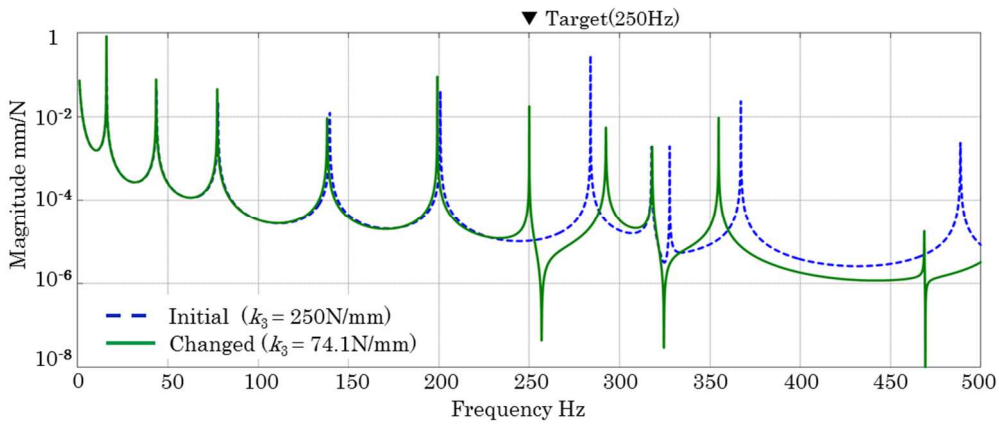
Coupling Stiffness $k_j + \Delta k_j \text{ [N/mm]}$	$k_1 + \Delta k_1$	$k_2 + \Delta k_2$	$k_3 + \Delta k_3$
	76.1	119	74.1



(a)  $k_1$  is changed, Solid line (changed):  $k_1 = 76.1$  N/mm, dashed line (initial):  $k_1 = 250$  N/mm



(b)  $k_2$  is changed, Solid line (changed):  $k_2 = 119$  N/mm, dashed line(initial):  $k_2 = 250$  N/mm



(c)  $k_3$  is changed, Solid line (changed):  $k_3 = 74.1$  N/mm, dashed line(initial):  $k_3 = 250$  N/mm

Fig. 4-7 Comparison of frequency response functions which resonance is arranged at 250Hz and initial. Solid line:  $k_j$  is changed to generate resonance at 250 Hz by Eq. 13. Dashed line:  $k_j$  is not changed from the initial value.



Fig. 4-8 Eigen mode shapes at 250Hz in case of  $k_1, k_2$  change.

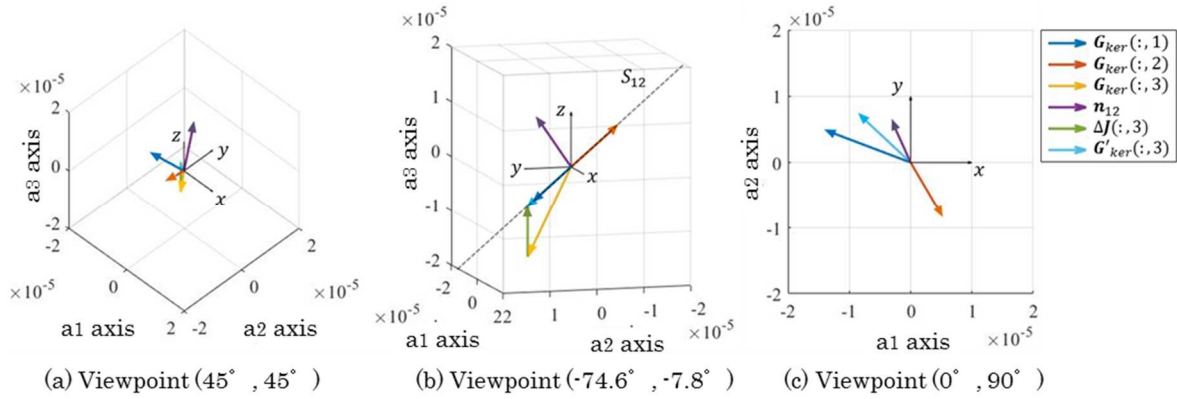


Fig. 4-9 Relation between a *kernel* matrix's column vector  $\mathbf{G}_{ker}(:,j)$  and a coupling spring compliance vector  $\Delta\mathbf{J}(:,3)$ . An initial vector  $\mathbf{G}_{ker}(:,3)$  is changed to a vector  $\mathbf{G}'_{ker}(:,3)$  by adding a vector  $\Delta\mathbf{J}(:,3)$ . The  $\Delta\mathbf{J}(:,3)$  is calculated from Eq.16. These figures show that three vectors:  $\mathbf{G}'_{ker}(:,3)$ ,  $\mathbf{G}_{ker}(:,1)$  and  $\mathbf{G}_{ker}(:,2)$ , exist in one plane at resonance frequency 250 Hz by the change of coupling stiffness  $k_3$ .

### 結合ばね変更比の算出

式(3-13)から結合ばね変更比 $(k_j + \Delta k_j)/k_j$ を求め、変更するばねを選定する。目標共振周波数 250 Hz に対する結合ばね変更比を表 4-2 に示す。結合ばね定数  $k_2$  を変更した場合が最も 1 に近い。そこで、250 Hz で共振を発生させる場合は  $k_2$  を選択し、表 4-1 に従って、そのばね定数を初期値 250 N/mm から 119 N/mm へ変更する。このように、繰り返し計算を行わずに目標周波数へ連成共振を配置できる結合ばね定数を求めることができるから、当該手法はセミアクティブ制御を利用した応答振幅の周波数領域での平滑化に有用である。

Table 4-2 The coupling stiffness ratio to arrange resonance at 250 Hz.

Change Ratio of Coupling Stiffness $(k_j + \Delta k_j)/k_j$	$(k_1 + \Delta k_1)/k_1$	$(k_2 + \Delta k_2)/k_2$	$(k_3 + \Delta k_3)/k_3$
	0.304	0.476	0.296

## 4. 2. 3 結合ばね構造設計のための結合ばねと共振周波数の

### 配置範囲の関係解析

結合ばね変更による共振周波数の配置範囲を解析し、これを、セミアクティブ制御に必要な結合ばね定数を実現できるように結合ばね構造設計へ活用する。結合ばね変更比と連成共振周波数の関係を図 12 に示す。3 つの線種は、それぞれ 1 つの結合ばねだけを変更した場合である。例えば凡例 $(k_1 + \Delta k_1)/k_1$ は、結合ばね定数 $k_1$ のみを変更し $k_2, k_3$ は変更していない。結合ばね変更後の共振周波数と初期共振周波数の対応がわかるように、右側縦軸には結合ばね定数が初期状態の共振周波数を示す。解析分解能の影響でプロットされてない領域があることを注記しておく。

図 4-10 より、結合ばね変更比を $-2 \sim 2$ の間で制御すれば、1 つの結合ばねを構造変更するだけで 500Hz 以下の所望の周波数へ共振を配置可能だとわかる。一方、結合ばねを変更しても連成共振周波数がほとんど変化しない領域があり、それは共振によって傾向が異なる。従って、共振周波数の配置に必要な結合ばね変更比は共振毎に異なり、整理すると以下の関係にある。150Hz 以下：結合ばね変更比=約 $-0.1 \sim 0.3$ ，150Hz $\sim$ 300Hz：結合ばね変更比=約 $0 \sim 1$ ，300Hz $\sim$ 400Hz：結合ばね変更比=約 $0 \sim 2$ ，400Hz $\sim$ 500Hz：結合ばね変更比=約 $-2 \sim 1$ ，となる。また、共振によって結合ばね変更比に対する共振周波数の変化の感度が異なる。200Hz 以下の共振は 200Hz 以上の共振よりも、その感度が非常に高い傾向にある。これらの情報を、ボディの感度が得られた段階で計算し、セミアクティブ制御システムの結合ばね構造設計の性能要求値へ織り込む。更に、車の開発段階で予測したサスペンション伝達力の周波数とボディの共振周波数の関係から平滑化の制御周波数範囲を想定し、結合ばねの構造設計へ反映



させる．

図 4-10 の破線 $(k_2 + \Delta k_2)/k_2$ と横軸の結合ばね変更比 0.476 ( $k_2 + \Delta k_2 = 119$  N/mm) の交点から，図 4-7 (b)で結合ばね定数  $k_2$  を変更した場合の連成共振周波数を読み取ると，250 Hz に発生した共振は初期共振周波数 283.9 Hz が移動して生じたことがわかる．同様にその他の共振周波数は以下の関係にある．初期共振周波数 (Hz) と  $k_2$  変更後の共振周波数 (Hz) の比は，16.1 / 16.0，43.7 / 43.5，77.7 / 77.7，139.6 / 139.4，200.8 / 198.6，283.9 / 249.7，317.7 / 287.9，327.7 / 327.7，367.1 / 362.0，488.6 / 488.2 などである．

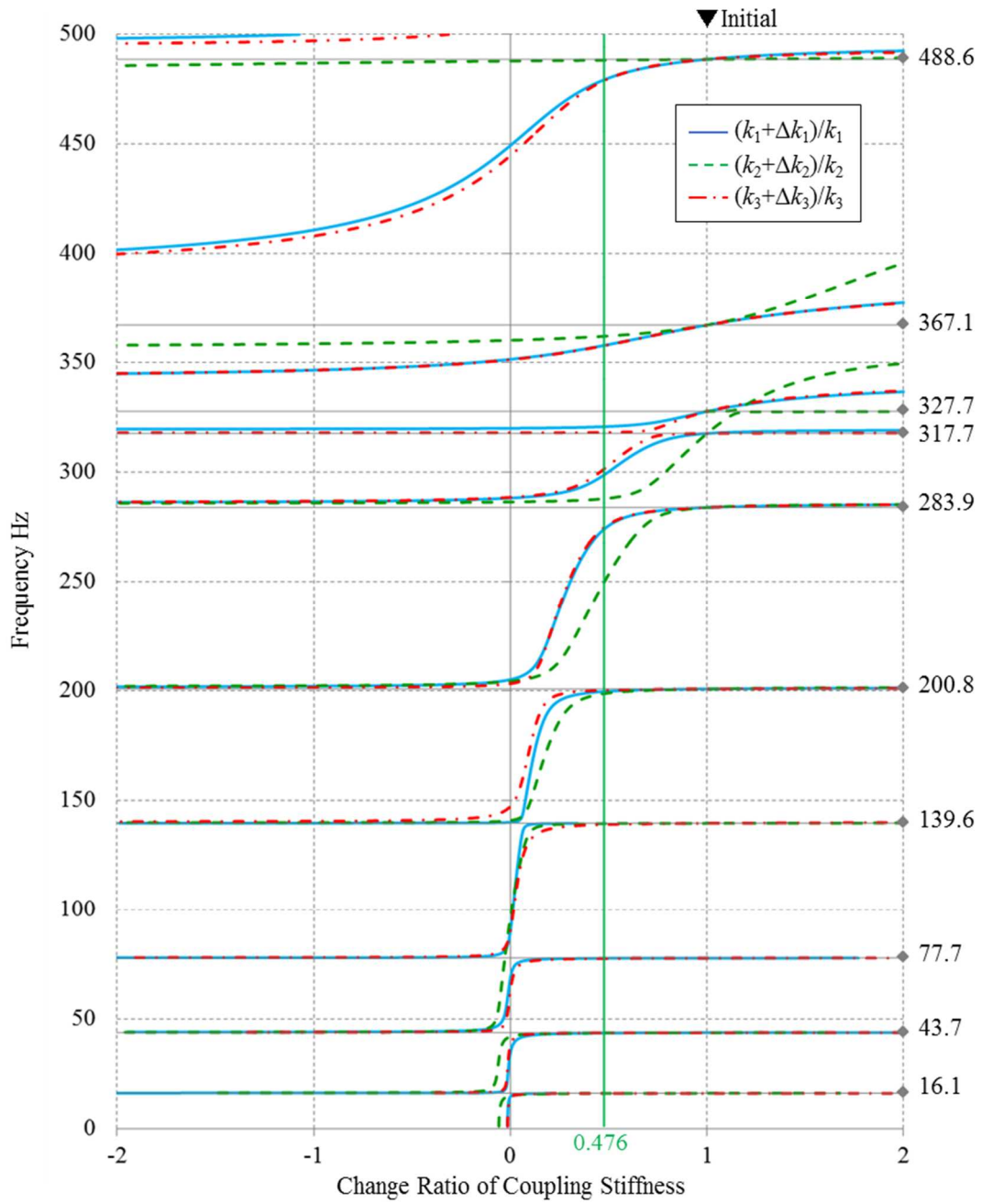


Fig. 4-10 Relation between the change ratio of coupling stiffness  $(k_j + \Delta k_j)/k_j$  and the resultant natural calculated from Eq. 3-13. Blue solid line: only  $k_1$  is changed. Green dashed line: only  $k_2$  is changed, Red dot chain line: only  $k_3$  is changed. By controlling the change ratio of coupling stiffness between -2 and 2, resonance frequency can be moved to a desired frequency below 500 Hz. The value of the change ratio of coupling stiffness and the sensitivity of resonance frequency change against the change ratio of coupling stiffness change are different for each resonance. This figure can be utilized for the structural design of the coupling stiffness.

次に，結合ばね定数を正值に制約した場合の連成共振周波数の配置範囲を考察する．図 4-11 に，横軸に結合ばね定数を取り，結合ばね定数  $k_3$  が正值の場合の 100 Hz 以下の連成共振周波数の配置範囲をハッチングした．結合ばね定数が正值の場合，連成共振の配置範囲が大きく制約されることがわかる．従って，設計の初期段階においては，このような制約を想定した解析が重要となる．具体的には，結合ばね定数の変更に加えて，副系 B の振動特性と結合ばねの位置や数を変える事で，狙いの周波数範囲内で連成共振を配置させる事前検討が必要と考える．加えて図 4-11 に，縦軸の右側には，結合ばね定数  $k_3$  の値を零とした場合と，無限大（剛結合）とした場合の共振周波数を示した．結合ばね定数  $k_3$  が正值であるハッチングエリアの共振周波数は，結合ばねが存在しないとした場合と，結合ばねを完全に剛とした場合の間に存在することがわかる．

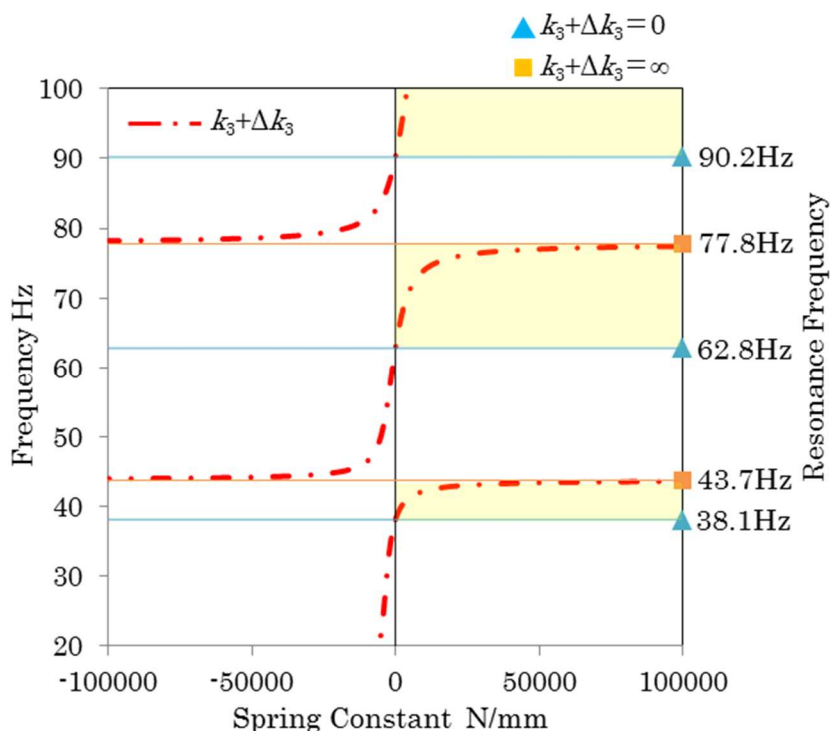


Fig. 4-11 Relation between the positive coupling stiffness and resonance frequency (hatching area). On the assumption that there are such restrictions, at the initial stage of design, it is necessary to advance study to move the coupled resonance within the target frequency range by changing the vibration characteristics of the subsystem B and the position and number of coupling springs, in addition to changing the coupling stiffness. Blue ▲ shows the resonance frequency when  $k_3$  is zero, and orange ■ shows the resonance frequency when  $k_3$  is  $+\infty$ . The resonance frequency when the coupling spring value is positive exists between the resonance frequency when the coupling spring is eliminated and the resonance frequency when the coupling is rigid.

図 4-12 に 50 Hz の *kernel* コンプライアンス行列の列ベクトルを図示する． 50 Hz に共振を配置するためには，結合ばね定数 $k_3 + \Delta k_3$ が負値となる． その場合の結合ばねコンプライアンス列ベクトルを $\Delta \mathbf{J}(:,3)(k_3 + \Delta k_3 < 0)$ で示す． また，結合ばね定数が $k_3 + \Delta k_3 = 0$ の場合の結合ばねコンプライアンス列ベクトルを $\Delta \mathbf{J}(:,3) (k_3 \rightarrow +\infty)$ で示す． 図 4-12 (d) は (b)の拡大図である． この図から，結合ばね定数が $k_3 + \Delta k_3 = 0$ の場合の $\Delta \mathbf{J}(:,3) (k_3 \rightarrow +\infty)$ では，列ベクトル $\mathbf{G}_{ker}(:,1)$ ,  $\mathbf{G}_{ker}(:,2)$ が張る平面内に  $\mathbf{G}_{ker}(:,3)$  を移動させることはできず，結合ばね定数が負値の場合の $\Delta \mathbf{J}(:,3)(k_3 + \Delta k_3 < 0)$ が必要だとわかる．

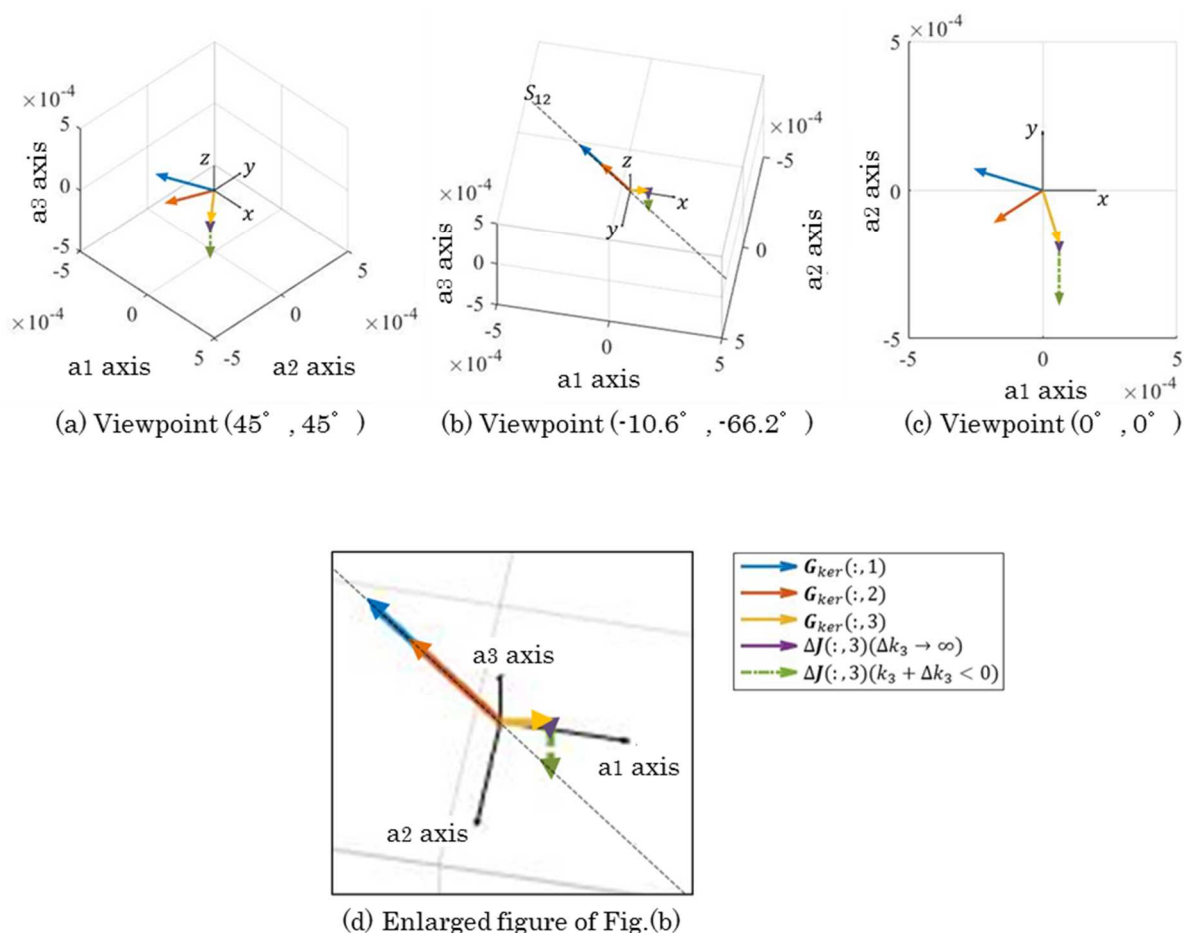


Fig. 4-12 Relation between the *kernel* matrix's column vector  $\mathbf{G}_{ker}(:,j)$  and changed coupling spring compliance vectors  $\Delta \mathbf{J}(:,3)$  at 50 Hz. To shift  $\mathbf{G}_{ker}(:,3)$  into the plane which is spanned by  $\mathbf{G}_{ker}(:,1)$  and  $\mathbf{G}_{ker}(:,2)$ ,  $\Delta \mathbf{J}(:,3) (k_3 + \Delta k_3 < 0)$  is needed, but it is negative value. When  $k_3 + \Delta k_3 = 0, \Delta \mathbf{J}(:,3) (k_3 \rightarrow +\infty)$  is too short.

## 4.3 共振応答の抑制理論の計算結果

4.1 節の解析モデルに対して，3.3 節の手法を適用した場合に，目標の連成共振周波数の応答が抑制されることを確認する．3.2.4 項に従い共振応答の抑制に必要な結合自由度を算出し，3.2.6 項の方法で結合ばね定数を算出し周波数応答関数を求める．また，共振応答を抑制した共振周波数の固有モードを確認し，各計算例に共通する知見をまとめる．

### 4.3.1 結合点自由度数の算出

入力点の自由度の数 $l$ と応答点の自由度の数 $m$ に対して，式(3-24)～(3-26)を満たす結合点の自由度の数 $n$ を表 4-3，4-4 に整理する．表 4-3 は，共振応答の抑制条件式(3-22)を用いる場合に，入力点自由度の数 $l = 1 \sim 3$ ，応答点自由度の数 $m = 1 \sim 3$ に対して必要な結合点の自由度の数 $n$ を式(3-24)から求めた結果である．表 4-4 は，共振応答の抑制条件式(3-23)を用いる場合に，入力点自由度の数 $l = 1 \sim 3$ ，または，応答点自由度の数 $m = 1 \sim 3$ に対して必要な結合点自由度の数 $n$ を式(3-25),(3-26)から求めた結果である．この表の条件を満たすように結合点自由度を設計することで，入力点と応答点の自由度に対して，主系 A のコンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{32}^A$ ， $\mathbf{G}_{21}^A$ の列ベクトルが張る超平面が一意に定まる．

表 4-3，4-4 でハッチングした 2 条件について，提案法の有効性を数値的に検証する．

- **数値例 1**：表 4-3 の入力点自由度の数 $l$ が 1，応答点自由度の数 $m$ が 1，結合点自由度の数 $n$ が 3 の場合
- **数値例 2**：表 4-4 の応答点自由度の数 $m$ が 2，結合点自由度の数 $n$ が 3 の場合

Table 4-3 T The design requirement for the coupling DOFs by eq. (3-24).

		Response DOFs ( $m$ )			
		1	2	3	
Input DOFs ( $l$ )	1	3	4	5	} Coupling DOFs
	2	4	5	6	
	3	5	6	7	

Table 4-4 The design requirement for the coupling DOFs by eq. (3-25), (3-26).

	Input DOFs ( $l$ ), or, Response DOFs ( $m$ )		
	1	2	3
Coupling DOFs ( $n$ )	2	3	4

## 4.3.2 共振応答の抑制結果

### 数値例 1

共振応答の抑制条件式(3-22)に対して，入力点自由度の数 $l$ を 1，応答点自由度の数 $m$ を 1 に設定すると，主系 A の伝達関数行列中のベクトルが張る超平面の存在に必要な結合点自由度の数 $n$ は表 4-3 より 3 となる．図 4-13 に示すように，主系 A の左端A1 を $x$  方向に加振した場合の，右端A32の  $x$  方向の変位応答を計算する．結合ばねの初期値は $k_1 = k_2 = 250.0$  N/mm,  $k_3 = 74.08$  N/mmとする．結合ばねが初期値の場合，250 Hzに連成共振が存在し，この連成共振を抑制させる．このとき，抑制に必要な結合ばね定数を式(3-12)より求め，初期値と共に表 4-5 に示す．

提案法によって250 Hzに存在する共振応答が完全に抑制された場合，共振峰が消失したようになるため，周波数応答からでは連成共振の存在が確認できない．そこで，連成共振周波数の存在位置を求めておくため，*kernel* コンプライアンス行列の特異値の周波数依存性を図 4-14 に示す．本図は，表 4-5 に示した構造変更後の結合ばね定数： $k_1 = 57.33$  N/mm,  $k_2 = 215.9$  N/mm,  $k_3 = 57.50$  N/mmの場合の結果である．この数値例では，*kernel* コンプライアンス行列が $3 \times 3$ であるから特異値が 3 つ存在し，最小特異値が零になる周波数で連成共振が発生する．250 Hzで特異値の一つが零になっており，連成共振が存在することが確認できる．特異値が完全に零にならないのは，解析の周波数分解能の影響である．

共振応答の抑制が実現したことを確認するため，入力 $\mathbf{F}$ に対する変位応答 $\mathbf{X}_{32}$ の周波数応答を図 4-15 に示す．黒実線は結合ばね定数が初期値の場合，赤太実線は共振応答を抑制する構造変更を結合ばねに施した場合である．図 4-14 に示した通り，250 Hzに共振が存在するはずであるが，図 4-15 の赤太実線では，250 Hzの共振応答が抑制されていることがわかる．この共振応答が零にならないのは，式(3-1)のうち式(3-16)を除いた $\mathbf{G}_{31}^A \mathbf{F}$ の項の影響である．

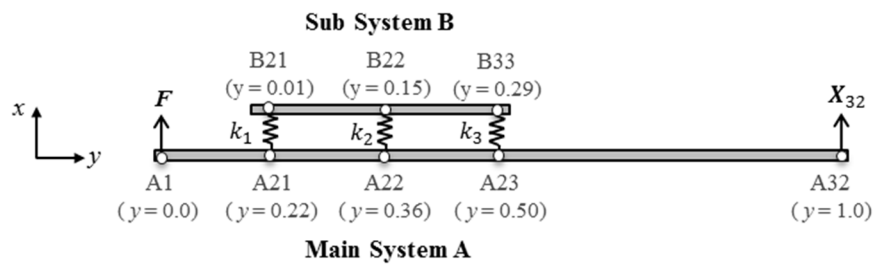


Fig.4-13 Input point and response point of calculation case 1 for resonance response suppressing.

Initial coupling stiffness:  $k_1 = k_2 = 250.0$  N/mm,  $k_3 = 74.08$  N/mm.

Table 4-5 The coupling stiffness to suppress resonance response at 250 Hz for calculation case 1.

Coupling Stiffness $k_j$ [N/mm]	$k_1$	$k_2$	$k_3$
Initial Value	250.0	250.0	74.08
Calculated Value by eq. (3-12)	57.33	215.9	57.50

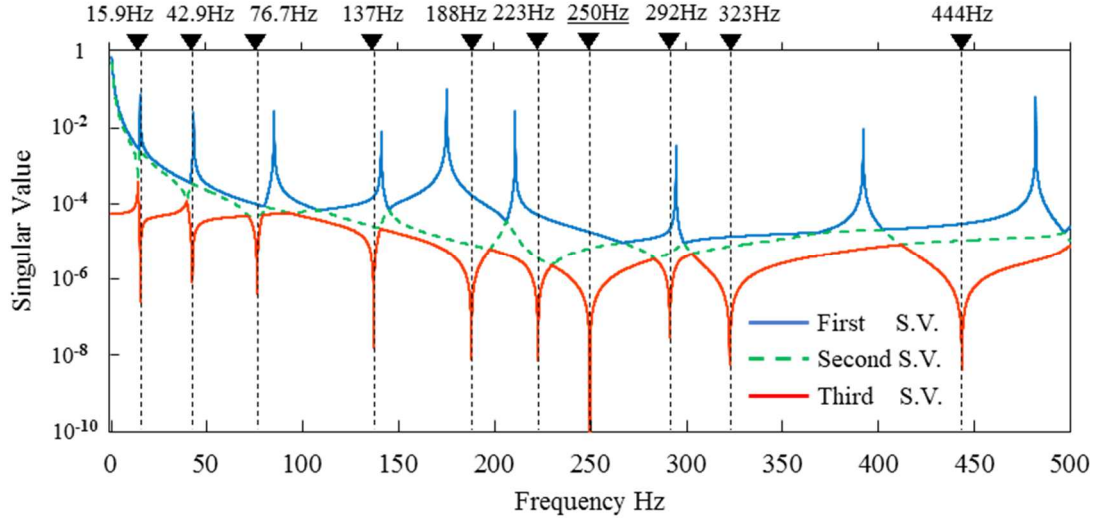


Fig. 4-14 Three singular values of  $G_{ker}$  in case that the coupling stiffness is changed to suppress the resonance response at 250Hz. Coupling stiffness  $k_1 = 57.33$  N/mm,  $k_2 = 215.9$  N/mm,  $k_3 = 57.50$  N/mm. Coupled resonance occurs at frequencies where the minimum singular value is zero. One singular value almost equals zero at 250 Hz. Therefore, there is a resonance at 250 Hz.

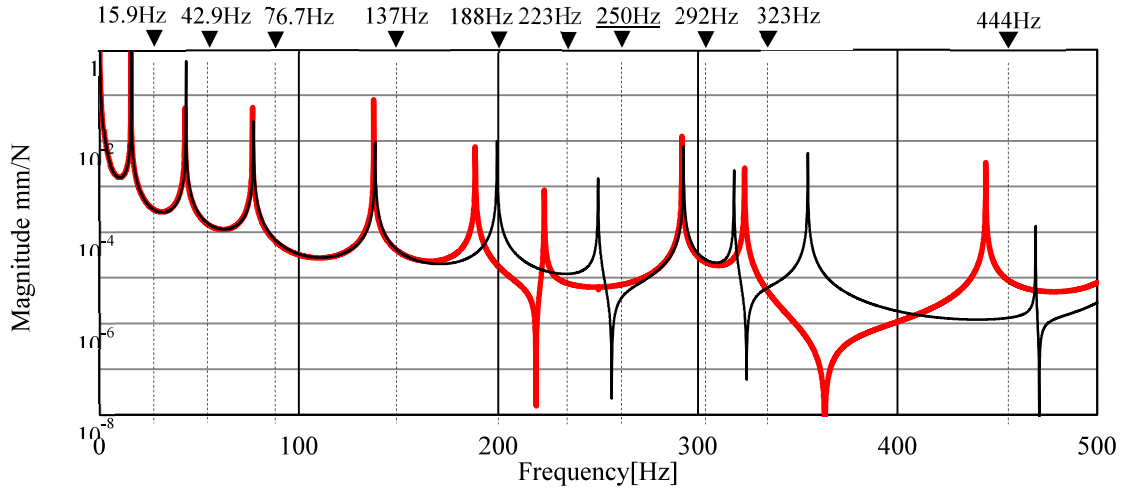


Fig. 4-15 Magnitude of the compliances ( $X_{32}/F$ ) of calculation case 1. Black solid line: Initial coupling stiffness  $k_1 = 250.0$  N/mm,  $k_2 = 250.0$  N/mm,  $k_3 = 74.08$  N/mm. The response has a peak at the natural frequency 250Hz. Red bold line: Changed coupling stiffness  $k_1 = 57.33$  N/mm,  $k_2 = 215.9$  N/mm,  $k_3 = 57.50$  N/mm. In this case, there is an eigenvalue at 250Hz, but the response peak is disappeared.



## 数値例 2

ここでは、式(3-23)の応答点側の条件式 $\mathbf{G}_{32}^A(i,:) \boldsymbol{\psi} = \mathbf{0}$ を用いる．応答点自由度の数 $m$ を2に設定すると、表 4-4 から結合点自由度の数 $n$ は3が必要となる．図 4-16 に示すように、主系 A の左端A1 を $x$  方向に加振した場合の、右端A32 とA31の  $x$  方向の変位応答を計算する．結合ばねの初期値は数値例 1 と同じ $k_1 = k_2 = 250.0$  N/mm,  $k_3 = 74.08$  N/mmとした．この初期ばね値の場合、250 Hzに連成共振が存在する．この共振応答を抑制させる結合ばね定数を式(3-12)から求め表 4-6 に示す．

この条件下での共振応答の抑制を確認するために、入力 $\mathbf{F}$ に対する変位応答 $\mathbf{X}_{32}$ 、 $\mathbf{X}_{31}$ の周波数応答を図 4-17 に示す．赤実線は $\mathbf{X}_{32}/\mathbf{F}$ 、青破線は $\mathbf{X}_{31}/\mathbf{F}$ である．両者とも250 Hzに固有値が存在するが共振応答が抑制されていることがわかる．本図の250 Hzに変位応答の急峻な不連続性が存在するのは、有限要素法に入力する結合ばねの有効桁数を切り上げた影響により式(3-23)のベクトルの積 $\mathbf{G}_{32}^A(i,:) \boldsymbol{\psi}$ の値が完全に零にはならず、3.3.1 項で説明した発散成分 $\{1/(1 - |\lambda^-/\lambda^+|)\}$ による共振応答を完全に抑えきれてないためである．なお、わずかに減衰を増やすことで、この不連続性を無くすることが可能であることを確認している．

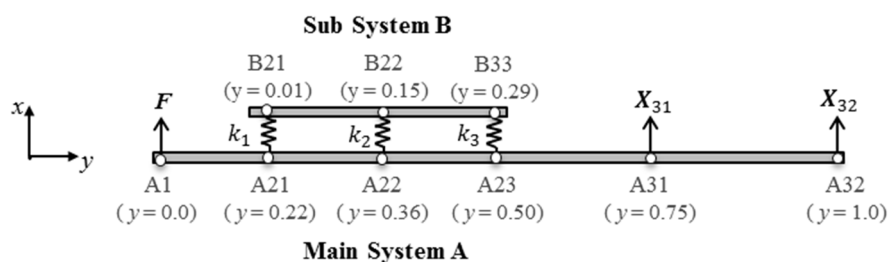


Fig. 4-16 Input point and response point of calculation case 2 for resonance response suppressing.  
Initial coupling stiffness:  $k_1 = k_2 = 250.0$  N/mm,  $k_3 = 74.08$  N/mm which are the same values as the initial coupling stiffness of Table 4-5.

Table 4-6 The coupling stiffness to suppress resonance response at 250Hz for calculation case 2.

Coupling Stiffness $k_j$ [N/mm]	$k_1$	$k_2$	$k_3$
Initial Value	250.0	250.0	74.08
Calculated Value by eq. (3-12)	48.17	52.66	3.104

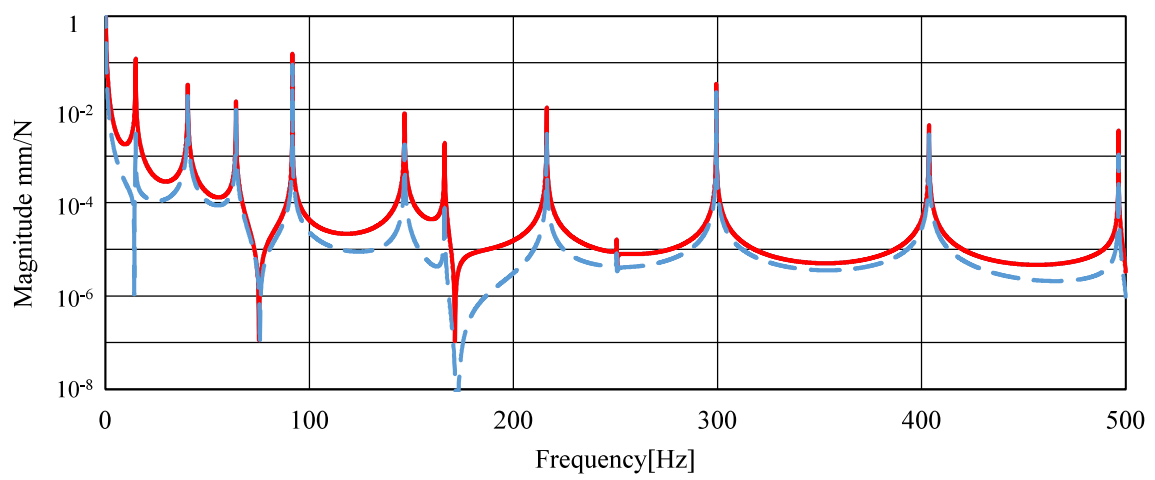


Fig. 4-17 Magnitude of the compliances ( $X_{32}/F$ ,  $X_{31}/F$ ) of calculation case 2. The coupling stiffness  $k_1 = 48.17$  N/mm,  $k_2 = 52.66$  N/mm,  $k_3 = 3.104$  N/mm. Red bold line is  $X_{32}/F$ . Blue broken line is  $X_{31}/F$ . In this case, there is an eigenvalue at 250 Hz, but the response peak of both response points at this resonance is disappeared.

### 4.3.3 固有モードの特徴

#### 数値例 1

図 4-15 の赤太実線の 250 Hz の共振応答が抑制されたのは、*kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトル  $\psi$  を変更したことにより、周波数応答に直接関係する全系の固有モードが変化するためと考えられる。そこで、構造変更後の全系の固有モードを確認する。250 Hz の固有モードと、250 Hz の両側の固有値に対応する固有モードを図 4-18 に示す。図 4-18(a) に示す 250 Hz の固有モードは、はりの両端に設定した入力点 A1 と応答点 A32 の変位が零となっている。一般的に自由支持構造物の両端の変位は、図 4-18(b), (c) の固有モードのように零ではないから、250 Hz は特徴的なモード形状である。これは、条件式(3-22)を用いて、主系 A の入力点側のベクトル  $G_{21}^A(:,j)$  および、応答点側のベクトル  $(G_{32}^A(i,:))^T$  と、*kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトル  $\psi$  の積が零になるように結合ばねを変更したためである。共振応答の抑制は、全系の固有モードが変化することで実現できるといえる。

#### 数値例 2

次に、図 4-17 の共振応答の抑制に対する、全系の固有モードの寄与を確認する。図 4-19 に 250 Hz の固有モードを示す。この固有モードは、応答点 A31, A32 の変位が零になっていることがわかる。これにより、図 9 の評価点の変位応答が抑制できたことが分かる。一方で、前例と異なり、入力点 A1 の変位の大きさは零になっていない。これは、共振応答の抑制条件として、式(3-23)の主系 A の出力側のみのベクトル  $(G_{32}^A(i,:))^T$  とベクトル  $\psi$  の積が零になるように結合ばねを変更したためである。

以上、250 Hz の共振応答を抑制させた場合の、周波数応答を示した図 4-15, 4-17 と、全系の固有モードを示した図 4-18, 4-19 から得られた知見をまとめる。共振応答の抑制条件式(3-22)を用いて、主系 A の入力側のベクトル  $G_{21}^A(:,j)$  と出力側のベクトル  $(G_{32}^A(i,:))^T$  の両方に直交する *kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトルを求める場合は、全系の固有モードの入力点と応答点の両方の自由度の変位が零になる。一方、条件式(3-23)を用いて、主系 A の入力側のベクトル  $G_{21}^A(:,j)$ 、出力側のベクトル  $(G_{32}^A(i,:))^T$ 、いずれかに直交する *kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトルを求める場合は、入出力の直交させた側の自由度のみ、全系の固有モードの変位が零になる。これらより、共振応答の抑制は、評価点における全系の固有モードの変位が零になることで実現されるという知見を得た。

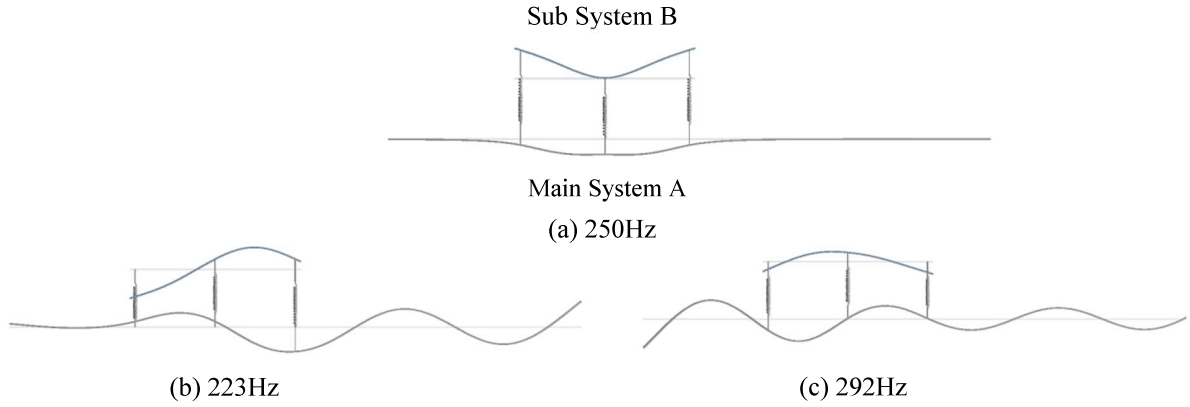


Fig. 4-18 Eigen mode shapes in calculation case 1. (a) Mode shape at 250 Hz: The magnitude of the eigenvector on the input point A1 and response point A32 is zero. This is because that product of the vector which spans the null space of the *kernel* compliance matrix and both of the vector  $\mathbf{G}_{21}^A(:,j)$  and  $(\mathbf{G}_{32}^A(i,:))^T$  becomes zero by changing the coupling stiffness. (b) Mode shape at 223 Hz. (c) Mode shape at 292 Hz. These two natural frequencies are adjacent to the natural frequency 250Hz.

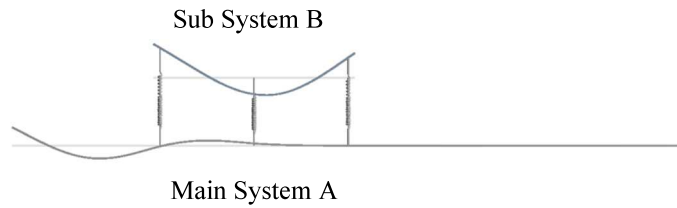


Fig. 4-19 Eigen mode shape at 250 Hz in calculation case 2. The magnitude of the eigenvector on the response points A31, A32 is zero. On the other hands, the magnitude of the eigenvector on the input point A1 is not zero. This is because that product of the vector which spans the null space of the *kernel* compliance matrix and the vector  $(\mathbf{G}_{32}^A(i,:))^T$  becomes zero by changing the coupling stiffness.

## 4.4 結論

主系と副系をはり構造体とし，これらが 3 つの結合ばねで結合された解析モデルに対して，前章の提案手法により算出した結合ばね値を用いることで，共振周波数の配置と共振応答の抑制が可能なことを確認した．これらの計算結果と得られた知見をまとめる．

### 共振周波数配置の計算結果

- (1) 目標共振周波数を 250Hz とし，3 つの結合ばねの一つの結合ばね定数を変更することで目標への共振周波数配置が可能なことを確認した．
- (2) 結合ばね定数が初期値の場合に，連成共振周波数における *kernel* コンプライアンス行列の 3 つの列ベクトルを幾何ベクトルとして図示し，これらのベクトルが同一平面上に存在することを確認した．次に，初期状態では 250Hz に共振が存在せず，よって 3 つのベクトルは同一平面上に存在しないが，提案手法によって求めた 1 つの結合ばね変更量とその初期値で決まるベクトルが一つの列ベクトルをに加わる事で，他の 2 つのベクトルが構成する平面内へ移動し，3 つのベクトルが平面内に存在することを図示で確認した．
- (3) 結合ばね定数の初期値と変更後の値の比と，連成共振周波数の配置範囲の関係を図示することで，セミアクティブ制御システムの結合ばね構造設計への性能要求値として活用できることを示した．
- (4) 結合ばね定数を正值に制約した場合の連成共振周波数の配置範囲を確認し，連成共振周波数が，結合ばねが存在しないとした場合と，結合ばねを完全に剛とした場合の間に存在することを確認した．

### 共振応答抑制の計算結果

- (1) 250Hz の連成共振に対して，3 つの結合ばね定数を提案手法で求めた値へ変更することで共振応答を抑制できることを確認した．共振峰の発生は完全に抑制できるが，共振応答は反共振のように完全には零にはならない．これは，*kernel* コンプライアンス行列を含まない主系だけの伝達関数と入力で決まる応答が残存するためである．
- (2) 250Hz の共振応答を抑制した場合に，周波数応答関数からでは共振の存在を確認できないため，特異値分解により 250Hz に零固有値を持つことを確認した．
- (3) 共振応答を抑制した 250Hz の固有モードを確認し，ベクトルの積を零にすることで評価点に対応する全系の固有モードの変位が零となり，共振応答の抑制につながるという知見を得た．



## 第 5 章




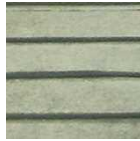



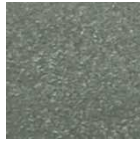
# 路面画像からの特徴量の抽出手法

本章では，単眼カメラから得られる路面画像の前処理方法を検討する．まず初めに，路面画像の種類を説明する．次に，その画像の特徴量を抽出する 3 つの手法の説明と，抽出した特徴量と元の路面画像の比較を行う．

### 5.1 路面画像

本研究で入力画像に用いた路面の種類を表 5-1 に示す．コンクリート路面，ロープ路面，アスファルト路面，石畳路面をそれぞれ 1 種類ずつ，乗り心地路面と粗面路をそれぞれ 2 種類の計 8 種類の路面を対象とした．乗り心地路面と粗面路はそれぞれ路面の凹凸が異なる．それぞれの路面を図 5-1 のように 60km/h で走行中の車内から単眼デジタルカメラで 100 枚ずつ撮影し，路面範囲のみをトリミングした．画像はすべて 100 ピクセル×100 ピクセルの 24bit カラー画像（RGB）である．

Table5-1 Variations of road surface in this research.

Road A (concrete)	Road B (ride comfort I )	Road C (ride comfort II )	Road D (rope)
			
Road E (asphalt)	Road F (stone paved)	Road G (rough I )	Road H (rough II )
			

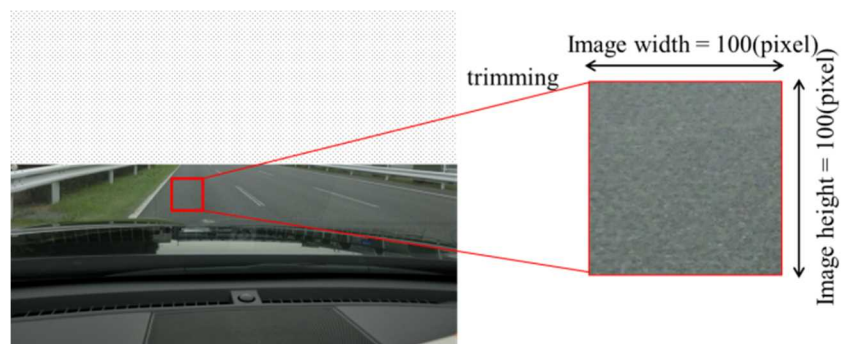


Fig.5-1 Trimming the road surface pictures.



## 5.2 路面画像の特徴量抽出

本研究では3種類の特徴量抽出技術を選択した。人が定義する特徴量として、HOG 特徴量 (Dalal and Triggs, 2005) を用いた。コンピュータが定義する特徴量として、autoencoder 特徴量 (岡谷, 2015) と CNN 特徴量 (岡谷, 2015) を用いた。この節では、これらの手法の概要と、抽出した特徴量と元の路面画像の比較を行う。

### 5.2.1 HOG 特徴量

HOG 特徴量は、画像を細かなセルに分解し、輝度の勾配強度と勾配方向を画像内の領域に集計してヒストグラム化した特徴量である。幾何学変動や照明変動に頑健であり、物体の境界（エッジ）に関する情報を抽出できる特徴があるため、人の検出や数字の分類によく用いられる。そのため、路面入力騒音へ影響が大きい、路面の細かな凹凸に相当する特徴量を抽出できると考えた。

HOG 特徴量は画像のピクセルの集合であるセルとブロックの領域で計算を行なう。図 5-2 の例は、画像サイズを  $30 \times 40$  ピクセルとし、この画像をブロック、セルと呼ばれる単位に分割する。ここでは1ブロックが  $3 \times 3$  セル、1セルが  $5 \times 5$  ピクセルである。ピクセルごとに輝度の勾配強度と勾配方向を次式に従い算出する。

$$\begin{cases} f_x(x, y) = L(x + 1, y) - L(x - 1, y) \\ f_y(x, y) = L(x, y + 1) - L(x, y - 1) \end{cases} \quad (5-1)$$

$$\text{勾配強度} : m(x, y) = \sqrt{f_x(x, y)^2 + f_y(x, y)^2} \quad (5-2)$$

$$\text{勾配方向} : \theta(x, y) = \tan^{-1} \frac{f_y(x, y)}{f_x(x, y)} \quad (5-3)$$

ここで、 $x, y$  はピクセルの座標、 $L(x, y)$  は輝度値である。式(5-2), (5-3)より、セルごとに輝度の勾配強度と勾配方向のヒストグラムを作成する。このヒストグラムを、ブロック単位で正規化し、さらに、各ブロックのヒストグラムを全て結合したものが HOG 特徴量である。

表 5-1 の路面の HOG 特徴量を抽出し可視化した結果の例を図 5-3 に示す。HOG 特徴量を可視化するために、ヒストグラムを白線のベクトルで表示し、元画像との対応を見るため両者を重ねて示す。凹凸の細かい Road A では、比較的ランダムに HOG 特徴量が

抽出されている。Road D, Road F では、それぞれ周期的に表れるロープと石畳の凹凸に HOG 特徴量が対応している。

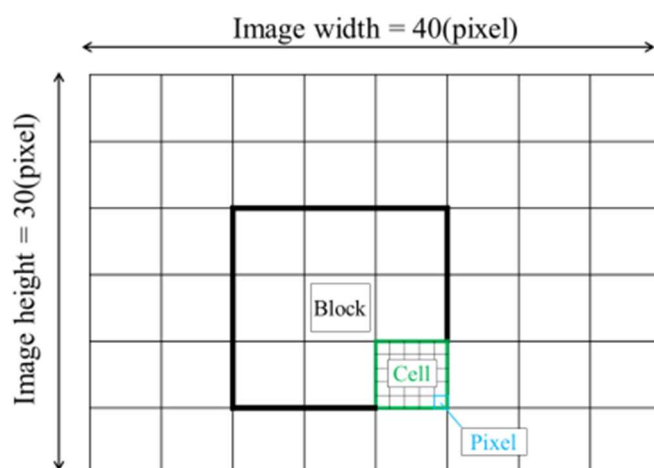


Fig.5-2 Relationship between image, cell and block size: An image is composed some blocks, a block is composed some cells and a cell is composed some pixels.

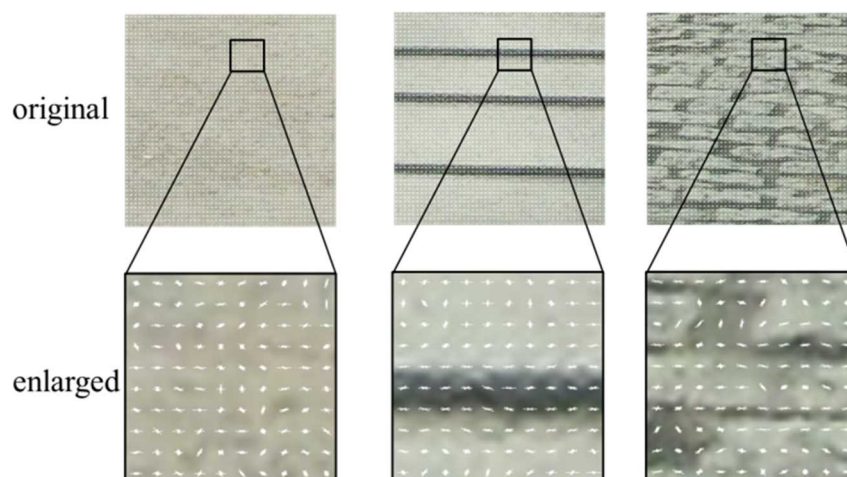


Fig.5-3 HOG features of road surface image: White lines are HOG features, and these are showed both original road surface images and extracted HOG features to see the correspondence with them.

## 5.2.2 Autoencoder 特徴量

Autoencoder は、図 5-4 のように、入力層よりもユニットが少ない中間層を設定した上で、入力と出力が一致するように学習する．これによりデータを表す特徴量を獲得するニューラルネットの 1 種である（岡谷, 2015）．路面画像  $x$  が入力された際の中間層のユニットを  $y$ ，中間層からの出力（出力層のユニット）を  $\hat{x}$  とする． $y$ ， $\hat{x}$  はそれぞれ以下の式 (5-4), (5-5) で定義される．

$$y(x) = f(Wx + b) \quad (5-4)$$

$$\hat{x}(x) = \tilde{f}(\tilde{W}y(x) + \tilde{b}) \quad (5-5)$$

式(5-4), (5-5)より，次式が得られる．

$$\hat{x}(x) = \tilde{f}(\tilde{W}f(Wx + b) + \tilde{b}) \quad (5-6)$$

ここで，式(5-4)の変換を符号化，式(5-5)の変換を復号化という．式(5-6)を元に，入力  $x$  に対する出力  $\hat{x}$  が一致するようにネットワークの重み  $W, \tilde{W}$  とバイアス  $b, \tilde{b}$  が学習される．

学習後のネットワークによる路面画像  $x$  と復号化によって得られた路面画像  $\hat{x}$  を図 5-6 に示す．本研究では，中間層を出力層の 1/10 以下に設定しているため，学習が不十分だと図 5-5(a)のように元の画像を再現することはできないが，十分に学習を行うことで図 5-5(b)のように 1/10 以下の情報量から，元の路面画像を十分に再現できていることが分かる．このように学習後のネットワークは元の路面画像  $x$  をより少ない次元の中間層のユニット  $y$  で再現できることになるため，この中間層のユニット  $y$  は路面画像  $x$  の特徴を抽出したものと考えることができ，これを **autoencoder 特徴量** とした．特徴量抽出箇所を視覚的に確認するため，Road A～H 全ての路面画像で学習させた後の符号化の重み  $W$  を可視化した．重み  $W$  を元画像と同じ画素値で可視化すると，中間層のユニットの数だけ可視化画像ができるが，その一部を図 5-6 に示す．図 5-6 から，路面入力騒音の予測に重要な路面の細かな凹凸を抽出できていることが分かる．

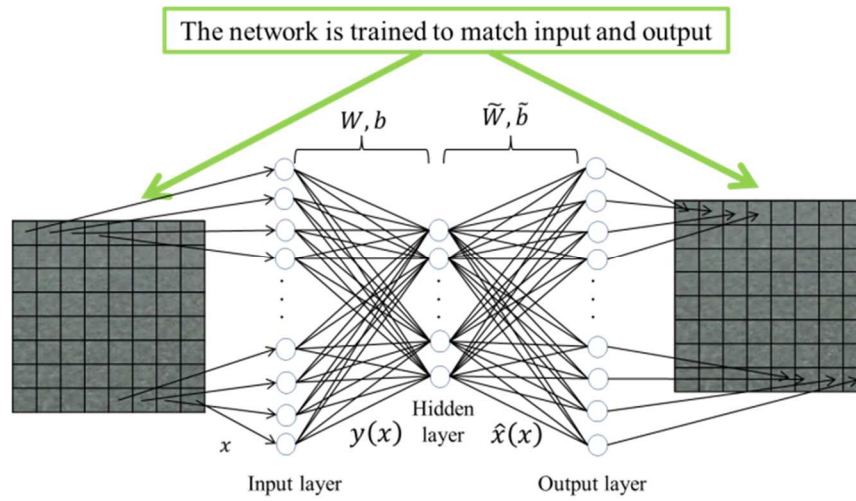


Fig.5-4 Construction of autoencoder. Autoencoder is one of the neural network to extract feature, and the network is trained to match input and output by machine learning.

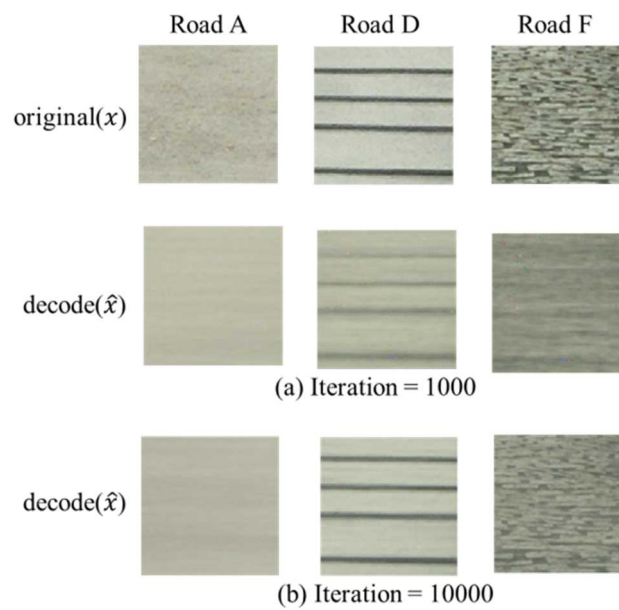


Fig.5-5 Comparison of original images and decoded images. The decoded images are enough resemble to original images though the size of hidden layer is less than 1/10 of the output layer so it is found that autoencoder training was completed appropriately.

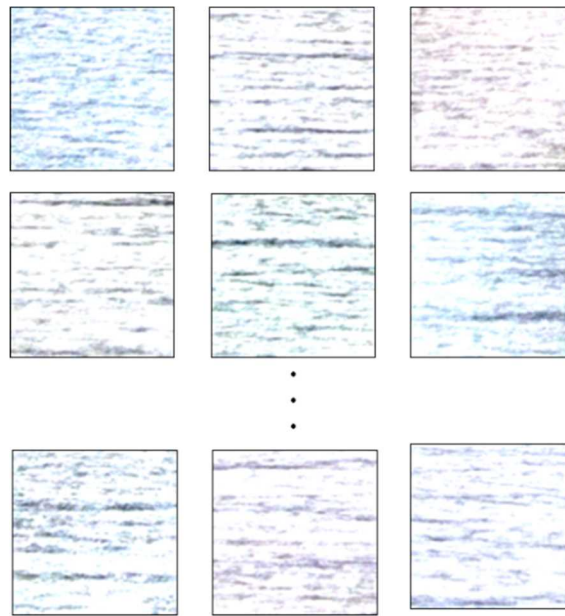


Fig.5-6 Visualization result of encoder weights  $W$ . Visualizing the weights  $W$  with the same pixel value as the original road surface image, there are as many visualized images as the number of units in the intermediate layer, some of which are shown in this figure. It can be confirmed that small roughness on road surface can be extracted.

### 5.2.3 CNN 特徴量

CNN は、近年、画像認識に活用されるようになったニューラルネットの 1 種である (岡谷, 2015)。一般的な CNN の構成を図 5-7 に示す。CNN は、畳み込みとプーリングという画像処理の基本的な演算を行う層を持ち、これらを繰り返すことで入力画像の特徴を抽出することができる。CNN は、層が深くなるに従って抽出される情報は抽象化されていく (Zeiler and Fergus, 2014; Mahendran and Vedaldi, 2015; Le et al., 2012)。本研究では、路面の細かな凹凸情報を抽出する必要があるため、より複雑な入力画像の特徴を抽出することができる最も出力層に近い、全結合層以前の重みとバイアスを元に抽出した特徴量を CNN 特徴量とした。

表 5-1 に示した 8 種類の路面に対して、CNN 特徴量を抽出、可視化した結果を表 5-2 に示す。Road A や Road E のように凹凸の細かい路面では抽出された特徴量もなめらかになった。Road B や Road D のように粗い路面では抽出された特徴量も粗くなっており、それぞれの路面の特徴を抽出できていると考えられる。

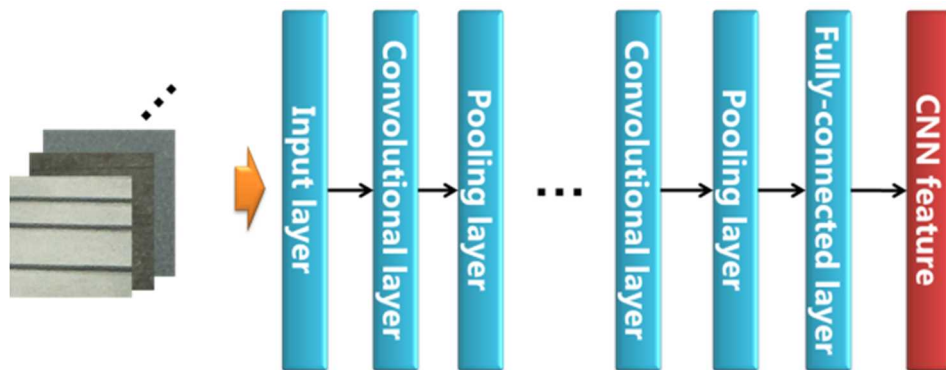
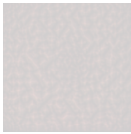
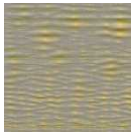
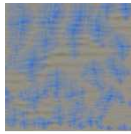
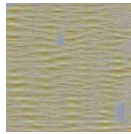
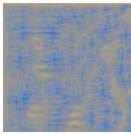
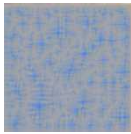
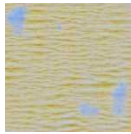
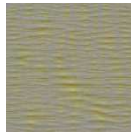


Fig. 5-7 Construction of CNN. CNN has layers that perform basic calculation of image processing such as convolution and pooling. It is possible to extract feature of the input image by repeating these calculations.

Table 5-2 CNN features of road surface pictures. CNN features are the output of fully connected layer just before the output layer to extract the detailed features of road surface pictures. The deepDreamImage in MATLAB was used for visualizing the feature values.

Road A (concrete)	Road B (ride comfort I )	Road C (ride comfort II )	Road D (rope)
			
Road E (asphalt)	Road F (stone paved)	Road G (rough I )	Road H (rough II )
			

## 5.3 結論

車両前方の路面画像から，セミアクティブ制御の参照信号を機械学習により推定するための特徴量の抽出方法を選定し，これらの手法の概要をまとめた．さらに，実路面の画像へ適用して得られた特徴量と元の路面画像を比較した．特徴量の抽出により，参照信号の推定精度が向上することを期待した．以下に，結果をまとめる．

- (1) 路面画像から特徴量を抽出する3つの方法を選定した，人が定義する HOG 特徴量は，画像ピクセルをセルと呼ばれる単位に分割し，セルごとの輝度の勾配強度と勾配方向を算出する．コンピュータが定義する **autoencoder** 特徴量は，入力層よりもユニットが少ない中間層を設定した上で，入力と出力が一致するように学習し，中間層の情報を特徴量として獲得する．コンピュータが定義する CNN 特徴量として，畳み込みと，プーリングという画像処理の基本的な演算を行う層の最も深い層の情報をを用いた．
- (2) 8 種類の路面画像と，上記(1)の方法により路面画像から抽出した特徴量をそれぞれ比較した．目視では，いずれの特徴量も路面の模様を良く表しており，8 種類の路面を識別していると判断した．さらに，中周波数に影響する路面の細かな凹凸に相当する特徴も抽出できることを確認した．



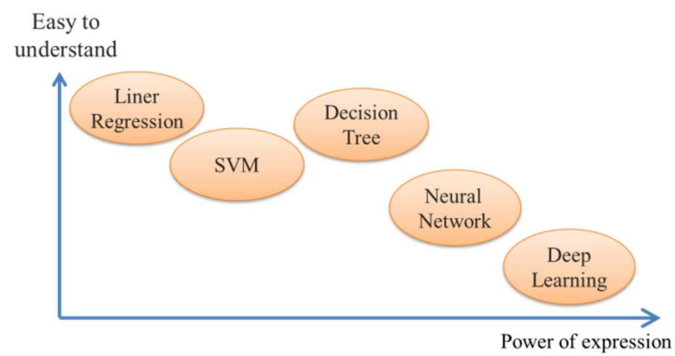
## 第 6 章

# 機械学習を用いた路面特徴量からの 参照信号の推定

この章では, 第 5 章で抽出した特徴量から機械学習を用いて路面入力騒音を推定する. まず, 本研究で用いた機械学習の選択理由を説明し, 画像データから騒音推定までの計算手順を説明する. 次に, 推定した路面入力騒音と計測値の周波数特性 (ピーク周波数, 音圧レベル) の比較を行い, 加えて, 平均二乗誤差平方根により推定精度を定量的に検証する.

## 6.1 機械学習の手法選択

本研究では, 路面画像を入力として, 計測した路面入力騒音を学習データとして用いるため, 教師あり学習と呼ばれる機械学習カテゴリーに属する. 教師あり学習の手法を, 表現能力の高さ (推定精度の高さ) と出力 (推定値) に寄与する入力の説明のしやすさの二軸で整理したものを図 6--1 に示す (Shimode et al., 2019). 表現能力が高いモデルは, より複雑な学習, 推定が可能となる. 一方で, 入力の寄与の説明ができなくなる傾向がある. 本研究では入力の寄与度 (例えば, 路面画像のどの部分が路面入力騒音推定に効いたか) を説明することよりも, 精度の高い推定が重要となるため, 機械学習には深層学習を用いた.



(Source: Shimode, 2019, pp.4)

Fig.6-1 Variations of machine learning (supervised learning). The machine learning model which could predict high accuracy does not tend to be able to explain the contribution of the input. On the other hand, the machine learning model which couldn't predict high accuracy generally tends to be able to explain the contribution of the input.

## 6.2 計算手順

計算手順の概念図を図 6-2 に示す。路面画像から特徴量を抽出し、深層学習を用いて学習させた neural network を通過させて路面入力騒音を推定する。Neural network へ特徴量を入力し、実測した路面入力騒音を教師データとして学習させる。表 5-1 に示した 8 種類 100 枚ずつの路面画像のうち、それぞれ 90 枚を学習に用い、残りの 10 枚の推定結果の平均を推定値とした。出力は路面入力騒音の音圧レベル(SPL, sound pressure level)[dB-A]であり、周波数範囲は 0~500Hz, 周波数分解能は 1.25Hz である。なお、今回推定する路面入力騒音の音圧は、同一車両・同一車速での結果である。

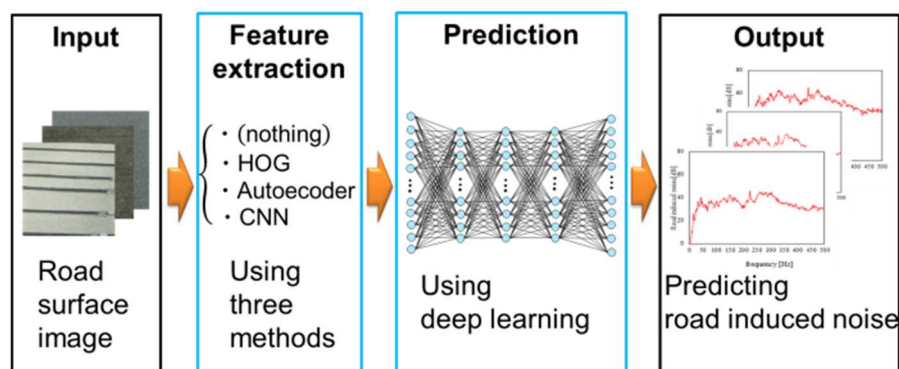


Fig. 6-2 Construction of Artificial Intelligence. Road induced noise is predicted by using feature extractor and deep learning.

## 6.3 参照信号の推定結果と精度検証

### 6.3.1 推定結果

図 6-3 に Road C の路面入力騒音の測定値と推定値を示す．3 つの特徴量抽出手法のいずれも，ピーク周波数と音圧レベルとも計測結果と推定結果が良く一致している．特徴量抽出の有効性を確認するため，路面画像から特徴量抽出を行わずに輝度値のままを学習させた場合の結果を図 6-4 に示す．特徴量抽出を行っていない場合はピーク周波数も音圧レベルも測定値と推定値に大きな離れがあることが分かる．CNN 特徴量を用いた場合の Road D と Road H の推定結果を図 6-5 に示す．Road D と Road H の場合もピーク周波数と音圧レベルはともに測定値と推定値は良く一致している．

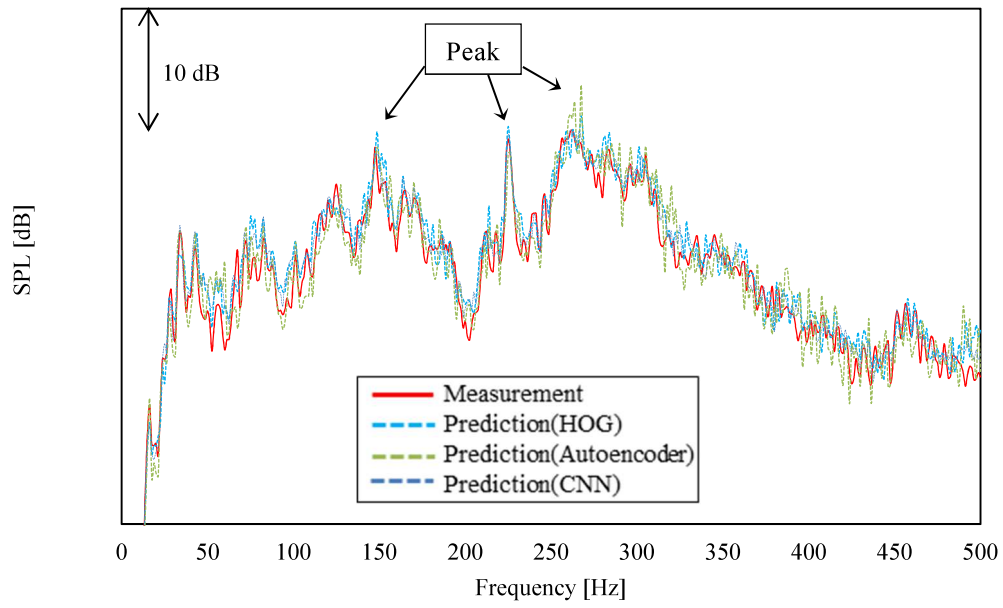


Fig. 6-3 Comparisons between measurement and prediction of road induced noise of road C with feature extraction techniques (HOG, autoencoder, CNN). Good correlation is found between measurement result and the prediction result about peak frequency and the level.

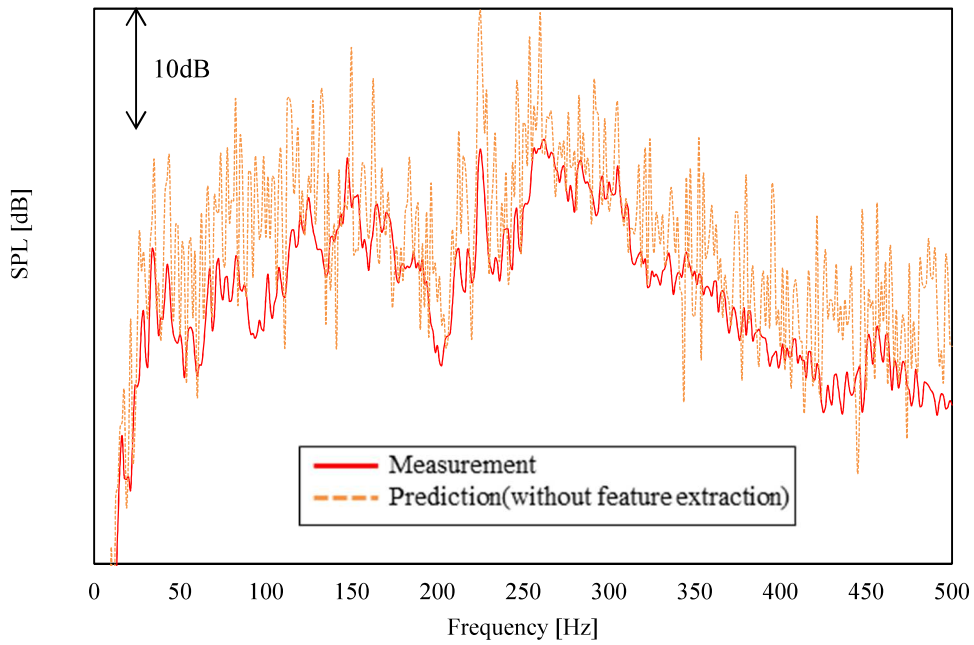
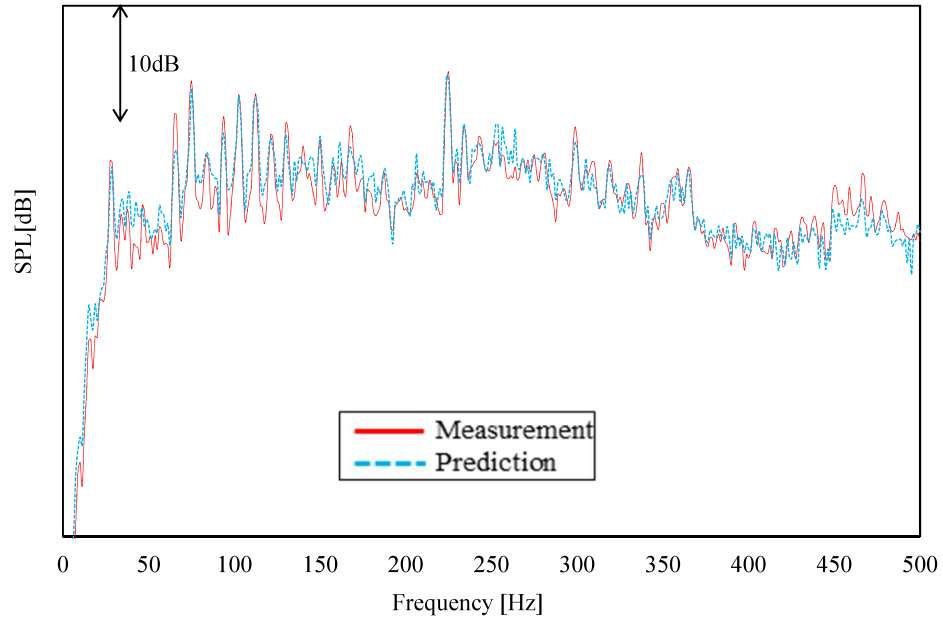
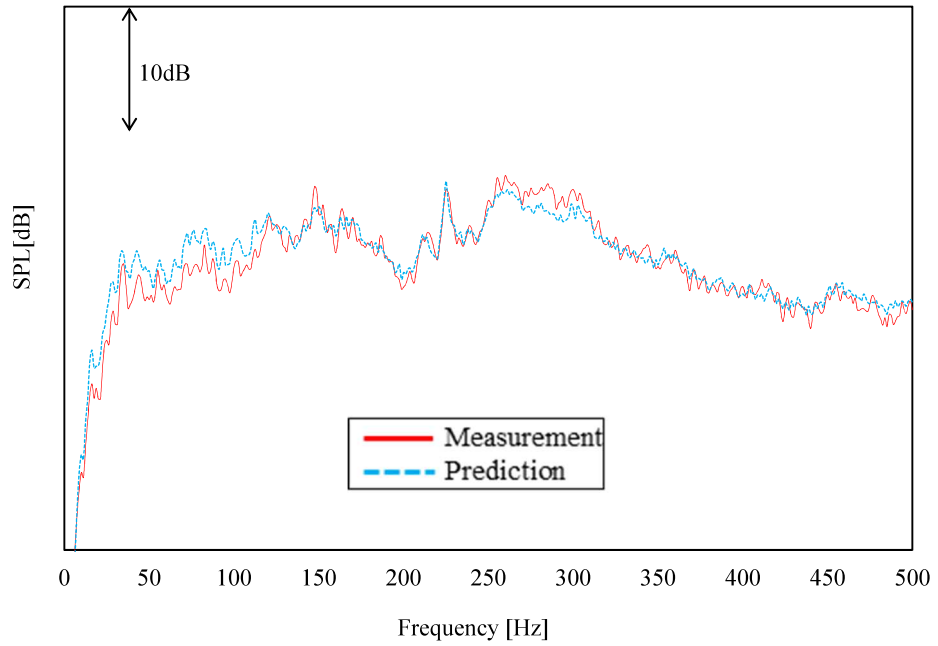


Fig. 6-4 Comparisons between measurement and prediction of Road C road induced noise without feature extraction technique. The prediction accuracy is not enough without feature extraction.



(a) Road D



(b) Road H

Fig. 6-5 Comparisons between measurement and prediction of (a) Road D and (b) Road H with CNN feature. Good correlation is found between measurement result and the prediction result about peak frequency and the level with CNN feature for Road D and Road H.

### 6.3.2 精度検証

各路面特徴量の抽出手法の推定精度を、平均二乗誤差平方根（RMSE : root mean squared error）を用いて定量値として表 6-1 に示す．

$$\text{RMSE} = \text{sqrt}\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - y_i)^2\right) \quad (6-1)$$

ここで、 $n$  は全データ数、 $x_i$  は教師データ（路面入力騒音計測値）、 $y_i$  は推定結果である．RMSE の平均値は特徴量抽出を行わない場合が 7.7，HOG 特徴量を用いた場合が 2.9，autoencoder 特徴量を用いた場合が 3.3，CNN 特徴量を用いた場合が 2.0 となり，定量的にも特徴量抽出が路面入力推定に効果的であることを確認した．

Table 6-1 RMSE of each feature extractions.

Feature extraction Road surface type	Without feature extraction	HOG	Auto- encoder	CNN
Road A(concrete)	6.0	2.2	2.5	1.5
Road B(busy I)	5.4	2.0	2.1	1.6
Road C(busy II)	5.5	1.6	1.9	1.4
Road D(rope)	10.8	2.8	3.9	2.8
Road E(asphalt)	8.6	3.5	4.7	2.3
Road F(stone paved)	15.1	3.0	3.8	2.1
Road G(rough I)	5.1	4.9	4.2	2.3
Road H(rough II)	4.9	3.0	3.1	2.4
<b>Average</b>	<b>7.7</b>	<b>2.9</b>	<b>3.3</b>	<b>2.0</b>

## 6.4 結論

第5章で抽出した特徴量から機械学習を用いて路面入力騒音を推定し、定量的に推定精度を検証した

- (1) 機械学習は、表現能力の高さ（推定精度の高さ）を優先させて、深層学習を用いた。
- (2) 路面画像を、3種類の特徴量（HOG 特徴量, autoencoder 特徴量, CNN 特徴量）に変換し、深層学習を用いて路面入力騒音を推定した。その結果、低周波数から中周波数の路面入力騒音を高い精度で推定できる。
- (3) 路面入力騒音を、特徴量を学習させた場合と、路面画像の輝度値を学習した場合と比較し、前者の場合は、路面入力騒音のピーク周波数と音圧レベルの推定精度が格段に向上する。
- (4) 路面入力騒音の測定結果と推定結果の差を、平均二乗誤差平方根(RMSE)で定量的に評価した。RMSE の平均値は小さい順番に、CNN, HOG, autoencoder となった。



## 第 7 章

# 結言

この章では、各章の研究成果をまとめ、研究の今後の発展性を示す。7.1 節にて、本研究の目的、方針、研究範囲などを振り返り、次に、研究範囲毎に得られた主な成果をまとめる。7.2 節では、本研究の今後の発展性として、研究の課題・拡張範囲などを述べる。

### 7.1 主な研究成果の概要

本研究は、今後普及が進む電気自動車の振動騒音現象の中でも特に顕在化する路面入力騒音の低減技術の開発を題材とし、路面の変化に応じて時々刻々と変化する騒音を乗員がその変化を感じ難くするために、変化する入力に応じて周波数領域で騒音を平滑化することを目的としている。軽量かつ安価な方法で平滑化を実現するために、セミアクティブ制御への適用を前提とし、入力の変化に追従できる計算負荷が少ない手法の開発を目指した。電気自動車では低中周波数の路面入力騒音が目立ちやすくなるが、この周波数領域の車内音はタイヤ・サスペンション系からの固体伝播音の寄与が大きい。この固体伝播音の平滑化のため、本研究では主に 2 つの検討を行った。車両の前方の路面画像からセミアクティブ制御に用いる参照信号を安価に推定する技術と、この参照信号を基にして、ボディの共振周波数を目標周波数へ配置し、さらにその共振応答を抑制する共振制御の基礎理論の構築である。下記に、研究の具体的目的を共振制御、参照信号推定の順にまとめる。

- ・ 共振制御（共振周波数の配置と共振応答の抑制）の基礎理論  
ボディを模した結合ばねによって多自由度結合された 2 つの振動系を解析の対象とする．結合ばねのばね定数のみをリアルタイムに制御することで路面入力騒音を平滑化することを意図し，目標周波数への共振配置と，その共振応答の抑制を同時に実現する手法を構築する．演算負荷を小さくするため，制御に必要な結合ばね定数を繰り返し計算無しで求める．
- ・ 参照信号の推定技術  
セミアクティブ制御に用いる参照信号を，自動運転用の単眼カメラの路面画像から推定する．低中周波数の路面入力騒音に寄与する特徴量を路面画像から抽出する方法と深層学習を組み合わせることで，様々な種類の路面から路面入力騒音のピーク周波数と音圧レベルを推定する手法を開発する．

次項に上記の 2 つに沿って研究成果をまとめる．

## 7.1.1 共振周波数配置と共振応答抑制の理論と計算結果のまとめ

3 章で，共振の発生条件を明確にし，共振制御（共振周波数配置，共振応答制御）の考え方を示した，その考え方の元，共振周波数配置と共振応答抑制の理論を構築した．第 4 章で，はり構造物が結合ばねで多点結合された解析モデルに対して，提案手法からもとめた結合ばね定数を適用し，提案手法の妥当性を検証するとともに，共振周波数の配置範囲，固有モードの考察を行った．

### 共振の発生条件と共振制御の考え方のまとめ

共振の発生条件は，2 つの分系の結合自由度における自己コンプライアンスと，結合ばねのコンプライアンスの和である *kernel* コンプライアンス行列を構成するベクトルを，幾何ベクトルとして考察することで明確にした．共振周波数では，*kernel* コンプライアンス行列が零固有値を持つことで共振応答が発散する．零固有値を持つ場合に *kernel* コンプライアンス行列はランク落ちし，列ベクトルを幾何ベクトルとして考えると，ランク落ちは，結合自由が  $n$  の場合に， $n$  個の列ベクトル全てが  $n-1$  次元の超平面上に存在することを意味する．従って，連成共振の発生条件式は，*kernel* コンプライアンス行列の任意の列ベクトルと  $n-1$  次元の超平面の法線ベクトルの積が零になることとなる．また，

*kernel* コンプライアンス行列が零固有値を持つ場合に零空間を張るベクトル $\boldsymbol{\psi}$ が、超平面の法線ベクトルと等しくなることを示した。

共振制御（共振周波数配置，共振応答制御）の考え方として本研究では，*kernel* コンプライアンス行列が零固有値を持つ場合の零空間を張るベクトル $\boldsymbol{\psi}$ をあらかじめ決定すること方法を提案した．あらかじめ決定したベクトル $\boldsymbol{\psi}$ に対して，共振の発生条件式(3-7)を満たす結合ばねを求めることで，繰り返し計算が必要無くなる。

### 共振周波数の配置手法のまとめ

共振周波数配置の場合の零空間の決定方法は，以下の通りである．結合自由が  $n$  の場合，変更する結合ばねを 1 つ選択し，それを含まない $\mathbf{G}_{ker}$ 内の $n - 1$ 個のベクトル $\mathbf{G}_{ker}(:, j)$  または  $\mathbf{G}_{ker}^T(i, :)$ により張られる超平面の法線ベクトルを求める．この法線ベクトルを，零空間を張るベクトル $\boldsymbol{\psi}$ として用いる．この方法により，変更しない結合ばねを含む $\mathbf{G}_{ker}$ 内の $n - 1$ 個のベクトルを用いて簡単に $\mathbf{G}_{ker}$ の零空間を決定できる。

このように決定した零空間を張るベクトル $\boldsymbol{\psi}$ が共振の発生条件式(3-7)を満たすように結合ばねを変更する．結合ばね定数を変更する利点は，副系そのものを構造変更すると，各列ベクトルが同時に変化してしまうが，結合ばねのばね定数を個別に変更すると，それに対応する *kernel* コンプライアンス行列の対角成分のみが変更され，結果的に，各列ベクトルを個別に操作できることにある．結合ばねが複数ある場合は，制御負荷を小さくするため，変更後の結合ばね定数と初期値の比が 1 に近い結合ばねを制御する．これが最も結合ばね定数の変更割合が小さくなる．ただし，実機では結合ばね定数の変更範囲には制約が存在し，かつ，共振周波数の変化に対する結合ばねの変更量の寄与は，結合ばねの取り付け位置などにも依存するため，各結合ばね定数と共振周波数の変化の関係をあらかじめ確認する必要がある。

主系と副系にはり要素を用いて 3 つの並進ばねで結合したモデルを用いて，本手法で求めた結合ばね定数を用いれば狙いの周波数へ共振を配置できることを確認した。

### 共振応答の抑制手法のまとめ

目標周波数の共振応答を抑制するためには，共振応答を支配する *kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ を含む項 $\mathbf{G}_{32}^A$   $\mathbf{G}_{ker}^{-1}$   $\mathbf{G}_{21}^A$  の大きさを零とすれば良い．まず，*kernel* コンプライアンス行列を，その固有値と固有ベクトルで表すと，共振応答は，零固有値の逆数により定まる発散の程度と，固有ベクトルと，入力領域と結合領域および結合領域と出力領域を結ぶ伝達関数行列（以下伝達関数行列）の積の両方に依存することがわかる．本研究では，後者の固有ベクトルと伝達関数行列の積から得られるいくつかのベクトル積の大きさを零にすることで共振応答を抑制する方法を提案した．この際に，伝達関数合成法の視点から共振を理解するため，*kernel* コンプライアンス行列の列空間に着目する．この列空間は，共振点で超平面を構成することから，その補空間として零空間が発生す

るが、零空間を張る *kernel* コンプライアンス行列の固有ベクトル $\psi$ と、入力領域と結合領域および結合領域と出力領域を結ぶ伝達関数行列の列空間の角度は、一般に直角にならない。本研究では、ベクトル同士の積の大きさに寄与するこの角度を直角にすることで、共振応答が零にできることを示した。よって、未知の固有ベクトル $\psi$ を伝達関数行列の零空間を張るベクトルと平行なベクトルとして求めれば、前述の角度が直角となる。次に、求めたベクトル $\psi$ が、*kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るように結合ばね定数を変更することで、目標周波数での共振発生と、この共振周波数での共振応答の抑制を同時に実現しうる。零空間を張るベクトル $\psi$ を一意に決めることで、繰り返し計算を必要とせず共振応答を抑制できる。伝達関数行列の零空間を張るベクトル $\psi$ が存在する条件は、共振応答を抑制させる評価点の自由度数と、結合点の自由度数の関係式として表せることを示した。

主系と副系にはり要素を用いて計算結果では、目標の連成共振周波数において狙いの評価点の共振応答を抑制できた。また、伝達関数行列のうちのベクトルと零空間を張るベクトル $\psi$ の積を零にすることで、評価点に対応する全系の固有モードの変位が零となり共振応答が抑制できる知見を得た。

以上より、結合ばねで多自由度結合された 2 つの振動系の連成共振の共振周波数配置と共振応答抑制を、結合ばねのばね定数の変更により同時に制御できる基礎理論を構築できた。

## 7.1.2 路面画像からの参照信号の推定手法と計算結果の

### まとめ

この手法は、車両前方の路面画像から低中周波数に影響する特徴量を抽出し、この特徴量を入力とし、参照信号（ここでは、計測した車内音圧）を教師データとして深層学習を行い、得られた *neural network* によって路面画像から参照信号を推定する技術である。第 5 章で、特徴量を抽出する 3 つの方法を選択した。人が定義する HOG 特徴量は、画像ピクセルをセルと呼ばれる単位に分割し、セルごとの輝度の勾配強度と勾配方向を算出する。コンピュータが定義する *autoencoder* 特徴量は、入力層よりもユニットが少ない中間層を設定した上で入力と出力が一致するように学習し、中間層の情報を特徴量として獲得する。コンピュータが定義する CNN 特徴量として、畳み込みと、プーリングという画像処理の基本的な演算を行う層の最も深い層の情報をを用いた。8 種類の路面画像と、抽出した特徴量を重ねて比較すると、目視上、路面入力騒音に影響すると考えられる路面の細かな凹凸を抽出できると判断した。次に第 6 章で、この特徴量を入力として用いて

深層学習により路面入力騒音（車室内の乗員の耳位置の音圧）を推定した．推定値と計測値の周波数特性を比較し，ピーク周波数と音圧レベルを精度良く再現できることを確認した．特徴量を抽出せずに画像の輝度値を機械学習させた場合よりも，特徴量を用いた方は推定精度が良いという結果を得た．推定精度の確認は，周波数応答関数の比較に加え，平均二乗誤差平方根(RMSE)を使い定量的にも行った．その結果，RMSE の平均値は小さい順番に，CNN, HOG, Autoencoder となった．

これらの結果から，路面画像から低中周波数の路面入力騒音のセミアクティブ制御に用いる参照信号の推定技術の目処が立った．

## 7.2 本研究の今後の発展性について

### 共振周波数配置と共振応答抑制の手法

本研究の提案手法の適用範囲は、“一つの共振の、共振周波数の配置と共振応答の抑制”，“結合ばねを介した振動系”に限られている．よって，研究の拡張範囲は，“複数の共振の、共振周波数の配置と共振応答の抑制”，さらに，“共振応答を任意の大きさに制御”，“結合ばねを介さない分系同士が剛結合の振動系”が考えられる．

複数の共振周波数を制御するためには，複数の目標周波数にて超平面を決める方法，つまり，複数の目標周波数において *kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトル $\psi$ を決定する方法が必要となる．共振周波数の配置手法の場合の結合自由度の数は，制御する共振周波数の数に等しいかそれ以上が必要となる．共振応答の抑制手法の場合の結合自由度は，制御する共振周波数の数に，応答を抑制する評価点の自由度の数を合わせる必要がある．しかし，複数の共振を対象とすると，一つの共振制御の場合よりも結合ばねの制約を満たす解が得られ無い可能性が高くなる．解を得るには，結合ばねの数や配置や副系の振動特性を設計段階で良く検討する必要があると考える．

共振応答を任意の大きさに制御する場合，3.3.6 項に述べた通り，評価点応答の低減量に応じたベクトル $\alpha$ を決めることで実現できると考える．この場合，ベクトル $\alpha$ の各成分の関係を一意に決める手法が必要となる．ベクトル $\alpha$ の決定方法は，共振応答が抑制されていない初期状態での *kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトルと，本研究の提案手法により共振応答を抑制した場合の *kernel* コンプライアンス行列の零空間を張るベクトルの両方を含む超平面を考え，その超平面内を，初期のベクトルから共振応答抑制のベクトルへ回転移動するベクトルとして定義する方法が考えられる．また，このような任意の大きさに応答を制御する方法は，結合ばねの変更量の制約を緩和する条件にもなり得る．

分系同士が剛結合の振動系を扱う場合はセミアクティブ制御の対象ではないが，本理論の適用範囲拡大の観点から重要な研究対象である．この場合，本手法と同様にあらかじめ決めたベクトル $\psi$ に対して，共振の発生条件式を満たす分系の構造変更量を簡単に求める手法が必要となる．一般的には，分系を構造変更すると，*kernel* コンプライアンス行列に含まれる分系の自己コンプライアンス行列の全ての列ベクトルが変化するから，共振の発生条件式を解くには，分系の自己コンプライアンス行列の逆行列計算が必要となる．逆行列計算の結果が，分系の構造変更として物理的に可能な解か否かは保証の限りでは無いため，実現可能な構造変更量と共振応答を抑制する条件を結びつける手法が必要となる．

## 路面画像からの参照信号推定手法

本研究では、参照信号として車室内の音圧値を用いたが、本来はサスペンションからボディへの入力を推定する必要がある。そのためには、検証用に精度の良い入力を計測する必要がある。さらに、サスペンションからの入力の数に最大でサスペンションの取り付け点×並進3方向あるから、本手法のみでは推定精度が低下する懸念がある。その場合の対応策として、単眼カメラより情報量が多いステレオカメラの画像が活用できる。実用化に向けては、日陰の影響、夜の輝度確保、雨天の影響などの、一般的に路面画像処理に共通する課題がある。しかし、自動運転用のセンサー性能、路面画像からの特徴量抽出技術、さらに、機械学習の精度は今後増々進化することは疑う余地が無い。これらの技術を組み合わせることで、本研究よりも格段に高い精度で路面画像から入力を推定する技術の開発が可能だと考える。また、本技術を、セミアクティブ制御に限らず既存のANCの参照信号として用いれば、ANCのシステムコスト低減に貢献できる可能性がある。

最後に、自動車の変革の方向性として、電気自動車などの電動車の普及拡大に加えて自動運転について考えてみる。自動運転により、人が手動で運転するよりも安全性が向上し、移動時間をドライバーが運転以外の有意義な時間に使うことが可能となる。自動運転下での車内の乗員の過ごし方の想定シーンは、読書、映画視聴、仮眠、同乗者とのコミュニケーション（含むゲーム）、資料作りなどである。このシーンはまさに自宅での過ごし方に近く、自動運転の車には乗員の知覚に対して音や振動によるストレスを与えないことが求められる。従って、車室内空間の快適性の確保のための音響設計技術や入力低減技術の進化が今後さらに重要となる。このような背景から本研究の発展は、電動車と自動運転が組み合わさった将来のモビリティに対しても貢献が期待できる。





# 謝 辞

本研究を行うにあたり，多くの方々から多大なご支援を賜りました．このような研究はエンジニアにとって，所属機関と社会に対する貢献と，自身の探究心を満たしつつ成長を実現できる素晴らしい活動であります．この貴重な機会を与えて下さった皆様に心より感謝の意を表します．

はじめに，私の突然の博士課程進学の依頼を快く引き受けて頂き，研究・論文作成の全てにおいて，あたたかく，的確なご指導を頂きました岐阜大学 松村雄一教授と，本研究の先行研究を行われ，また，本研究に対して有益なご指導を頂きました岐阜大学 城戸一郎客員教授と，機械学習の最新手法などをご指導頂きました岐阜大学 松下光次郎准教授に対しまして心より感謝を申し上げます．皆様のご指導の元，目的の研究成果を得ることができましたし，自分の成長を実感できました．この３年間の成果・成長を多方面で還元できるように，今後も精進してまいります．

次に，本研究を一緒に行って頂いた，トヨタ自動車の中村俊介さん，中津川英治さんと，元岐阜大学大学院生の尾崎広典さんに感謝の意を表します．理論の検証計算，論文作成，論文発表などに関して大変お世話になりました．自動車の開発現場から少し離れて，皆様といろいろな議論が出来たことは非常に有意義であったと思います．

さらに，博士課程進学を承認頂いた，トヨタ自動車の上司の方々にお礼を申し上げます．３年前に当時の車両技術開発部 村田智史部長にご承認，応援して頂きました．現在は，秋山晃統括部長，車両技術開発部 大塚明彦部長，動的性能開発室室長 森善之室長からもご支援を頂きまして大変感謝しております．本研究の成果を，よいクルマ作りへ反映しつつ，人財育成に力を一層入れることで貢献致します．

加えて，トヨタ自動車の同僚の皆様にもお礼を申し上げます．応援して頂きありがとうございました．特に，研究を始めた当時のグループマネージャーの鈴木恭信さん，石崎啓祐さん，岡野昌之さんには業務上ご迷惑をお掛けしたと思いますが，いろいろとサポートして頂きました．また，路面入力騒音の文献調査では荒木正典さんにもお世話になりました．

最後に，トヨタ自動車の元上司・諸先輩の皆様にも感謝を申し上げます．浅井眞博士，城戸一郎博士，杉田洋さん，吉岡孝芳さん，山岡裕生さん，鶴村幸司さんには仕事を通じて自

分のエンジニアとしての基盤作りと成長に大きな影響を与えて頂きました。その時に学んだことが今回の研究を続けるモチベーションになりました。

皆様，今までご指導，ご支援ありがとうございました。今後も，私自身が成長を続けるとともに後輩をしっかり指導し，世に羽ばたく人材を育成して行きます。

# 付録

## 付録 1 反共振 (zero) の求め方

ここでは、2.2.2 項に記載した先行研究 (Mottershead,1998) に関して、反共振 (zero) の求め方について整理する。入力  $\mathbf{F}$  に対する振動応答  $\mathbf{x}$  の運動方程式は、剛性行列  $\mathbf{K}$  と質量行列  $\mathbf{M}$  を用いて次式で表される。

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\mathbf{x} = \mathbf{F} \quad (\text{A1-1})$$

ここに、応答が  $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ 、 $\mathbf{F} \in \mathbb{R}^{n \times 1}$  の場合、 $\mathbf{K} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ 、 $\mathbf{M} \in \mathbb{R}^{n \times n}$  である。式(A1-1)より、応答  $\mathbf{x}$  は全系の伝達関数  $(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})^{-1}$  と入力  $\mathbf{F}$  から次式で求まる。

$$\mathbf{x} = (\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})^{-1} \mathbf{F} \quad (\text{A1-2})$$

ここで、 $n$  次行列  $\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & \cdots & a_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix}$  に対して、余因子行列  $\begin{bmatrix} A_{11} & \cdots & A_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{n1} & \cdots & A_{nn} \end{bmatrix}^T \equiv \text{Adj } \mathbf{A}$

が与えられると、行列  $\mathbf{A}$  の逆行列は次式となる (池辺他, 2009, pp.131),

$$\mathbf{A}^{-1} = \frac{1}{\det \mathbf{A}} \begin{bmatrix} A_{11} & \cdots & A_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{n1} & \cdots & A_{nn} \end{bmatrix}^T = \frac{1}{\det \mathbf{A}} \text{Adj } \mathbf{A} \quad (\text{A1-3})$$

よって式(A1-3)より、式(A1-2)は次式へ変換できる。

$$\mathbf{x} = \left\{ \frac{1}{\det (\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})} \text{Adj } (\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \right\} \mathbf{F} \quad (\text{A1-4})$$

ここで，入力 $\mathbf{F}$ の $l$ 行に対する応答 $\mathbf{x}$ の $k$ 行の成分は，式(A1-4)の余因子行列  $\text{Adj}(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})$  の成分 $(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})_{kl}$ に対応する． $(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})_{kl}$ は， $(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})$ の第 $k$ 行，第 $l$ 列を除いた $(n - 1)$  次の行列の行列式に， $(-1)^{k+l}$ を掛けた次式で表され， $(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})$ の余因子と呼ばれる．

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})_{kl} = (-1)^{k+l} \det(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})_{kl} \quad (\text{A1-5})$$

以上より，入力 $\mathbf{F}$ の $l$ 行に対する応答 $\mathbf{x}$ の $k$ 行の応答が零 (zero)，つまり反共振周波数は次式の固有値から求まる．

$$\det(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})_{kl} = 0 \quad (\text{A1-6})$$

## 付録 2 法線ベクトルの求め方

$n - 1$ 次元の超平面の法線ベクトル $\mathbf{n}_v$ の求め方の一つを記す. *kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ が零固有値を持つ場合, 行列式が 0 となる:  $\det(\mathbf{G}_{ker}) = 0$ . *kernel* コンプライアンス行列 $\mathbf{G}_{ker}$ の行列式を $j$ 列目に関して余因子展開すると次式が得られる.

$$\det(\mathbf{G}_{ker}) = \mathbf{G}_{ker}(1, j) \cdot C_{1j} + \mathbf{G}_{ker}(2, j) \cdot C_{2j} + \cdots + \mathbf{G}_{ker}(n, j) \cdot C_{nj} \quad (\text{A2-1})$$

ここに,  $C_{ij}$ は $\mathbf{G}_{ker}$ の第  $(i, j)$  余因子である. 本式の右辺は列ベクトル $\mathbf{G}_{ker}(:, j)$ と余因子で構成されたベクトル $[C_{1j}, C_{2j}, \dots, C_{nj}]^T$ の内積である. 従って, 列ベクトル $[C_{1j}, C_{2j}, \dots, C_{nj}]^T$ は, 式(5)の法線ベクトル $\mathbf{n}_v$ と見なすことができる. つまり,  $n - 1$ 次元超平面の法線ベクトル $\mathbf{n}_v$ は $\mathbf{G}_{ker}$ の余因子から求めることができる.

## 付録 3 画像のみを用いた画像識別精度の判断方法について

機械学習を用いた画像の識別精度は，入力情報の質に依存する．入力画像の特徴量全てに明確な違いがあれば，機械学習による画像の識別精度が高くなる．よって，機械学習を実行する前に，入力情報の質の検証が可能となれば，人工知能構築のやり直しを少なくすることができる．そこで，入力画像の特徴量を視覚的に判断する方法を用いてその可能性を検討した．

画像データ情報は高次元量であるから，それを可視化する方法が幾つか提案されている．その中でも，t-SNE(t-Distributed Stochastic Neighbor Embedding)は，the MINIST data set や the Olivetti faces data set などのcommon dataの殆どすべてに対して，他の可視化手法（Sammon mapping, Isomap and Locally Linear Embedding）よりも優れている（van der Maaten and Hinton, 2008）．t-SNEは高次元データを低次元データ（2または3次元）へ変換することができる（図A3-1）．

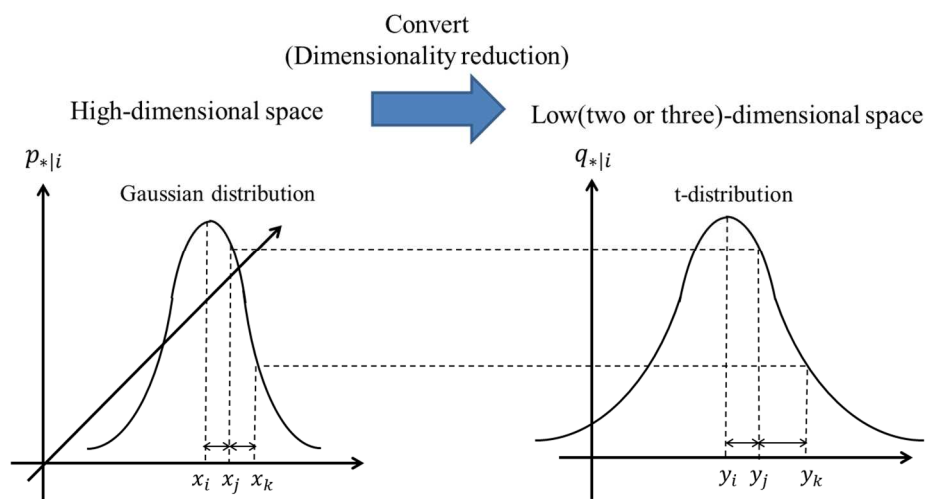


Fig.A3-1 Converting from high-dimensional data  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$  into low (two or three)-dimensional data  $Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$  by t-SNE for visualization. The similarity of data point  $x_j$  to data point  $x_i$  is described as conditional probability ( $p_{j|i}$ ) in proportion to their probability density under a Gaussian distribution. On the other hand, the similarity of data point  $y_j$  to data point  $y_i$  is described as conditional probability ( $q_{j|i}$ ) in proportion to their probability density under a Student t-distribution with one degree of freedom as the heavy-tailed distribution. This allows a moderate distance in the high-dimensional space to be faithfully modeled by a much larger distance in the map and, as a result, it eliminates the unwanted attractive forces between map points that represent moderately dissimilar data points (van der Maaten and Hinton, 2008).

t-SNEを用いた可視化によって、入力データの質の判別を行った(Nakamura et al., 2019). 解析データは、RGBデータ（画像のピクセル毎の輝度値）と、第5章で説明した3つ手法（HOG, autoencoder, CNN）の特徴量を用いた。表5-1に示した計8種類の路面画像に関して、単眼デジタルカメラでそれぞれ100枚の画像データを用いた。よって、t-SNEの解析結果は各路面に対して100点存在する。図は2次元表示し、縦軸横軸は、元の多次元データ（路面画像データの輝度値）を2次元空間への次元削減した際の2次元ベクトルの第一成分と第二成分である。t-SNEによって、図の近くにプロットされたデータ同士は同じような種類と判別されており、図の離れた位置にプロットされたデータ同士は異なる種類と判別されていることを意味する。

ピクセル毎のRGBデータの解析結果を図A3-2に示す。この結果では、8種類の路面が異なる種類とは判別できていないと言える。例えば、Road Aの画像100枚のうち、一部は右上、一部は左下と離れて配置されており、また右下の塊にはRoad B,C,F,Hの画像の一部が混在してしまっている。この結果は、第6章で示したようにRGBデータから直接、深層学習を用いて参照信号を推定できなかった事と関連性があると考えられる。

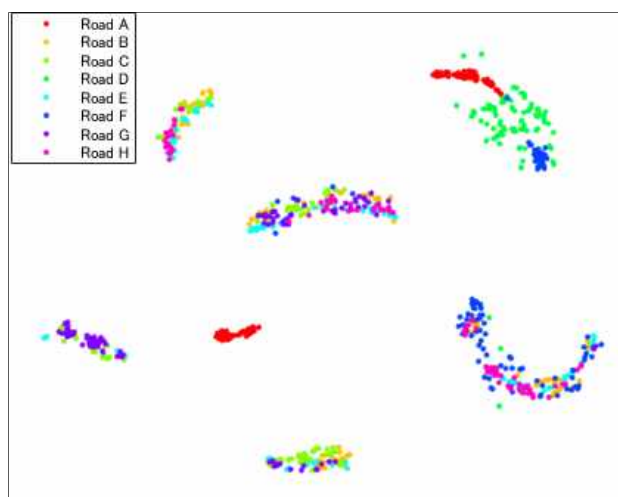


Fig. A3-2 Visualization of road surface RGB value by t-SNE. Almost data placed far in spite of the same kind of road surfaces and placed far in spite of the different kind of road surfaces. It is difficult to identify the road surface with RGB value.

次に、3つの手法（HOG, autoencoder, CNN）で抽出した特徴量を t-SNE で可視化した結果を図 A3-3, A3-4, A3-5 に示す。RGB データの輝度値では特徴量が明確に識別できていなかったのに対し、特徴量を抽出することで同じ種類の路面画像は近くに、他の種類の路面画像は遠くに配置されており、特徴量が明確に識別できていることが分かる。HOG 特徴量では全路面の約半分にあたる Road D, E, F, H を判別出来ている（A3-3）。autoencoder 特徴量では Road B, C 以外のほとんどの路面を判別出来ている（A3-4）。CNN 特徴量ではほとんどのすべての路面に対して特徴量が明確に識別できている（A3-5）。特徴量抽出を行わずに RGB データを学習させるよりも、これら特徴量を学習させることで路面入力騒音の推定精度の向上が期待できる。これは、第 6 章の結果に良く対応している。また、t-SNE の可視化結果が、路面画像を明確に仕分けることが出来ない場合は、機械学習に掛けるまでも無く入力用データの質の改善が必要だと判断できる。

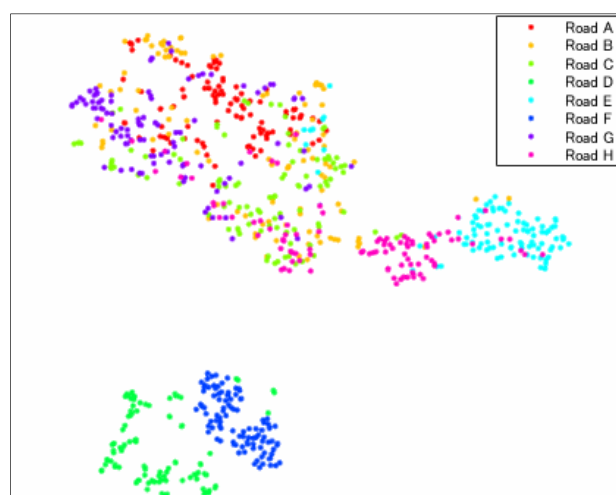


Fig. A3-3 Visualization of road surface features extracted from HOG by t-SNE. The features of Road D, E, F, H corresponding to about half of the whole road surface can be clearly identified.



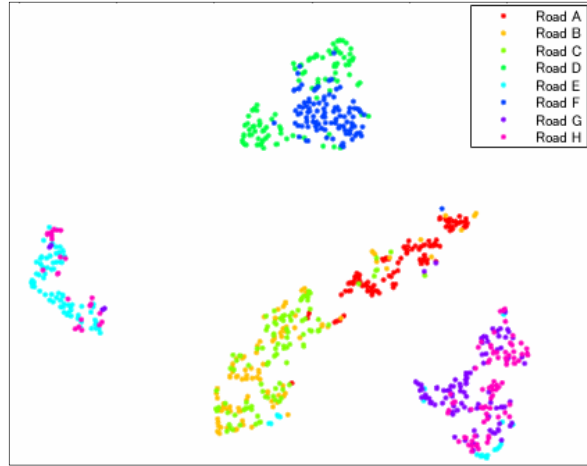


Fig. A3-4 Visualization of road surface features extracted from autoencoder by t-SNE. The features of most road surfaces other than Road B, C are clearly identified.

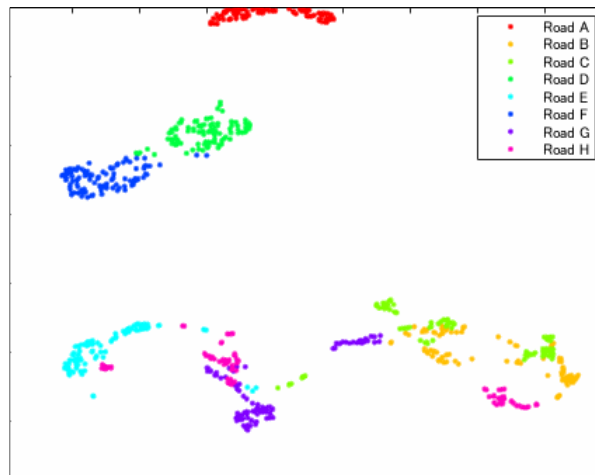


Fig. A3-5 Visualization of road surface features extracted from CNN by t-SNE. Most of the features of the road surface can be clearly identified.



# 文 献

## 第 1 章の文献

- 赤松博道, 影山雄介, 三山栄仁, 宮川隆行, 金山雅洋, ロードノイズと走りの性能とを両立させる解析技術の開発, 日産技報, No.62 (2008-3), pp.32-37.
- Akiho, M., Virtual reference signals for active road noise cancellation in a vehicle cabin, SAE Technical Paper, 951325 (1995), pp.747-752.
- Cao, Y., Wang, D., Zhao, T., Liu, X., Li, C. and Hou, H., Electric vehicle interior noise contribution analysis, SAE Technical Paper, 2016-01-1296 (2016), DOI: 10.4271/2016-01-1296.
- Ferren, W. B. and Bernhard, R. J., Active control of simulated road noise, SAE Technical Paper, 911046 (1991), pp. 69-82, DOI: <https://doi.org/10.4271/911046>.
- Goldasz, J. and Sapinski, B., Modeling of magnetorheological mounts in various operation modes, *Acta Mechanica et Automatica*, Vol.5, No.4 (2011), pp.29-39.
- 橋岡正人, 上山さぎり, 城戸一郎, 山本征吾, 土山稔, 山岡裕生, 低周波ロードノイズ路面入力計算法, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.115-10, 2010560 (2010), pp.9-12.
- Hong, L., Jun, L., and Yanhui, F., Road surface condition recognition method based on color models, 2009 First International Workshop on Database Technology and Applications, IEEE (2009), pp.61-63, DOI: 10.1109/DBTA.2009.159.
- 板垣紀章, 木下智博, 深尾隆則, ばね下制御と乗り心地向上を狙ったセミアクティブサスペンション制御, 自動車技術, Vol. 67, No. 7, 20134492 (2013), pp.29-34.
- Kawabata, N., Komada, M. and Yoshioka, T., Noise and vibration reduction technology in the development of hybrid luxury sedan with series/parallel hybrid system, SAE Technical Paper, 2007-01-2232 (2007), DOI:<https://doi.org/10.4271/2007-01-2232>.

- Kido, I., Ueyama, S., Hashioka, M., Yamamoto, S., Tsuchiyama, M. and Yamaoka, H., Tire and road input modeling for low-frequency road noise prediction, SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems, Vol.4, Issue2, 2011-01-1690 (2011), pp.1277-1282, DOI:10.4271/2011-01-1690.
- 北出隼也, 吉田和夫, 乗り心地と操縦安定性の両立を図る自動車用セミアクティブサスペンションの制御系設計, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol. 74, No. 739 (2008), pp. 603-609.
- Kokaji, J., Komada, M., Takei, M., and Takeda, M., Mechanism of low frequency idling vibration in rear-wheel drive hybrid vehicle equipped with THS II, SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems, Vol.8, Issue3, 2015-01-2255 (2015), DOI: 10.4271/2015-01-2255.
- Komada, M., and Yoshioka, T. Noise and vibration reduction technology in new generation hybrid vehicle development, SAE Technical Paper, 2005-01-2294 (2005), DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-2294>.
- 小松崎俊彦, 岩田佳雄, 山下剛, 磁性粘弾性エラストマの開発とセミアクティブ振動制御への応用, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.77, No.784 (2011), pp.4510-4520.
- 村田紘一郎, 中野伸一, 木下浩志, 高橋宗成, 梶川直子, 海老澤弘道, 須磨達也, ロードノイズ性能開発のためのタイヤモデル化技術の構築, 自動車技術会 2015 年秋季大会学術講演会講演予稿集, 20156092 (2015), pp.483-487.
- 尾藤健介, 小泉孝之, 辻内伸好, 松原真己, 平野裕也, タイヤ横方向振動特性の実験的解明, 自動車技術会 学術講演会前刷集, 20145287 (2014).
- Oh, C., Ih, K. and Lee, J., Development of mass producible ANC system for broad-band road noise, SAE Technical Paper, 2018-01-1561 (2018), DOI: 10.4271/2018-01-1561.
- 大塚貴浩, 西村正治, 桜間一徳, 西田信一郎, ロードノイズ低減のための能動騒音制御システムの検討, 日本機械学会 D & D Conference, No.14-17, 619 (2014).
- Owano, N., Mercedes-Benz S-Class stability system uses sensors, stereo camera, <https://phys.org/news/2013-09-mercedes-benz-s-class-stability-sensors-stereo.html>, 2013.
- Patil, I. and Wani, K. P., Design and analysis of semi-active suspension using skyhook, ground hook and hybrid control models for a four wheeler, SAE Technical Paper, 2015-26-0084 (2015), DOI: 10.4271/2015-26-0084.

Roychowdhury, S., Zhao, M., Wallin, A., Ohlsson, N. and Jonasson, M., Machine learning models for road surface and friction estimation using front-camera images, IEEE, 2018 International Joint Conference on Neural Networks (IJCNN) (2018).

佐口隆成, タイヤ固有振動数に与える転動の影響について, 自動車技術会シンポジウム, 9840829 (1998), pp.25-28.

Sakamoto, K. and Inoue, T., Development of feedback-based active road noise control technology for noise in multiple narrow-frequency bands and integration with booming noise active noise control system, SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems, 2015-01-0660 (2015), Vol. 8, Issue 1, DOI:10.4271/2015-01-0660.

佐野久, 井上敏郎, 高橋彰, 石原大, 山下剛, 寺井賢一, 中村由男, オーディオシステムと融合した低周波ロードノイズのアクティブ制御システムの開発, 自動車技術会論文集, Vol.32, No.4, 20014651 (2001), pp.105-112.

佐野久, 吉田由香, 山王堂徹, 足立修一, 部分空間法を用いたシステム同定結果に基づく2自由度アクティブ騒音制御系の設計に関する研究, 日本機械学会論文集(C編), Vol.64, No.622, No.97-1459 (1998), pp.1970-1976.

清水勝矢, 楠木大地, 熊本和矢, 栗根正浩, 中山博資, 山本晃平, 新型 CX-9 の静粛性開発について, マツダ技報, No. 33 (2016), pp.33-38.

Shiozaki, H., Iwanaga, Y., Ito, H. and Takahashi, Y., Interior noise evaluation of electric vehicle, Society of Automotive Engineers of Japan Technical Paper, 2011-39-7229, 20117229 (2011).

自然エネルギー財団, EV 普及の動向と展望 気候変動対策の観点から, 2018 年 6 月, <https://www.renewable-ei.org/>.

Singla, U. L. and Singh, S. P., Semi-active control of automotive vehicle suspension system using magnetorheological damper- a review, SAE Technical Paper, 2004-28-0077 (2004), DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-28-0077>.

Streiter, R., Active preview suspension system ABC prescan in the F700, ATZ, Vol. 110 (2008), pp.4-11.

Terashima, O., Kinoshita, F. and Touyama, H., On the estimation of psychological stress caused by road noise in a vehicle cabin, Inter Noise 2018.

上阪崇弘, 須磨達也, 転動状態におけるタイヤ動特性変動の実験同定法, 自動車技術会 学術講演会前刷集, 20145107 (2014).

山本彰人, 田中亘, 榎野貴文, 田中俊也, 田原憲, 八尋嵩司, セミアクティブサスペンションにおける実用的な状態推定の検討, 自動車技術会論文集, Vol.48, No.3, 20174446 (2017), pp.687-692.

山下義隆, 池田充, 可変剛性ばねによるパンタグラフの追従性能向上, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.78, No.789 (2011), pp.1831-1838.

山内裕司, 秋好靖二, タイヤ空洞共鳴音に関する理論解析と走行中の改良手法の提案, 自動車技術会論文集, Vol.32, No.2, 20014169 (2001), pp.79-84.

Yoshioka, T. and Sugita, H., Noise and vibration technology in hybrid vehicle development, SAE Technical Paper, 2001-01-1415 (2001), DOI:<https://doi.org/10.4271/2001-01-1415>.

Zafeiropoulos, N., Ballatore, M., Moorhouse, A. and Mackay, A., Active control of structure-borne road noise based on the separation of front and rear structural road noise related dynamics, SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems, Vol.8, Issue3, 2015-01-2222 (2015), pp.886-891, DOI:10.4271/2015-01-2222.

\*Zafeiropoulos, N., Moorhouse, A., Mackay, A. and Ballatore, M., Active control of road noise: the relation between the reference sensor locations and the effect on the controller's performance, The 22<sup>nd</sup> International Congress of Sound and Vibration (ICSV22), (2015).

## 第 2 章の文献

### 2.1 節の文献

#### 2.1.1 項, 2.1.2 項の文献

“第 1 章の文献” に記載分 : Shiozaki et al., 2011

Choukri, M., Bianciardi, F., Ortega Almiron, J., Risaliti, E. and Corbeels, P., Novel road noise assessment method for traditional and (H)EV vehicles using component based TPA, 2019 JSAE Annual Congress Proceeding (Spring), 20195127 (2019).

Dom, S., Geluk, T., Janssens, K. and van der Auweraer, Transfer path analysis: accurate load prediction beyond the traditional mount stiffness and matrix inversion methods, SAE Technical Paper 2014-36-0799 (2014), DOI:10.4271/2014-36-0799.

- Eisele, G., Wolff, K., Hoppermanns, J. and Genender, P., 15years of transfer path analysis VINS in the vehicle NVH development-selected results, SAE Technical Paper 2014-01-2047 (2014), DOI:10.4271/2014-01-2047.
- Elliott, A. S., Moorhouse, A. T., Huntley, T. and Tate, S., In-situ source path contribution analysis of structure borne road noise, Journal of Sound and Vibration, Vol. 332 (2013), pp.6276-6295, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2013.05.031>.
- Fink, F. and Koners, G., Prediction of wheel forces and moments and their influence to the interior noise, SAE Technical Paper, 2016-01-1834 (2016), DOI:10.4271/2016-01-1834.
- Gagliano, C., Martin, A., Cox, J., Clavin, K., Gerard, F. and Michiels, K., A Hybrid full vehicle model for structure borne road noise prediction, SAE Technical Paper, 2005-01-2467 (2005).
- Gagliano, C., Tondra, M., Fouts, B. and Geluk, T., Development of an experimentally derived tire and road surface model for vehicle interior noise prediction, SAE Technical Paper, 2009-01-0068 (2009), DOI:<https://doi.org/10.4271/2009-01-0068>.
- Gajdatsy, P. A., 訳：大久保信行，伝達経路解析の基礎から応用，LMS (2011).
- Gaudin, A. and Gagliardini, L., Recent improvements in road noise control, SAE Technical Paper, 2007-01-2358 (2007), DOI:<https://doi.org/10.4271/2007-01-2358>.
- Gielen, L., van der Linden, P. J. G. and Deges, R., Identification, quantification and reduction of structural-borne road noise in a mid-size passenger car, SAE Technical Paper, 960195 (1996).
- Grosso, A. and Lohrmann, M., Operational transfer path analysis: interpretation and understanding of the measurement results using response modification analysis (RMA), SAE Technical Paper, 2016-01-1823 (2016), DOI:10.4271/2016-01-1823.
- Hashioka, M. and Kido, I., An application technique of transfer path analysis for automotive body vibration, SAE Technical Paper, 2007-01-2334 (2007), DOI:<https://doi.org/10.4271/2007-01-2334>.
- Haste, F. and Nachimuthu, A., Calculating partial contribution using component sensitivity values: a different approach to transfer path analysis, SAE Technical Paper, 1999-01-1693 (1999), DOI:<https://doi.org/10.4271/1999-01-1693>.
- He, R., A new kind of road structure-borne N&V prediction method based on combination of high-frequency parameterized model of bushes, multi-body calculation on Adams and finite element model, SAE Technical Paper, 2018-01-0139 (2018), DOI:10.4271/2018-01-0139.

- Hendricx, W. and Vandenbroeck, D., Suspension analysis in view of road noise optimization, SAE Technical Paper, 931343 (1993), DOI: <https://doi.org/10.4271/931343>.
- Janssens, H., Mas, P., Peter, L., Gajdatsy, P. and van der Auweraer, A novel transfer path analysis method delivering a fast and accurate noise contribution assessment. SAE Technical Paper, 2009-26-047 (2009), DOI:10.4271/2009-26-047.
- Kim, J., Lee, J., Kim, H., Cho, M., Ih, K., Ko, H. and Shim, J., The effects of suspension component stiffness on the road noise: a sensitivity study and optimization, SAE Technical Paper, 2018-01-1510 (2018), DOI:10.4271/2018-01-1510.
- 木下浩志, 中野伸一, 村田紘一郎, 海老澤弘道, 須磨達也, ロードノイズ性能のためのサスペンション振動特性分析技術, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.110-11, 20115815 (2011), pp.9-12.
- 小林樹幸, 吉村卓也, 動質量行列を用いた入力同定手法の提案, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.75, No.753 (2009), pp.1500-1507.
- Koizumi, T., Tsujiuchi, N., Nakamura, Y., Kido, I. and Hashioka, M., A measures planning method by analysis of contribution of the vibration transfer path, SAE Technical Paper, 2009-01-2197 (2009), DOI:<https://doi.org/10.4271/2009-01-2197>.
- Koners, G. and Lehmann, R., Investigation of tire road noise with special consideration of airborne noise transmission, SAE Technical Paper, 2009-01-2109 (2009), DOI:<https://doi.org/10.4271/2009-01-2109>.
- Mori, Y., Yoshimura, A., Tsujiuchi, N., Ito, A., Fujimoto, A., Yamaguchi, Z. and Honke, K., Application of transfer path analysis (TPA) to a mechanical structure with a variety of transfer paths, SAE Technical Paper, 2016-01-8101 (2016), DOI:10.4271/2016-01-8101.
- 能村幸介, 実稼働 TPA を応用した改善目標伝達関数の算出方法, 自動車技術会 学術講演会前刷集, 20135026 (2013).
- 能村幸介, 吉田準史, 実稼働データによる伝達経路解析手法, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.55-06, 20065041 (2006), pp.7-12.
- 生越渉, 石垣輝彦, 大塚裕之, サスペンションのロードノイズ性能設計技術, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.101-04, 20045512(2004), pp.11-14.
- Park, J., Gu, P., Lee M. and Ni, A., A new experimental methodology to estimate tire/wheel blocked force for road NVH application, SAE Technical Paper, 2005-01-2260 (2005), DOI:<https://doi.org/10.4271/2005-01-2260>.



- 齋田隆幸, 松岡久祥, 榎本俊夫, ロードノイズにおける走行時タイヤ入力および車両伝達特性の評価手法, 自動車技術会 2019 年春季大会学術講演会講演予稿集, 20195126 (2019).
- 白石裕二, 和田将行, 石塚昌之, 太田亮平, ロードノイズに対するパラメトリック荷重モデルを用いた伝達経路解析手法の開発, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.22-12, 20125258 (2012), pp.7-10.
- Sottek, R. and Philippen, B., Separation of airborne and structure-borne tire-road noise based on vehicle interior noise measurements, SAE Technical Paper, 2010-01-1430 (2010), DOI:<https://doi.org/10.4271/2010-01-1430>.
- 須藤晶, 浦野剛, ロードノイズ低減技術の紹介, 自動車技術, Vol.52, No.3, 9833845 (1998), pp.10-15.
- 高橋一善, 吉村卓也, 須藤晶, 成國星哉, 振動系の入力同定と寄与分析に関する研究, 日本機械学会 D & D Conference, (2011), DOI:[https://doi.org/10.1299/jsmedmc.2011.\\_717-1\\_](https://doi.org/10.1299/jsmedmc.2011._717-1_).
- Teodoro da Silva. C.H., Costa Neto, A. and Rodrigues de Oliveira, L. P., Transfer path analysis of road noise: overview and customized approaches for road rumble noise, SAE Technical Paper, 2010-36-0448, DOI:<https://doi.org/10.4271/2010-36-0448>.
- Tsuji, H., Maruyama, S. and Onishi, K., Reciprocal measurements of the vehicle transfer function for road noise, SAE Technical Paper, 2015-01-2241 (2015), DOI: 10.4271/2015-01-2241.
- Tsuji, H. and Nakano K., Road noise transfer path analysis with operational force estimated from the responses, SAE Technical Paper 2014-01-2049 (2014), DOI:10.4271/2014-01-2049.
- Tsujiuchi, N., Koizumi, T., Nakagawa, H. and Moriguchi, K., Dynamic analysis of rolling tire using force sensor and transfer path identification, SAE Technical Paper, 2007-01-2254 (2007), DOI:<https://doi.org/10.4271/2007-01-2254>.
- van der Auweraer, H., Mas, P., Dom, S., Vecchio, A., Janssens, K. and van de Ponsseele, P., Transfer path analysis in the critical path of vehicle refinement: the role of fast, hybrid and operational path analysis, SAE Technical Paper, 2007-01-2352 (2007), DOI: 10.4271/2007-01-2352.
- van der Linden, P. J. G. and Wyckaert, K., Modular vehicle noise and vibration development, SAE Technical Paper, 1999-01-1689 (1999), DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-1689>.
- van der Seijs, M. V., de Klerk, D. and Rixen, D. J., General framework for transfer path analysis: history, theory and classification of techniques, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.68-69 (2016), pp.217-244, DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.08.004>.

Wyckaert, K., Mid frequency interior noise modeling using FRF based substructuring, 自動車技術会 学術講演会前刷集, 9633441(1996), pp.213-216.

Wyckaert, K., Gielen, L., van der Linden and van der Auweraer, H., An integrated approach to vehicle NVH optimization, SAE Technical Paper, 962489 (1996), pp.205-215, DOI:<https://doi.org/10.4271/962489>.

Wyckaert, K. and van der Auweraer, H., Operational analysis, transfer path analysis, modal analysis: tools to understand road noise problems in cars, SAE Technical Paper, 951251 (1995), pp.139-143, DOI:<https://doi.org/10.4271/951251>.

吉田準史, 梶山拓也, 林大貴, 実稼働TPAを利用した車内音に対する高寄与ボディモード抽出方法について, 自動車技術会 2017年春季大会学術講演会講演予稿集, 20175058 (2017), pp.319-324.

### 2.1.3 項の文献

“第1章の文献”に記載分：橋岡他, 2010; Kido et al, 2011; 村田他, 2015; 尾藤他, 2014; Park et al., 2005; 佐口, 1998; 上坂, 須磨, 2014; 山内, 秋好, 2001.

“2.1.1 項, 2.1.2 項の文献”に記載分：Choukri et al., 2019; 齋田他, 2019.

Constant, M., Leyssens, J., Penne, F. and Freymann, R., Tire and car contribution and interaction to low frequency interior noise, SAE Technical Paper, 2001-01-1528 (2001), DOI:<https://doi.org/10.4271/2001-01-1528>.

Kamiyama, Y., Development of a new on-wheel resonator for tire cavity noise, SAE Technical Paper, 2014-01-0022 (2014), DOI:[10.4271/2014-01-0022](https://doi.org/10.4271/2014-01-0022).

神山洋一, 石井克史, 第二世代タイヤ気柱共鳴音低減ホイールの開発, 自動車技術会 2015年秋季大会学術講演会講演予稿集, 20156093 (2015), pp.488-492.

三山栄仁, 赤松博道, 影山雄介, 海老澤弘道, 森田真一, 田中克則, 塩川直希, 宮川隆行, ロードノイズスペクトル適正化のためのタイヤ固有値コントロール技術開発, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.5, 20094569 (2009), pp.1133-1138.

宮下直士, 逆解析手法による転動タイヤの振動伝達系の推定, 自動車技術会 2018年春季大会学術講演会講演予稿集, 20185186 (2018).

生井沢淳治, 石山修, 山田英史, 小川宏, ロードノイズ予測手法の開発, 日本機械学会・日本音響学会共催シンポジウム講演論文集, No.01-7, 119 (2001), pp.143-146.

西村篤文, 和氣充幸, 北原篤, 平群久司, サスペンション支持条件下での低周波タイヤ振動に関する考察, 自動車技術会 2015 年秋季大会学術講演会講演予稿集, 20156091 (2015), pp.480-482.

丹羽誠, 池田明宏, 土山稔, 福井靖, 山岡裕生, レゾネータ内蔵ホイールのタイヤ気柱共鳴音予測技術の開発, 自動車技術会 学術講演会前刷集, 20135110 (2013).

田中正俊, 藤澤一裕, 低騒音タイヤの開発, 自動車技術, Vol.60, No.4, 20064247 (2006), pp.81-84.

Tsujiuchi, N., Koizumi, T., Oshibuchi, A. and Shima, I., Rolling tire vibration caused by road roughness, SAE Technical Paper, 2005-01-2524 (2005), DOI:<https://doi.org/10.4271/2005-01-2524>.

Waisanen, A. S. and Blough, J. R., Road noise TPA simplification for improving vehicle sensitivity to tire cavity resonance using helium gas, SAE Technical Paper, 2009-01-2092 (2009), DOI:<https://doi.org/10.4271/2009-01-2092>.

和氣充幸, 赤司篤政, 前田晋平, 杉本香居, 大福将史, 平群久司, 共鳴器を用いたタイヤ主溝共鳴音の低減と操安性の両立, 自動車技術会 2015 年秋季大会学術講演会講演予稿集, 20156090 (2015), pp.478-479.

渡邊敏幸, タイヤ騒音の低減技術, 日本音響学会誌, Vol.69, No.9 (2013), pp. 499-503.

#### 2.1.4 項の文献

“第1章の文献”に記載分：赤松他, 2008; 清水他, 2016.

“2.1.1 項, 2.1.2 項の文献”に記載分：生越他, 2004; Kim et al., 2018; 木下他, 2011 .

“2.1.3 項の文献”に記載分：三山他, 2009; 西村他, 2015.

市川佳, 低周波ロードノイズにおけるサスペンション伝達力変化のメカニズム解析, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.23-14, 20145103 (2014), pp.9-14.

Ichikawa, K., Research on mechanism of change in suspension transfer force in relation to low-frequency road noise, SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems, Vol.8, Issue1, 2015-01-0667 (2015), DOI:[10.4271/2015-01-0667](https://doi.org/10.4271/2015-01-0667).

門松晃司, 岩永良久, 車体音響感度と加振点コンダクタンスの考察, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.14 (2002), pp.55-59.

- Kido, I., Nakamura, A., Hayashi, T. and Asai, M., Suspension vibration analysis for road noise using finite element model, SAE Technical Paper, 1999-01-1788 (1999), DOI:<https://doi.org/10.4271/1999-01-1788>.
- Kim, M., Jo, J., Sohn, J. and Yoo, W., Reduction of road noise by the investigation of contributions of vehicle components, SAE Technical Paper, 2003-01-1718 (2003), DOI:<https://doi.org/10.4271/2003-01-1718>.
- Miyakawa, T., Akamatsu, H., Enomoto, T., Suzuki, A., Kageyama, Y. and Matsuoka, H., Development of NV performance of new rear suspension and new drivetrain for rear-drive vehicles, SAE Technical Paper, 2012-01-0729 (2012), DOI:10.4271/2012-01-0729.
- 中村聡, 牧俊光, 杉本寿敬, ロードノイズ低減のためのサスペンションシステムの考察, Honda R&D Technical Review, Vol.23, No.1 (2011), pp.120-126.
- Ramos, A. C. R., Santos, R. B., Melo, C. A. P. and Ramos, I. C. S. P., Vibroacoustic transfer function study in the design of vehicle suspensions, SAE Technical Paper, 2016-36-0242 (2016), DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-36-0242>.
- Song, D. P., Kang, Y. J. and Ih, K. D., Suspension to body input force transmission change estimation due to parts modification using the impedance method, inter-noise (2017), pp.119-128.
- 須藤晶, 中村聡, 山下剛, 中村光勇, ロードノイズ低減のためのサスペンションに対する感度解析の適用, 自動車技術会 学術講演会前刷集, 976, 9741117 (1997), pp.323-326.
- Tsuji, H., Takabayashi, S., Takahashi, E., Murakami, H. and Maruyama, S., Experimental method for extracting dominant suspension mode shapes coupled with automotive interior acoustic mode shapes, SAE Technical Paper 2014-01-2045 (2014), DOI: 10.4271/2014-01-2045.
- Tsujiuchi, N., Koizumi, T., Takenaka, T. and Iwagase, T., A stiffness optimization procedure for automobile rubber mounts, SAE Technical Paper, 2001-01-1445 (2001), DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-1445>.
- 堤純, 高津仁志, 山崎敦弘, 新型 CIVIC のロードノイズ低減技術, Honda R&D Technical Review, Vol.29, No.1 (2017), pp.31-36.
- 山崎浩二, 辻内伸好, 小泉孝之, 竹中崇晃, 岩ヶ瀬泰文, サスペンション系防振ゴムの剛性変更によるロードノイズと乗り心地改善, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.52-01, 20015077 (2001).

## 2.2 節の文献

- Bogomolni, M., Kirsch, U. and Sheinman, I., Efficient design sensitivities of structures subjected to dynamic loading, *International Journal of Solids and Structures*, Vol.43 (2006), pp.5485-5500, DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2005.07.043.
- Bucher, I. and Braun, S., The structural modification inverse problem: an exact solution, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.7, No.3 (1993), pp.217-238.
- 古屋耕平, 吉村卓也, 須藤晶, 成國星哉, 振動音響連成系の音圧最小化問題に対する最適性の考察とそれに基づく構造最適化, *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol.72, No. 724 (2006), pp.3767-3774.
- 古屋耕平, 吉村卓也, 須藤晶, 斉藤浩司, 剛性マトリクスの固有値解析を利用した車体構造に対する FRF 感度解析, *自動車技術会 学術講演会前刷集*, No.37-05, 20055316 (2005), pp.21-24.
- 萩原一郎, 藤原稔久, 永渕和夫, 構造物の振動特性向上のための最適化解析 (第 1 報 新しい固有モード感度解析手法の提案と異なる解析手法の比較), *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol.52, No.482 (1986), pp. 2607-2616.
- 萩原一郎, 矢追雅光, 感度解析を用いた構造物の振動放射音低減手法の開発 (第 2 報 観測点騒音及び音響出力の定量的低減手法の開発), *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol.54, No.500 (1988), pp.858-865.
- 井上喜雄, 藤川猛, 今西悦二郎, 阿部亨, 減衰振動系における感度解析と設計変更後の動特性予測, *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol.50, No.452 (1984), pp.597-606.
- Joo, K. and Kang, Y. J., Relative sensitivity analysis of responses using transmissibility, *Journal of Sound and Vibration*. Vol.410 (2017), pp.87-102, DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2017.08.031>.
- Kajiwara. I. and Nagamatsu, A., Optimum design of optical pick-up by elimination of resonance peaks, *Transactions ASME, Journal of Vibration and Acoustics*. (1993), Vol.115, pp.377-383.
- 梶原逸朗, 大熊政明, 長松昭男, 背戸一登, 共振点と反共振点の感度を用いた構造物の最適化方法, *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol.54, No.505 (1988), pp.2084-2091.
- 城戸一郎, 末岡淳男, 2 つの分系が強く連成する振動系の解析法 (第 1 報, 自動車サスペンションへの適用), *日本機械学会論文集 (C 編)*, Vol.71, No.712 (2005), pp.3335-3342.
- Kido, I. and Ueyama, S., Coupled vibration analysis of tire and wheel for road noise improvement, *SAE Technical Paper*, 2005-01-2525 (2005), DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-2525>.

- 城戸一郎, 上山さざり, 末岡淳男, 2つの分系が強く連成する振動系の解析法(第2報, 自動車のタイヤとホイールへの適用), 日本機械学会論文集(C編), Vol.72, No.715 (2006), pp.735-742.
- Kim, C., Kang, Y. J., Lee, B. and Ahn, H., Design sensitivity analysis of a system under intact conditions using measured response data, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.331 (2012), pp.3213-3226, DOI: 10.1016/j.jsv.2012.02.006.
- Kyprianou, A., Mottershead, J. E. and Ouyang, H., Assignment of natural frequency by an added mass and one or more springs, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 18 (2004), pp. 263-289, DOI: 10.1016/S0888-3270(02)00220-0.
- Mottershead, J. E., On the zeros of structural frequency response functions and their sensitivities, *Mechanical System and Signal Processing*, Vol.12, No.5 (1998), pp.591-597, Article No. pg980167.
- Mottershead, J. E., Structural modification for the assignment of zeros using measured receptances, *Journal of Applied Mechanics*, Vol.68 (2001), pp.791-798, DOI: 10.1115/1.1388616.
- \*Mottershead, J. E., Complex and defective zeros in cross receptances, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.246, No.1 (2001), pp.190-197, DOI: 10.1006/jsvi.2001.3579.
- Mottershead, J. E. and Lallement, G., Vibration nodes, and the cancellation of poles and zeros by unit-rank modifications to structures, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.222, No.5 (1999), pp.833-851, Article No. jsvi.1998.2103.
- Mottershead, J. E., Li, T. and He, J., Pole-zero cancellation in structures: repeated roots, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.231, No.1 (2000), pp.219-231, DOI: 10.1006/jsvi.1999.2714.
- Mottershead, J. E., Mares, C. and Frisewill, M. I., An inverse method for the assignment of vibration nodes, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 15, No. 1 (2001), pp.87-100, DOI:10.1006/mssp.2000.1353.
- 迎恵利, 吉村卓也, 今村一哉, 柏原真, 梶原陽介, 過渡応答のピーク低減のための構造変更感度解析, 日本機械学会 D & D Conference, No.15-7, 512 (2015).
- 大久保信行, 増田克己, 実験データに基づく音響感度解析法の開発とその適用, 精密工学会誌, JSPE-56-01, '90-01-98 (1990), pp.98-102.
- 大久保信行, 中島睦夫, センシティブティアナリシスを用いた機械構造物の動特性改善に関する研究, 精密工学会誌, JSPE-52-07, '86-07-1258 (1986), pp.150-155.

- Peters, H. J., Tiso, P., Goosen, J. F. L. and van Keulen, F., A modal-based approach for optimal active modifications of resonance modes, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.334 (2015), pp.151-163, DOI: <https://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2014.09.006>.
- Ram, Y. M., and Elhay, S., The theory of a multi-degree-of-freedom dynamic absorber, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.195, No.4 (1996), pp.607-615.
- 背戸一登, 動吸振器による多自由度系の制振, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol.50, No.458 (1984), pp.1970-1977.
- Suh, C. M., Iwahara, M. and Nagamatsu, A., Frequency optimization technique based on the anti-resonance sensitivity method, *SAE Technical Paper*, 911076 (1991), DOI: <https://doi.org/10.4271/911076>.
- 寺田圭佑, 吉村卓也, 実稼働状態における騒音低減のための感度解析, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol.76, No.765 (2010), pp.1331-1337.
- Tsuei, Y. G. and Yee, E. K. L., A method for modifying dynamic properties of undamped mechanical systems, *Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol.111 (1989), pp.403-408.
- Wang, Z. and Zhu, P., Response prediction for modified mechanical systems based on in-situ frequency response function: theoretical and numerical studies, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.400 (2017), pp.417-441, DOI: <https://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2017.04.019>.
- Yee, E. K. L. and Tsuei, Y. G., Method for shifting natural frequencies of damped mechanical systems, *AIAA Journal*, Vol.29, No.11 (1991), pp.1973-1977, DOI: <https://doi.org/10.2514/3.10827>.

## 2.3 節の文献

“第1章の文献”に記載分 : Hong et al., 2009; Roychowdhury et al., 2018.

- Dalal, N. and Triggs, B., Histograms of oriented gradients for human detection, 2005 IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR), Vol.1 (2005), pp.886-893, DOI: 10.1109/CVPR.2005.117.
- Deigmoeller, J., Einecke, N., Fuchs, O. and Janssen, H., Road surface scanning using stereo cameras for motorcycles, In *Proceedings of the 13th International Joint Conference on Computer Vision, Imaging and Computer Graphics Theory and Applications (VISIGRAPP 2018)*, Vol. 5 (2018), pp.549-554, DOI: 10.5220/0006614805490554.

- Einecke, N. and Eggert, J., Stereo image warping for improved depth estimation of road surfaces, 2013 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV) (2013), pp.189-194.
- 富士直子, 小林大志郎, 岩男誠二, 笠原亮介, 矢吹信喜, 機械学習技術を活用した路面性状調査の効率化, 土木学会論文集 F3 (土木情報学), Vol. 73, No.2 (2017), pp. 409-415.
- 岡谷貴之, 深層学習, 講談社, 2015.
- 奥富正敏, 中野勝之, 丸山純一, 原智章, ステレオ動画像を用いた視覚誘導のための平坦部の連続推定, 情報処理学会論文誌, Vol.43. No.4 (2002), pp.1061-1069.
- 関晃仁, 奥富正敏, ステレオ動画像を利用した道路面パターン抽出による自車両の運動推定, 社団法人情報処理学会 研究報告, 2004-CVIM-146(13) (2004), pp.89-96.
- Shen, T., Schamp, G. and Haddad, M., Stereo vision based road surface preview, 2014 IEEE 17th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC) (2014), pp.1843-1849.
- Weist, U., Missel, J., Cytrynski, S., Mehren, D., Schwarz, D. T. and Kern, S., Fahrkomfort der extraklasse, ATZ extra, Vol. 18, No. 5, pp. 124-128.
- Yoda, S., Okabe, H., Takagi, J. and Yamashita, T., Road surface recognition sensor using an optical spatial filter, Proceeding of the Intelligent Vehicles' 95 Symposium, IEEE (1995), pp.253-257.
- Zhao, P., Fang, B. and Yang, W., A robust lane detection algorithm based on differential excitation, IEEE, Proceeding of the 2016 International Conference on Machine Learning and Cybernetics (2016), pp.1015-1020.

### 第 3 章の文献

“2.1.1 項, 2.1.2 項の文献” に記載分 : van der Seijs et al., 2016.

“2.2 節の文献” に記載分 : 城戸, 末岡, 2005.

Golub, G. H. and van Loan, C. F., Matrix computations, The Johns Hopkins University Press (1983).



## 第 5, 6 章の文献

“第 1 章の文献” に記載分 : Hong et al., 2009; Roychowdhury et al., 2018.

“2.3 節の文献 “に記載分 : Dalal and Triggs, 2005; 岡谷, 2015.

Le, Q. V., Ranzato, M., Monga, R., Devin, M., Chen, K. Corrado, G. S., Dean, J. and Ng, A.Y.,  
Building high-level features using large scale unsupervised learning, Proceedings of 29<sup>th</sup>  
International Conference on Machine Learning (2012), DOI:  
10.1109/ICASSP.2013.6639343.

Mahendran, A. and Vedaldi, A., Understanding deep image representations by inverting them,  
2015 IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR) (2015),  
pp.5188-5196, DOI: 10.1109/CVPR.2015.7299155.

Shimode, K., Ishizaki, K., and Komada, M., Machine learning based technology for reducing  
engine starting vibration of hybrid vehicles, SAE Technical Paper 2019-01-1450 (2019),  
DOI: 10.4271/2019-01-1450.

Zeiler, M. D. and Fergus, R., Visualizing and understanding convolutional networks, Computer  
Vision-ECCV 2014, Lecture Notes in Computer Science. Springer International  
Publishing (2014), pp.818-833, DOI: 10.1007/978-3-319-10590-1\_53.

## 付録の文献

“2.2 節の文献 “に記載分: Mottershead,1998.

池辺八洲彦, 池辺淑子, 浅井信吉, 宮崎佳典, 現代線形代数, 共立出版株式会社, 2009.

Nakamura, S., Komada, M., Matsumura, Y., Matsushita, K. and Ishizaki K., Effects of the feature  
extraction from road surface image for road induced noise prediction using artificial  
intelligence, SAE Technical Paper, 2019-01-1565 (2019), DOI: 10.4271/2019-01-1565.

van der Maaten, L. and Hinton, G. Visualizing data using t-SNE, Journal of Machine Learning  
Research, Vol.9 (2008), pp.2579–2605.





# 発表リスト

## 共振周波数配置と共振応答抑制の制御

駒田 匡史, 松村 雄一, 城戸 一郎, 中津川 英治, 尾崎 広典, 結合ばねを介して連成する振動系の共振周波数の制御法, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.871 (2019), No.18-00260, DOI: 10.1299/transjsme.18-00260.

駒田 匡史, 松村 雄一, 城戸 一郎, 中津川 英治, 結合ばねを介して連成する振動系の共振応答の抑制法, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.879 (2019), No.19-00171, DOI:10.1299/transjsme.19-00171.

Masashi Komada, Yuichi Matsumura, Ichiro Kido Eiji, Nakatsugawa and Hironori Ozaki, Real-time assignment method of resonance frequency by change of coupling stiffness for improving road induced noise, Proceedings of ISMA 2018 and USD2018, Sessions: vehicle noise and vibration (NVH), pp.4411-4425.

## 機械学習を用いた路面画像からの参照信号推定

中村 俊介, 駒田 匡史, 松下 光次郎, 松村 雄一, 石崎 啓祐: 自動車技術会論文集, 深層学習による路面画像を用いた路面入力騒音の予測, 50 巻 5 号, pp. 1421-1426, 2019, DOI: <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.50.1421>.

Nakamura, S., Komada, M., Matsumura, Y., Matsushita, K. and Ishizaki K., Effects of the feature extraction from road surface image for road induced noise prediction using artificial intelligence, SAE Technical Paper, 2019, 2019-01-1565, DOI: 10.4271/2019-01-1565.