

博士学位論文 要旨

タイトル： 音源と伝達系のモデル化技術に着目した車内音解析技術の構築に関する研究

神奈川大学 工学研究科 機械工学専攻 吉澤 尚志

自動車や鉄道車両などの乗り物において、車内の静音化は搭乗者の快適性向上のために必要不可欠な要素の一つである。車両の速度向上や軽量化などの性能向上に伴って、車内騒音は一般的に増大する傾向にあるため、車両の開発においては設計段階で車内音を予測し、車体の強度信頼性確保や軽量化などの基本性能と両立しながら、目標とする車内騒音レベルを達成することが必要である。しかしながら、自動車や鉄道車両などの乗り物における車内騒音の予測は、騒音源や伝達経路が多岐に渡るためモデル化が難しく、十分な予測・解析技術が確立されているとはいえない。そこで、音源から伝達系に至るまでの車内音の一貫した解析技術の構築が必要とされている。

このような背景の下、本研究ではまず音源のモデル化技術として、自動車の油圧系コンポーネントであるパワーステアリングポンプの圧力脈動・振動の解析技術構築に取り組んだ。これは、油圧系回路の圧力脈動を集中定数系モデルで解析し、ポンプ筐体の振動を有限要素法 (FEM) モデルで解析するもので、さらにポンプ取付点の振動入力から自動車室内音圧への実測伝達関数と組み合わせることで、車内騒音を予測可能なことを示した。

次に、振動伝達系のモデル化技術として、鉄道車両における車体全体振動分布の解析技術構築に取り組んだ。鉄道車両のような大規模構造物において、車内騒音の要因となる高周波数域の振動現象を FEM モデルで丸ごと解析することは、モデル自由度が膨大で解析実行が困難となるため、現実的ではない。そこで FEM に比べて要素数が圧倒的に少なく高周波問題に適した統計的エネルギー解析 (SEA) でモデル化を行った。SEA による解析では、構造要素間の結合部での振動伝達率を示す結合損失係数 (CLF) と呼ばれるパラメータを使用する。理想的な平板要素などであれば CLF の理論式が適用できるが、近年の高速鉄道車両の車体構造は、中空押出型材と呼ばれるトラス構造の断面をした部材で構成されており、単純な平板要素でモデル化することができない。このため、実際の鉄道車両の SEA モデルでは、要素試験片などを用いて実験的に CLF を測定するしかないのが課題であった。

そこで本研究では、実物がない設計段階での車体振動分布解析を実現するため、部分構造の FEM モデルから算出した CLF を用いて鉄道車両全体の SEA モデルを構築した。その上で、床下に搭載されたエンジンからの加振パワーを入力として、内装材を含む車体全体の振動および車内騒音を解析し、実車両による大規模な検証実験を行った。また、鉄道車両の客室のような細長い空間を複数の SEA 要素に分割した場合には、車両長手方向の距離減衰を過大評価してしまうことが知られており、本研究では室内音響の分野で知られている理論式を用いて、SEA 要素間の CLF を補正する係数を導出した。導出した CLF の補正係数

を本モデルに適用することで、解析による距離減衰量が実測結果と一致することを確認した。これにより実用上十分な車内音の解析精度を確認した。

上述した SEA による鉄道車両の車内音解析では、SEA が車内空間の平均音圧を解く手法であるため、車内空間の形状に依存した反射や、座席などの部分的な吸音によって生じる車内の音圧分布までは解析できないという課題がある。そこで建築音響の分野で用いられており、大規模空間での音の伝播を幾何音響学的な手法により比較的短時間で解くことが可能な音線法と呼ばれる解析手法を、鉄道車両の車内音解析に適用することを検討した。その結果、単一の点音源を入力として用いた場合には、車両長手方向の音圧分布が実測結果と必ずしも一致せず、これは音の回折効果や位相干渉などの波動性を音線法では完全に模擬できないことが原因と考えられた。しかしながら、車両走行中の騒音源は車両長手方向に沿って多数存在するため、単一の点音源による長手方向の音圧分布を正確に模擬できなくても、複数の音源が存在する場合には実用上十分な精度で走行時の車内音分布を予測できる可能性がある。このような考察の元、車両長手方向に沿って 2 座席おきに車内側の内装壁面上に多数の点音源を配置したモデルを考え、鉄道車両走行時の内装振動分布の実測値を入力として、車内空間の音圧分布を解析した。解析結果は、車内条件の違いとして与えた座席有無による音圧変化の傾向が実測と良く一致し、実用的な精度で車内音を予測できることを確認した。

Abstract

A Study on the Development of Internal Noise Analysis Method focusing the Modeling Technique of Source and Transfer Path

Takashi Yoshizawa,

Course of Mechanical Engineering, Graduate School of Engineering, Kanagawa Univ.

In order to achieve quiet environment inside a vehicle such as an automobile or a train, it is necessary to develop a simulation technology which can predict the internal noise by considering all the models including the source, transfer path, and the receiver.

First, in order to develop a modeling technology of a source, a lumped parameter model of a hydraulic pump used for a car was developed to analyze the pressure pulsation and the vibration of the pump. Then, by combining the simulation output with the measured noise transfer function of a test vehicle, it was shown that the internal noise can be predicted with enough accuracy.

Second, as a modeling technology of vibration transfer paths, a statistical energy analysis (SEA) model of a railway car body was developed. Because the coupling loss factor (CLF) of the car body shell cannot be easily estimated from theoretical equations, sectional finite element method (FEM) models of the shell were used to calculate CLFs between each SEA subsystem. The input power of an operational engine was calculated from measured acceleration data, and this input power was applied to the SEA model. It was found that the simulated vibration level of the car body, as well as the interior noise in the passenger room, agreed well with the experimental results.

Finally, as a modeling technology of acoustic transfer paths, a ray tracing model of a passenger room was developed to analyze the detailed sound distribution inside a train, which cannot be achieved with the SEA model. In order to analyze the internal noise by the ray tracing method with enough accuracy, it was proposed to apply multiple sources on the internal surface of the vehicle. Then, the sound power level of the each source was estimated from the measured vibration of the interior panels. Validation of the analysis method was conducted by comparing with the measured internal noise while the train is running. It was confirmed that the level of internal noise reduction by the installation of passenger seats matched well between the analysis and the measurement.

博士学位論文

音源と伝達系のモデル化技術に着目した
車内音解析技術の構築に関する研究

神奈川大学 工学研究科

機械工学専攻

吉澤 尚志

目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 従来の研究と課題	3
1.3 本研究の目的	6
1.4 本論文の構成	7
第2章 音源のモデル化に着目した車内音解析	9
2.1 緒言	9
2.2 可変容量型ポンプの構造と動作	10
2.3 本章で構築する車内音予測技術の全体像	14
2.4 ポンプ内部の油圧解析	15
2.5 ポンプ筐体の振動解析	19
2.6 車体伝達関数との合成による車室内騒音の予測	25
2.7 結言	31
第3章 振動伝達系のモデル化に着目した車内音解析	32
3.1 緒言	32
3.2 SEAの概要	32
3.3 構体単体の振動解析モデルの構築	33
3.3.1 FEMによる構体振動解析の限界	33
3.3.2 構体単体のSEAモデル構築と部分構造のFEMモデルによるCLF算出	34
3.3.3 実測データとの比較・検証	38
3.4 床下エンジン稼働時の車体振動解析	42
3.4.1 構体単体SEAモデルへの上床モデルの追加	42
3.4.2 床下エンジン稼働時の加振入力パワーの算出	44
3.4.3 床下エンジン稼働時の振動分布の解析結果	46
3.5 異なるエンジンを取り付けた場合の車体振動解析	48
3.6 車内騒音の解析	50
3.7 結言	57

第4章 音響伝達系のモデル化に着目した車内音解析	58
4.1 緒言	58
4.2 音線法の概要	59
4.3 1つの音源を入力とした車内音圧分布の解析	62
4.3.1 音線法の解析モデル	62
4.3.2 座席が未設置の状態での車内音圧解析	63
4.3.3 座席を設置した状態での車内音圧解析	67
4.4 走行時に実測した内装壁面の振動を用いた車内音解析	70
4.4.1 入力音源の配置	70
4.4.2 推定した入力音源の妥当性確認	73
4.4.3 座席がない条件での車内音解析精度の検証	75
4.5 結言	77
第5章 結論	78
5.1 本研究の成果	78
5.2 今後の展望	80
参考文献	81
主筆論文リスト	86
謝辞	87

第1章 序 論

1.1 研究の背景

自動車や鉄道車両などの乗り物において、車内の静音化は搭乗者の快適性向上のために必要不可欠な要素の一つである。車両の速度向上や軽量化などの性能向上に伴って、車内騒音は一般的に増大する傾向にあるため、車両の開発においては設計段階で車内騒音を予測し、車体の強度信頼性確保や軽量化などの基本性能と両立しながら、目標とする車内騒音レベルを達成することが必要である。しかしながら、自動車や鉄道車両などの乗り物における車内騒音の予測は、騒音源や伝達経路が多岐に渡るためモデル化が難しく、十分な予測・解析技術が確立されているとは言えない。そこで、音源から伝達系に至るまでの車内音一貫解析技術の構築が必要とされている[1][2]。

近年の計算機性能の大幅な向上により、大規模な数値流体解析（Computational Fluid Dynamics : CFD）や有限要素法解析（Finite Element Method : FEM）なども行われつつあるが[3][4]、まだまだ自動車や鉄道車両のような大規模構造物を丸ごと車内音まで解析することは現実的ではない。また、モデルの自由度が大規模になればなるほど、車内音の伝播経路や発生メカニズムといった現象の理解がしづらくなるとともに、モデルの変更に伴う手間も増大するため、設計者にとっては車内音の低減構造に対する見通しが立てづらくなるという課題がある。そこで、モデル化にあたってはなるべく自由度が少なく軽いモデルとすることが求められている。

本研究では、なるべく少ない自由度のモデルで車内音を解析するため、1D モデルと 3D モデルを融合し、車内音に至るまでの音源、振動伝達系、音響伝達系のモデルをつなげることで、車内音を一貫解析する技術を構築することを目指す。ここで、3D モデルとは CFD や FEM などのように対象の 3 次元的な形状や挙動を緻密にモデル化するようにメッシュ分割を行う解析方法の総称と定義する。これに対し 1D モデルとは、対象の物理的な挙動を表すのに本質的に重要な 1 つ（または必要最小限）の自由度に着目することで、モデル自由度を圧縮する解析方法の総称と定義する。本研究で取り扱う油圧系コンポーネントの集中定数系モデルや、エネルギーという 1 つの次元で振動騒音の伝播を解析する統計的エネルギー解析（Statistical Energy Analysis : SEA）などが 1D モデルに含まれる。車内音の一貫解析技術を実設計に適用していくためには、このように 1D モデルと 3D モデルを融合した解析手法により、解析精度を確保しながら極力モデル自由度を圧縮し、設計者が見通しを立てやすい解析モデルを構築するための方法論を提供する必要がある。

ここで、なぜ車内音の一貫解析が必要なのか、について考えてみる。車内騒音はただ下げれば良いというものではなく、目標値ぎりぎりを狙った設計が求められる。何故なら、車内騒音が目標値よりも大幅に小さくなくても特段の付加価値はなく、その他の性能とのトレードオフ（重量増加や強度低下、車室内スペースの縮小）による悪影響の方が問題となって

しまうことが多い。この点、省エネルギー性能（以下、省エネ性能と略す）や強度信頼性などとは性質が少し異なると考えられる。省エネ性能は高ければ高いほど車両の付加価値につながるため、車両の開発にあたっては設計の初期段階でまず検討される項目である。強度信頼性については、高ければ高いほど良いということはないが、車両の強度は通常、車体の骨格構造（自動車のホワイトボディや、鉄道車両では構体と呼ばれる外郭構造）で確保するように設計されるため、やはり設計の初期段階でまず検討されることが多い。

これに対して車内騒音は、車体の骨格構造だけでは決まらず、車内の内装材・防音材や、インテリアデザインなどの影響も大きく受ける。自動車においては、車内の静粛性も付加価値の一つとして重要視されるようになってきてはいるものの、車内音の予測・設計には上述のように車体の骨格構造と内装材設計の両方を考える必要があるため、車内音の検討は通常、設計開発の比較的后半部分で行われる場合が多く、軽量化や低コスト化、インテリアデザインなど、その他の多くの性能とのバランスを考えながら、全体として多面的に調和がとれた車体とする必要がある。このため、設計段階で事前に車内音を予測する技術がないと、軽量化や低コスト化などトレードオフの関係にあるその他の性能を満たすことが優先され、車両開発のV字プロセスにおける手戻りが発生する要因となってしまう。このように、車内騒音の低減においては、適切な目標値の設定と、それを過不足なく達成するための限界設計が求められており、それを実現するためにはその他の性能とのトレードオフを見ながら、車内音の一貫解析および設計へのフィードバックを行う技術が必要とされているのである。

次に、車内音の一貫解析を実現するためには、どのようなモデル化技術が必要であるかについて考えてみる。自動車や鉄道車両の設計では、ゼロベースで一から設計することはほとんどない。何かしらのベース車両があり、それに対する設計変更点を考え、それによる車内騒音への影響を予測した上で目標値に対する過不足を考え、必要な対策の検討もしくは過剰設計の緩和、などの設計フィードバックを行う、というサイクルが繰り返される。従って、①ベース車両のモデル化、②新規車両における設計変更点のモデル化、③新規車両での騒音予測、④必要な設計変更点の検討、⑤設計変更後の騒音予測、というプロセスをなるべく短いサイクルで回していくことが求められている。そのためには、モデルの作成や変更に必要な時間が短いこと、モデルの自由度が小さく解析時間が短くて済むこと、解析結果のポスト処理や可視化および現象の理解が容易であること、などが必要となる。また、モデル自由度は少ない方がいいが、設計する上で実用上十分な解析精度も必要となる。

これを実現するためには、1Dモデルによる解析を基本としつつ、実用上十分な解析精度を保つため部分的に3Dモデルを取り入れた、1Dと3Dの融合解析技術が必要とされている。本研究は、そのような解析技術の構築と、解析精度の検証を行うことを目的としたものである。

1.2 従来の研究と課題

近年の計算機性能の大幅な向上を背景に、大規模な FEM 解析が一般的に行われるようになってきており、HPC (High Performance Computing) による超大規模 FEM 解析も行われつつある^{[5][6]}。しかし、まだまだ実用的に設計で使えるレベルとは言い難い。その大きな理由として、計算時間と計算コストの問題がある。上記のような大規模解析を行うためには、ハイスペックな計算機環境で何日もしくは何週間もの解析を行う必要があり、誰でも簡単に着手できる状況にはまだなっていないと考えられる。また、自動車や鉄道車両のような大規模で複雑なアセンブリモデルの場合、締結部での減衰や剛性の同定(合わせ込み)が必要であり、精緻な FEM モデルを組み合わせてアセンブリモデルを作ればすぐに実測と合う、という訳ではない。従って、同定(合わせ込み)のための反復計算が何度も必要であり、1 ケースあたり何日もしくは何週間もかかる解析は実用的ではないと考えられる。さらには、モデルが大規模になればなる程、メッシュ作成や解析結果の抽出などプリ・ポストに要する手間が増え、車内音の伝播経路や発生メカニズムといった現象の理解がしづらくなるという課題がある。そのため、何らかの形でモデル自由度や計算時間を削減するための解析手法が必要となってくる。

そのような FEM 解析に要する計算時間を削減するための手法の1つとして、部分構造合成法が知られている^[7]。部分構造合成法は、構造物全体(全系)をいくつかの部分構造(分系)に分割し、それぞれの分系の動特性を合成することで全系の応答を算出しようとする手法であり、大きく分けて伝達関数合成法とモード合成法の2つがある。前者は分系の動特性を伝達関数で表現する方法であり、後者は分系の動特性を固有モードで表現する手法である。部分構造合成法では、全系の応答をそのまま解くよりも計算時間がかなり短縮できるとともに、部分的に実験データとの融合ができるなど、様々な特色があることが知られている。しかしながら、騒音問題などで必要な高周波域の信頼性が十分でない、などの点も課題として挙げられている^{[7][8]}。

このような 3D 解析手法は、対象の 3 次元的な形状や支配方程式をなるべく詳細に模擬した離散化モデルを作成し、実物の挙動を厳密に解析しようという考え方である。一方で、車内騒音が問題となるような高周波数領域(200Hz~1kHz 以上)では、振動や音響のモードが非常に複雑で密になり、そのような厳密な解法あるいは確定論的な手法があまり意味をなさなくなってくる。そこで計算コストなども考慮すると、統計的な手法、エネルギー的な立場に立った解析が適した領域となる。このような立場に立った解析手法が、本研究で用いる SEA (統計的エネルギー解析) や、幾何音響学的な解析手法の一つである音線法である。振動騒音の分野で主に使用される解析手法を図 1.1 に示す。

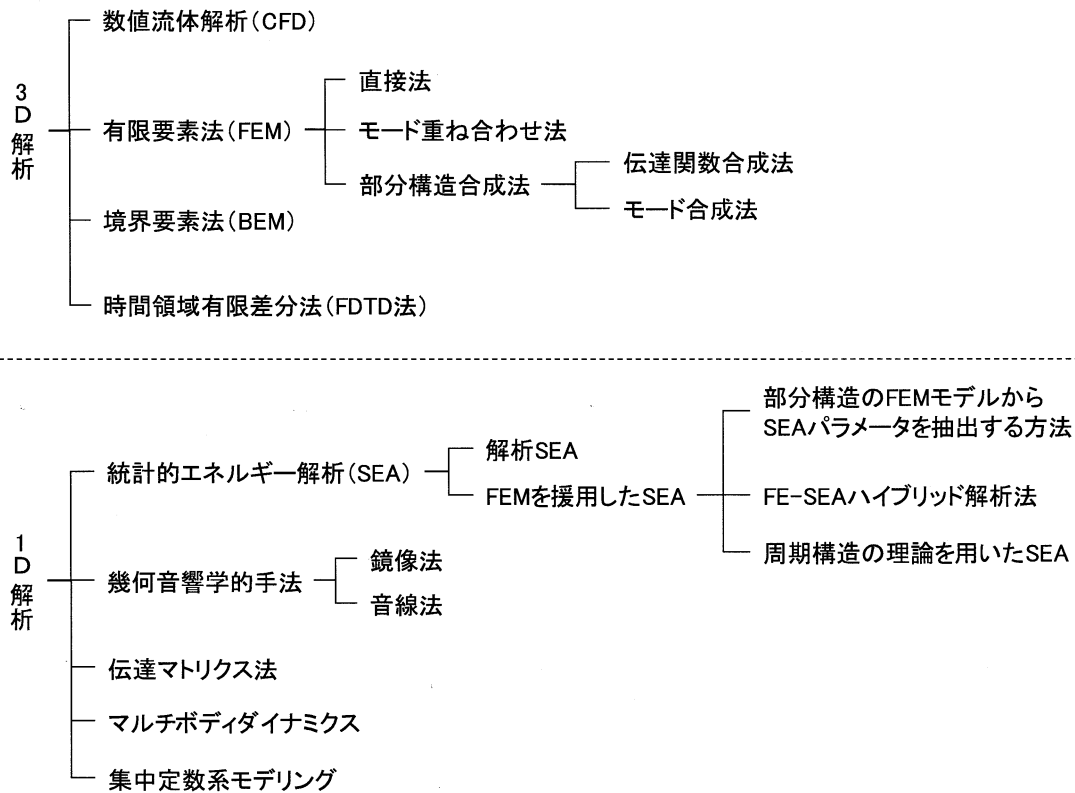


図 1.1 振動騒音の主な解析手法

SEA は対象物の全系を複数の要素に分割し、その要素間のパワーフロー平衡方程式を解くことで、各要素の持つ振動や音圧のエネルギーを算出する手法である^[9]。SEA では、各要素の応答が多数の固有モードの重ね合わせで表されるような高周波数領域において、各モードの持つエネルギーが要素内で空間的、周波数的に等分配されると仮定して、各要素の平均的な応答を算出する。そのため、SEA では各要素内のモード密度が十分大きくなるように要素サイズを大きく取る必要があり、各要素内の平均的な応答というマクロな解析しかできない。その反面、FEMなどに比べて要素数をかなり少なくでき、解析時間が非常に短くて済むことが大きなメリットとなる。SEA には大きく分けて、解析 SEA と呼ばれる古典的な手法と、FEM を援用した SEA の 2 つがある^[10]。前者は、理論式に基づき SEA パラメータを算出する手法であり、ロケットや船舶など、主に薄板材料で構成された大規模構造物の応答を解析する手法として適用されてきた^{[11][12]}。一方で、自動車や鉄道車両などでは剛性の高い梁構造や骨格構造が多用されており、これらの高剛性部材はモード密度が低いため、そもそも SEA に適さなかったり、理論式に基づき算出した SEA パラメータでは解析精度が不十分であったりするなどの課題がある^[13]。

そこでこれらの課題に対して、FEM を援用した SEA が登場してきた。FEM を援用した SEA には、a) 部分構造の FEM モデルから SEA パラメータを抽出する方法、b) FEM と SEA のハイブリッド解析手法、c) 周期構造の理論を用いた SEA などが存在する。a) の方

法は、理論式に基づく SEA パラメータの算出が難しい実際の複雑構造物について、部分構造の FEM モデルを用いて SEA パラメータ（特に結合損失係数）を算出する方法であり、その算出方法がいくつか提案されている^{[10][14][15]}。b)の方法は、SEA 要素としてモデル化するにはモード密度が低すぎる梁構造や強度部材のみを FEM 要素でモデル化し、FEM 要素と SEA 要素間のカップリング方程式を解く方法である^[16]。この手法の特長は、梁構造や強度部材などは FEM 要素、それ以外の薄板構造などは SEA 要素とすることにより、SEA の解析精度を悪化させる要因であった梁構造や強度部材などを扱えるようにしたこと、自動車^{[17][18]}や鉄道車両^{[19][20][21]}への適用事例が報告されている。しかしながら、第3章で述べるように近年の高速鉄道車両の車体はアルミ押出型材と呼ばれるトラス構造が多用されており^[22]、このような場合には単純な平板の SEA 要素としてモデル化することはできない^[23]。そのため、b)の手法を鉄道車両に適用しようとした場合、車体は FEM 要素でモデル化するしかなく、車両全体の解析は困難だと思われる。c)の方法は、鉄道車両や航空機などで多用されるハニカムパネルやアルミ押出型材のような周期構造を持つ板材料を SEA で扱うために開発された手法である^[24]。いくつかの解析事例が挙げられているが^{[25][26]}、この手法を用いて車両全体の解析を行った事例は筆者の知る限りまだ報告されていない。

車体振動の解析手法として SEA を用いた場合、車室内の音響空間に関しても SEA でモデル化するのが一般的である。しかしながら、SEA は車内空間の平均的な音圧を解く手法であるため、車内空間の形状に依存した反射や、部分的な吸音によって生じる車内の音圧分布までは解析できないという課題がある。そこで車内の音圧分布までを解く方法として、車内空間を FEM 要素でモデル化することが考えられるが、車体振動と車内音との強連成（例えば内装パネルの膜振動により低周波で吸音性能を発揮する効果など）までを考慮しようとする、車体振動を SEA 要素、車内空間を FEM 要素でモデル化した FE-SEA ハイブリッド解析を行う必要がある。この場合には、車内空間の FEM 固有値解析による音響モードと、車体振動の SEA 要素のカップリング方程式を解く必要があり、鉄道車両のような広い空間では音響のモード密度が高周波で非常に大きくなるため、FEM 固有値解析の負荷が高く現実的ではないものと思われる。実際、このような方法による解析事例は筆者の知る限り報告されていない。

一方、実用上は振動と音響の強連成までは考えずに、車体振動から車内音への一方向解析だけでも十分なケースが多いと考えられる。そのような場合には、車内空間の FEM 固有値解析は必ずしも必要ではなく、モード密度が非常に大きい場合には直接法で解く方が有利となるため、音響空間の FEM モデルを直接法で解析することも行われつつある。しかしながら、鉄道車両の客室空間のような大規模モデルの場合、250Hz 程度までの解析結果しか報告されていない^[27]。1kHz 程度の高周波まで解析しようとした場合、音波の波長を考えるとメッシュサイズを非常に細かくする必要があり、まだまだ実用的ではないものと思われる。そもそも車体振動を SEA で解こうとする場合、その時点で詳細な振動モードや位相の情報は失われており、1つの SEA 要素に接する音響境界面内では全て同位相で空間を加振

することになる。そのため、音響空間の FEM モデルへの入力条件は既に厳密性を失っており、低周波での定在波が問題となる場合を除くと、高周波までの車内音響解析を FEM で行うことにどれだけの意味があるかは疑問である。

これに対し、建築音響の分野では、コンサートホールなどの大規模空間における音の伝播を短時間で解くことが可能な、音線法や鏡像法と呼ばれる幾何音響学的手法が知られている^[28]。しかしながら、自動車や鉄道車両の車室内における音響解析に関しては、1kHz 以上の高周波数域における、オーディオ用スピーカから耳位置への音響伝播などへの適用^[29]が見られるのみで、車体振動（車外からの音響透過による振動を含む）を入力とした車内音の解析に音線法や鏡像法を適用した事例はあまり多く見受けられない。この理由として、幾何音響学的手法では FEM や BEM などの波動方程式に基づく手法と比べて、回折や散乱といった音の波動性を正確に模擬できないためと思われる^[30]。特に低周波数域では、高周波数域に比べて音の波動性の影響が大きくなるため、この傾向が顕著となると考えられる。しかしながら解の厳密性を追い求めようとすると、冒頭で述べたように車両全体を丸ごと FEM などの 3D モデルで解析するしかなく、実用的ではないという課題がある。そこである程度は解の厳密性を犠牲にしても、モデルが軽く実用的な解析手法を構築するという観点が必要と考える。

1.3 本研究の目的

以上述べたように、これまで様々な解析手法が提案されているが、シンプルなケースでの適用事例が示されているだけの場合が多く、実際の複雑構造物における適用可能範囲（適用限界）がはっきり分からない。計算コストや実用性なども考慮すると、全ての現象、周波数範囲でオールマイティに使える解析手法はまだないものと思われ、問題に応じて適切な解析手法を選択したり、モデルの簡略化を行ったり、複数の解析手法を組み合わせうまく解析がつながるように工夫したりする必要がある。自動車や鉄道車両は「実際の複雑構造物」の代表格であり、そのような実際の複雑構造物において、車内音の一貫解析を行うための解析手法と適用範囲、および複数の解析手法をどのように組み合わせ一貫解析を実現するかの事例を示すことは、車内音の解析技術を広く普及させていく上で有用であると考えられる。そのような背景を踏まえ、本研究では車内音の一貫解析を実現するためのモデル化技術を構築し、その解析精度および適用範囲の検証を行う。その上で、車内音に至るまでの音源、振動伝達系、音響伝達系の解析をなるべく軽いモデルでつなげるため、1D モデルによる解析を基本としつつ、実用上十分な解析精度を保つため部分的に 3D モデルを取り入れた 1D と 3D の融合解析手法により、実設計に適用可能な車内音の一貫解析を実現するための方法を構築することを目的とする。

1.4 本論文の構成

本研究で実現しようとする車内音の一貫解析技術の流れを図 1.2 に示す。最終的には、音源のモデル化技術により加振力を算出し、次にこの加振力を振動伝達系のモデルに入力することで車内壁面からの振動放射パワーを算出し、最後にこの振動放射パワーを音響伝達系のモデルに入力することで車内の音圧分布までを一貫解析できるようにすることが目標である。このような一貫解析技術を構築することで、最終的なアウトプットである車内音の解析結果を見ながら、設計改良を行っていくことが可能となる。本論文では、このような一貫解析を実現するために必要な音源、振動伝達系、音響伝達系のそれぞれのモデル化技術を構築し、各モデルの解析精度を検証した結果を例示する。これにより、実設計での使用を考えた時の各モデル化技術の適用可能性、および適用限界について明らかにすることができると考える。

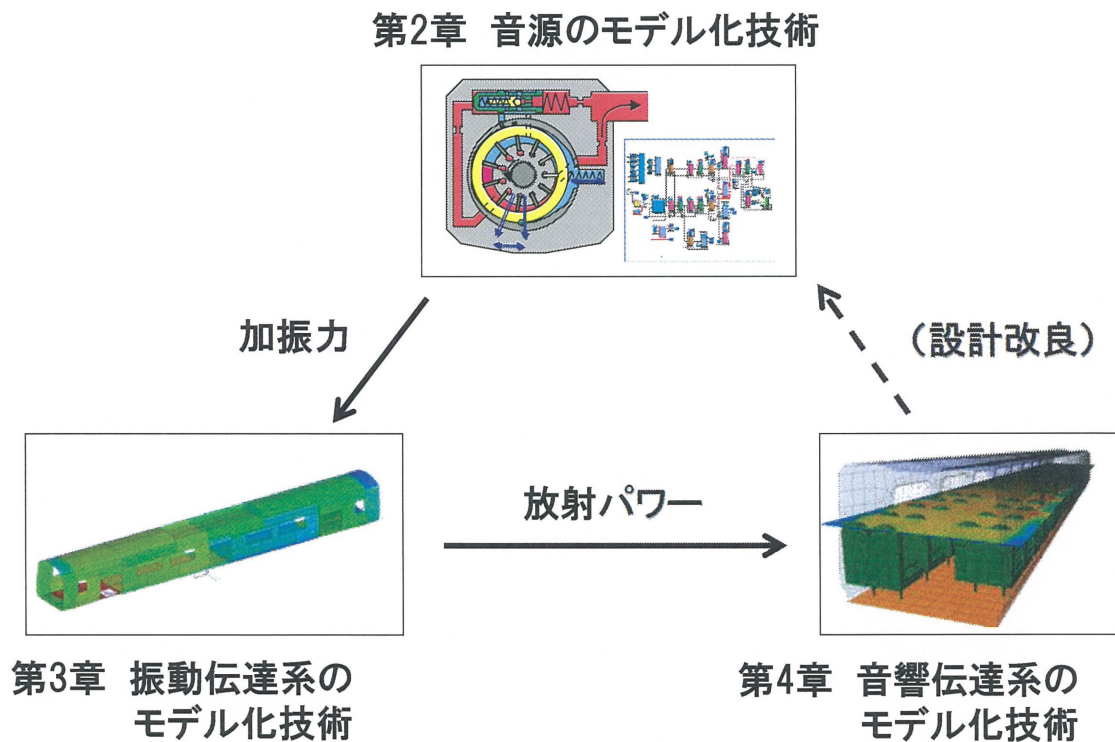


図 1.2 本研究で実現しようとする車内音の一貫解析技術の流れ

第2章では、まず音源のモデル化技術として、自動車の油圧系コンポーネント（油圧ポンプ）の圧力脈動・振動を解析するモデルを構築し、ポンプ内部の挙動を1Dで詳細にモデル化することにより、ポンプ室内部の圧力変化や、ポンプ吐出側の圧力脈動を精度良く解析できることを示す。また、1D解析の結果からポンプ内部の油圧加振力を算出する方法を導出し、これをポンプ筐体の3Dモデルへの入力とすることで、ポンプ振動を解析できることを示す。その上で、ポンプ振動から車体へ伝達される加振力を算出する方法を提案し、この加振力および圧力脈動の解析結果と、車体で実測した伝達関数を掛け合わせることで、車内音を実用上十分な精度で予測できることを明らかにする。

次に第3章では、振動伝達系のモデル化技術として、エネルギーという1つの次元で振動騒音の伝播を解く統計的エネルギー解析（SEA）を1D解析の一種と定義し、SEAによる1Dモデル化手法により、鉄道車両の振動伝達系モデルを構築する。その際、近年の高速鉄道車両に多用されるアルミ押出型材では、SEAに必要なパラメータの1つである結合損失係数（CLF）を理論式から導出することが難しいため、部分構造のFEMモデル（3Dモデル）から数値計算により算出したCLFを用いることで、車体全体のSEAモデルの構築が可能になることを示す。その上で、実車両を用いた大規模な試験により、インパクトハンマ加振時の車体振動分布の解析結果を検証し、低周波数域ではグローバルモードの影響を考慮するため、全ての要素間の結合を考えたSEAモデルとすることが重要であることを明らかにする。

さらに第4章では、音響伝達系のモデル化技術として、音線法という幾何音響学的な手法により自由度をできるだけ小さくしながら、車内の音圧分布を詳細に解析するモデルの適用可能性を検討する。音線法により鉄道車両内の音圧分布を精度良く解析するためには、車内に多数の音源が存在するモデルを考える必要があることを明らかにし、車両走行時に多数の点で測定した車体振動の実測値を入力として、座席有無での車内音の変化を実用的な精度で予測できることを示す。

最後に第5章では、本研究で得られた成果を述べ、今後の展望を示す。

第2章 音源のモデル化に着目した車内音解析

2.1 緒言

自動車や鉄道車両などの移動車両における車室内騒音の発生源としては、(1)エンジンやモータ、ポンプなどの駆動システムや補機類、(2)ロードノイズや車輪転動音などインフラ側との相互作用、(3)風切り音や車外圧力変動などの流体的な作用、など多岐に渡る。車室内騒音の解析には、これら主要な音源のモデル化が必要である。本章では加振源の一つとして、油圧ポンプの圧力脈動を取り上げる。

自動車向けの油圧パワーステアリング（以下、パワステと略す）用ポンプでは、省エネルギー化（以下、省エネと略す）のために可変容量型ポンプが用いられることがある。通常の固定容量型ポンプでは、ポンプ回転数に比例して吐出流量が増加し、ポンプ回転数はタイミングベルトで直結されたエンジン回転数に比例して増加するため、高速運転時にはポンプの吐出流量が増加する。一方、ステアリング操作をアシストするのに必要なポンプ流量は、低速運転時でも高速運転時でもそれほど変わらないため、高速運転時には無駄にポンプ流量を吐出していることになり燃費が悪くなる。このため可変容量型ポンプが開発されている。可変容量型ポンプでは、ポンプ回転数が増加するにつれて1回転当たりの押しのけ容積を減らす機構が組み込まれているため、ポンプ回転数によらず吐出流量が一定に制御され、燃費向上に効果がある^[31]。

このように可変容量型ポンプには省エネ効果がある一方で、固定容量型ポンプに比べて圧力脈動やポンプ振動が大きい傾向があり、実車搭載時に車室内での異音が発生しやすいという課題がある^[32]。また、ポンプを起振源として発生した圧力脈動やポンプ振動は、車体との取り付け点インターフェースを介して車体の振動として伝わり、車体の伝達特性も加味された上で車室内の騒音として知覚される。そのため、車体の伝達特性も考慮した設計が必要である。なぜなら、車体の伝達特性も考慮した上でポンプの低騒音化設計を実施しなければ、ポンプの吐出脈動やポンプ振動は低減できたものの車内音は悪化するということが起こり得るためである。

そこで本章では、シミュレーションにより設計上流段階で圧力脈動やポンプ振動を解析し、車体の伝達特性を加味した上で車室内騒音の予測・低減に活用できる解析技術を開発することを目的とする。本章ではまず、ポンプの油圧特性シミュレーションを1D解析で行うための集中定数系モデルを構築し、その妥当性を検証する。また、油圧解析の結果から算出した加振力をポンプ筐体のFEMモデルへ入力として与えた時のポンプ振動を解析し、その妥当性を検証する。最後に車体の伝達特性として、ポンプ筐体と車体との取り付け点入力から車室内騒音への伝達関数を実測し、ポンプの振動加振力や圧力脈動の解析結果と掛け合わせることで、車室内騒音を予測できることを示す。

2.2 可変容量型ポンプの構造と動作

図 2.1 に可変容量型ポンプの構造模式図を示す。本研究で取り上げる可変容量型ポンプは、ベーンポンプと呼ばれるタイプのポンプであり、1回転あたりの押しのけ容積が可変となる機構を備えたものとなっている。この可変容量型ポンプは、シャフト、ロータ、カム、11枚のベーン板、制御バルブなどから構成されており、エンジンの駆動力によってシャフトとこれに連結されたロータが、図中の反時計回りに回転する。ロータのスリットに収納された11枚のベーン板は、背圧によってカムに押し付けられており、ベーン板とロータとカムによって形成される11個のベーン室は、この回転により容積の増減を繰り返す。

ベーン室が吸入ポートにつながる図中上側の区間を吸入区間、ベーン室が吐出ポートにつながる図中下側の区間を吐出区間、吸入区間から吐出区間に遷移する間の、吸入ポートにも吐出ポートにもつながらない区間を閉じ込み区間と呼ぶ。吸入区間ではベーン室の容積が徐々に大きくなるため、吸入ポートから油を吸入する。吸入区間で吸い込まれたベーン室内の油は閉じ込み区間で昇圧され、その後、吐出区間ではベーン室の容積が徐々に小さくなるため吐出ポートから油が吐出される。ポンプから吐出された油は、高圧配管を通してパワーシリンダへと送られ、操舵力をアシストする。

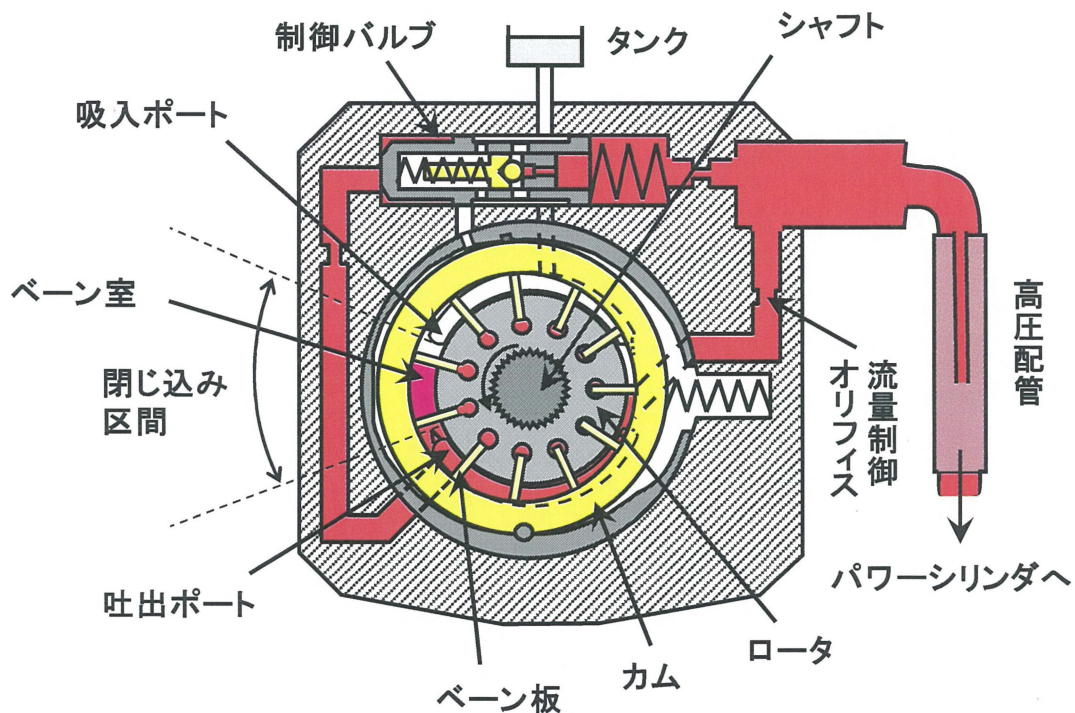


図 2.1 可変容量型ポンプの構造模式図

次にメカ的に流量を一定に制御する機構について、図 2.2 を用いて説明する。低回転数ではカムはバネ力と内部圧力のバランスによって左端に押し付けられており、ポンプ 1 回転当たりの押しのけ容積は最大である。この状態では吐出流量はポンプ回転数に比例して増加する。回転数の上昇とともに吐出流量が一定流量以上になると、流量制御オリフィスでの圧力損失により制御バルブ左右の圧力差がバネ力に打ち勝って右方向に変位し、制御バルブが開口する。これによりカム左室に高圧の油が導かれてカムが右方向へ移動し、一回転あたりの押しのけ容積を減らすことで流量を一定に制御する。操舵に必要な流量は回転数によらずほぼ一定なので、可変容量型ポンプは高回転数域での無駄な仕事をなくすことができ省エネになる。

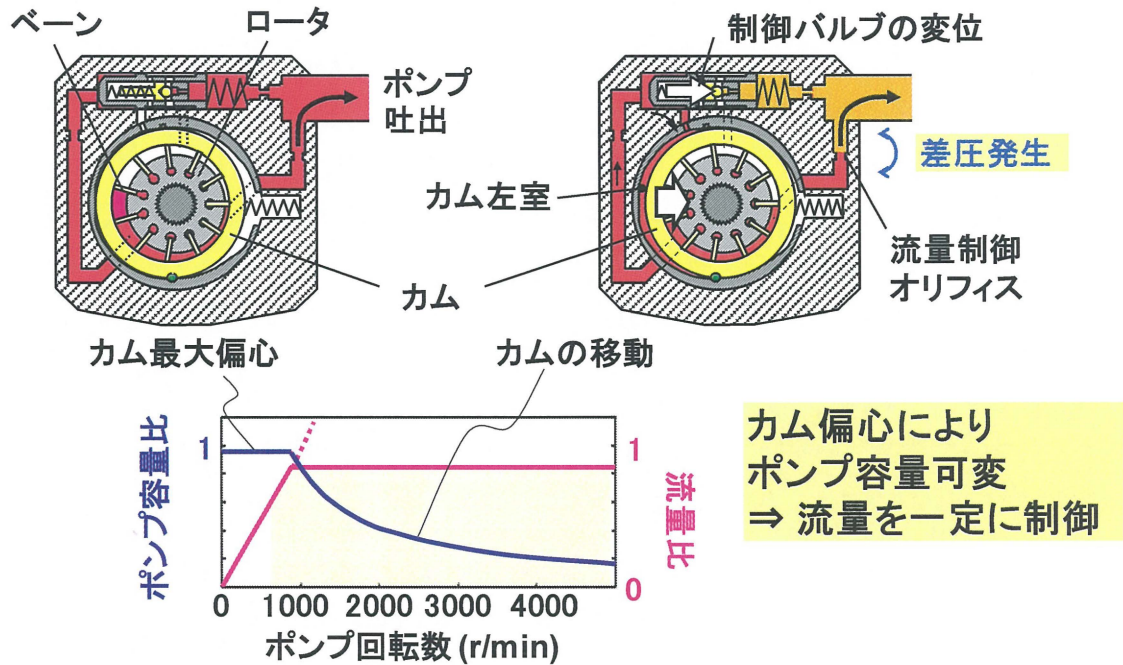


図 2.2 流量を一定に制御するメカニズム

このように可変容量型ポンプは省エネ効果があるが、固定容量型ポンプに比べて圧力脈動や振動が大きい傾向があり、流体伝播音や固体伝播音による車室内異音が発生しやすい。固定容量型ベーンポンプでは吐出区間、吸入区間が2ヶ所ずつ設けられ、各々がシャフトに対し点对称に配置されているため、吸入から吐出へ切り替わる閉じ込み区間での昇圧に起因するシャフト加振力を相殺することができる。これに対し、可変容量型ベーンポンプでは構造上、吐出区間と吸入区間を1つずつしか設けられず、どうしても非対称構造にせざるを得ないため、吸入から吐出へ切り替わる閉じ込み区間での圧力変動によるシャフト加振力を相殺することができない。

また、固定容量型ベーンポンプでは吐出区間、吸入区間の切り替えタイミングの調節や、

カム内径プロファイルの形状最適化により圧力脈動を低減することが可能であるが、可変容量型ベーンポンプでは基本的に真円のカムとする必要がある上、カムの移動により吸入・吐出の切り替えタイミングが変わるため、使用回転数範囲の全域で圧力脈動を下げるのは難しい。

これらのことから、省エネでありながら静粛性の高い可変容量型ベーンポンプを開発し、実車に搭載した時の車室内の静粛性を向上するためには、ポンプの振動や圧力脈動を加振源として車室内に伝播する騒音を事前に予測し、様々な設計パラメータをチューニングすることで、全てのポンプ回転数領域および圧力条件において車室内騒音をバランス良く低減することが重要となる。

油圧パワーステアリングポンプの騒音は、流体伝播音、固体伝播音、空気伝播音の3つの経路を伝達して車室内に伝わる^[33]。図2.3に騒音伝達経路の模式図を示す。流体伝播音は、油圧ポンプで発生した圧力脈動が油圧ホースや配管を伝播し、ホース・配管と車体とのインターフェース部分や、ステアリングシステム全体からの振動となって車室内で聞こえる騒音である。固体伝播音は、パワーステアリングポンプの振動を加振源として、ポンプが取り付けられているエンジンシリンダブロックの振動となり、エンジンマウントを介して車体に伝わる騒音である。空気伝播音は、ポンプ表面からの振動放射音が車体を透過して車室内へ伝わる騒音である。

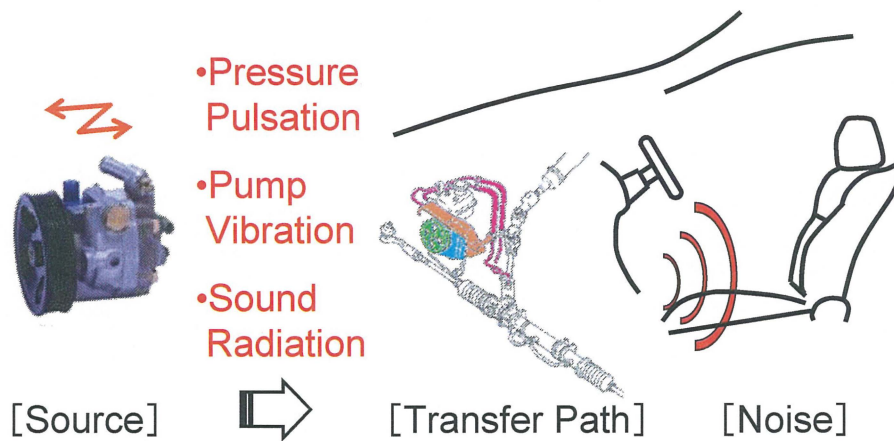


図 2.3 油圧パワーステアリングポンプの騒音伝達経路

油圧パワステポンプの騒音には、比較的low周波（約100～300Hz）のモーン音と、高周波（500～2000Hz）のワイン音と呼ばれる2種類の音がある^[34]。モーン音は、主に圧力脈動に起因することが知られており、高圧の作動条件（約6 MPa以上）で問題となることが多い。一方、ワイン音は、主に振動が車体構造物や空気を伝わることに起因することが知られており、高回転域（約1500～3000 r/min）で問題となることが多い。

これまでの研究^{[32][35][36]}では、主に油圧解析によりパワステポンプの圧力脈動や流量変動（flow ripple）を低減することに主眼を置いたものが多い。これらの研究ではポンプ内部の流体の挙動を詳細に解析もしくは実験的に分析しており、流体伝播音の低減には有効であると考えられるが、固体伝播音と空気伝播音も低減するためにはポンプの振動を解析する必要がある。一方、ポンプ振動の解析を行った研究としては望月らの文献^[37]が挙げられる。この研究では、ポンプのFEMモデルを作成し、ポンプの内壁面に実験で測定した内部圧力を荷重として与えることで、ポンプ振動およびポンプ放射音を解析している。

ポンプの油圧解析や振動解析は、それ自体でも圧力脈動やポンプ振動を予測・低減するのに有用であるが、実際の車室内騒音はそれぞれの伝達経路における車体の伝達特性の影響を大きく受けるため、圧力脈動やポンプ振動の解析だけでは車室内騒音（およびその低減効果）を完全に予測することはできない。ポンプに起因する車室内騒音を事前に予測し、流体伝播音、固体伝播音、空気伝播音を高度にバランスさせるような設計によって車室内騒音を低減するためには、車体の伝達特性を取り込んだ車室内騒音の予測技術構築が必要である。

このような目的のため、ポンプ単体のCAE（Computer Aided Engineering）モデルでの解析結果と、実物の車両で測定した車体の伝達関数を掛け合わせることで、実車搭載時のポンプ騒音を予測する技術を構築する。ポンプCAEモデルは、集中定数系の1Dモデルによるポンプ内部の油圧解析、およびFEMによるポンプ筐体の振動解析モデルから成る。車体の伝達関数については、ポンプメーカーでは車両モデルを持っておらず、また仮に車両モデルがあったとしても車体の伝達関数を精度良く解析することは難しいため、本研究では実測した車体伝達関数を解析に用いることとする。このようにパワステアリングポンプのCAEモデルと、実車の伝達関数を組み合わせて、ポンプ搭載時の車室内騒音を解析した事例は、筆者の知る限りこれまで報告されていない。

2.3 本章で構築する車内音予測技術の全体像

図 2.4 は構築する車内音の一貫解析技術のシミュレーションフローを表した模式図である。ポンプなどの車載機器，すなわちコンポーネントの CAE モデルでは，油圧解析，コンポーネント単体の振動解析，及び放射音解析を行う。この時，油圧解析モデルから振動解析モデルへは油圧加振力が入力として与えられ，振動解析モデルから放射音解析モデルへはコンポーネントの表面振動が入力として与えられる。

次に，コンポーネント CAE からの出力として，圧力脈動，伝達力，音響パワーが得られ，これらの各物理量を車体の騒音伝達関数に掛け合わせることで，車室内騒音を解析する。ここで，車体の騒音伝達関数としては流体伝播経路，固体伝播経路，空気伝播経路のそれぞれに対応した P/P, P/F, P/W の 3 つを考え，それぞれ P/P はコンポーネントの圧力脈動から車室内のドライバー耳位置における音圧への伝達関数，P/F はコンポーネント振動による車体への伝達力から車室内音圧への伝達関数，P/W はコンポーネントの音響放射パワーから車室内音圧への伝達関数である。これらの車体伝達関数は，ターゲット車両での測定によって取得する。

上記と似たような手法は文献^[38]で報告されているが，先行研究ではテストベンチで測定したコンポーネントの実測データと，実測した車体の伝達関数が用いられている。これに対し本研究では，CAE によるコンポーネントのモデル化を行っているため，ひとたび車体の伝達関数が実測できれば，シミュレーションを回すことによりコンポーネントの設計パラメータを最適化することができ，コンポーネントの基本性能と車室内の静音化を高度に両立した設計最適化を行うことが可能となる。

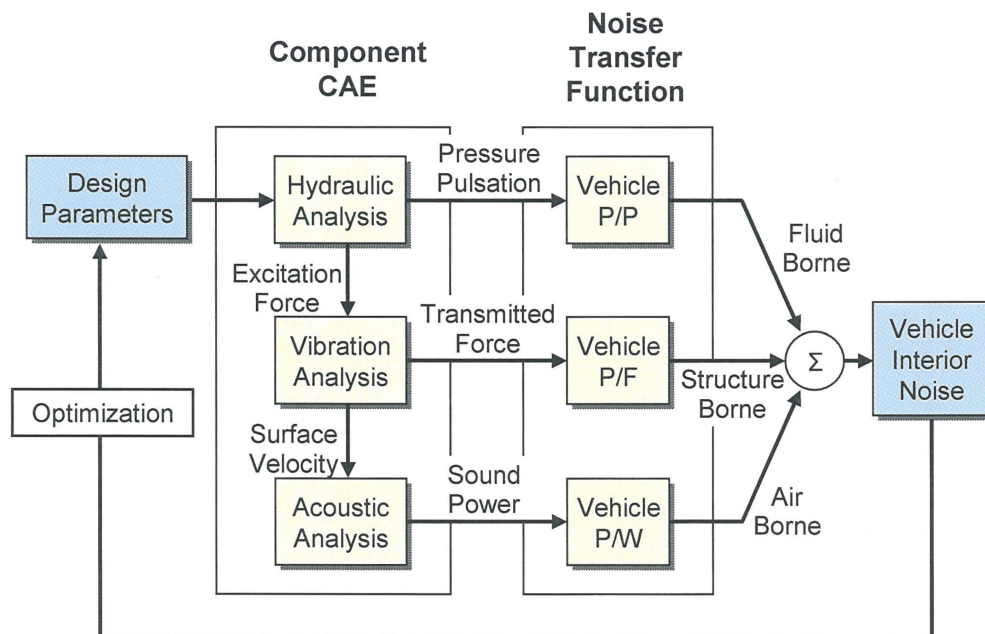


図 2.4 車内音の一貫解析技術のシミュレーションフロー

2.4 ポンプ内部の油圧解析

油圧系システムの解析には、集中定数系モデルがしばしば用いられる^{[39][40]}。先行事例として我々のグループでは、直噴ガソリンエンジン用の高圧燃料ポンプの油圧シミュレータを開発した実績があり^[41]、本研究でも同様のアプローチによりモデル化を行う。

図 2.1 で示したように、可変容量型ベーンポンプでは 11 個のベーン室の容積が十分小さく、ベーン室内部の圧力が均一とみなせるため、容積が可変な部屋としてモデル化し、集中定数系により定式化する。すなわちベーン室の容積を V 、ベーン室の圧力を p 、作動油の体積弾性係数を B 、ベーン室に流入する油の体積を q_1 、流出する油の体積を q_2 とすると、式 (2.1) が成り立つ。

$$q_1 - q_2 - \frac{dV}{dt} = \frac{V}{B} \frac{dp}{dt} \quad (2.1)$$

また、ポンプ内部の作動油の通路は短い管路とみなせ、管路内を流れる作動油の運動および管路内の容積効果はそれぞれ式 (2.2)、式 (2.3) のように表される。

$$\rho L \frac{dq_1}{dt} = a(p_1 - p_2) - \rho L R_f q_1 \quad (2.2)$$

$$q_1 - q_2 = \frac{aL}{B} \frac{dp_2}{dt} \quad (2.3)$$

ここで添え字 1, 2 はそれぞれ入口, 出口を表し, ρ は作動油の密度, L は管路長, a は管路断面積, q は流量, p は圧力, R_f は管路の流動抵抗係数を表す。

さらにポンプ内の隙間漏れは平行二面間隙間流れ, または環状隙間流れでモデル化し, 各部絞りはオリフィスの式でモデル化した。その他, カム内外の圧力差およびバネ力によるモーメントや, 制御バルブの挙動について運動方程式を立て, ベーンがカム内周から離れる離間と呼ばれる現象の発生有無も考慮している。

これらの式を MATLAB/Simulink を用いたブロック線図モデルに置き換え, シミュレーションモデルを構築した。構築したシミュレーションモデルの模式図と, 各モデルブロック間の入出力関係を図 2.5 に示す。例えば, ベーン室 11 個分のモデルブロックでは, ポンプ回転数とカム変位が入力として与えられ, ベーンの回転角とカム位置の情報から 11 個それぞれのベーン室の容積を計算している。そしてベーン室の容積変化からベーン室内部の圧力が計算され, これが出力として他のモデルブロックに受け渡される。また, カムのモデルブロックでは, コントロールバルブからの圧力が入力として与えられ, カム内外での圧力バランスからカムの動揺変位を計算し, ベーン室のモデルブロックに出力として受け渡すようになっている。

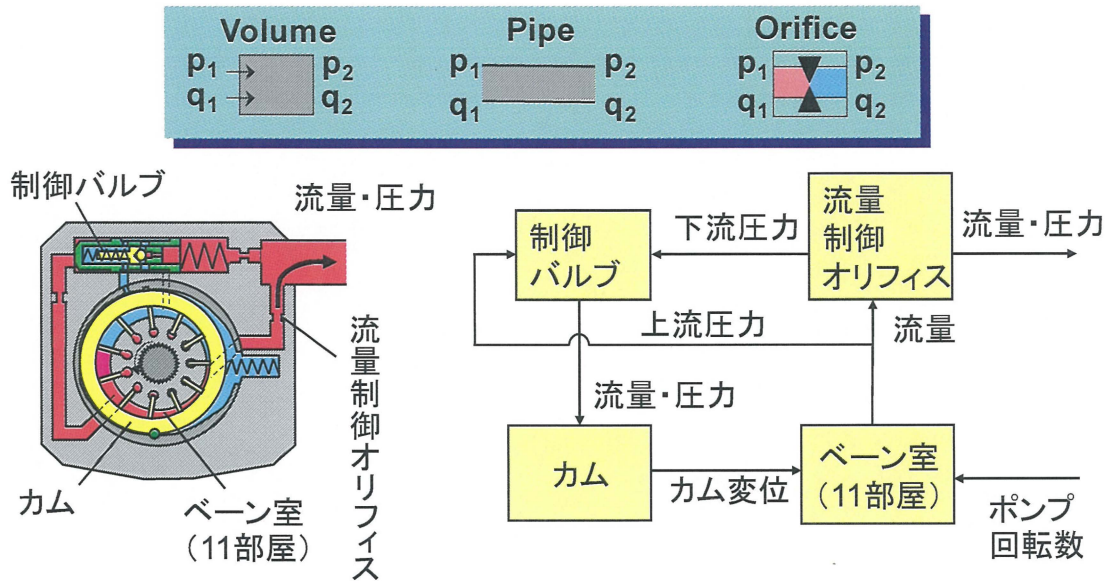


図 2.5 油圧シミュレーションモデルの模式図

構築したシミュレーションモデルを用いて解析を行った結果の一例を以下に示す。図 2.6 は、ポンプ回転数を 4000 r/min までスイープさせた時の吐出流量を実測と解析で比較したものである（ただし最大流量で正規化）。制御バルブとカム変位の解析結果も合わせて示している。なお、制御バルブとカム変位の測定は難しいため、これらの実測結果は表示していない。解析結果より、900 r/min 前後から制御バルブが作動し始めてカム変位をコントロールし、吐出流量を一定に制御している様子が分かる。また、吐出流量の解析結果は、実測結果と良く一致していることが確認できる。

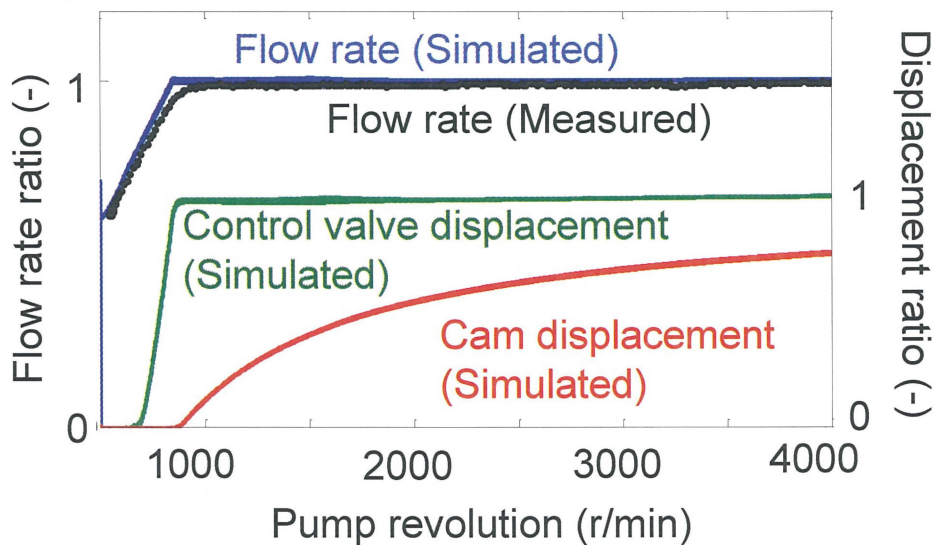


図 2.6 吐出流量の実測－解析比較および制御バルブとカム変位の解析結果

図 2.7 は、ある 1 つのベーン室の圧力変化を実測と解析で比較したものである。吐出圧力が 1 MPa、ポンプ回転数が 1500 r/min の条件であり、縦軸は吐出圧力で正規化してある。吸入から吐出への切り替え区間で一旦圧力が最大値に達し、その後、負荷圧と同レベルで推移する様子がよく再現されている。

次に図 2.8 は、ポンプ吐出側の出口と高圧配管の入り口との接続部における圧力脈動の周波数スペクトルを、実測と解析で比較したものである。吐出圧力が 9 MPa、ポンプ回転数が 1500 r/min の条件であり、ポンプ回転数の 11 次成分（ベーン枚数に起因する圧力脈動の 1 次成分）における圧力脈動の実測値を 0 dB として正規化してある。吐出圧力が 9 MPa と高いため、モーン音が発生しやすい条件であり、ポンプ回転数の 11 次成分（圧力脈動の 1 次成分）が突出して大きくなっていることが分かる。周波数としては 275 Hz 程度であり、この最も低次の圧力脈動が流体伝播音の主成分である。

上記の図 2.7、図 2.8 の結果は、いずれも実測と解析が良く一致している。このような正確な解析結果は、ポンプ内部のシャフトがベーン室の圧力バランスによって動的に変形する効果のモデル化や、高圧配管ホースのゴム特性を考慮した特性曲線法によるモデル化^[42]などによって実現している。これらの結果より、油圧解析精度の妥当性が確認できた。

このようにポンプの圧力脈動を正確に解析できるシミュレータを活用することで、高圧条件で発生するモーン音については車内音を低減するための構造変更を検討することができる。例えば、ポンプ内部のカム上下方向の位置を表す設計パラメータとしてカム高さがある。カム高さを変更することで圧力脈動の 11 次成分を低減し、モーン音を改善できることが知られており、本シミュレータはそのような設計変更の効果予測に活用できる。しかしながら、カム高さを変更すると、トレードオフとして低圧条件で発生するワイン音が悪化するという課題があり、このようなモーン音とワイン音のトレードオフを考えながら車内音をバランス良く下げる構造を検討する必要がある。そのためには、ポンプ振動の解析技術が必要であり、次節では、その構築方法について述べる。

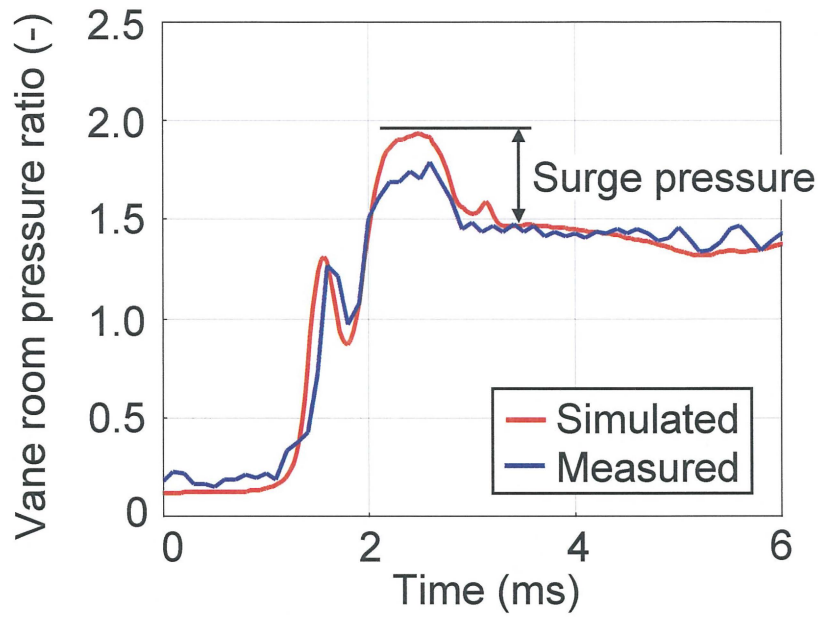


図 2.7 ベーン室圧力の解析結果

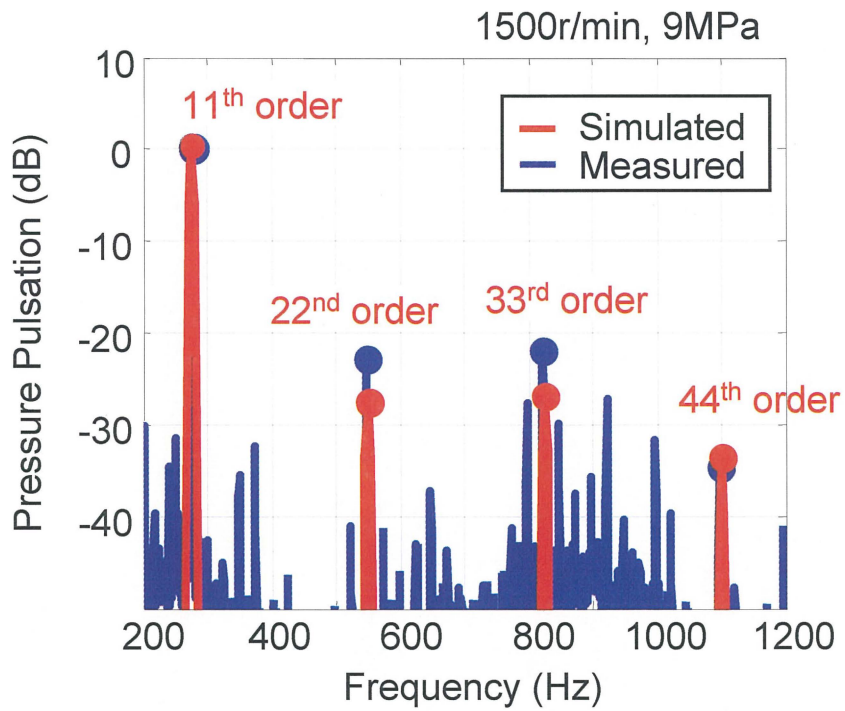


図 2.8 圧力脈動の解析結果

2.5 ポンプ筐体の振動解析

本研究では、ベーン枚数に起因するポンプ回転 11 次成分、及びその高調波成分の振動を解析対象としている。特にこの振動は低圧・高回転の時に顕著で、図 2.9 に示す X 方向（カム移動方向）の振動が大きい。このことから、各ベーン室圧力の合力によりシャフト及びカムが X 方向に加振されることが振動のメカニズムであると考えられる。そこで油圧解析の結果から X 方向の加振力を算出した。ここで、X 方向の加振力とは、各ベーン室圧力の合力によりシャフトに加わる加振力、およびその反力としてカムに加わる加振力の X 成分を算出したものである。なお、油圧加振力は X 方向（カム移動方向）、Y 方向（上下方向）、および紙面と垂直な軸方向への加振力が考えられるが、低圧条件では圧力脈動が小さいため、Y 方向と軸方向への加振力は小さいと考えられる。実際、油圧解析の結果から算出した Y 方向の加振力（のポンプ回転 11 次の高調波成分）は X 方向よりも小さかったため、X 方向のみを考慮した。図 2.10 に、吐出圧力 1 MPa、回転数 2000 r/min における X 方向加振力の時系列データおよび周波数分析結果を示す。加振力は回転 11 次の高調波成分を持つことが分かる。さらに、図 2.11 に示すようにポンプ回転数をスイープさせた時の加振力スペクトルにおける回転次数成分のピーク値を抽出し、ポンプ筐体の FEM モデルに入力として与えることで、ポンプ振動を解析することができる。このように、ポンプ回転次数成分のピーク値をトラッキングした結果を加振力として用いることで、ポンプの振動解析は後述するように周波数応答解析を 1 回実行すればよだけとなり、加振力の時系列データをそのまま使って時刻歴応答解析を行う場合と比べて、解析時間を大幅に短縮できるというメリットがある。

ポンプ筐体の FEM モデルを図 2.12 に示す。ポンプ筐体の FEM モデルは、ポンプケーシング、シャフト、シャフトに勘合されているプーリなどをモデル化しており、ロータやベーン板などは付加質量としてシャフトに与えている。また、シャフトはボールベアリングや滑り軸受け（ブッシュ）を介してポンプケーシングに支持されているため、ボールベアリングの支持剛性や、滑り軸受けの油膜剛性を別途計算し、ばね要素としてモデル化している。

油圧解析の結果から算出した加振力の入力位置を図 2.12 中に赤矢印で示す。FEM モデルへの加振力の入力位置は、シャフト中心およびカム左室内壁とし、シャフト中心には上述したように各ベーン室圧力の合力の算出結果を、カム左室内壁には油圧解析で算出したカム左室内部の圧力脈動による加振力を与えた。なお、ここで作成した FEM モデルは、ポンプ振動を測定する際に使用したポンプ固定用の治具ブラケットも含んだモデルとしている。FEM モデル作成に当たっては、あらかじめ実験モーダル解析を行い、主な固有モードと固有振動数が実験と解析で一致することを確認するとともに、カーブフィットによりモード減衰比を同定した。図 2.13 に、一例として 940Hz 付近におけるポンプ固有モードを実験と解析で比較した結果を示す。両者が良く一致していることが確認できる。その上で、モード重ね合わせ法による周波数応答解析を行い、回転次数成分ごとの振動を解析した。

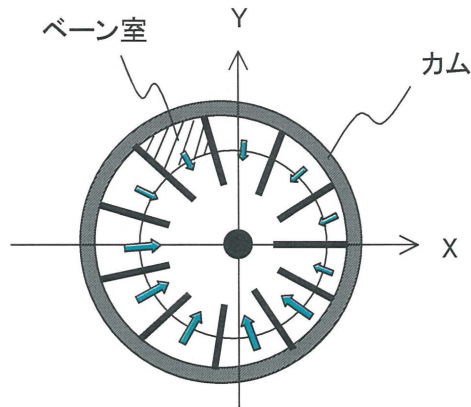


図 2.9 油圧加振力の算出方法

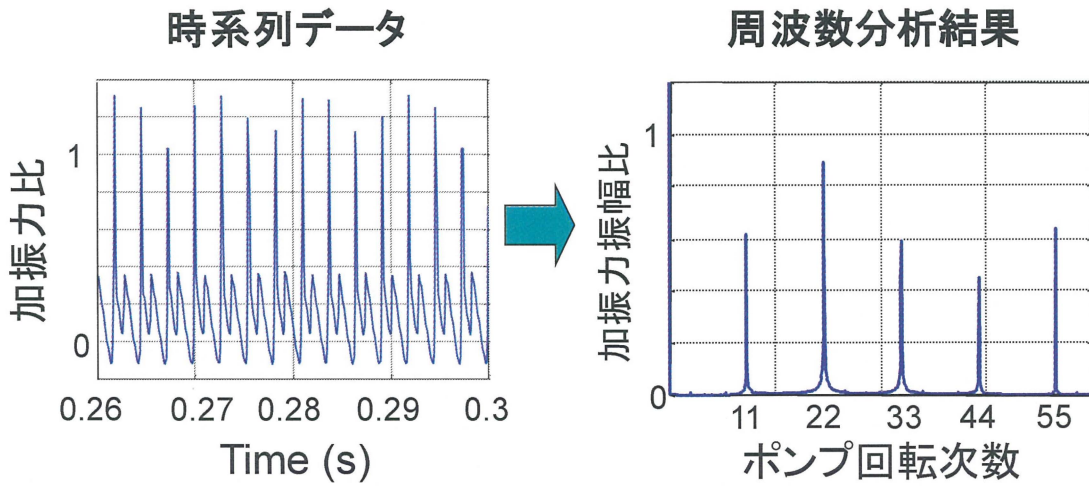


図 2.10 油圧加振力の解析結果

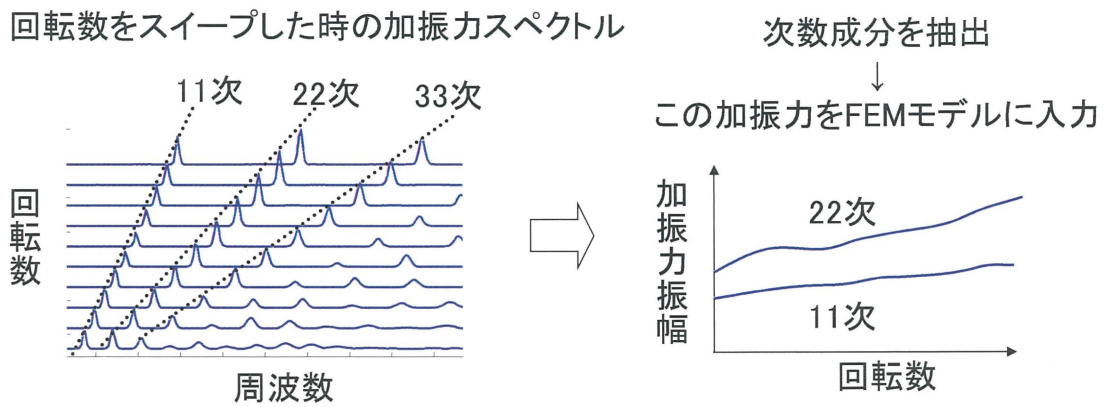


図 2.11 油圧加振力の回転次数成分の抽出

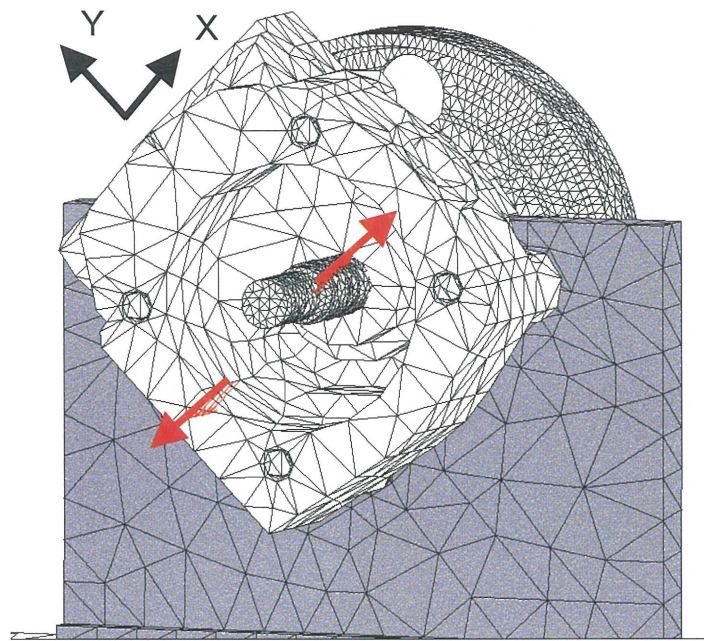
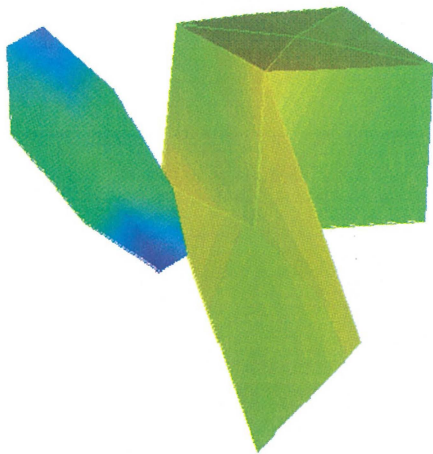


図 2.12 ポンプ筐体の FEM モデルと加振力の入力位置

Experimental Modal Analysis
940Hz



Finite Element Modal Analysis
935Hz



図 2.13 実験と解析によるポンプ固有モードの比較

図 2.14, 図 2.15 に, 回転 11 次および回転 22 次の振動を実測と解析で比較した結果を示す。解析条件は, 前述したようにポンプ振動が最も顕著となる低圧の条件として, 吐出圧力を 1MPa に設定し, ポンプ回転数を 500r/min から 4000r/min までスイープさせて, ポンプ表面の X 方向振動を比較した。11 次振動, 22 次振動とも実測と解析で傾向がよく一致して, 問題となる振動のピークを捉えられており, カム移動方向の加振力だけでポンプ振動を再現できることを確認した。これにより, 振動を低減するための構造最適化を解析で検討していくことが可能である。

図 2.16 に, ポンプ振動・騒音の低減のために行われる設計変更の一例を示す。ノッチと呼ばれる V 字形の切り欠きが, 吸入ポートや吐出ポートの入口や出口に設けられることがある。これは吸入ポートと吐出ポートの間の遷移区間におけるベーン室内の圧力変化を緩やかにすることで, 圧力脈動やポンプ加振力を低減することを狙ったものである。そこで, 吸入ポートの先端に設けられた吸入ノッチの角度をパラメータとして, 圧力脈動とポンプ振動の変化を解析で評価した。

図 2.17 は, ポンプ回転 11 次成分の圧力脈動 (左軸) と, ポンプ回転 22 次成分のポンプ振動 (右軸) の解析結果である。解析条件は, 回転 11 次の圧力脈動については吐出圧力 6MPa, ポンプ回転数 2000r/min であり, 回転 22 次のポンプ振動については吐出圧力 1MPa, ポンプ回転数 2000r/min である。これらの運転条件と次数成分は, それぞれ流体伝播音 (モーン音) と固体伝播音 (ワイン音) が発生しやすい典型的な組み合わせである。図 2.17 の解析結果から, ノッチ角度を変更することで, 圧力脈動とポンプ振動をそれぞれ個別には改善することができるが, 両者の間にはトレードオフが存在することが分かる。そのため, 実際のノッチ角度の設計仕様を決定する際には, ポンプが搭載されるターゲット車両の伝達特性に依存して, 流体伝播音と固体伝播音をバランスさせる必要がある。

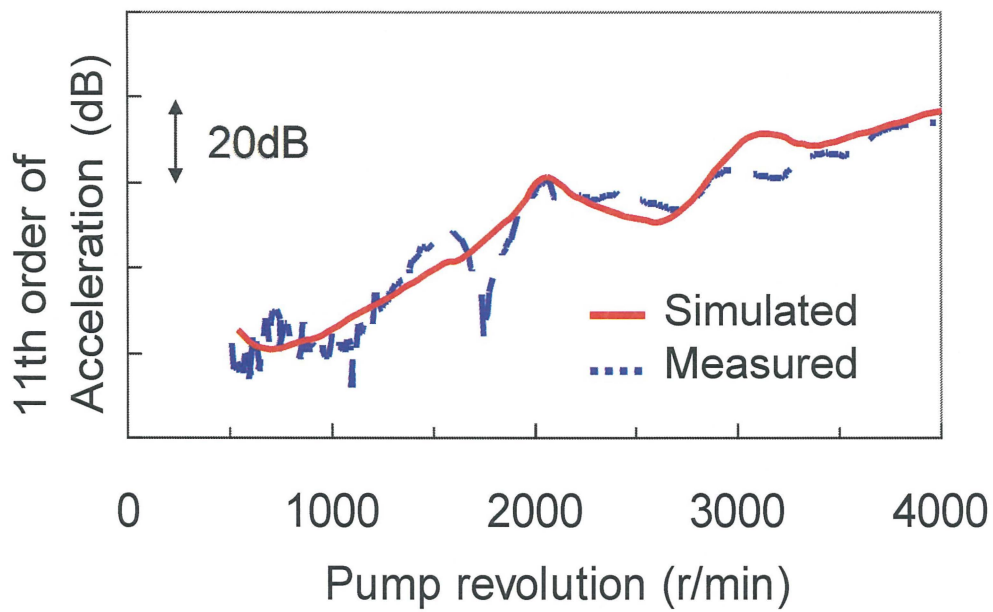


図 2.14 ポンプ回転 11 次振動の解析結果

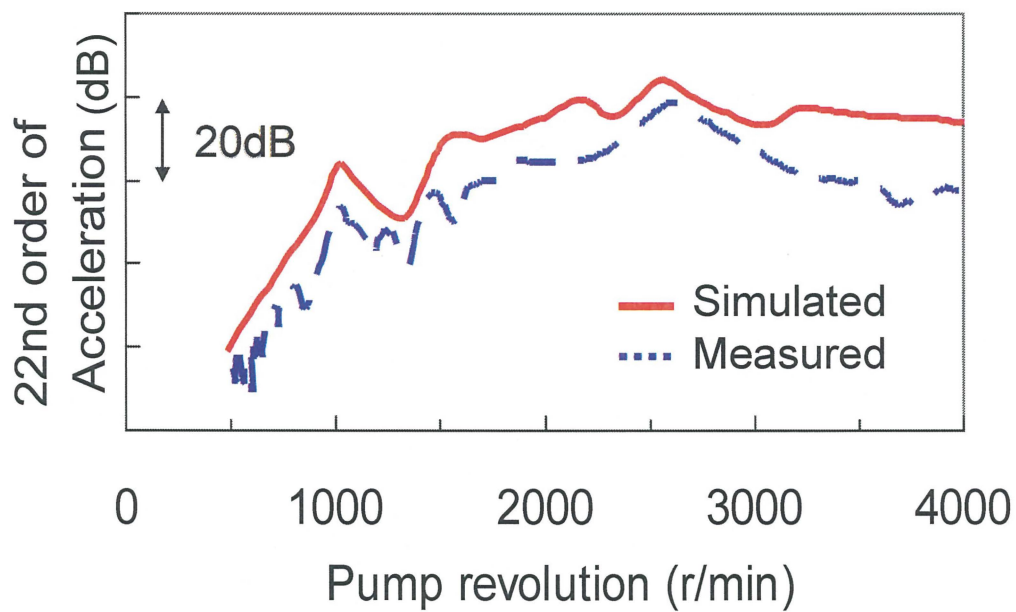


図 2.15 ポンプ回転 22 次振動の解析結果

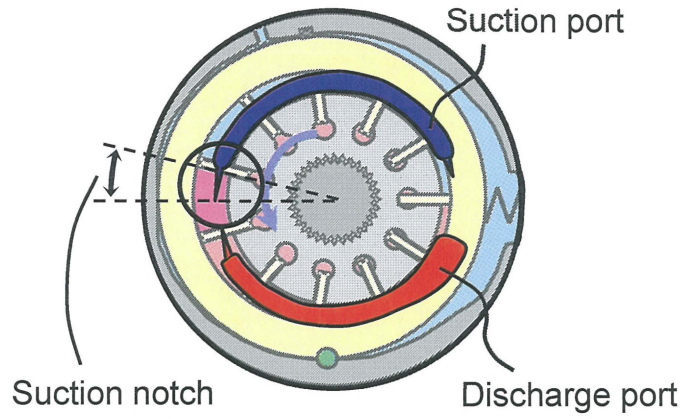


図 2.16 V字ノッチによる設計変更例

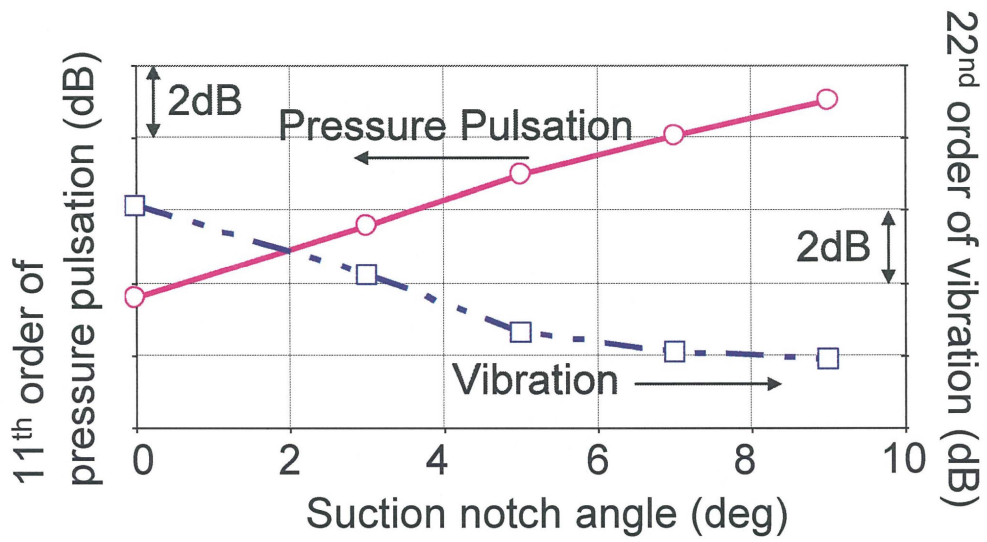


図 2.17 ノッチ角度変更による圧力脈動とポンプ振動の解析結果

2.6 車体伝達関数との合成による車室内騒音の予測

2.3節で述べたように、ポンプの圧力脈動や、ポンプ振動に起因する車体伝達力の解析結果に、車体の伝達関数を掛け合わせることで、車室内に伝播する騒音を解析することができる。

はじめに、流体伝播経路に関して、ポンプの吐出脈動から車室内騒音への伝達関数を測定するため、ポンプが搭載される予定のターゲット車両を用いた実験を行った。実車に付いているパワステポンプの代わりに、流量発生器とサーボバルブから成る圧力脈動発生装置を高圧配管ホースの入り口に取り付け、サーボバルブの作動周期を制御することにより、圧力脈動の発生周波数をスイープさせながら加振を行った。この間、車室内の音圧と、サーボバルブでの圧力脈動を測定し、両者の比を計算することで、流体伝播経路の伝達関数を算出した。

次に、固体伝播経路に関して、ポンプ取り付け点の加振力から車室内音圧への伝達関数を測定した。図2.18に示すように、エンジンプロックに取り付けられているパワステポンプを取り外し、エンジン表面のポンプ取付点をインパクトハンマで加振した。インパクトハンマによる加振は、ポンプを取り付けている3ヶ所のボルト穴の各位置において、X、Y、Zの並進3方向それぞれについて行った。このようにして、固体伝播経路として3ヶ所×3方向の9つの伝達関数を測定した。なお、今回対象とする車両では、エンジンプロック側のポンプ取付点におけるボルト穴部が、周囲よりも若干高くなったような構造をしており、各ボルト穴について、X、Y、Zの3方向全てに加振することができた。しかしながら、そのような叩く場所がない場合には、ボルト穴部に立方体形状の治具を取り付け、その治具の側面をインパクトハンマで加振するなどの工夫が必要である。

Pump mounting position

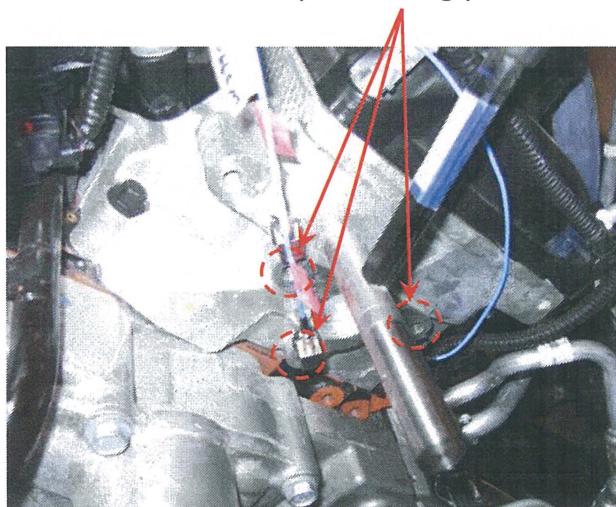


図 2.18 ポンプ取付点のインパクトハンマ加振試験

また、今回対象とする可変容量型ポンプでは、実車での伝達経路分析の結果より、空気伝播経路に関しては、流体伝播経路や固体伝播経路に比べて寄与が十分小さいことが分かっており、今回の解析では空気伝播経路は考慮しないこととした。しかし必要であれば、エンジンルーム内のポンプ近傍から既知の体積速度音源を発生させ、車室内音圧への伝達関数を測定することで、空気伝播経路に関する車体伝達関数を測定することができる。この伝達関数と、ポンプの音響放射パワーの解析結果を掛け合わせることで、音響伝播経路の車内音も算出することは可能である。

実測した流体伝播経路と固体伝播経路の車体伝達関数は、それぞれポンプの流体解析と振動解析の出力と掛け合わされる。流体解析からの出力は、ポンプ出口（高圧配管ホース入口）の圧力脈動である。振動解析からの出力については、ポンプとエンジンブロックの取付点において伝達される加振力を算出する必要がある。これについては、ポンプ筐体とエンジンブロックの一部（ポンプとのインターフェース部分のみ）をFEMでモデル化し、シミュレーションで算出したエンジンブロックの振動解析結果から、逆マトリクス法による実稼働荷重の同定法を用いて、伝達される加振力を算出した。以下にその方法を説明する。

実験による伝達経路分析の分野では、逆マトリクス法による実稼働荷重の同定法が知られている^[43]。実稼働時の荷重 F は、図 2.19 に示す荷重同定法により算出することができる。まず、各部位の加振時に加速度センサを取り付けておき、加振点から計測点までのイナータンス (a_{ij}/f_j) を計測しておく。ここに添字 i は計測点を表し、 j は加振点を表す。次に、実稼働時の加速度 A と荷重 F は式 (2.4) のような行列の掛け算で表され、逆行列を解くことにより実稼働時の荷重 F は式 (2.5) のように計算できる。なお、実際にはノイズによる誤差を低減するため、過剰決定用の加速度センサを加振点以外にも取り付け、擬似逆行列や特異値分解によって解を算出する。

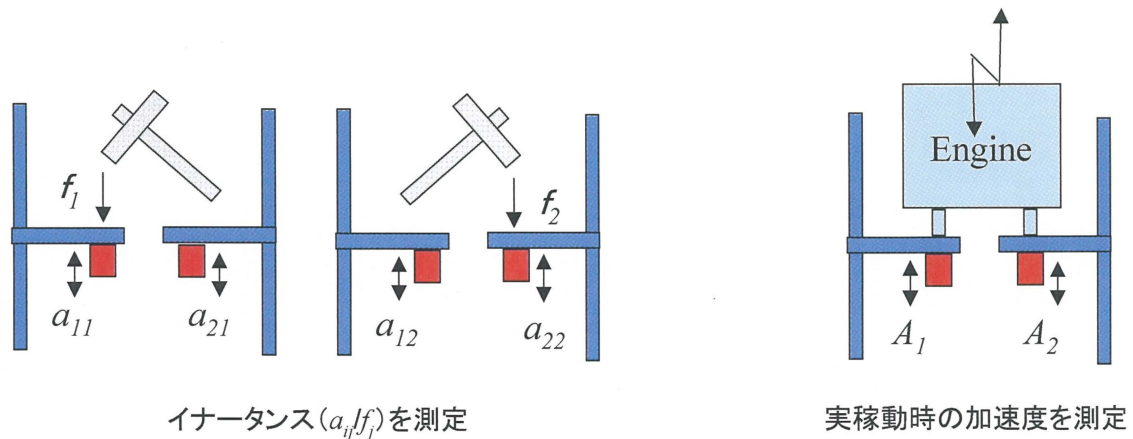


図 2.19 実稼働荷重の同定法

$$\begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11}/f_1 & a_{12}/f_2 \\ a_{21}/f_1 & a_{22}/f_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad \text{式 (2.4)}$$

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11}/f_1 & a_{12}/f_2 \\ a_{21}/f_1 & a_{22}/f_2 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{Bmatrix} \quad \text{式 (2.5)}$$

この荷重同定法を適用するため、本研究では図 2.20 のようにエンジンプロックとポンプとのインターフェース部分を含む簡易 FEM モデルを作成した。その上で、図 2.12 に示したのと同じように、ポンプ内部のシャフト中心およびその反力としてカム左室内壁に、油圧解析で求めた加振力を加え、エンジンプロックの振動(実稼働時の振動 A_i) を解析した。また、ポンプ取付点 3 ヶ所からエンジンプロックの振動への伝達関数 (a_{ij}/f_j) をあらかじめ解析しておき、式 (2.6) に示す逆マトリクス法により伝達力を算出した。なお、エンジンプロックの振動 A_n については、式 (2.6) の逆マトリクスを解くためには $n=3$ 以上となるように振動評価点を決めることが必要条件となる。ここでは過剰決定用の振動評価点も含めて $n=6$ とし、ポンプ取付点付近の 3 か所と、その他のエンジンプロック上の 3 か所を振動評価点とした。

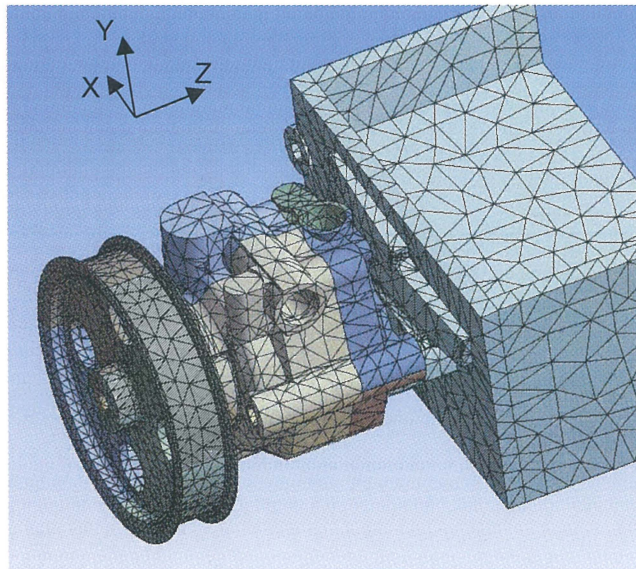


図 2.20 エンジンプロックの簡易モデルを含んだポンプの FEM モデル

$$\begin{pmatrix} F_1^x \\ F_1^y \\ F_1^z \\ \vdots \\ F_3^z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{a_1^x}{f_1^x} & \frac{a_1^x}{f_1^y} & \frac{a_1^x}{f_1^z} & \dots & \frac{a_1^x}{f_3^z} \\ \frac{a_1^y}{f_1^x} & \frac{a_1^y}{f_1^y} & \frac{a_1^y}{f_1^z} & \dots & \frac{a_1^y}{f_3^z} \\ \frac{a_1^z}{f_1^x} & \frac{a_1^z}{f_1^y} & \frac{a_1^z}{f_1^z} & \dots & \frac{a_1^z}{f_3^z} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{a_n^z}{f_1^x} & \frac{a_n^z}{f_1^y} & \frac{a_n^z}{f_1^z} & \dots & \frac{a_n^z}{f_3^z} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} A_1^x \\ A_1^y \\ A_1^z \\ \vdots \\ A_n^z \end{pmatrix} \quad \text{式(2.6)}$$

ここで、 F_i^k は*i*番目のボルト穴（ポンプ取付点）における*k*方向の伝達力、 A_j^l は解析で算出した*j*番目のエンジンプロック振動の*l*方向成分、 a_j^l/f_i^k は解析で算出したイナータンスである。

なお、ポンプ取付点からエンジンプロックへの伝達力を解析モデルで算出するだけであれば、解析メッシュ上でのポンプ取付点における節点力を算出するという方法も考えられる。しかしながら、ポンプ取付点（ボルト穴）周辺では複数の節点でポンプ側のメッシュとエンジンプロック側のメッシュが剛結合されており、解析モデルの出力は各節点での伝達力となる。これに対し車体の伝達関数を実測する際には、各ボルト穴におけるインパクト加振力を1点で代表させて車内音への伝達関数を測定している。このため、実測の伝達関数と掛け合わせる場合には、このように各ボルト穴における伝達力を疑似的に1点で代表させたような結果が必要と考えられる。また、各ボルト穴における伝達力は、実際には並進3方向だけでなく回転方向の自由度も発生していると思われる。しかし実車の伝達関数を測定する際には、このような回転方向の加振力を与えることは難しい。式(2.6)に示した逆マトリクス法による荷重同定法を用いると、各ボルト穴での伝達力を疑似的に並進3方向の自由度で代表させた解析結果を算出することができるため、実測した車体伝達関数と掛け合わせる際の親和性が良いと考えられる。

これまで述べた方法により、車内音を解析した結果の一例を図2.21、図2.22に示す。これは吐出圧力を6MPaとした条件において、ポンプ回転数を840r/minから2700r/minまでスイープさせた時の、ポンプ回転11次成分、および22次成分の車内音抽出結果（オーダートラッキング結果）を解析と実測で比較したものである。実測結果は、再現性を確認するため複数回の測定を行った結果を表示している。図2.21、図2.22より、車内音の解析結果は実測結果と良く一致しており、構築した車内音解析手法の妥当性を確認した。

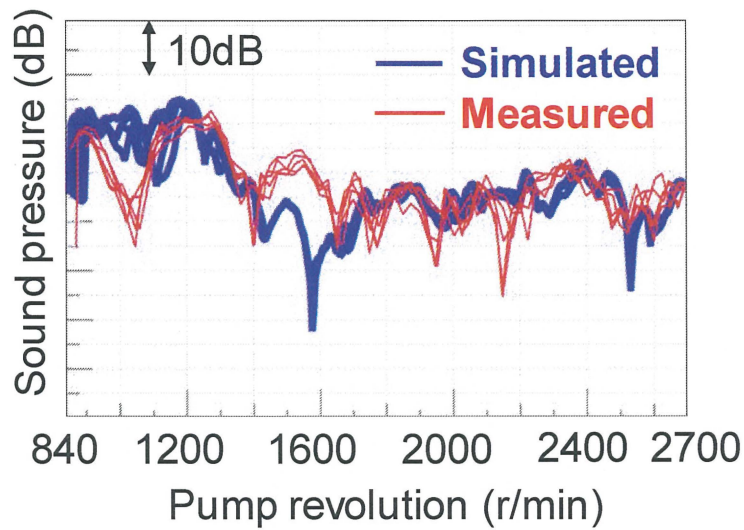


図 2.21 車内音の解析結果（ポンプ回転 11 次成分）

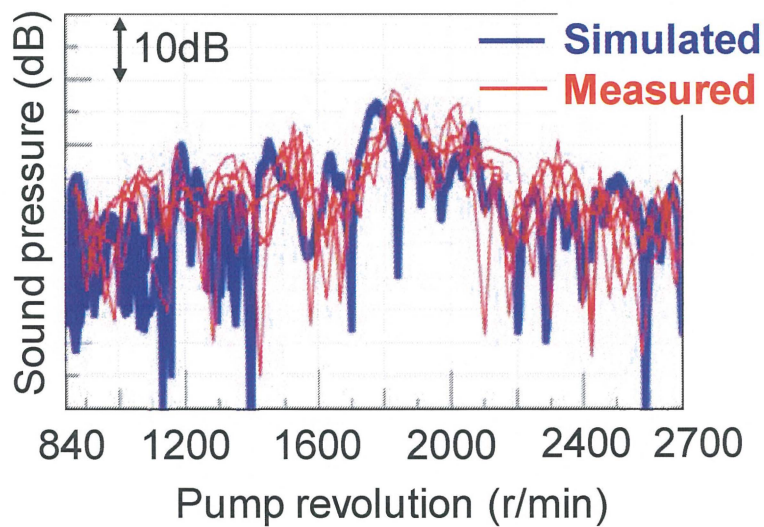
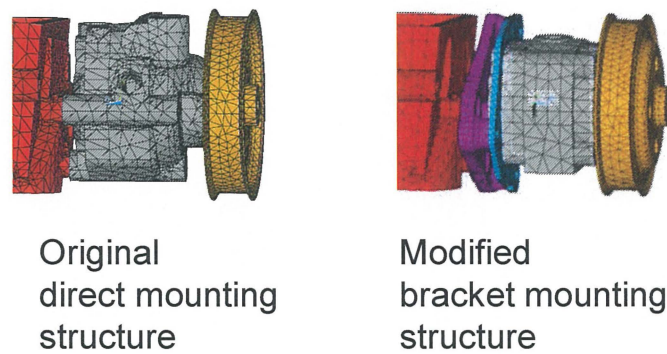


図 2.22 車内音の解析結果（ポンプ回転 22 次成分）

設計変更による車内音低減の例を以下に示す。図 2.23 は車内騒音の改善のために行った設計変更の一例である。パワステポンプからエンジンプロックへの振動伝達力を低減するため、従来はポンプがエンジンプロックに直結されていた構造から、ポンプとエンジンプロックの間にブラケットを挟み込んだ構造へと変更を行った。

この設計変更による車内音の低減効果をシミュレーションにより予測した結果を図 2.24 に示す。解析条件は、図 2.22 と同じ吐出圧力 6MPa で、ポンプ回転数の 22 次成分を抽出したものである。図 2.24 のシミュレーション結果から、ブラケットを介してポンプを取り付ける構造変更により、ポンプを直接付ける場合よりも車内音のピークを大きく低減できる

ことが示唆された。そこで、設計変更による車内音低減効果を実際の車両で確認した。その結果を図 2.25 に示す。実験でもシミュレーションで予測されたのと同様の回転数領域で車内音のピークが大きく低減されており、開発した車内音予測手法の妥当性を確認することができた。



Original
direct mounting
structure

Modified
bracket mounting
structure

図 2.23 車内音低減のために行った設計変更の一例

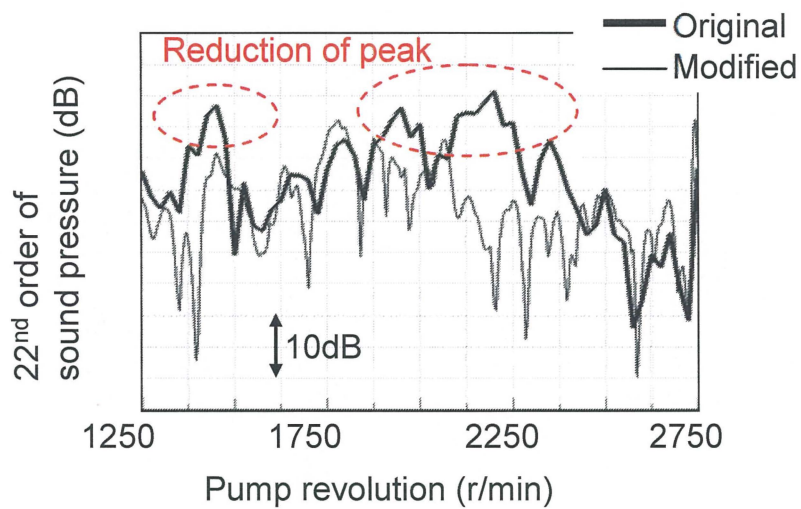


図 2.24 設計変更による車内音低減効果のシミュレーション結果
(ポンプ回転 22 次成分)

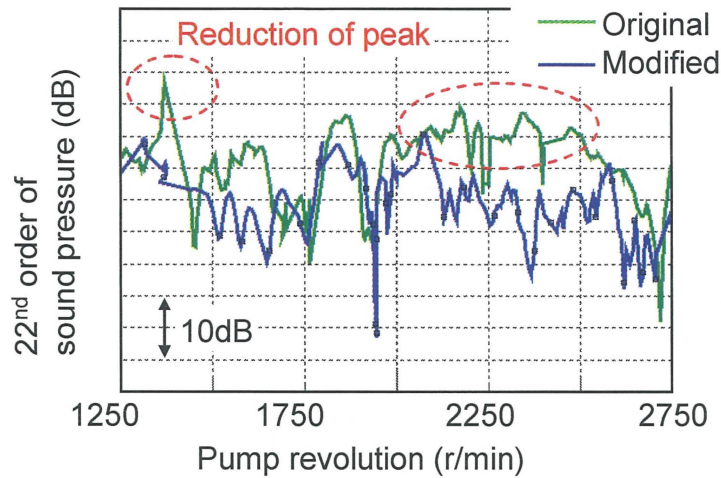


図 2.25 設計変更による車内音低減効果の実測結果（ポンプ回転 22 次成分）

2.7 結言

第2章では、音源のモデル化技術として、油圧系回路の集中定数系による1Dモデルを構築し、ポンプ内部の挙動を1Dで詳細にモデル化することにより、ベーン室内部の圧力変化や、ポンプ吐出側の圧力脈動を精度良く解析できることを示した。また、油圧解析の結果からポンプ内部のシャフトに加わる加振力を算出する方法を導出し、これをポンプ管体のFEMモデルへの入力とすることで、ポンプ振動を解析できることを示した。さらに、ポンプ振動から車体へ伝達される加振力を逆マトリクス法により算出する方法を提案し、この加振力および圧力脈動の解析結果と、車体で実測した伝達関数を掛け合わせることで、車内音を実用上十分な精度で解析できることを明らかにした。これにより、従来はポンプ振動と圧力脈動に起因する車内音のトレードオフを実車で確認する必要があったところを、ひとたび車体の伝達関数が得られれば、両者のトレードオフを解析上で確認しながら、車内音をバランス良く低減させることが可能であることを示した。

第3章 振動伝達系のモデル化に着目した車内音解析

3.1 緒言

近年、鉄道車両の車内快適性向上や速度向上のため、車内静音化への要求が厳しくなる一方で、省エネのために軽量化への要求もますます厳しくなっている。そのため、車内音対策には重量、コスト、時間的な制約が課せられており、設計上流段階での車内騒音予測・低減技術の構築が必要とされている。鉄道車両の構造は、強度部材である構体に、上床や側パネル、天井パネルといった内装材が付いており、車内騒音の解析には、はじめに構体・内装材の振動解析が必要である。振動解析には一般的に FEM（有限要素法）が用いられることが多くなってきているが、鉄道車両のような大規模構造物では、200Hz 以上の高周波数成分まで FEM で解析を行うことは困難であり、高周波数域での解析に適した SEA（統計的エネルギー解析）の適用が不可欠となる[44]。

SEA を鉄道車用に適用するにあたっての課題として、実際の複雑構造物では SEA 要素間の CLF（Coupling Loss Factor：結合損失係数）を求める理論式が適用できない場合の多いことが挙げられる。理想的な平板要素などであれば、CLF の理論式が用意されているが[9]、近年の高速鉄道車両ではダブルスキンと呼ばれる断面形状がトラス状の構造をした構体が多用されており[22]、この場合には単純な平板要素でモデル化することができない[23]。このため、実際の鉄道車両の SEA モデルでは、実験的に CLF を同定することが多かった[45][46][47][48]。一方で、部分構造の FEM モデルを用いて、CLF を数値解析により算出する方法も提案されており、その有用性が確認されている[10]。本研究では、実物がない設計段階で車体全体の振動・騒音を解析するため、後者の方法と同じく部分構造の FEM モデルから算出した CLF を用いて、鉄道車体全体の SEA モデルを構築する。

構築したモデルの妥当性を検証するため、実車両を用いた大規模な試験により、インパクトハンマ加振時の車体全体の振動分布を予測できることを確認する。また、床下にエンジンが搭載された鉄道車両を対象に、エンジンの防振マウント上下の相対変位およびばね定数からエンジン稼働時の入力パワーを算出し、これをモデルに入力することで車体全体の振動分布および車内音の解析を行う。その上で、実測結果との比較を行い、解析モデルの妥当性を検証した結果について述べる。本研究のように、部分構造の FEM モデルを活用して、鉄道車両一両分の振動および車内騒音を解析する SEA モデルを構築し、実物の車両を用いて検証した事例は、筆者の知る限りない。

3.2 SEA の概要

SEA は対象物の全系（system）を複数の要素（subsystem）に分割し、その要素間のパワーフロー平衡方程式を解くことで、各要素の持つ振動や音圧のエネルギーを算出する手

法である。ここで、各要素の応答が多数の固有モードの重ね合わせで表されるような高周波数領域において、各モードの持つエネルギーが要素内で空間的、周波数的に等分配されると仮定して、各要素の平均的な応答が算出される。SEA では各要素内のモード密度が十分大きくなるように要素サイズを大きく取る必要があり、各要素内の平均的な応答というマクロな解析しかできない。その反面、FEMなどに比べて要素数をかなり少なくでき、解析時間が非常に短くて済むことが大きなメリットとなる。

SEAの基礎式は、以下で表される^[13]。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_N \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \sum_{i \neq 1} \eta_{1i} & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{N1} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \sum_{i \neq 2} \eta_{2i} & \cdots & -\eta_{N2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1N} & -\eta_{2N} & \cdots & \eta_N + \sum_{i \neq N} \eta_{Ni} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ \vdots \\ E_N \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

ここで、 P_i は要素*i*への入力パワー、 E_i は要素*i*のエネルギー、 N は要素数、 ω は中心角周波数、 η_i は要素*i*の内部損失係数 ILF (Internal Loss Factor)、 η_{ij} は要素*i*から要素*j*への結合損失係数 CLF (Coupling Loss Factor) である。ILFは各要素の内部で減衰などにより消散されるパワーに関する係数で、材料固有の減衰係数として実験的に同定するか、予めデータベース化しておく必要がある。一方 CLFは、要素間で伝達されるパワーに関する係数で、平板理論や波動理論などに統計平均の考え方を加えることで、板要素などいくつかの要素タイプについては理論的に導出することが可能である^[49]。このため、ロケットや船舶など、主に板物材料で構成された構造物の振動伝播を解析する手法として開発され、FEMでは解くことのできない高周波数域での問題に対して広く適用されてきた^{[11][12]}。しかし SEAを鉄道車両の振動解析に適用しようとした場合、トラス構造の断面形状を持つ鉄道車両用のダブルスキン構体では、CLFの理論式が適用できないことが課題となる。そこで本研究では、部分構造の FEMモデルを用いて CLFを算出することとする。

3.3 構体単体の振動解析モデルの構築

3.3.1 FEMによる構体振動解析の限界

構体単体の振動分布を解析するため、まず初めに FEMによる構体の固有値解析を試みた。このモデルはメッシュサイズが約 30mmで、モデル自由度としては要素数が約 93万要素のシェルモデルとなっている。市販ソルバを用いてこの FEMモデルの固有値解析を行うと、213Hzまでに約 800個の固有モードが存在し、PC クラスタ計算機環境でも解析には数十時間を所要する。また、固有値解析の結果ファイルの容量は約 24GBで、固有モードの表示に時間がかかるなど、プリ・ポストのハンドリングがしにくい大規模モデルとなって

いる。図 3.1 に、固有値解析結果の一例として、345 次、94Hz の固有モードを示す。振動モードの振幅比を表わしているコンター図がまだら模様となっていることから分かる通り、この程度の比較的低い周波数でも、構体が波打つような複雑なモードが確認できる。このような大規模な FEM モデルでは解析に時間がかかるため、200Hz 以上の高周波まで解析を実施することは困難であり、高周波領域での解析に適した SEA によるモデル化が必要と考えられる。本研究では、床下にエンジンが搭載された車両を対象に、エンジン稼働時の車内騒音レベルが大きいと考えられる 80Hz 帯域から 630Hz 帯域までの周波数領域について、振動解析を行う。

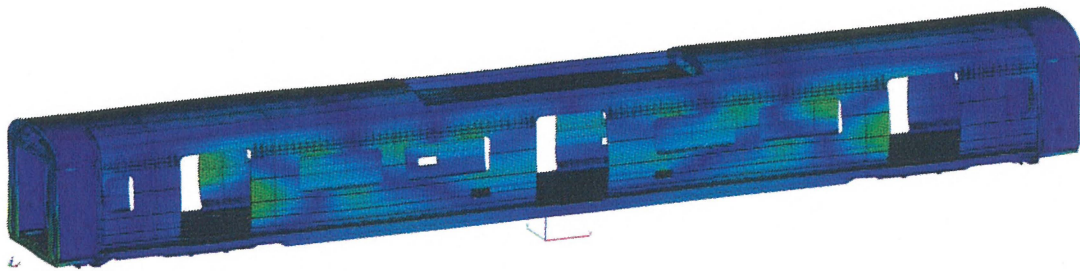


図 3.1 FEM による構体単体の固有モード解析の例 (345 次モード, 94Hz)

3.3.2 構体単体の SEA モデル構築と部分構造の FEM モデルによる CLF 算出

構体単体の SEA モデルを図 3.2 に示す。構体全体を約 70 個の SEA 要素に分割している。SEA では、SEA 要素間の振動エネルギーの入出力と平衡に関する方程式を解き、各 SEA 要素の持つ平均的な振動エネルギーを解析することを特徴とする^[50]。振動エネルギーが解析できれば、各 SEA 要素の持つ質量から、平均的な振動速度レベルが算出できる。SEA では隣接する SEA 要素間のみで振動エネルギーがやり取りされることを前提としており、SEA の適用可能条件として、ひとつの SEA 要素内でのモード密度が高いことが挙げられる。鉄道車両のような薄板構造物では、200Hz まででも沢山の固有モードが存在するため、SEA によるモデル化に適していると考えられる。

SEA ではモデル自由度 (SEA 要素数) が FEM に比べて格段に少ないため、計算が軽く短時間で解析できるというメリットがある。一方、前述したように、鉄道車両の構体を SEA でモデル化する場合、近年の高速鉄道車両で多用されているダブルスキン構体の場合には、図 3.2 に示した各 SEA 要素間の CLF を求める際に、理想的な平板要素などを仮定した理論式^[9]が適用できないことが課題である。そこで本研究では、部分構造の FEM モデルを用いて数値解析により CLF を算出する。なお、減衰に相当する ILF については数値解析により算出することが困難なため、実験的に同定するか経験的に知られた値を用いるしかない。この点は FEM による解析と同様である。

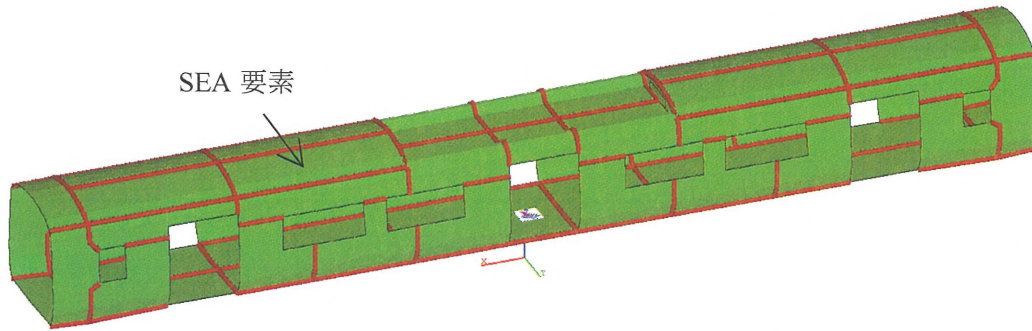


図 3.2 構体単体の SEA モデル

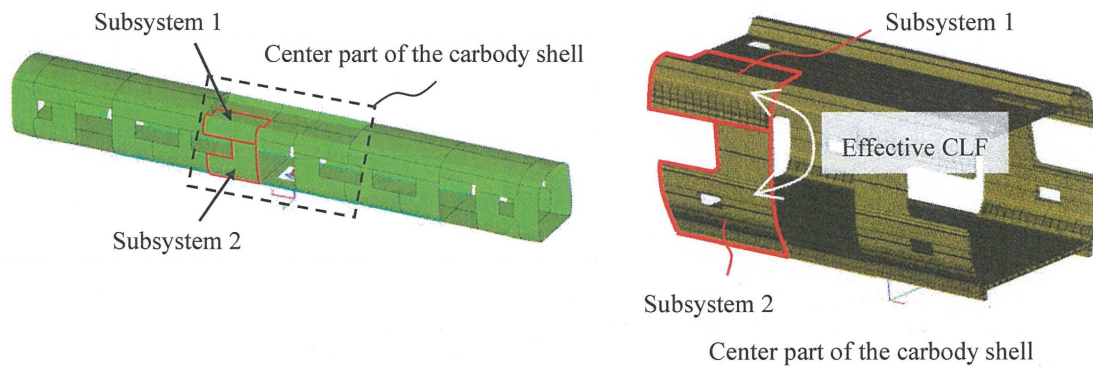


図 3.3 部分構造の FEM モデルを用いた CLF の算出方法

部分構造の FEM モデルを用いた CLF の算出方法を以下に説明する。図 3.3 左に示すような構体単体の SEA モデルにおいて、例えば車両中央の要素 1、要素 2 の間の CLF を算出する場合には、図 3.3 右に示すように全体 FEM モデルから車両中央部分のみを切り出した部分構造の FEM モデルを作成し、要素 1 と要素 2 の間の Effective CLF を数値解析により算出する。この Effective CLF の計算には、Energy Flow Method (EFM)^[14]を用いた。EFM は、パワー注入法 (Power Injection Method)^[65]と呼ばれる手法の一種であり、部分構造の FEM モデルにランダム加振 (rain-on-the-roof 加振と呼ばれる多数の無相関の加振) を与えて、各要素間の等価的な CLF を数値計算上で同定する方法である。

いま、部分構造の FEM モデルにおいて、ある一つの要素 j だけに入力パワー p_j を与えた時の要素 i のエネルギーを E_{ij} とすると、線形系においては式(3.2)が成り立つ。ここで、 E_i は要素 i のエネルギー、 P_i は要素 i への入力パワー、 N は要素数である。

$$\begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ \vdots \\ E_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_{11}/p_1 & E_{12}/p_2 & \cdots & E_{1N}/p_N \\ E_{21}/p_1 & E_{22}/p_2 & \cdots & E_{2N}/p_N \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ E_{N1}/p_1 & E_{N2}/p_2 & \cdots & E_{NN}/p_N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_N \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

式(3.2)の逆マトリクスを計算することにより、この系のパワーフロー方程式は式(3.3)のように表すことができる。式(3.3)は、式(3.1)の SEA 基礎式と同じ形をしており、式(3.1)の損失率マトリクスの非対角項と、式(3.3)の逆マトリクスの非対角項を比較することにより、式(3.1)の CLF を同定することができる。これはすなわち、部分構造の FEM モデルを等価な SEA モデルとみなした時の、各要素間の CLF を同定していることに他ならない。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_{11}/p_1 & E_{12}/p_2 & \dots & E_{1N}/p_N \\ E_{21}/p_1 & E_{22}/p_2 & \dots & E_{2N}/p_N \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ E_{N1}/p_1 & E_{N2}/p_2 & \dots & E_{NN}/p_N \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ \vdots \\ E_N \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

以上の手順により等価的な CLF を同定する方法がパワー注入法であるが、ランダム加振を与えた時の入力パワー p_j や要素エネルギー E_{ij} を算出する方法には、大きく2つのやり方がある。1つ目は、実際に FEM モデル上に多数の加振点と応答点を設け、単位加振力を与えた時の各節点の振動応答から入力パワーと要素エネルギーを算出する方法である^[10]。もう1つのやり方が、先に述べた EFM であり、多数の加振点と応答点を設ける代わりに、各要素の局所質量・剛性マトリクス、及び固有モード解析の結果を用いることで、rain-on-the-roof 加振を与えた時の各要素のエネルギーを、空間的・周波数的に平均した結果を効率的に算出することができる^[14]。EFM では加振点と応答点を個別に設ける必要がなく、またそれらの選び方に依存した偏り誤差なども排除することができるため、本研究では EFM を用いて部分構造の FEM モデルから Effective CLF を算出することとした。

なお、Effective CLF の算出には、部分 FEM モデルの固有値解析結果が必要で、あらかじめ解析しておく。この際、部分 FEM モデルの境界条件は自由支持とした。また、CLF を数値計算により算出する場合には、FEM モデルの減衰係数として ILF の値も設定しておく必要がある。経験的に使用している値として、ILF は全周波数で一律1%とした。

以下では、一例として CLF の算出結果を示す。図 3.4 に車両中央の部分 FEM モデルを床下から見上げた図を示す。SEA 要素 A、SEA 要素 B は床構体の要素、SEA 要素 C は側梁と呼ばれる、床下機器を吊る際の荷重を支える強度部材の要素である。また、図 3.5 に CLF の算出結果を示す。ここで、グラフの凡例[B to A]は、要素 B から要素 A への CLF であることを示し、[A to B]は、要素 A から要素 B への CLF であることを示している。この結果から、要素 A-B 間の CLF は方向による差が小さいことが分かる。これに対し、要素 C から要素 A への CLF は、要素 A から要素 C への CLF に比べて大きくなっている。この理由として、CLF の大小関係は要素のモード密度に依存し^[49]、側梁要素 C のモード密度が床構体要素 A に比べて小さいためだと思われる。

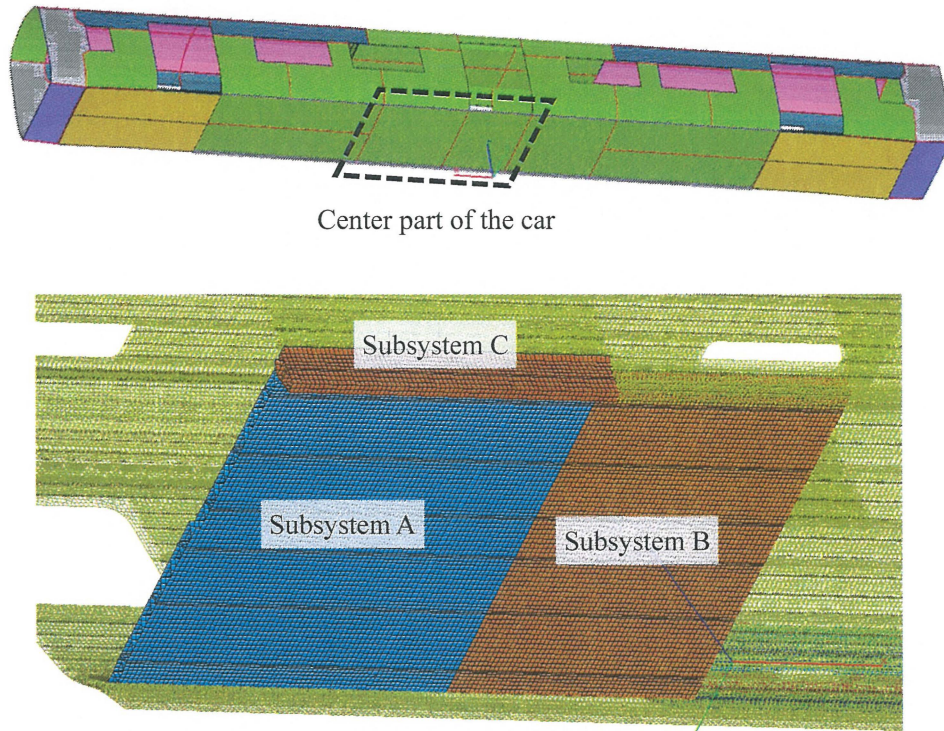


図 3.4 車両中央の部分 FEM モデル (床下から見上げる視点)

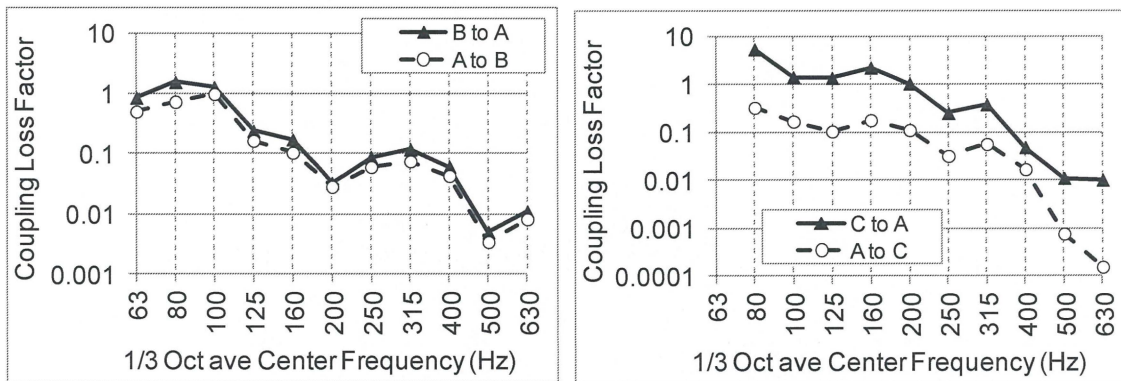


図 3.5 部分 FEM モデルからの CLF 算出結果の例

以上のようにして算出した CLF を、図 3.2 に示した SEA モデルの各要素間に設定することで、構体全体の SEA 解析が実行できる。図 3.6 に一例として、1/3 オクターブバンドの 200Hz 帯域における SEA モデルの解析結果を示す。この例では台車部の床構体要素に 1 [W] のパワーを入力した時の、各要素の振動エネルギーを解析しており、色のコンターは振動エネルギーの大きさを dB 値で表わしている。解析に要した時間は、メモリ 4GB の一般の PC でも数十秒である。このように SEA では、一度モデルができれば構体全体の振動分布を短時間で計算可能という特長がある。

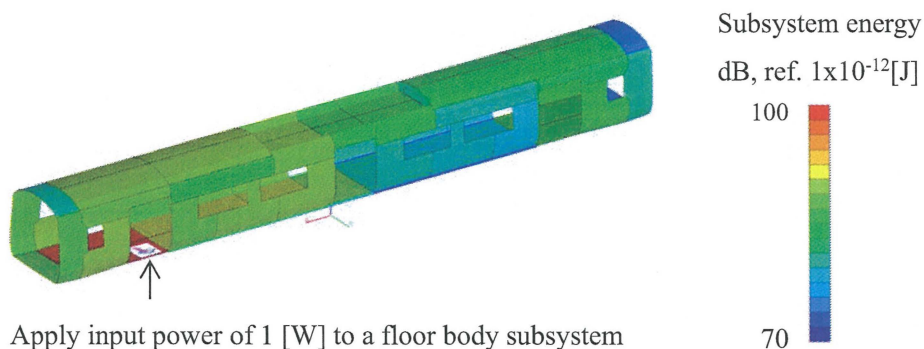


図 3.6 SEA による要素エネルギーの解析例 (1/3 オクターブ 200Hz 帯域)

3.3.3 実測データとの比較・検証

解析モデルの妥当性を検証するため、構体単体のハンマリング試験により実測データを取得した。図 3.7 に実測と解析を比較する SEA 要素の位置を示す。A, D は床構体の要素, E は側構体の要素, F は屋根構体の要素, そして C は側梁の要素で, ここでは要素 C に単位入力パワーが入った時の要素 A, D, E, F の要素エネルギーを実測と解析で比較する。ハンマリング試験では, 各要素あたり 4 点の応答点を設け, 打撃要素には 4 カ所の打撃点を設けた。実測データは, ハンマ加振力と加振点近傍加速度のクロススペクトルから入力パワーを, 応答点加速度のオートスペクトルから要素エネルギーを算出し, 加振要素への単位入力パワーで正規化した要素エネルギーを算出した。

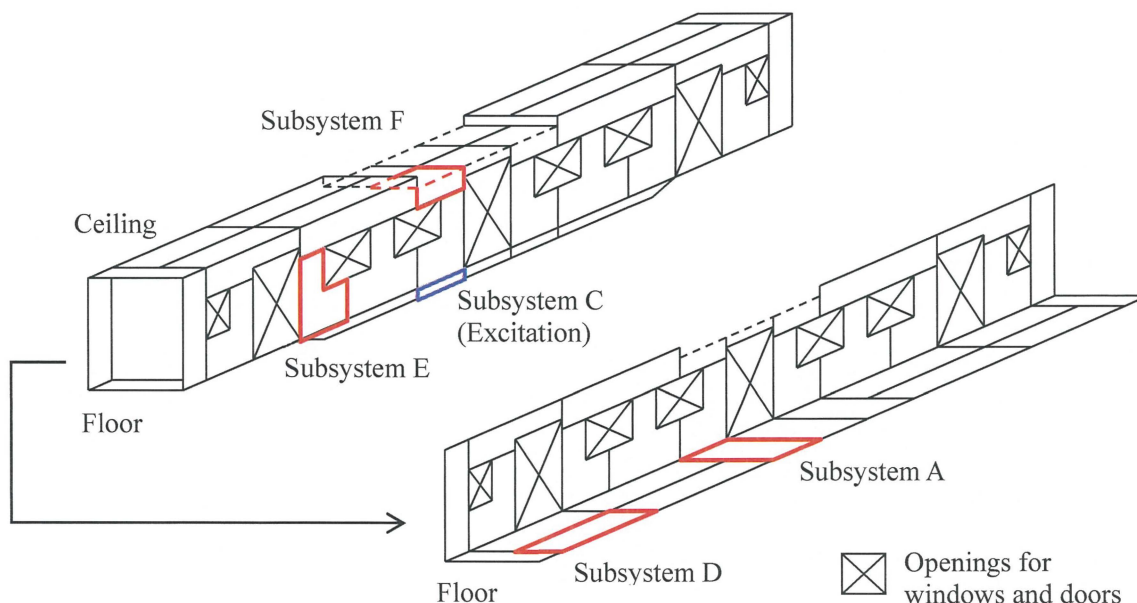


図 3.7 実測と解析を比較する SEA 要素の位置

なお、入力パワーは式 (3.4) により算出できる。ただし $CrossMag$ は加振力[N]と打撃点近傍加速度[m/s²]のクロススペクトルの振幅、 $CrossPhase$ は同クロススペクトルの位相であり、それぞれ式 (3.5)、(3.6) のように定義される。

$$P_{in} = abs \left\{ \frac{1}{2\omega} \times CrossMag \times \sin(CrossPhase) \right\} \quad (3.4)$$

$$CrossMag = abs(F \cdot A^*) \quad (3.5)$$

$$CrossPhase = \tan^{-1}\{Im(F \cdot A^*)/Re(F \cdot A^*)\} \quad (3.6)$$

ここで、 ω は角周波数、 F は加振力のスペクトル、 A は加速度のスペクトル、 $*$ は複素共役、 Re は実部、 Im は虚部、 abs は絶対値を取ることを表す。

実測と解析の比較結果を図 3.8 に示す。解析は 1/3 オクターブの 630Hz 帯域まで行っているが、125Hz 帯域で要素 D の解析結果が抜けているのは、解析精度の問題で振動エネルギーが負になってしまっているためである。図 3.8 から、200Hz 以上では概ね誤差 5dB 以内で実測と解析が一致するものの、160Hz 以下の低周波では誤差が大きくなっていることが分かる。この理由を考察した結果、当初のモデルでは隣接する要素間でのパワー伝達のみを考えた SEA モデルとなっていることが原因と推測された。これについて詳述する。

通常の SEA モデルでは、高周波数域でモード密度が十分に高いような問題を考えるため、「隣接する要素間のみで振動エネルギーが伝達していく」という前提に立ち、物理的につながっている要素間の CLF のみを考えたモデルとするのが普通である。この場合の概念図を図 3.9 の左側に示す。このような高周波数域における波長の短いモードが支配的となる場合には、隣接する要素 1 と要素 2、および要素 2 と要素 3 の CLF のみを考え、要素 1 と要素 3 の間の CLF は考えない（ゼロとする）。

これに対し低周波では、図 3.9 の右側に示すように、波長の長いグローバルモードの影響が強くなり、SEA の前提である「隣接する要素間のみで振動エネルギーが伝達していく」という原理が成り立たなくなると考えられる。この場合には、例えば要素 2 を振動の節として、その両側の要素 1 と要素 3 が腹となるようなグローバルモードが現れる場合、振動エネルギーは仮想的に要素 2 を飛び越えて、あたかも要素 1 から要素 3 にエネルギーが伝達したかのような状態になると考えられる。このように低周波では、隣接する要素以外でも仮想的に振動エネルギーが伝達すると考え、全ての要素間の結合を考慮した ED モデル (Energy Distribution model) ^[50]を導入する必要があると考えられた。

ここで ED モデルとは、式 (3.1) の SEA の基礎式において、ILF と CLF の線形和で表される損失率マトリクスの各項が全てゼロではないモデルのことを言う。通常の SEA モデルでは、物理的につながっている要素間の CLF のみを考えるため、損失率マトリクスの対角項以外の部分にゼロとなる項が多く存在する。これに対し ED モデルでは、物理的につながっていない要素間の CLF も考えるため、損失率マトリクスの全ての項に値を入れることができ、低周波でのグローバルモードの影響も考慮することができるようになる。

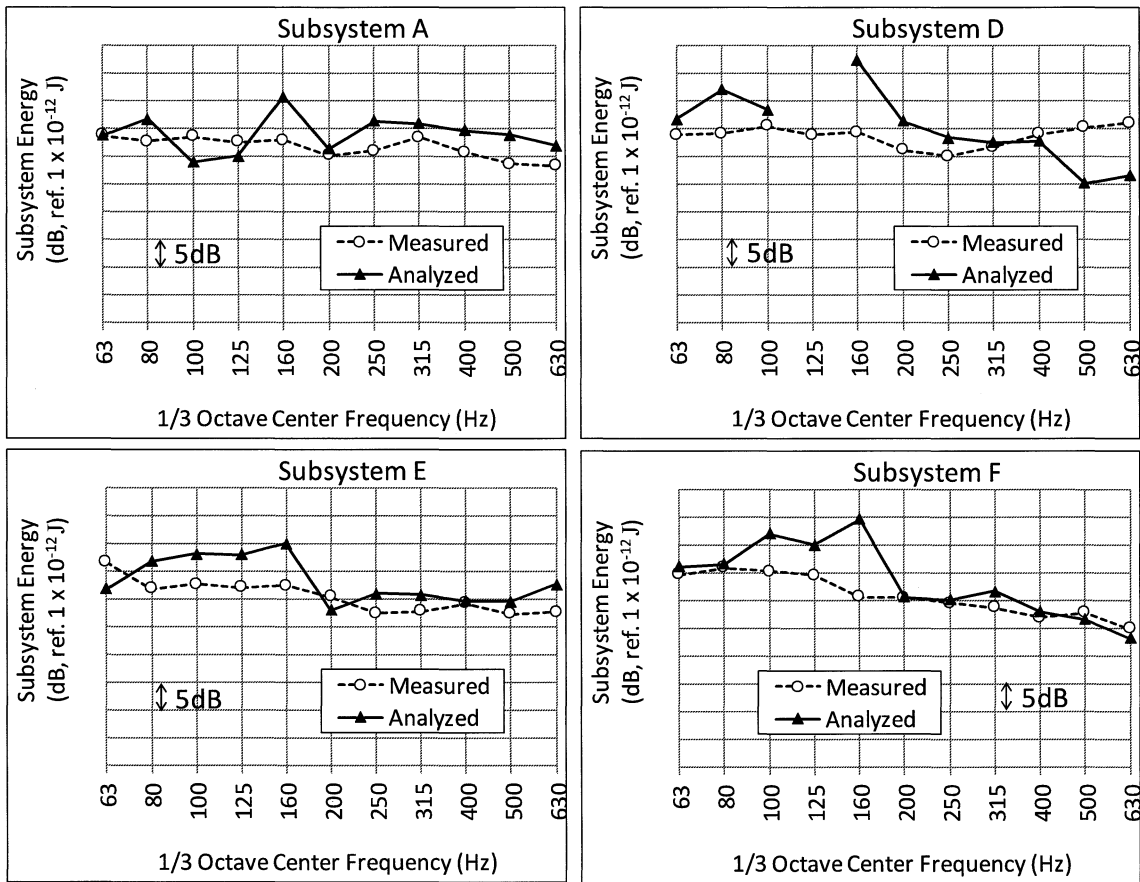


図 3.8 要素エネルギーの解析と実測比較 (要素 C に 1W のパワーを入力)

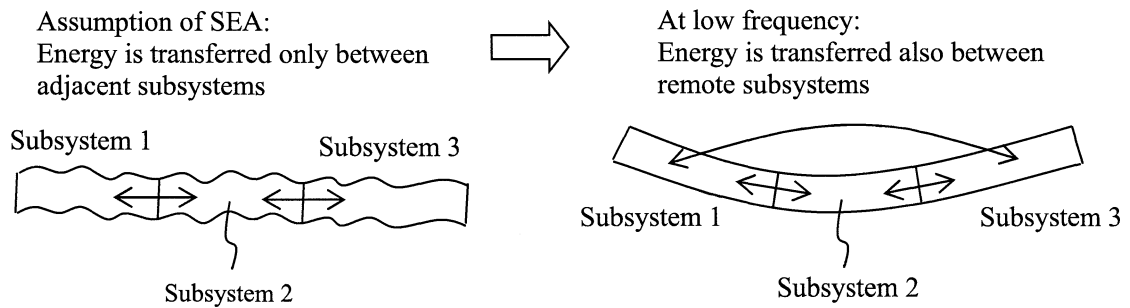


図 3.9 低周波数におけるグローバルモードの概念図
(隣接要素を飛び越えてエネルギーが伝達)

以上の考察に基づき、160Hz 帯域以下では仮想的に全ての SEA 要素間の結合を考慮し、全要素間に CLF を設定した改良モデルとした。これに必要な全要素間の CLF は、213Hz まで計算した構体全体の FEM モデルの固有値解析結果を用いて算出した。図 3.10 に、改良後の SEA モデルによる解析結果と、実測との比較を示す。63Hz～630Hz までの全帯域の結果を概観すると、解析と実測の傾向が概ね一致しており、モデルの妥当性が確認できる。

なお部分的には、一部の周波数や要素位置において、解析と実測の差が大ききようにも見えるが、実測データの取得にあたっては、実験規模の関係から 1 要素あたり 4 点加振した時の 4 点の振動応答データから要素エネルギーを算出しており、この 4 点の応答が必ずしも対象要素の真の平均応答を表しているとは限らない。つまり、実測の要素エネルギーにも誤差が内包されている、という点に留意する必要がある。実際、自動車のホワイトボディのような複雑構造物では、実験 SEA モデルにより算出した要素エネルギーの予測誤差が ±5dB 程度あったとの報告がある^[51]。また、以降の 3.4 節、3.5 節で述べる床下エンジン実験時の各要素の振動、および 3.6 節で述べる車内騒音についても、計測器のチャンネル数、測定期間の制約などから 1 要素あたりの測定点数は限られており、実測データ自体も要素全体の真の平均値から誤差が大きくなっている可能性が考えられる。従って、実測データの測定点数を増やせば、実測結果と SEA 解析結果の差がもっと縮まる可能性も考えられる。

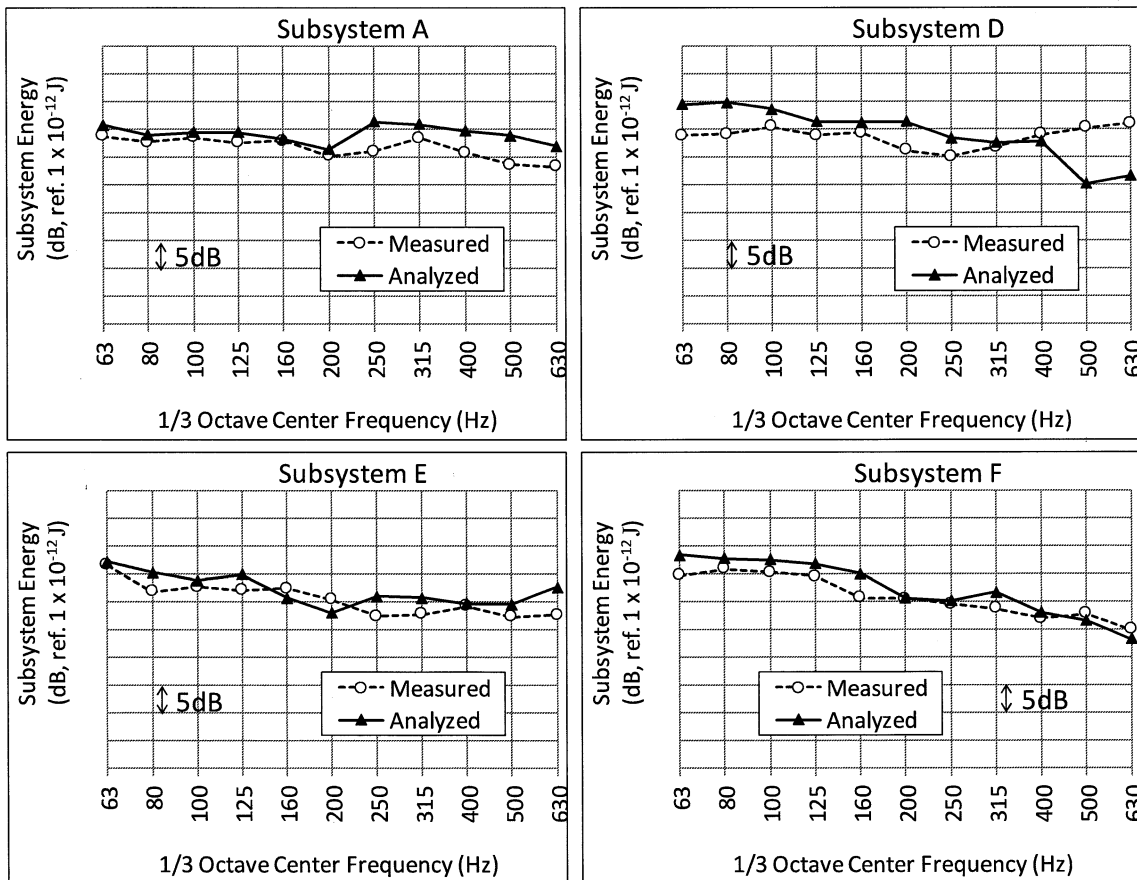


図 3.10 モデル改良後の解析結果

3.4 床下エンジン稼働時の車体振動解析

3.4.1 構体単体 SEA モデルへの上床モデルの追加

今回対象とする車両は、床下にエンジンが搭載されるため、主要な音源の1つとして上床からの放射音が想定される。そこで上床振動の解析を行うことを目的に、上床のモデル化を行った。図 3.11 に、構体単体モデルに上床を追加した SEA モデルを示す。上床と床構体間の CLF については、3.3 節と同じように部分構造の FEM モデルを用いて数値解析により算出することも可能であるが、上床と床構体間の締結は、根太と呼ばれる支持部材にボルト締結されるなど複雑な構造をしている部分があり、FEM による正確なモデル化が難しかった。そのため、今回は実測した CLF を使用することとした。上床と床構体間の CLF、および上床どうしの CLF は、打撃加振による近似的パワー注入法 (Approximated Power Injection Method) [52] により実験的に同定した。ここで近似的パワー注入法とは、隣接する2つの要素間の影響のみを考慮し、それ以外の要素の影響は無視して CLF を同定する方法であり、要素 i から要素 j への CLF は式 (3.7) で求められる。

$$\eta_{ij} = \frac{E_{ji}/P_i}{\omega(E_{ii}/P_i)(E_{jj}/P_j)} \quad (3.7)$$

ただし、 E_{ji} は要素 i を加振した時の要素 j のエネルギー、 P_i はその時の要素 i への入力パワーである。なお、上床の ILF は、JIS-G0602-1993 (制振鋼板の振動減衰特性試験方法) に基づき、上床単体の振動減衰特性試験により測定した値を用いた。

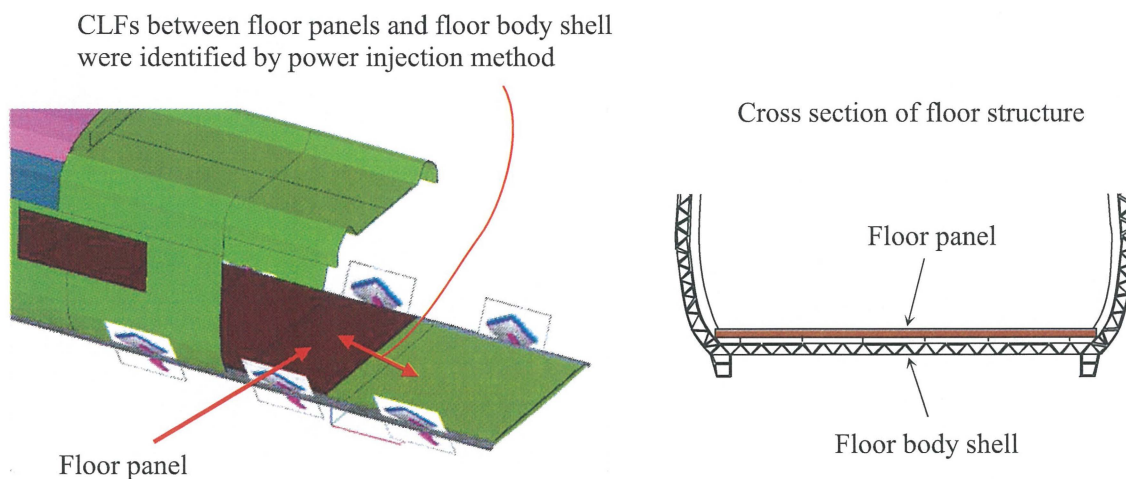


図 3.11 構体と上床間への CLF の設定

また、後述する解析検証用の実稼働試験では、車内騒音も測定できるようにすることを目的として、側構体の開口部からの音の回り込みを防ぐために、簡易的に鉄製の塞ぎ板が取り付けられている。塞ぎ板が付くことで側構体の振動が小さくなると考えられるため、解析でもこれをモデル化した。図3.12に塞ぎ板を追加したモデルを示す。側構体-塞ぎ板間のCLFは、簡易的に側構体を剛性・面密度が等価な一枚の板と仮定した時の理論式⁹⁾を使用し、塞ぎ板のILFは暫定的に10%に設定した。塞ぎ板は万力のような治具で側構体に固定されているため、摩擦減衰が働くと考え、10%という大きめの値に設定した。また160Hz帯域以下では構体全体のILFを1%から3%に変更した。ILFを大きくした理由は、エンジン実稼働試験時の車体にはエンジンや上床、塞ぎ板などが付いており、構体単体の場合に比べて摩擦減衰が大きくなると考えられるからであり、エンジン実装時の車体をハンマリング加振した時の周波数応答関数などからILFを推定した。

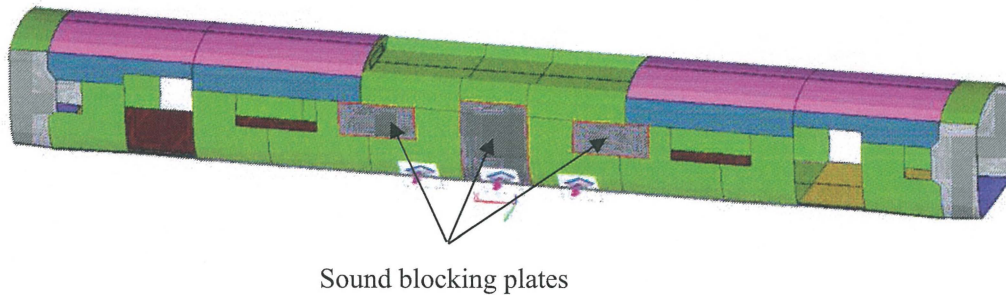


図 3.12 エンジン実稼働試験で使用する塞ぎ板を追加したモデル

3.4.2 床下エンジン稼働時の加振入力パワーの算出

エンジン稼働時の車体振動を解析する上で、入力となるエンジン加振力と放射音については、音源のモデル化が別途必要であるが、ここでは構築した振動伝達系モデルの妥当性検証のため、入力については実測データから算出する。

エンジン稼働時の加振入力パワーは、エンジン防振マウント上下の加速度実測データから算出する。ここで、エンジンから防振マウントを介して車体に伝達する力を F 、車体側の防振マウント取付点加速度を \ddot{X}_{body} とすると、エンジンから防振マウントを介して車体へ入力されるパワー P_{in} は、式 (3.8) で表わされる。ここで、 ω は角振動数、 θ は加振力 F と加速度 \ddot{X}_{body} の位相差を表わす。

$$P_{in} = F \times \frac{1}{\omega} \ddot{X}_{body} \times \sin \theta \quad (3.8)$$

さらに、防振マウントのばね定数を K 、エンジン側の防振マウント取付点加速度を \ddot{X}_{engine} とすると、加振力 F は式 (3.9) で表わされる。

$$F = \frac{K}{-\omega^2} (\ddot{X}_{engine} - \ddot{X}_{body}) \quad (3.9)$$

式 (3.9) を式 (3.8) に代入すると、式 (3.10) が得られる。

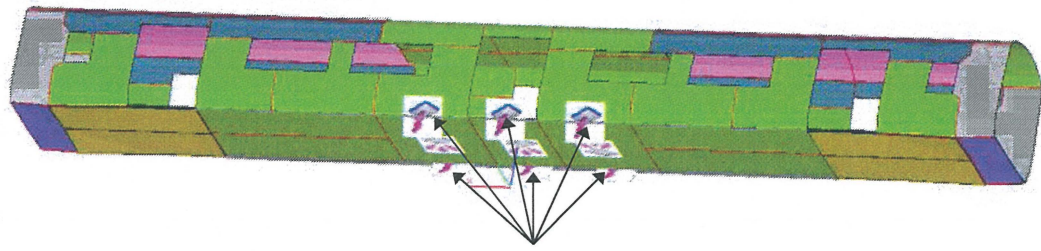
$$P_{in} = \frac{K}{-\omega^3} (\ddot{X}_{engine} - \ddot{X}_{body}) \times \ddot{X}_{body} \times \sin \theta \quad (3.10)$$

実際には、防振マウント上下の相対加速度 ($\ddot{X}_{engine} - \ddot{X}_{body}$) と車体側加速度 \ddot{X}_{body} のクロススペクトルを測定し、クロススペクトルの振幅 $CrossMag$ 、位相 $CrossPhase$ を用いて、式 (3.11) のように算出した。ここで、 $1/2$ を掛けているのは時間平均のためであり、 abs は絶対値を取ることを表わしている。

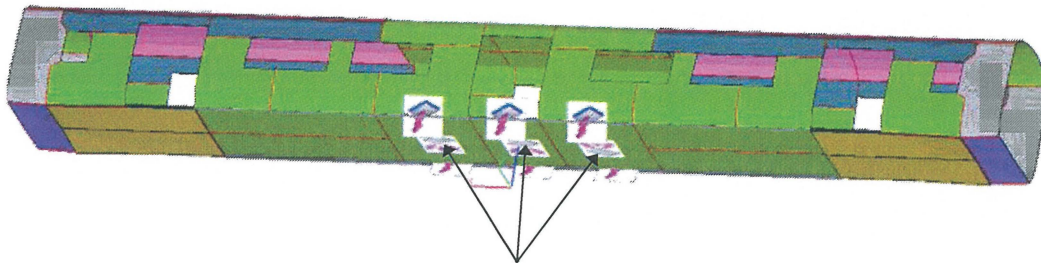
$$P_{in} = abs \left\{ \frac{1}{2} \times \frac{K}{\omega^3} CrossMag \times \sin (CrossPhase) \right\} \quad (3.11)$$

また、エンジン放射音についても、床下エンジンの近接音を実測し、これをモデルへの入力として与える。この際、エンジン稼働時の床下音圧を複数点で平均した実測値を、拡散音場加振として入力した。

図 3.13 に、エンジン稼働時の SEA 解析モデルを示す。エンジンが吊られている側梁要素 6 カ所に、エンジン稼働時の加振入力パワーを与えている。また、エンジン直上の床構体要素 3 ヶ所に、エンジン稼働時の放射音の実測値を、拡散音場における音圧加振パワーとして与えている。



Input power by operational engine excitation force
is applied on 6 side rib subsystems



Operational sound pressure of the engine under floor
was applied on 3 floor body subsystems

図 3.13 床下搭載エンジンの加振入力パワーと放射音を割り当てた SEA モデル

3.4.3 床下エンジン稼働時の振動分布の解析結果

エンジン稼働時の振動解析結果を実測と比較する要素の位置を図 3.14 に示す。車体全体の振動分布を評価するため、エンジン搭載部位から遠い位置も含めて、なるべく広い範囲の床構体、側構体、および上床の振動を測定した。なお、実測値は各要素に貼った 2~3 点の加速度計データからエネルギー平均値を算出した。

各要素における実測と解析の比較結果を図 3.15, 図 3.16 に示す。解析結果は 80Hz~630Hz までの全周波数帯域で実測の周波数特性を良く再現できており、前節で述べたような方法でエンジンの加振入力パワー、および床下エンジンの拡散音場入力を与えることで、エンジン稼働時の車体振動を良好な精度で解析できることが確認できた。

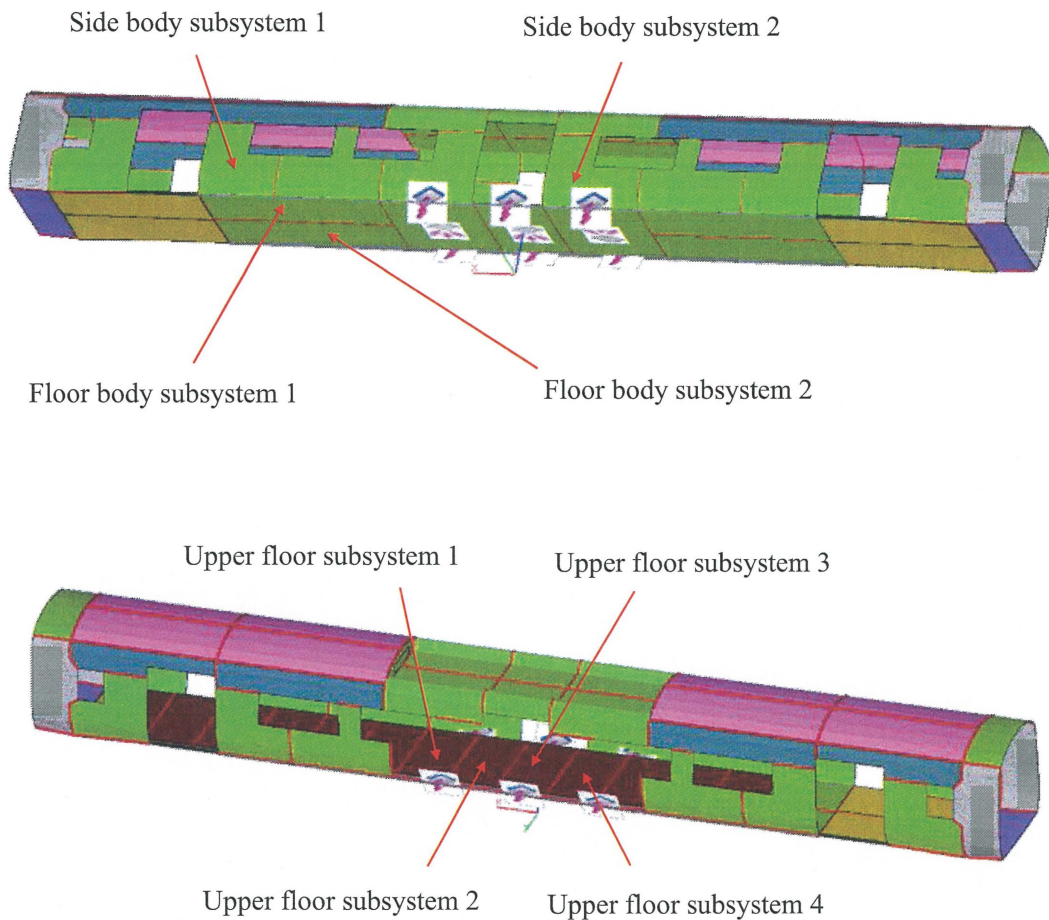


図 3.14 エンジン稼働時の振動実測値と比較する要素の位置

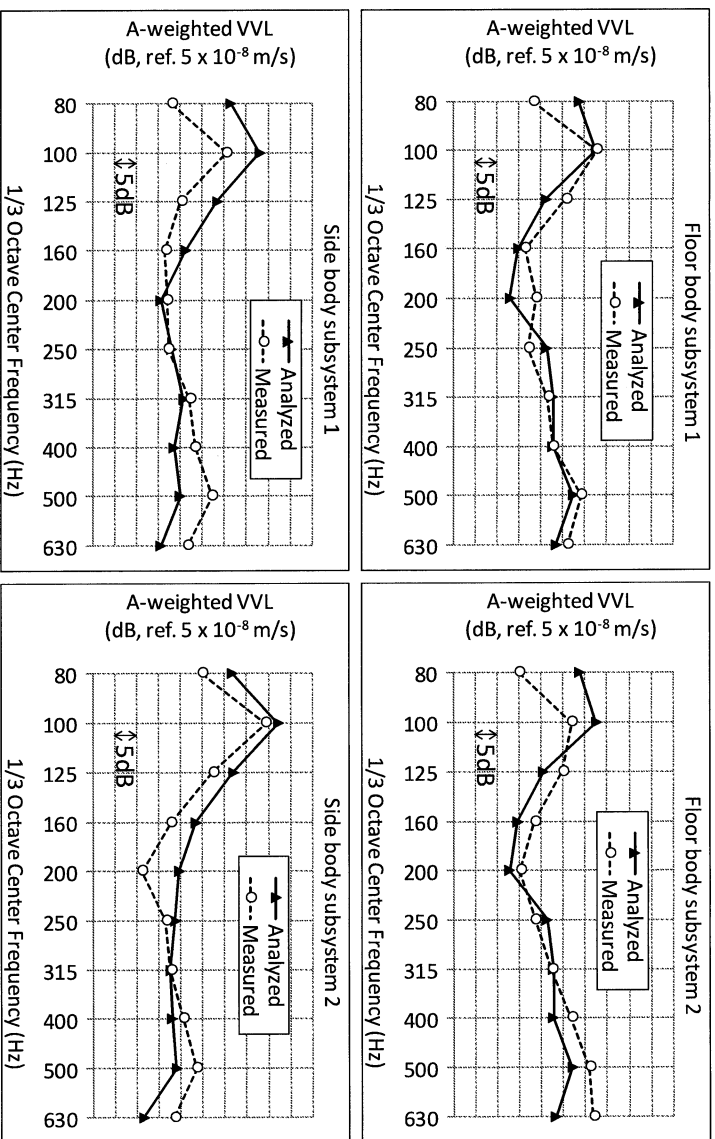


図 3.15 構体振動の解析と実測の比較

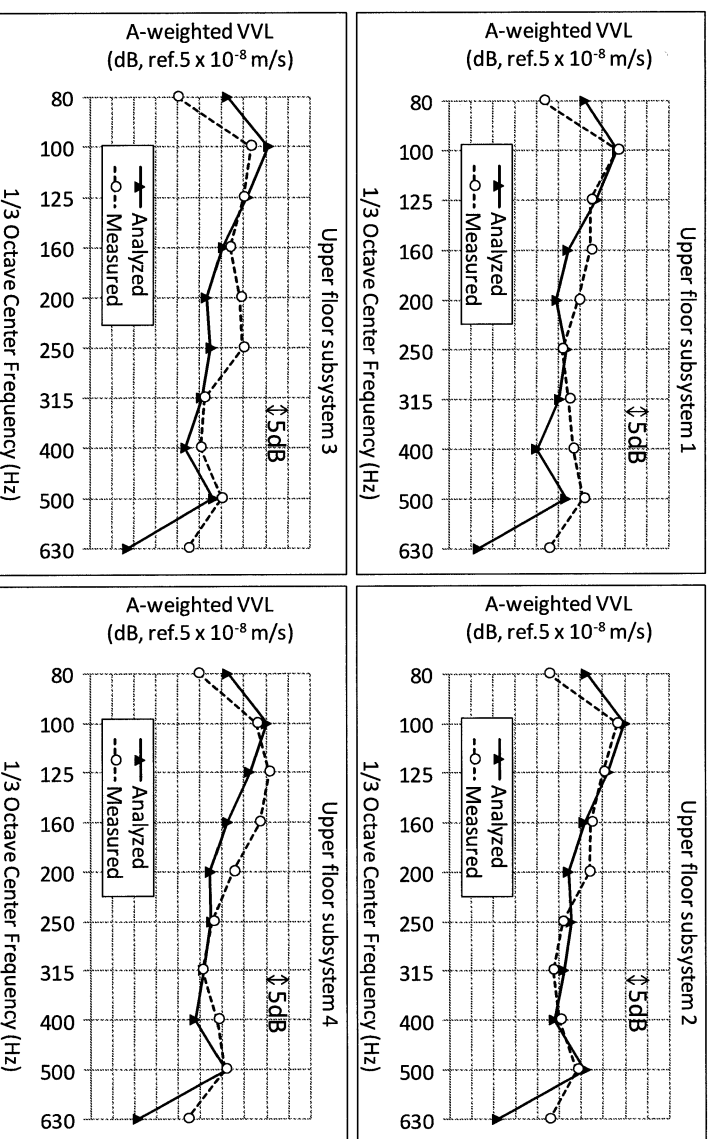


図 3.16 上床振動の解析と実測の比較

3.5 異なるエンジンを取り付けた場合の車体振動解析

3.4節では、床下に搭載されたエンジンを加振源として車体振動の分布を解析し、実測結果との比較検証を行った。本節では、この解析手法の妥当性をさらに検証するため、前節で使用したエンジンとは気筒数や出力、構造（直列気筒かV型かなど）が全く異なるエンジンを付けた場合の試験を実施し、解析と比較する。エンジン加振力や放射音の周波数特性なども異なるため、そのような音源が異なる条件での解析を行うことで、解析手法の汎用性を確認することが目的である。

また、本節で述べるエンジン稼働試験では、車体振動だけでなく車内騒音も適切に評価することを目的として、内装パネルを施工した上で試験を実施した。そこで解析モデルにも内装パネルを追加する必要がある。内装パネルの材質、板厚などは設計値をそのままモデルに使用することが可能であるが、側構体と内装パネルの締結部分における CLF については、詳細な締結構造をモデル化することが必要であり、今回のモデル化にあたっては解析精度などの点で適用が難しかった。そこで今回は、側構体と内装パネル間の CLF を実験的に同定し、モデルに使用した。図 3.17 に、内装パネルを追加したモデルを示す。

図 3.18 に、エンジン稼働時の振動解析結果を実測と比較する要素の位置を示す。床構体、側構体、上床、及び側内装パネルの各要素で比較した。なお、実測値は各要素に貼った 2～6 点の加速度計データからエネルギー平均値を算出した。図 3.19、図 3.20 に、各要素での解析と実測の比較結果を示す。解析結果は 80Hz～630Hz までの全周波数帯域で実測の周波数特性を良く再現できていることが確認できる。これにより、床下に搭載するエンジンの加振力特性が変わっても、実測と良く一致する振動解析結果が得られることが分かり、本解析手法の妥当性を確認することができた。

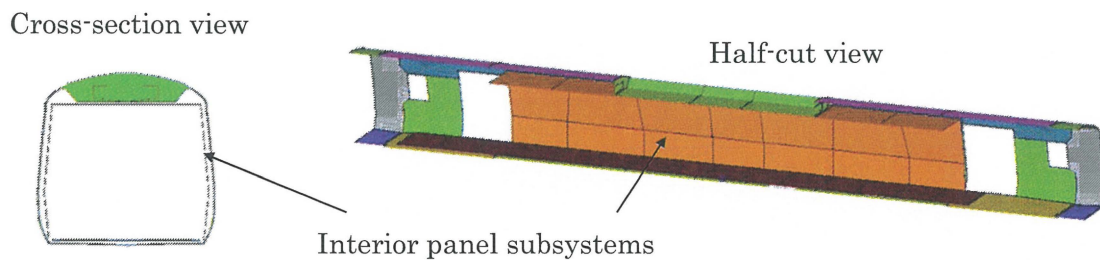


図 3.17 内装パネルを追加した SEA モデル

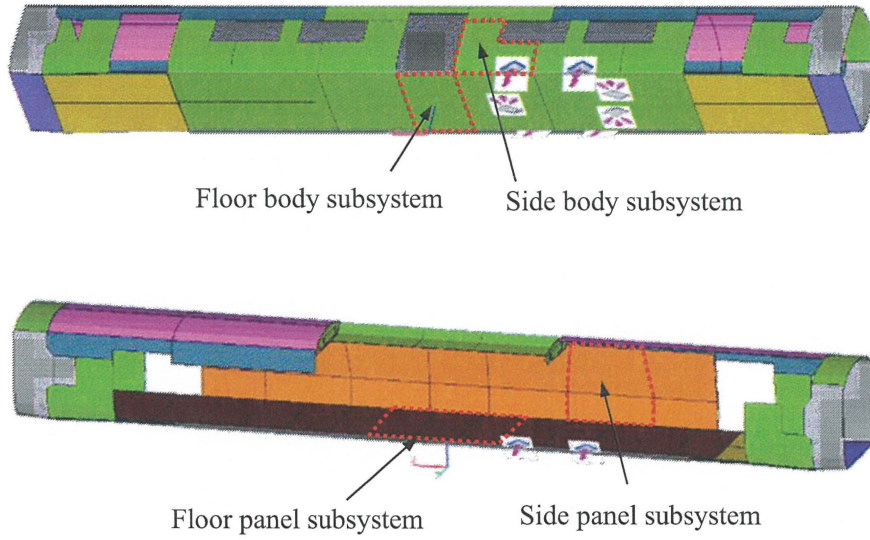


図 3.18 エンジン稼働時の振動実測値と比較する要素の位置

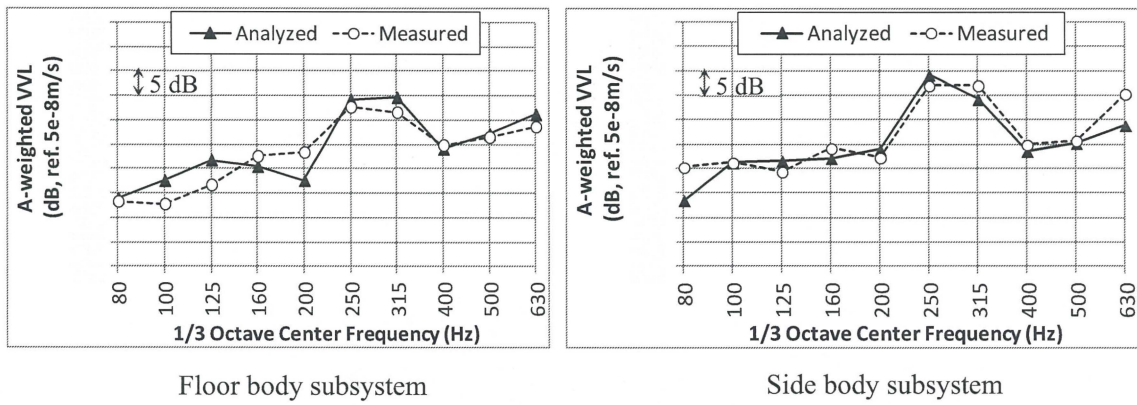


図 3.19 構体振動の解析と実測の比較

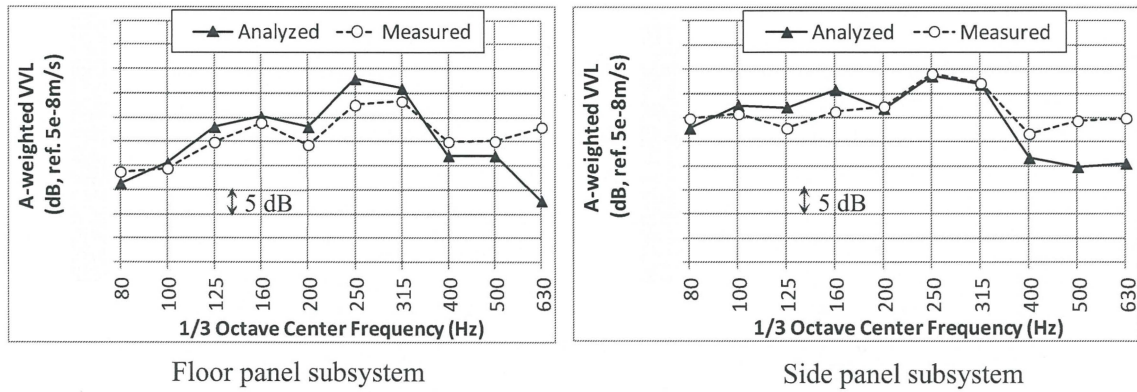


図 3.20 上床および内装パネル振動の解析と実測の比較

3.6 車内騒音の解析

床下エンジン稼働時の車内騒音を解析するため、はじめに車内空間を1つのSEAキャビティとしてモデル化を行った。図3.21に、車内空間のSEAキャビティを追加したモデルを示す。見やすさのため、構体や内装パネルを透明にしたモデルも併せて表示している。また、図3.22に示すように、側構体と内装パネル間の空気層もSEAキャビティでモデル化し、空気層に挿入されている吸音材の吸音率を設定した。さらに、本解析では床下エンジンのみによる車内騒音を対象としており、車両は停車中の条件で解析および実験検証を行っているが、床下エンジンの放射音が回り込んで車体側面でも車外音が大きかったため、車外空間のキャビティも追加し、側構体の外側で実測した車外音を付加した。

また、側構体と内装パネル間の空気層（吸音材が挿入されている場合もある）は厚みが50mm程度と薄い部分があるため、この空気層をバネ、側構体と内装パネルをマスとする二重壁の共振現象により遮音性が悪化する影響を考慮する必要がある。このような二重壁効果を考慮するため、伝達マトリクス法に基づき二重壁のCLFを計算するモデルとしてDouble Wall Junction (DWJ)があり^[53]、これを適用した。

DWJの妥当性を検証するため、図3.23に示すような中空二重壁のSEAモデルを作成し、透過損失の解析結果を要素試験による実測値と比較した。解析結果を図3.24に示す。グラフに示すように、DWJを考慮したモデルでは実測に見られる250Hz付近の透過損失の落ち込みを解析できており、DWJの妥当性が確認できた。逆に、DWJを考慮しないモデルでは透過損失を実測よりも過大評価してしまっており、鉄道車両のように構体と内装パネルが二重壁を構成するようなモデルではDWJの考慮が必要なが分かった。

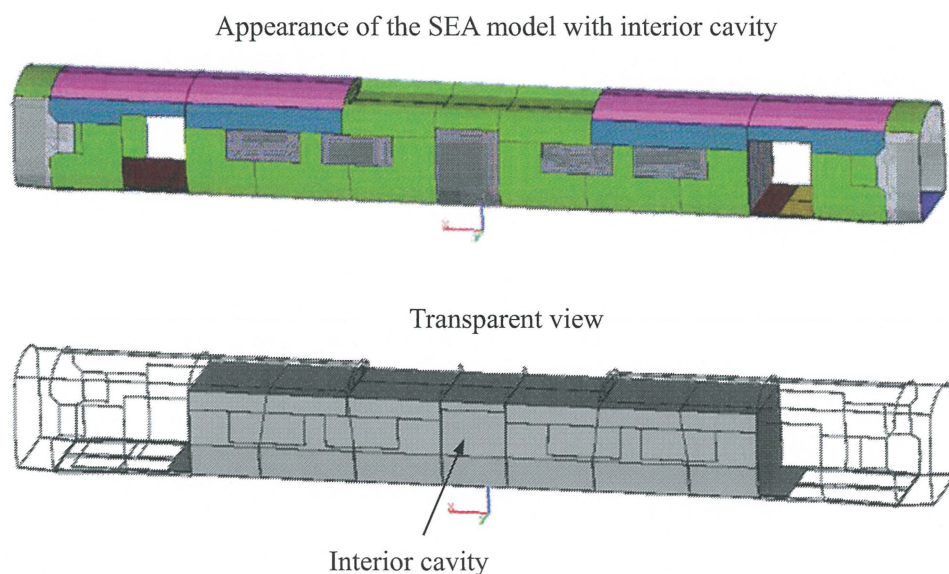


図3.21 車内空間を1つのSEAキャビティとしたモデル

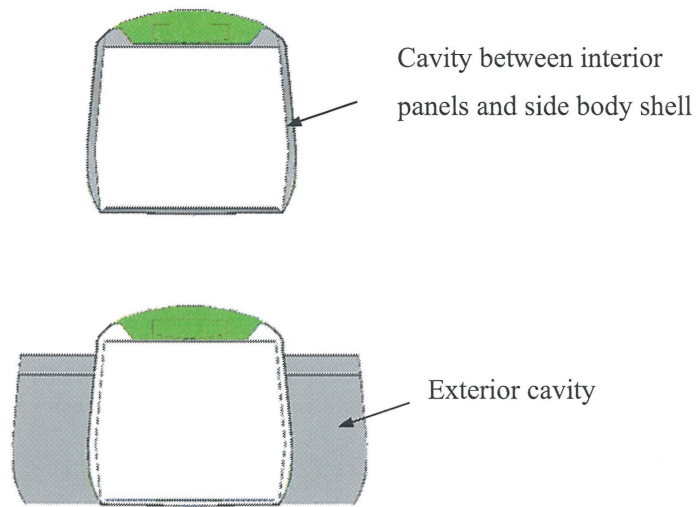


図 3.22 側構体と内装パネル間の空気層，および車外空間の SEA キャビティ

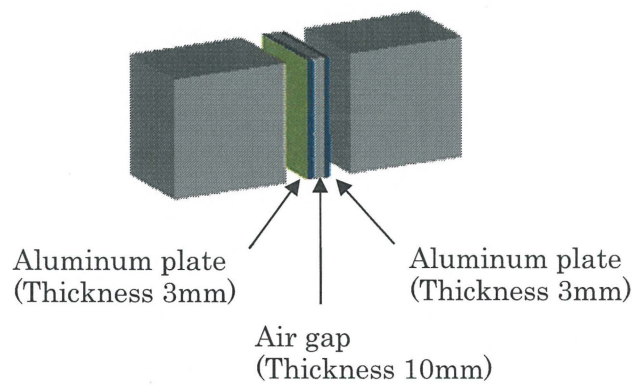


図 3.23 DWJ の妥当性を検証した中空二重壁の SEA モデル

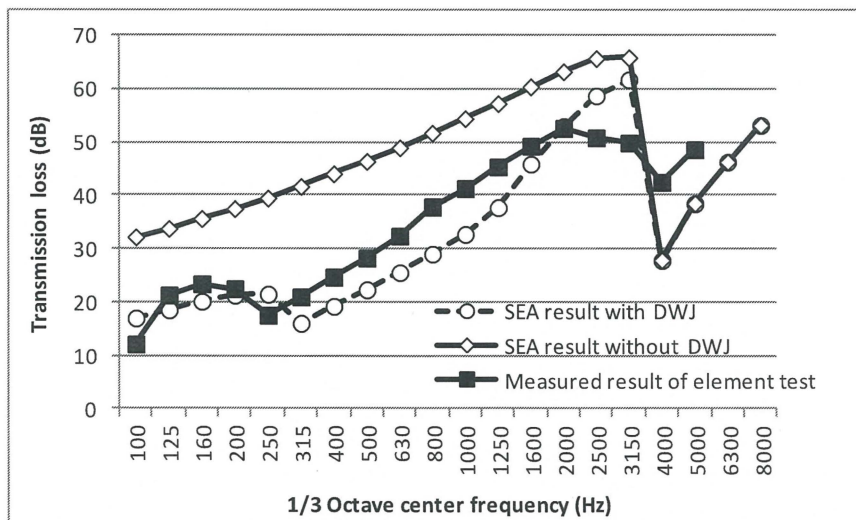


図 3.24 DWJ の考慮有無による透過損失の解析結果比較

図 3.25 に、床下エンジン稼働時の車内音解析結果と、実測との比較を示す。実測は車内 5 点のエネルギー平均値であり、315Hz 帯域における実測のピーク値を 0dB 基準にとった相対 A 特性音圧レベルを表示している。160Hz 帯域以上では解析と実測が良く一致しており、解析結果の妥当性が確認できた。一方、160Hz 未満では解析誤差が大きいが、これは低周波で車内空間の音響モード密度が低くなり、車内空間の固有モードの影響が強くなるためと考えられる。要素内のモード密度が高いことを前提とする SEA では、このように低周波での解析では精度が悪化する可能性のあることが分かった。

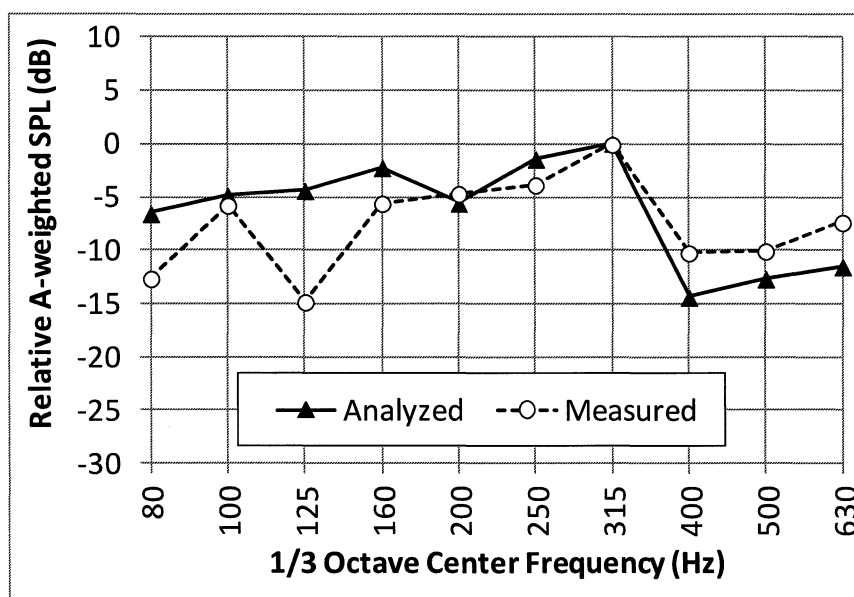


図 3.25 車内音の解析結果と実測の比較

次に、車両長手方向の車内騒音分布を求めるため、図 3.26 に示すように、車内空間を仮想的に Cavity 1~Cavity 3 の 3 つの SEA キャビティに分割してモデル化を行った。ここで、車内空間を比較的粗い 3 分割としたのは、車内空間を細かく分割しすぎると一つ一つの空間要素のモード密度が十分ではなくなり、SEA の解析精度が維持できなくなると考えたためである。また、空間要素の数が多くなるほど、その分だけ実験検証用に沢山のマイクロホンで各要素に相当する空間の音圧を測定する必要があり、実験も容易ではなくなる。このような観点から、車内空間を分割した時の各要素のモード密度の大きさや、実験で測定する上で設置できるマイクロホンの数なども考慮して、車内空間を仮想的に 3 つのキャビティに分割したモデルとした。

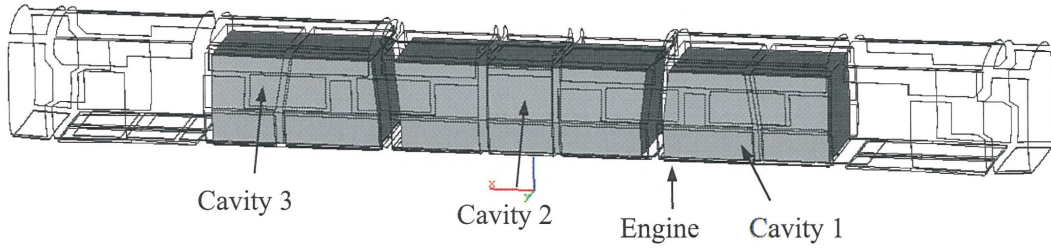


図 3.26 車内空間を仮想的に 3 つの SEA キャビティに分割したモデル

ここで、各キャビティの ILF，および隣り合うキャビティ間の CLF は通常，式 (3.12)，式 (3.13) の理論式で与えられるが^[9]，鉄道車内のような細長い空間をいくつものキャビティに分割していくと，理論式の CLF では隣り合うキャビティへのパワーインプットを過小評価してしまい，車内音の距離減衰を過大評価してしまうことが指摘されている^[54]。この理由として，SEA では隣り合うキャビティ間の結合が **weak coupling** であることを前提としているが，鉄道車内のような細長い空間では放射された音波が一方向に伝播し，隣り合うキャビティ間で強い相関を示すためと考えられる。このような現象は，規則的に直列した板構造物でも起こることが確認されている^[55]。そのため，本モデルでは式 (3.13) の CLF 理論式をそのまま適用することはできない。

$$\eta_i = \frac{cS_i\alpha}{8\pi fV_i} \quad (3.12)$$

$$\eta_{ij} = \frac{cA_{ij}}{8\pi fV_i} \quad (3.13)$$

ここで， η_i ：キャビティ i の ILF， η_{ij} ：キャビティ i からキャビティ j への CLF， c [m/s]：音速， S_i [m²]：キャビティ i の表面積， A_{ij} [m²]：キャビティ間の結合面積， α ：吸音率， f [Hz]：周波数， V_i [m³]：キャビティ i の体積である。

一方，室内音響の分野では，長い廊下空間での距離減衰を与える理論式として，式 (3.14) が導出されている^[56]。

$$\Delta L_p = \frac{10}{\ln 10} \frac{1}{\pi} \frac{U\alpha d}{A} \quad (3.14)$$

ここで， ΔL_p [dB]：距離減衰， A [m²]：客室の断面積， U [m]：客室断面の外周長， α ：吸音率， d [m]：距離である。

そこで本モデルでは、隣り合うキャビティ間の CLF として、式 (3.13) の理論式を係数倍した式 (3.15) を考え、Cavity 1 に対する Cavity 3 の減衰量が式 (3.14) に一致するように、係数 k を補正することを考える。

$$\eta_{ij} = k \frac{cA_{ij}}{8\pi f V_i} \quad (3.15)$$

ただし、 k は隣り合うキャビティ間の CLF を補正するための係数である。

ここで、本モデルの Cavity 1 に入力パワー P_{in} が加わる時の SEA 方程式は式 (3.16) で記述される。

$$\begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} & 0 \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23} & -\eta_{32} \\ 0 & -\eta_{23} & \eta_3 + \eta_{32} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{in}/2\pi f \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

ただし、 E_i : キャビティ i の要素エネルギー、 P_{in} : Cavity1 への入力パワーである。

E_1 に対する E_2 , E_3 の相対エネルギーを求めるため、式 (3.16) の両辺を E_1 で割り、1 行目を削除して整理すると式 (3.17) となる。

$$\begin{bmatrix} \eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23} & -\eta_{32} \\ -\eta_{23} & \eta_3 + \eta_{32} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_2/E_1 \\ E_3/E_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_{12} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

次に、式 (3.17) を変形することで、式 (3.18) となり、式 (3.18) の逆行列式を計算することで、式 (3.19) が得られる。

$$\begin{bmatrix} E_2/E_1 \\ E_3/E_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23} & -\eta_{32} \\ -\eta_{23} & \eta_3 + \eta_{32} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \eta_{12} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

$$\begin{bmatrix} E_2/E_1 \\ E_3/E_1 \end{bmatrix} = \frac{1}{(\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23})(\eta_3 + \eta_{32}) - \eta_{32}\eta_{23}} \begin{bmatrix} (\eta_3 + \eta_{32})\eta_{12} \\ \eta_{23}\eta_{12} \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

最後に、式 (3.19) に式 (3.12)、式 (3.15) を代入し、 $A_{ij} = A$ として整理することで、式 (3.20) が得られる。

$$\begin{bmatrix} E_2/E_1 \\ E_3/E_1 \end{bmatrix} = \frac{1}{S_2 S_3 \alpha^2 + k\alpha A(S_2 + 2S_3) + k^2 A^2} \begin{bmatrix} \frac{V_2}{V_1} (k\alpha A S_3 + k^2 A^2) \\ \frac{V_3}{V_1} k^2 A^2 \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

ここで、キャビティ i の音圧レベル $L_{p,i}$ [dB] は、式 (3.21) で与えられるため、Cavity1 に対する Cavity3 の減衰量 ΔL_p は式 (3.22) となり、式 (3.22) に式 (3.20) を代入することで、式 (3.23) が得られる。最後に、式 (3.23) と式 (3.14) を連立させることで、 k に関する二次方程式となる。 k が正の値であることを考慮すると、本モデルの諸元の場合には $k \doteq 4$ となった。

$$L_{p,i} = 10 \log_{10} \left(\frac{\rho c^2 E_i / V_i}{p_0^2} \right) \quad (3.21)$$

ただし、 ρ [kg/m³] : 空気の密度、 c [m/s] : 音速、 p_0 : 2×10^5 [Pa] である。

$$\Delta L_p = L_{p,1} - L_{p,3} = -10 \log_{10} \left(\frac{E_3 V_1}{E_1 V_3} \right) \quad (3.22)$$

$$\Delta L_p = -10 \log_{10} \left(\frac{k^2 A^2}{S_2 S_3 \alpha^2 + k \alpha A (S_2 + 2S_3) + k^2 A^2} \right) \quad (3.23)$$

以上の考察に基づき、隣り合うキャビティ間の CLF を理論式の 4 倍に補正して、各キャビティでの車内音を解析した結果を図 3.27 に示す。床下エンジン直上の Cavity 1 から、Cavity 2、Cavity 3 と離れるにつれ、車内音のピーク値である 315Hz 帯域のレベルが徐々に低下していく傾向が、解析と実測で良く一致していることが分かる。また、特に車内音レベルの大きい 200Hz~315Hz 帯域では、Cavity1 から Cavity3 のいずれにおいても良好な精度で車内音が解析できていることが確認できる。これにより、本解析モデルの妥当性を示すことができた。

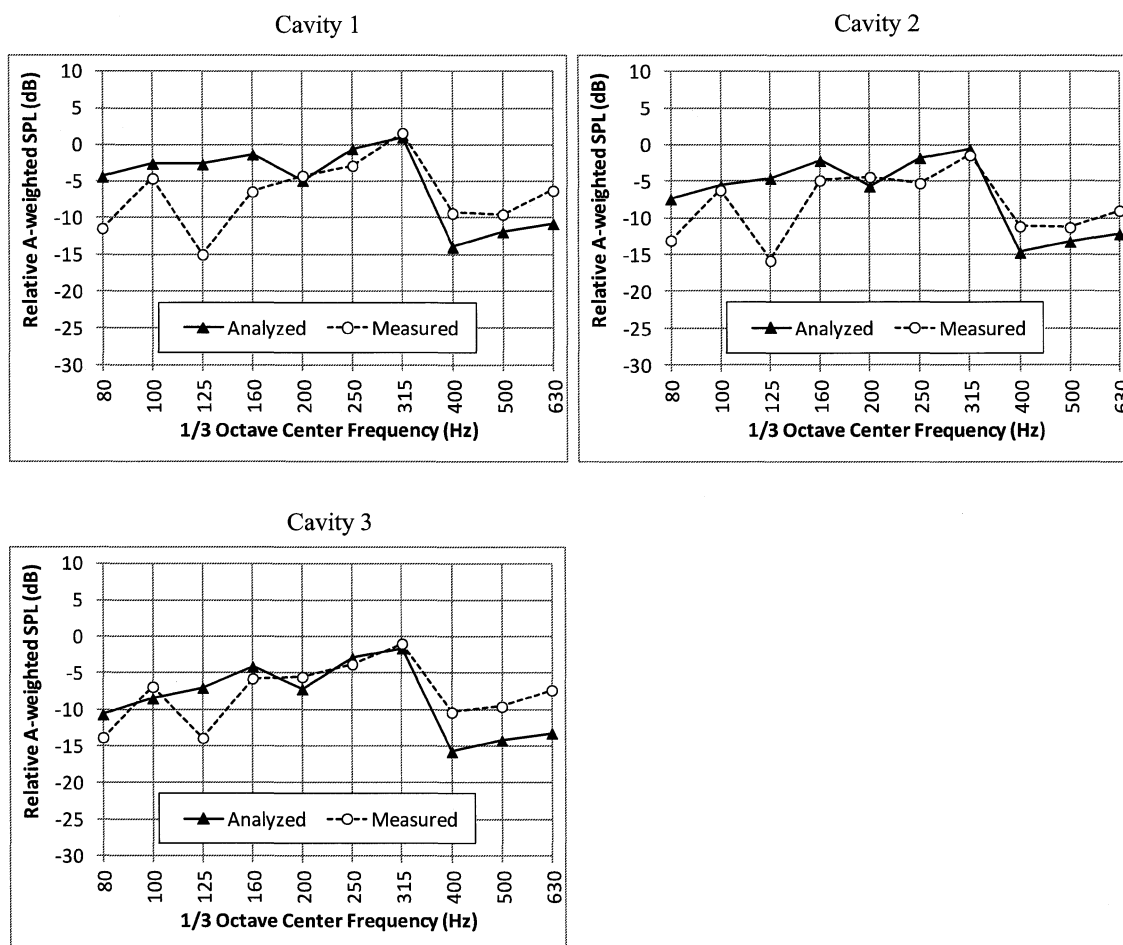


図 3.27 車内空間の各キャビティにおける車内音の解析結果と実測比較

3.7 結言

第3章では、鉄道車両という大規模構造物の車体振動および車内騒音を解析する手法として、SEA（統計的エネルギー解析）によるモデル化技術の構築を行った。近年の高速鉄道車両の構体に多用されるダブルスキン構造では、SEAに必要なパラメータの1つであるCLF（結合損失係数）を理論式から導出することがこれまで難しかったところを、部分構造のFEMモデルから数値計算により算出したCLFを用いることで、ダブルスキン構体の全体SEAモデルを構築することを可能にした。構体単体のインパクトハンマ加振試験による実測データとの比較・検証を行った結果、160Hz以下の低周波数では、グローバルモードの影響を考慮するため全ての要素間の結合を考えたSEAモデルとすることが重要であることを明らかにし、160Hz以下では全要素間にCLFを設定した改良モデルでは、80Hz～630Hzの解析対象周波数の全範囲において、実用上十分な精度で車体の振動分布を解析できることを示した。

また、車両床下にエンジンが搭載された鉄道車両を対象に、実測したエンジンの加振力および放射音を入力として、車体全体の振動分布をSEAモデルで解析し、エンジン稼働試験で測定した実物車両の車体振動との比較・検証を行った。その結果、構体、上床、内装パネルを含む全ての部位の振動解析結果が実測と良く一致し、本解析手法により実用上十分な精度で車体振動を解析できることを確認した。

さらに、SEAによる車内空間のモデル化も行い、鉄道車両の客室のように細長い空間を複数のSEA要素に分割したモデルの構築方法を検討した。このように細長い空間を複数のSEA要素に分割する場合、車両長手方向の距離減衰を過大評価してしまうことが知られているため、本研究では室内音響の分野で知られている距離減衰の理論式を用いて、空間要素間のCLFを補正する係数を導出した。導出したCLFの補正係数を適用したモデルで、床下エンジン稼働時の車内音解析を実施した結果、エンジン直上の車内空間からの距離が遠くなるにつれて、車内音のピーク値が徐々に減衰していく度合い（距離減衰量）が解析でよく再現できることを確認した。これにより、鉄道車両の車内を複数の空間要素に分割したSEAモデルとする場合には、実用上十分な精度で車内音を解析するために、空間要素間のCLFを補正する係数を適用したモデルとすることが重要であることを明らかにした。

第4章 音響伝達系のモデル化に着目した車内音解析

4.1 緒言

3章で述べたように、鉄道車両や自動車のように複雑な振動伝達系を含む大規模構造物の車内音予測手法としては、SEA（統計的エネルギー解析）を用いるのが現実的であると考えられる。SEAはFEM（有限要素法）やBEM（境界要素法）などと比べて解析モデルの自由度が非常に小さく、鉄道車両という大規模構造物の車内音を短時間で解析するために有用な手法である。しかしながら、SEAは車内空間内の平均的な音圧を解く手法であるため、車内空間の形状に依存した反射や、部分的な吸音によって生じる、車内の詳細な音圧分布までは解析できないという課題がある。一方、FEMやBEMでは車内の音圧分布を詳細に解析可能であるが、要素数が増えると解析時間が膨大になるため、近年の計算機能力の向上をもってしても、鉄道車両の車内音解析には適用がまだまだ難しいのが現状である。これに対し建築音響の分野では、コンサートホールなどのような大規模空間での音の伝播を短時間で解くことが可能な、音線法と呼ばれる手法が知られており^[28]、鉄道車両の車内音解析に対しても音線法を適用することが考えられる。

音線法は、壁面での音の反射を幾何学的に解く手法で、FEMやBEMのように波動方程式に基づく手法と比べると、回折や散乱といった音の波動性を正確に模擬できないため、厳密な解を得ることは難しい^{[57][30]}。特に低周波数域では、高周波数域に比べて音の波動性の影響が大きくなるため、この傾向が顕著となる。しかしながら、音線法はFEMやBEMと比べると一般的に計算時間が短くて済み、また回折や散乱についても近似的な補正によりある程度考慮することができるため^[57]、車内空間の形状や座席の吸音によって生じる音圧分布を実用上十分な精度と計算時間で解析できる可能性がある。そこで本研究では、鉄道車両という大規模構造物の車内音解析手法として、音線法を適用することとした。

鉄道車両の車内音予測への音線法の適用は、過去の文献でも報告されている。Gabetらは、音線法による鉄道車両モデルを作成し、実物車両での試験により解析結果の妥当性を検証した^[58]。解析結果は実測と良く一致しているように見受けられるが、彼らのモデルは座席などの内装材を含んでいないため、座席を考慮した場合でも車内の音圧分布を正しく予測することができるのかどうかについては不明である。またForssenらは、縮尺模型を用いた車内の音圧分布測定を行い、SEAモデル及び音線法モデルによる解析結果とそれぞれ比較している^[54]。彼らのモデルは車内の座席（ただし吸音性のない材質）を含んだものであるが、車内の音圧分布は通路上のマイク位置だけでしか測定・比較がされていない。このため、座席による回折や吸音の効果がより大きく現れると考えられる座席上のマイク位置においても、妥当な解析結果が得られるのかについては不明である。

本研究では、車内の座席が有る場合と無い場合のそれぞれについて、音線法のモデルを構築し、実車両でのスピーカ加振試験による検証により、座席の有無による解析精度への影響

を考察する。さらに、実際の車両走行時には、車内の内装壁面からの振動放射音（車外からの音響透過による内装パネルの振動を含む）が車内音の主要な音源であるため、この状態を模擬して多数の点音源を仮想的に車内の内装壁面に配置したモデルを構築する。このモデルを用いて、実測した内装壁面の振動レベルから算出した音響パワーレベルを各点音源に割り当てることで、車両走行時の車内音を解析する方法を提案する。各点音源に割り当てた音響パワーレベルの妥当性は、座席がある場合での走行試験により測定した車内の音圧分布により検証した。その上で、提案した手法の妥当性を検証するため、座席がない場合の走行試験で測定した車内の音圧分布についても解析と比較し、座席の有無による車内の音圧分布の変化を解析で模擬できることを確認する。

4.2 音線法の概要

音線法は幾何音響学的なモデル化手法の1つであり^[59]、多数の仮想的な「音の線」を考え、それらが音源から放出され、壁面で反射しながら伝播する軌跡を追従する手法である。この操作は、あらかじめ設定した一定回数の反射が起こるまで、もしくは音線の持つエネルギーが一定のレベル以下に減衰するまで繰り返される。各音線のエネルギー減衰は、反射する壁面の吸音率、もしくは音線が通過する経路長に応じた空気中での減衰によって計算される。また、ある位置での音圧の大きさは、一定の大きさを持つ受音球を仮想的に考え、その受音球を通過する音線の数によって決定されるエネルギー密度によって計算される。

音線法による計算モデルの概念図を図4.1に示す。音線法では、各音線が壁面で鏡面反射する（すなわち入射角と反射角が等しい）との仮定に基づいて幾何学的にその軌跡を計算するだけであり、壁面での回折や散乱といった波動現象は、ベーシックな音線法の概念では考慮されない^[60]。しかしながら、本研究では座席端部などでの回折音も考慮するため、式(4.1)および式(4.2)に示す Kurze-Anderson の式により、エッジ部での回折による減音量を計算し、音線法の解析結果を補正することを行う^[61]。ただし、この方法で考慮できるのは1次回折効果までであり、回折した音がさらに伝播するような高次回折現象については考慮できない。

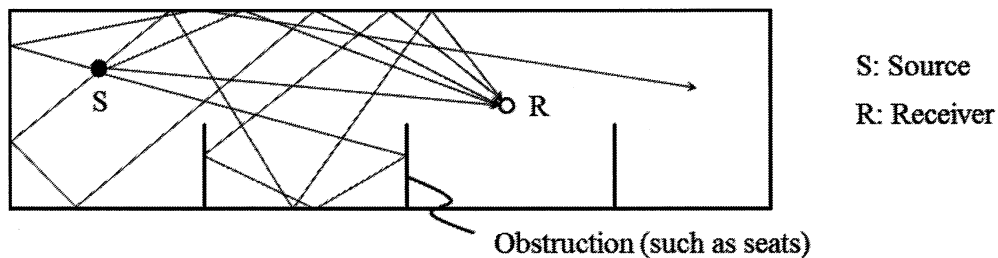


図 4.1 音線法による計算モデルの概念図

$$\Delta L_B = 5 + 20 \log \frac{\sqrt{2\pi N}}{\tanh \sqrt{2\pi N}} \quad (4.1)$$

$$N = 2 \left(\frac{a + b - d}{\lambda} \right) \quad (4.2)$$

なお、 ΔL_B は回折による減音量の dB 値、 N はフレネル数、 λ は音の波長、 a, b, d は図 4.2 に示した音源 S, 受信点 R, 回折点 D 間の距離である。

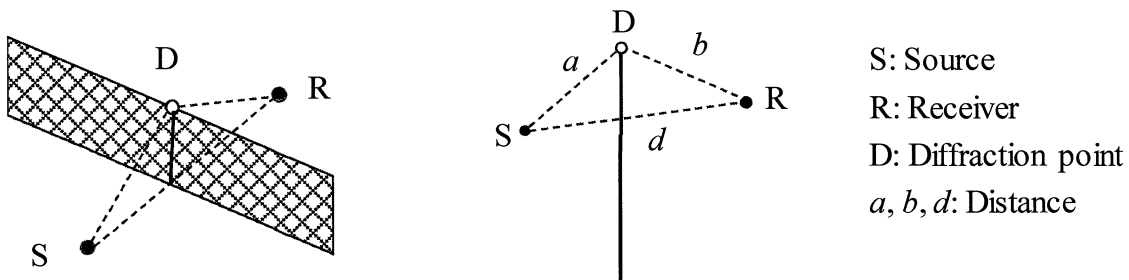


図 4.2 1 次回折効果を考慮する式のパラメータ [61]

ここで、図 4.3 のように車内に 1 つの点音源が置かれており、車内にはある程度の吸音率を持った座席が設置されている場合を考える。音源から直接見えない位置（図 4.3 中の受信点など）においては、音源からの距離が遠くなるにつれて、反射音が座席などによって徐々に吸音されるため、相対的に座席端部などでの回折音の影響が大きくなると考えられる。しかしながら、音線法では 1 次回折効果までしか考慮できないため、回折した後に反射した音は無視される。このため、音源から遠い位置での音圧解析結果は精度が悪化することが予想される。

これに対し、実際の走行中の車内のように複数の音源がある場合には、受信点から最も近い位置にある音源からの伝播音が重要となる。特に、図 4.4 のように 2 座席置きに音源がある場合には、受信点がどこにあっても最も近くの音源から直接音、反射音、もしくは 1 次回折音のいずれかによって到達でき、本研究で用いる音線法の解析手法ではこれら全てを考慮することができる。このため、実際の走行中の車内音の解析結果は、図 4.3 のようにただ 1 つの音源がある場合よりも精度が良くなる可能性も考えられる。

本研究ではまず、1 つの音源だけが車内にある場合の音線法モデルについて、スピーカ試験による検証を行う。次に、複数の音源がある場合のモデルとして、実車走行時の内装振動データから算出した音響パワーレベルを多数の音源に割り当てた解析を行い、その妥当性を検証する。その上で、座席があることによる車内の音圧分布の変化を予測できるかを検証する。

なお、座席端部のような音響的にソフトなエッジでの回折効果は、式(4.1)、(4.2)及び図4.2で仮定しているような剛壁での回折効果とは減音量などが異なる可能性がある。さらに、座席端部では回折だけでなく音の透過も起きている可能性が考えられるが、それらの現象を現状の音線法モデルで考慮することは難しい。本研究では、そのような厳密には考慮できない現象もある中で、どこまで実用的なレベルで音線法を適用できるかを検証する。

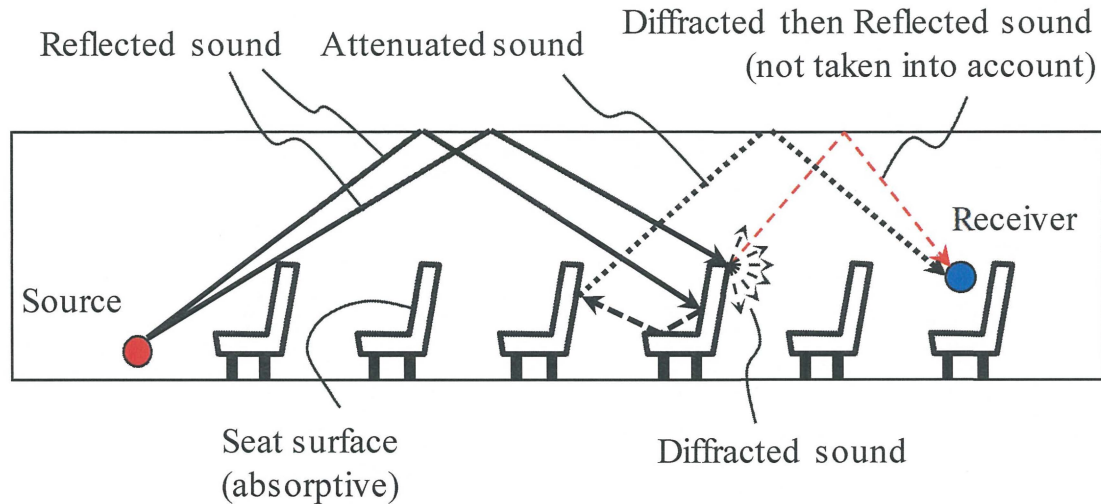


図 4.3 1つの音源だけがある場合の伝播音の模式図

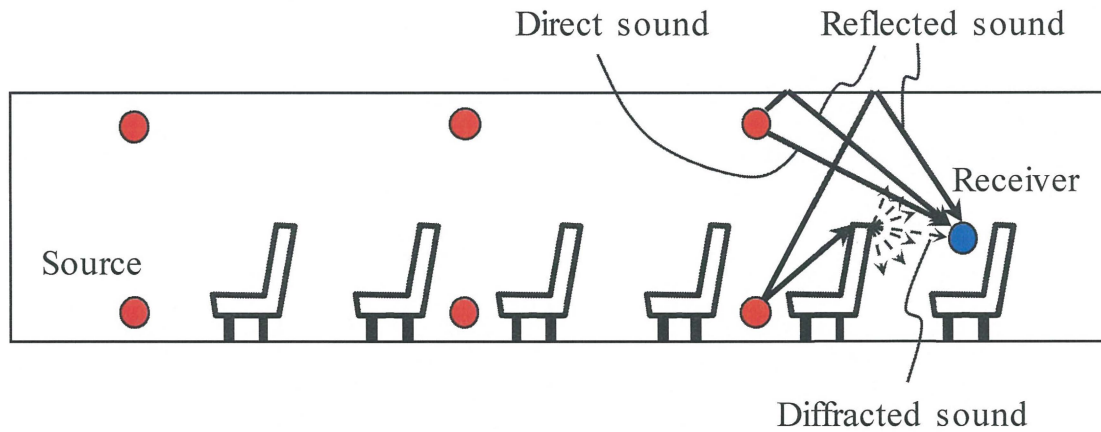


図 4.4 2座席置きに音源がある場合の伝播音の模式図

4.3 1つの音源を入力とした車内音圧分布の解析

4.3.1 音線法の解析モデル

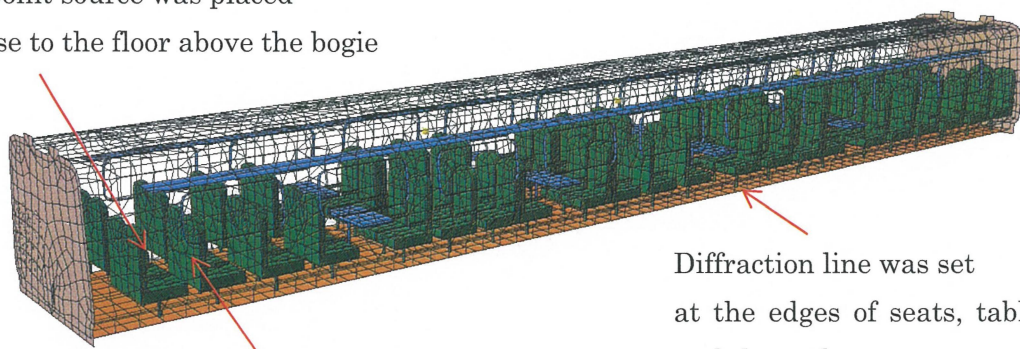
まず初めに、実車で行った定置スピーカ試験との比較により解析モデルの妥当性を検証するため、点音源を入力とした解析を行った。図4.5に解析モデルを示す。音線の反射面として内装パネル、床、座席、テーブル、窓などをモデル化した。内装パネル、床、座席の各表面には吸音率を設定することとし、それ以外の表面は完全反射と仮定した。内装パネルの吸音率は、座席・テーブルおよび床に敷かれるカーペットが未設置の状態での測定した車内残響時間から同定した。床についてはカーペットの吸音率を設定し、座席表面の吸音率は、同様の座席での単体吸音力を残響室で測定し、その結果から吸音率を算出した。

また、座席、テーブル、荷棚での回折効果を近似的に考慮するため、これらのエッジ部には回折線を設定した。ただし前述の通り、1次回折効果のみ考慮可能である。音源は、実車で行った定置スピーカ試験を模擬して、台車上の床上100mmの高さに点音源を1つ設定した。実車での測定は、座席とテーブルおよび床のカーペットを設置前・設置後の両方で実施しており、それと同じ条件で車両長手方向の音圧分布を解析し、実測結果と比較することとした。

音線法モデルの解析パラメータとしては、1つの点音源から放出される音線の数として50,000本、解析終了条件として音線の反射回数が30回に達するまで、もしくはダイナミックレンジ(音線のエネルギー減衰)が90dBを超えるまでとした。また、内装パネル、座席、床に設定した吸音率が妥当であることを確認するため、構築した音線法モデルで車内の残響時間を解析し、座席・テーブルおよび床のカーペットを設置前・設置後のそれぞれの条件で、残響時間の解析結果が実測と概ね一致することを別途検証している。

A point source was placed

close to the floor above the bogie



Diffraction line was set
at the edges of seats, tables,
and the racks

Absorption coefficient was set

on the surface of interior panels, floors, and seats

図4.5 音線法による解析モデル

4.3.2 座席が未設置の状態での車内音圧解析

初めに、座席・テーブルが未設置の条件に相当するモデルで、車両長手方向の音圧分布を解析と実測で比較した。その結果を図 4.6 に示す。実験では、片方の台車上の床に置いた全指向性（12 面体）スピーカからランダム雑音（ピンクノイズ）を出力し、音源から離れた位置 M2, M3, M4 での A 特性音圧レベルを床上 1.6m の高さで測定しており、解析でも同じマイク位置での音圧を算出した。図 4.6 のグラフは、1/1 オクターブバンドの中心周波数が 125Hz～2kHz までの各周波数帯域において、車両長手方向の音圧分布を解析と実測で比較したものである。ただし、実験時のスピーカ音源の出力は測定していなかったため、解析で与える点音源の出力を調整し、M2, M3, M4 の 3 点における音圧レベルのエネルギー平均値が実測と一致するように、点音源の出力を設定した。なお、今回の解析では、音圧を離散的な周波数ステップで計算しており、比率 1.05 の等比ステップ（すなわち 100Hz, 105Hz, …, 1kHz, 1.05kHz, …）で計算された音圧を元に、各オクターブ帯域の音圧レベルを算出した。

図 4.6 から、500Hz バンド以上の高周波数域では解析結果が実測と良く一致していることが分かる。一方で、125Hz バンドと 250Hz バンドの低周波数域では、車両長手方向における M2 から M4 への音圧の減衰量（距離減衰）が解析と実測で異なっていることが分かる。この原因として、低周波で生じる音波の波動的な振る舞いを音線法では厳密に模擬できないことが原因と考えられた。具体的には、低周波数では音源からマイクへ直接到達する直接音と、壁などに反射して到達する反射音の位相差が、重要な影響を及ぼすと考えられる。なぜなら低周波数では、様々な伝播経路によって到達する同位相や逆位相の波が干渉し合い、評価点における音圧のレベルが決まるからである。本来の音線法はエネルギーベースの解析手法のため、このような位相干渉は考慮できない。しかしながら、本研究で用いる音線法の解析手法では、音源のコヒーレント性を有効にする方法が用意されており、音源から受音点に至るまでの各音線の経路長に応じた位相差を計算することで、ある程度の位相干渉も便宜的に考慮できるようになっている^[61]。

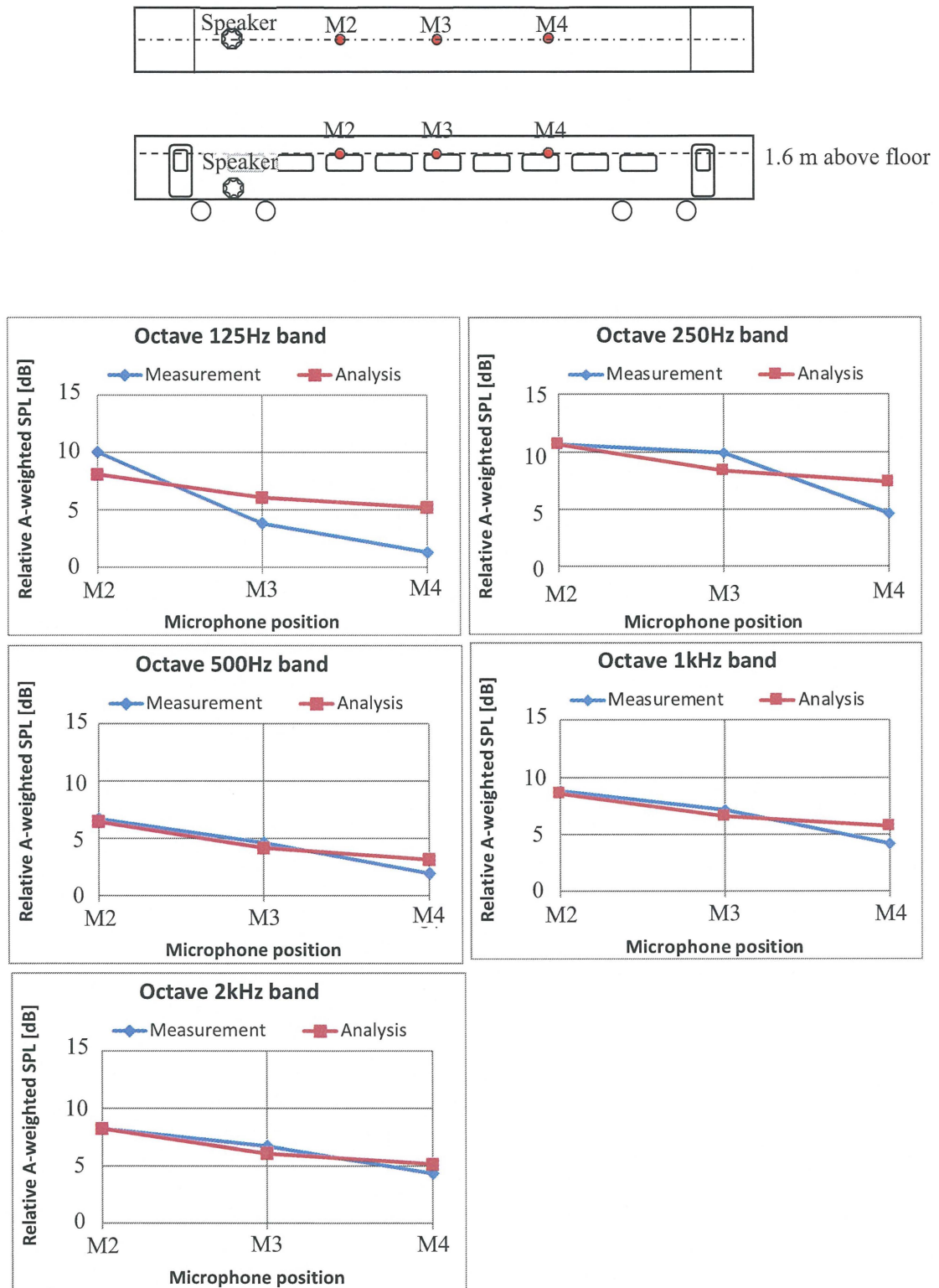


図 4.6 座席がない場合の車内音圧分布の解析結果

このように、低周波数域で重要となる位相の影響を調査するため、音源のコヒーレント性を有効にした解析を行った。これによる解析結果を図 4.7 に破線で示す。図 4.7 から分かるように、位相を考慮することでオクターブ 125Hz バンドの解析結果は改善している（すなわち M2 から M4 への音圧の減衰量は実測に近くなっている）ことが分かる。一方で、オクターブ 1kHz と 2kHz の解析結果については悪化している（実測結果の傾向と異なり M3 よりも M4 の音圧の方が大きくなっている）ことが分かる。

このような低周波と高周波での挙動の違いについて、経路長に対する波長の関係で説明できる。高周波数では、波長が経路長よりもずっと短いため、直接音と反射音の経路差に応じて計算される位相差によって、音圧の山と谷が計算上、短い間隔で生じると考えられる。そのため、音圧評価点の微妙な位置の違いによって計算結果は大きく影響を受けている可能性がある。しかし、音線法は音の波動性を無視して幾何学的に音線の反射を追っていく手法のため、特に今回のケースのように車両長手方向への伝播を解析する場合、音線の経路差だけから計算された位相差は、実際とは異なった音圧の山谷を生じてしまっている可能性がある。

これに対し実験では、音の散乱や回折の影響によって、空間中の音圧の山谷が高周波ではそれほど明瞭に現れない可能性がある。そのため実測結果は、マイク位置の微妙な違いによる音圧レベルへの影響に対して、音線法による解析よりもロバストであると考えられる。そのような意味で、音線の経路差によって計算される位相差およびそれによって生じる位相干渉の影響が、高周波では現実と異なっていると考えられる。その結果、図 4.7 に破線で示している位相を考慮した解析結果は、オクターブ 1kHz と 2kHz の高周波数域で実測と傾向が異なり、マイク位置 M3 と M4 での音圧レベルの差が逆転しているものと思われる。

以上の考察結果から、今回のケースのように車両長手方向に向かって音線が壁面に何回も反射しながら伝播していく場合には、高周波では音線の位相を考慮せずエネルギー的な取り扱いをした方が良いのに対し、低周波では音線の位相差による音圧の山谷を考慮した方が、実測に近い結果が得られると考えられる。

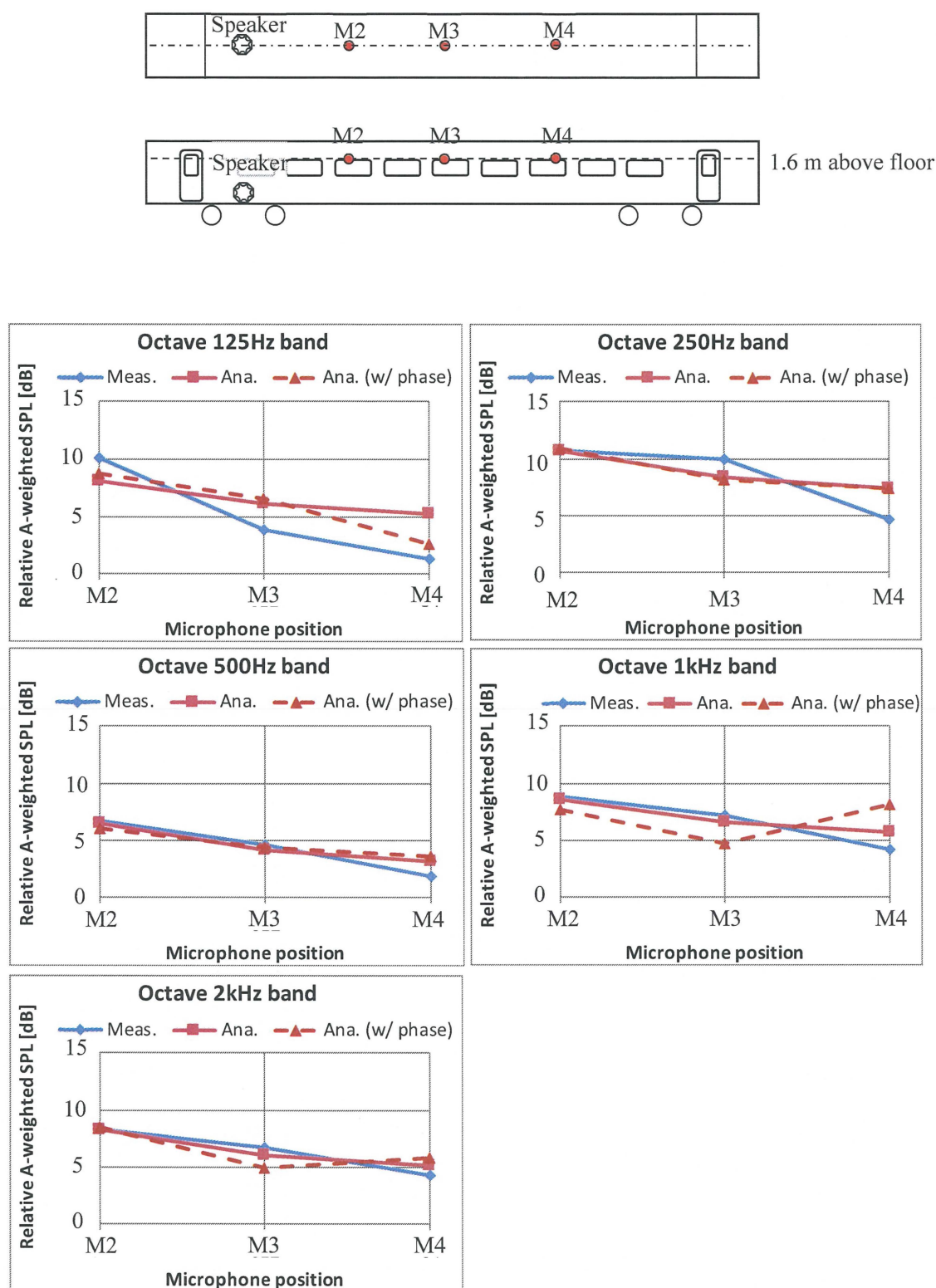


図 4.7 位相干渉を考慮した場合の解析結果への影響 (座席がない場合)

4.3.3 座席を設置した状態での車内音圧解析

続いて、座席・テーブルを設置後の条件に相当するモデルで、車両長手方向の音圧分布を解析し、実測結果と比較した。その比較結果を図 4.8 に示す。図 4.6 と同じ通路上の床上 1.6m 点 (M2, M3, M4) に加えて、座席上の床上 1.2m 点 (M12, M13) も評価点に加えている。図 4.8 から分かるように、解析結果は M2 (通路上の床上 1.6m 点) よりも M12 (座席上の床上 1.2m 点) の方が音圧が小さく、M3 (通路上の床上 1.6m 点) よりも M13 (座席上の床上 1.2m 点) の方が音圧が小さい傾向がある。この傾向は実測と一致している。

一方で、M12 と M3 の大小関係、および M13 と M4 の大小関係が、実測結果と比べて逆転している傾向が見られる。すなわち実測結果では、全ての周波数帯域において、音源に近い座席上の床上 1.2m 点 (M12, M13) よりも、音源から遠い通路上の床上 1.6m 点 (M3, M4) の方が音圧が小さい傾向が見られるのに対し、解析では逆の傾向となっている。

この理由として、音線法では座席による 1 次回折効果までしか考慮できず、高次回折現象の影響が無視されてしまっていることが要因として考えられる。現実には音波は波動として振る舞うため、回折により 1 番目の座席の背後に音波が回り込み、その音波が更に 2 番目の座席の背後に回り込むというように、障害物があっても音波が伝播していくことが可能である。しかし音線法では 1 次回折効果までしか考慮できないため、1 番目の座席の背後に音波が回り込む効果は考慮できても、その回り込んだ音波がそれ以上伝播していくことは考慮できない。これにより、音源から見て座席背面の位置にある M12 や M13 では、それぞれ通路上の M3, M4 よりも音源に近い位置にあるにも関わらず、音圧が低くなる解析結果になっていると考えられる。このように解析と実測で逆の傾向が見られる点については、音源のコヒーレント性を有効にするオプションを使用し、位相干渉を考慮した解析を行ってもあまり改善されない。その結果を示したのが図 4.9 であり、位相干渉を考慮した解析結果は点線でプロットされている。図 4.9 に示した通り、位相を考慮しても解析結果はあまり改善されていないことが分かる。

さらに、解析と実測で傾向が異なる理由についてより詳細に考察するため、車内音圧分布の解析結果の一例として、500Hz での音圧分布を図 4.10 に示す。解析で得られた音圧分布を見ると、通路上の音圧が全体的に大きく、座席上の音圧が全体的に小さい傾向が見て取れる。この結果からも、音源からの直接音が通路上の音圧に最も寄与しており、座席上では高次の回折音が考慮できないため音圧が過少評価されていることが示唆される。

しかし、実際の走行時の車内音を考えた場合、このように片方の車端にだけ音源があり、それが長手方向に反対側の車端まで伝播していくという問題を解くことは稀である。実際には、両端の台車上に音源があり、車外からの空力音や、床下の転動音なども車両の長手方向に分布して存在するため、音源は車両長手方向に沿って比較的均一に分布していると考えられる。従って実際の走行状態では、上述したような高次回折現象の影響は少なく、実用上問題ない精度で車内の音圧分布を解析できる可能性がある。そこで次節では、走行時の車内音解析を行い、その妥当性を検証する。

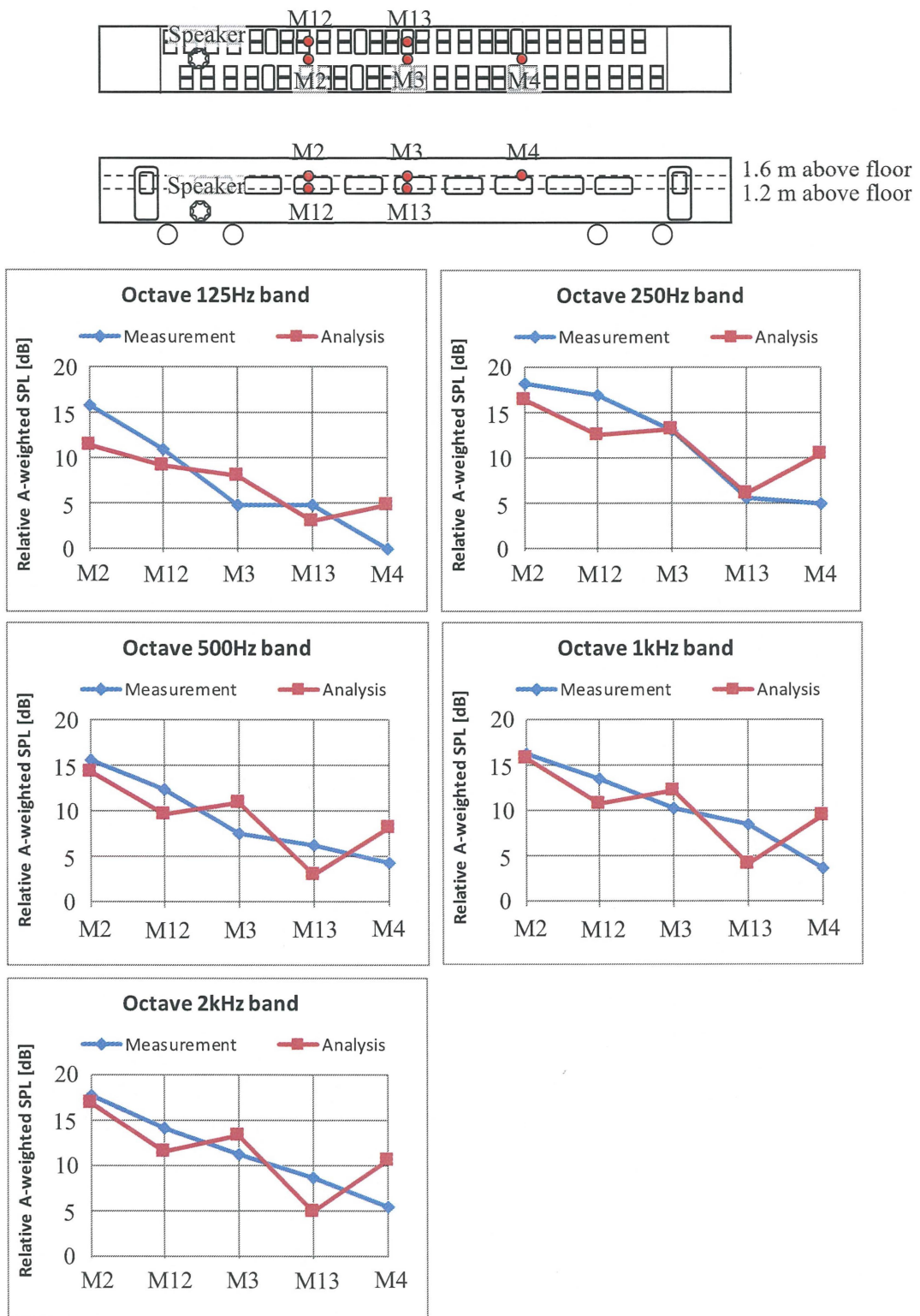


図 4.8 座席がある場合の車内音圧分布の解析結果

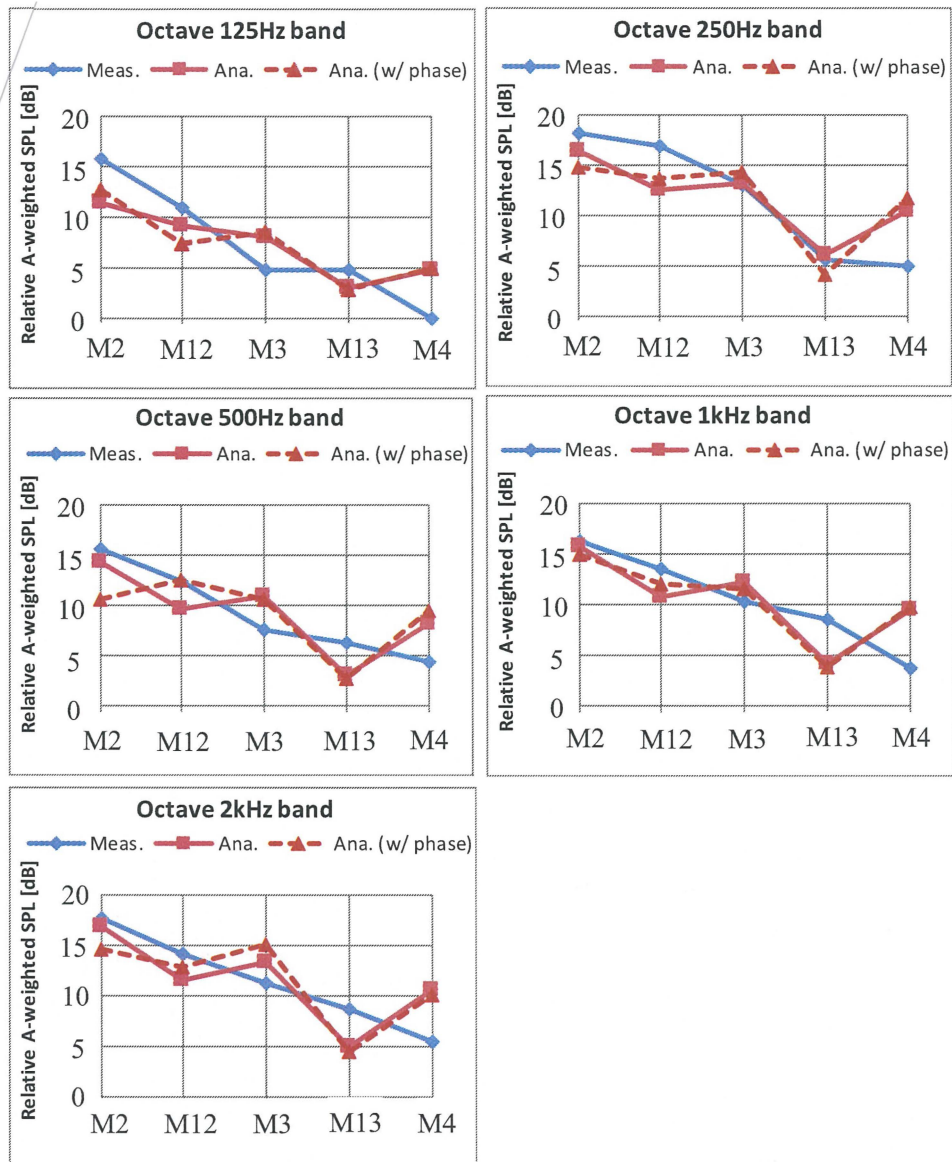


図 4.9 位相干渉を考慮した場合の解析結果への影響 (座席がある場合)

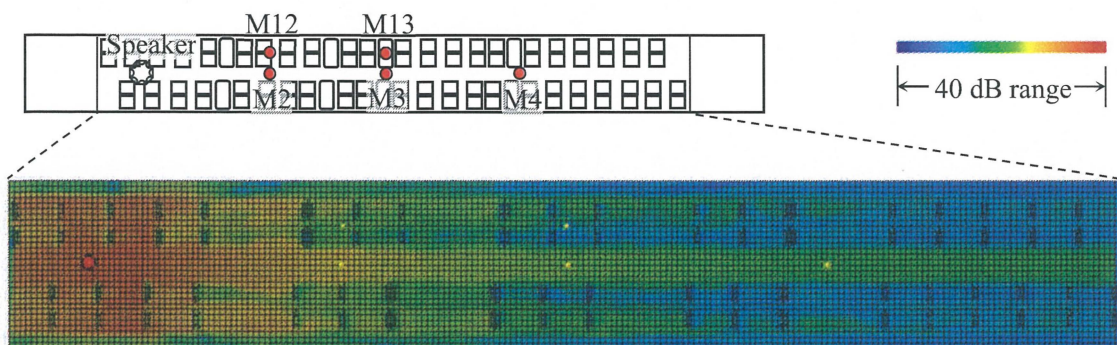


図 4.10 車内音圧分布の可視化結果 (床上 1.2m, オクターブ 500hz 帯域)

4.4 走行時に実測した内装壁面の振動を用いた車内音解析

4.4.1 入力音源の配置

走行時の車内音解析を行う上で、車両が高速で走行している時には、車内壁面（内装パネル、床、窓など）からの振動放射音が入力音源として支配的である（すなわち、車内の空調装置からの吹き出し音などは無視できる）と考えられる。そこで本研究では、内装パネル、床、窓など車内壁面の振動を多数の点で測定し、その振動データから音響放射パワーレベルを算出した結果を入力音源として使用する。ここで、面積 F [m²]の平面が速度 v [m/s]で振動するとき、放射効率を σ 、空気の密度を ρ [kg/m³]、音速を c [m/s]とすると、放射される音響パワー W [W]は、式(4.3)で表される。

$$W = \sigma \rho c v^2 F \quad (4.3)$$

ただし放射効率 σ は、振動面と音の波長の大小関係に依存し、音の波長が振動面より小さくなるような高い周波数では σ は 1 と見なせるが、波長が振動面より大きくなるような低い周波数では σ は 1 より小さくなり、精度良く σ を見積もることは難しい^[62]。放射効率 σ を推定するための理論式がいくつか提案されているが^{[63][64]}、振動放射面が音響加振されているか機械加振されているか、さらには放射面の振動モードや境界条件などの違いによって、低周波数域での放射効率 σ の値は大きく影響を受ける。

そこで本研究では、実測データから放射効率 σ を推定することとした。内装パネルの構造などに依存して、放射面ごとに σ の値は異なる可能性もあるが、ここでは簡単のために、全ての車内壁面で放射効率 σ は同一と仮定した。その上で、座席・テーブルが設置された条件で測定した車内音の実測値に合うように、放射効率 σ を同定した。このようにして同定した放射効率 σ を用いて、座席・テーブルがない条件での車内音を解析し、それと同じ条件で測定した車内音の実測値と比較することで、解析手法の妥当性を検証することができる。

解析モデルにおける音源の入力点としては、図 4.11 に示すように断面 A から I までの 9 断面を考え、それぞれの断面において 12 個の点音源を仮定した。それらの点音源は、図 4.11 中の V1L, V2L などで示された位置に配置している。これにより車内壁面全体では 108 個の点音源が配置される。これら 108 個の点音源の位置において、走行中の車内壁面の振動データを測定し、式(4.3)により与えられる音響パワーを用いて車内音を解析した結果が、実測の車内音と一致するように、放射効率 σ を同定する。

ただし、走行中の車内壁面の振動データを 108 点の全てで測定することは、振動センサの設置時間や計測器のチャンネル数の制約により困難だったため、対称性を考慮して振動センサの設置位置を削減している。具体的には、図 4.11 中で V1L, V2L などと表された位置に加速度センサを貼り付け、それぞれの内装パネル、床、窓などの振動速度レベルを測定するが、V1L と V1R など左右対称の位置では振動速度レベルが同等であると考えられるため、基本的に左右対称の位置にあるセンサは省略している。また、両端の台車上にあ

たる断面 A および断面 I では、V1~V10 の全ての点（ただし対称位置にある V1R~V5R は省略）に加速度センサを貼り付けたが、それ以外の断面 B~H では全ての位置に加速度センサを付けることができず、数を間引いてセンサを設置している。そのため、加速度センサを設置できなかった位置での振動速度レベルは、加速度を測っている位置でのデータを用いて補間することとし、車両長手方向の単位長さあたりの振動減衰量[dB/m]は場所によらず同じであると仮定して、センサ未設置の位置での加速度を推定した（例えば、窓の振動を断面 A, C, E でしか測っていないければ、断面 B での振動速度レベルは断面 A と断面 C での値の平均値、断面 D での振動速度レベルは断面 C と断面 E での値の平均値とするなど）。

最終的には、車両走行中に実測した車内音データに合致するように、放射効率 σ および加速度を測っていない位置での振動速度レベルを推定する。比較対象とする車内音データの測定位置は図 4.12 に示した通りである。車内音は座席・テーブルが設置後の条件で測定を行い、S1 から S4 が通路上の床上 1.6m の位置、S5 から S8 が座席上の床上 1.2m の位置となっている。放射効率 σ および断面 B~H における加速度センサを未設置の位置での振動速度レベルの推定方法は、以下のような手順となる。

まず初めに、放射効率 σ を一時的に 1 と置く。その上で、両端の台車上の断面 A と I、および断面 B~H の内で加速度計を付けたいくつもの位置での振動速度レベルのデータを用いて、加速度計を未設置の位置での振動速度レベルを内挿補間により算出する。それぞれの位置での音響放射パワーは式(4.3)で与えられるため、これを用いて車内の音圧分布を解析する。続いて、両端の台車上における車内音の解析結果が、図 4.12 の S1, S4 における車内音の実測値と合致するように、放射効率 σ を増減させて調整する。ここで、放射効率 σ の値は車内壁面の部位によらず同一であると仮定した。また、 σ の調整範囲は 1 を超えないように制限した。最後に、断面 B から H における未計測点の振動速度レベルを調整し、S2, S3, および S5~S8 における車内音の解析結果が実測データと極力一致するようにした。ここで、台車上の断面 A または I から車両中央の断面 E に向かうほど、車内壁面の振動速度レベルは減少すると仮定した。

このような手順により放射効率 σ を推定した結果を図 4.13 に示す。推定した放射効率は、文献^[62]などで知られているように、低周波で概ね 6 dB/octave の傾きを有しており、 σ の推定結果は妥当であると考えられる。次節では、このようにして推定した車内壁面からの振動放射パワーを入力音源として、車内音の解析を行った結果について検証する。なお、本節で述べる走行時の車内音解析では、音線の位相干渉は考慮しないようにしている。

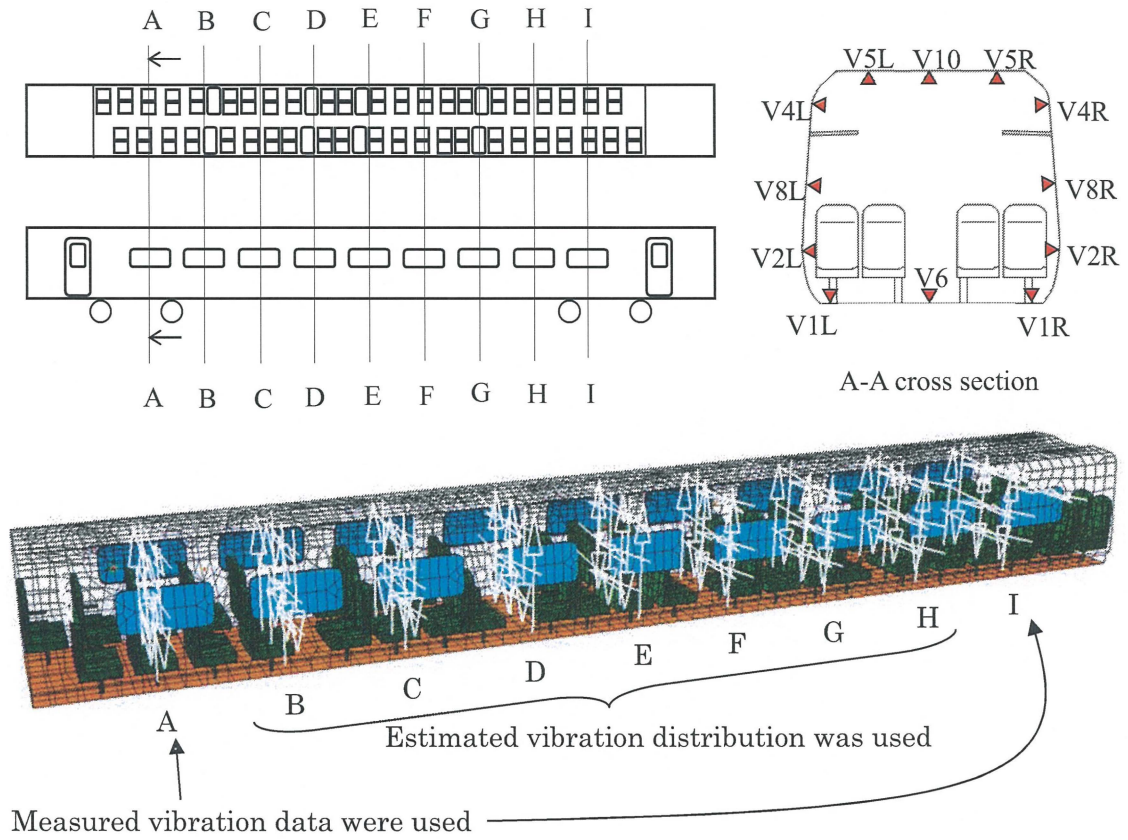


図 4.11 解析モデルにおける音源の入力位置

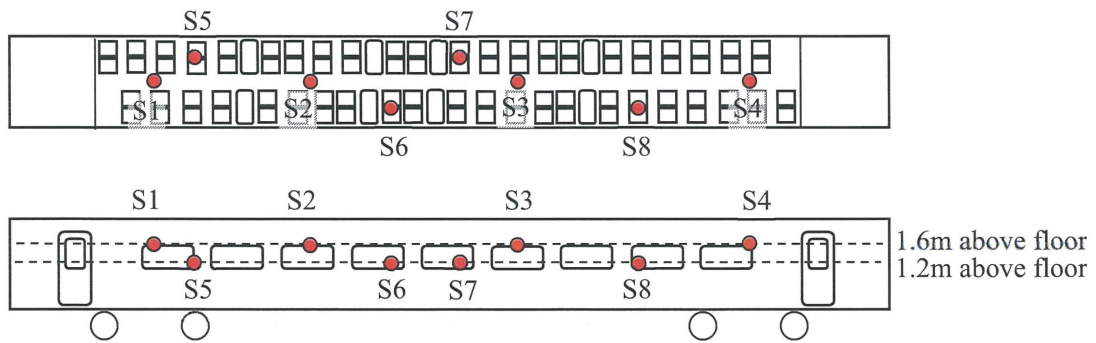
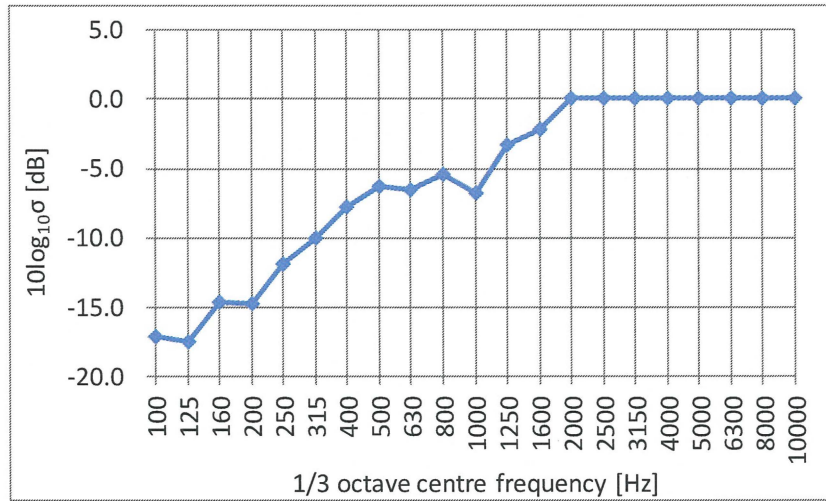


図 4.12 走行試験における車内音の測定位置

図 4.13 放射効率 σ の推定結果

4.4.2 推定した入力音源の妥当性確認

前項で述べた手順により推定した入力音源を用いて、車内音を解析した結果を図 4.14 に示す。前述したように、車内音の解析は座席・テーブルが設置された条件で行っており、解析結果が実測と合致するように入力音源の大きさ（すなわち放射効率 σ や、断面 B から H における未計測点の振動速度レベル）を調整している。図 4.14 は、S1～S8 の各マイク位置における解析結果と実測結果を 1/1 オクターブ周波数帯域でのスペクトルで比較したものであり、図 4.12 で示したように S1～S4 は台車上や車両中央付近における通路上の位置、S5～S8 はそれぞれ S1～S4 に近い場所での座席上の点となっている。図 4.14 の解析結果は部分的に実測との差が見られるものの、概ね両者の傾向が一致しており、解析モデルに与えている入力音源の妥当性を確認した。

解析と実測で若干の誤差が生じている理由については、内装壁面での振動データを全ての点で測定している訳ではなく、対称性などを考慮して推定している部分があることや、放射効率 σ を放射面によらず同一と仮定していることなどの影響が考えられる。特に、図 4.11 の断面 B～H における入力音源の推定については、前述したように設置できる加速度センサ数の制約から断面 B～H では限られた位置での振動データしか測定できておらず、大多数の位置での振動速度レベルは周辺の振動データから内挿することによって推定している。そのような振動速度レベルを推定している位置での入力パワーを修正したり、振動データの計測点をもっと増やしたりすることによって、入力音源の推定精度を向上させ、解析結果を実測により近づけることができると考えられる。しかしながら、そのように入力音源を正確に同定することがここでの検証の主目的ではないため、これ以上の精度向上（解析結果が実測に合うように入力音源を調整すること）は追及しないこととし、データのバラツキなども考慮すると、推定した入力音源は妥当であると判断した。

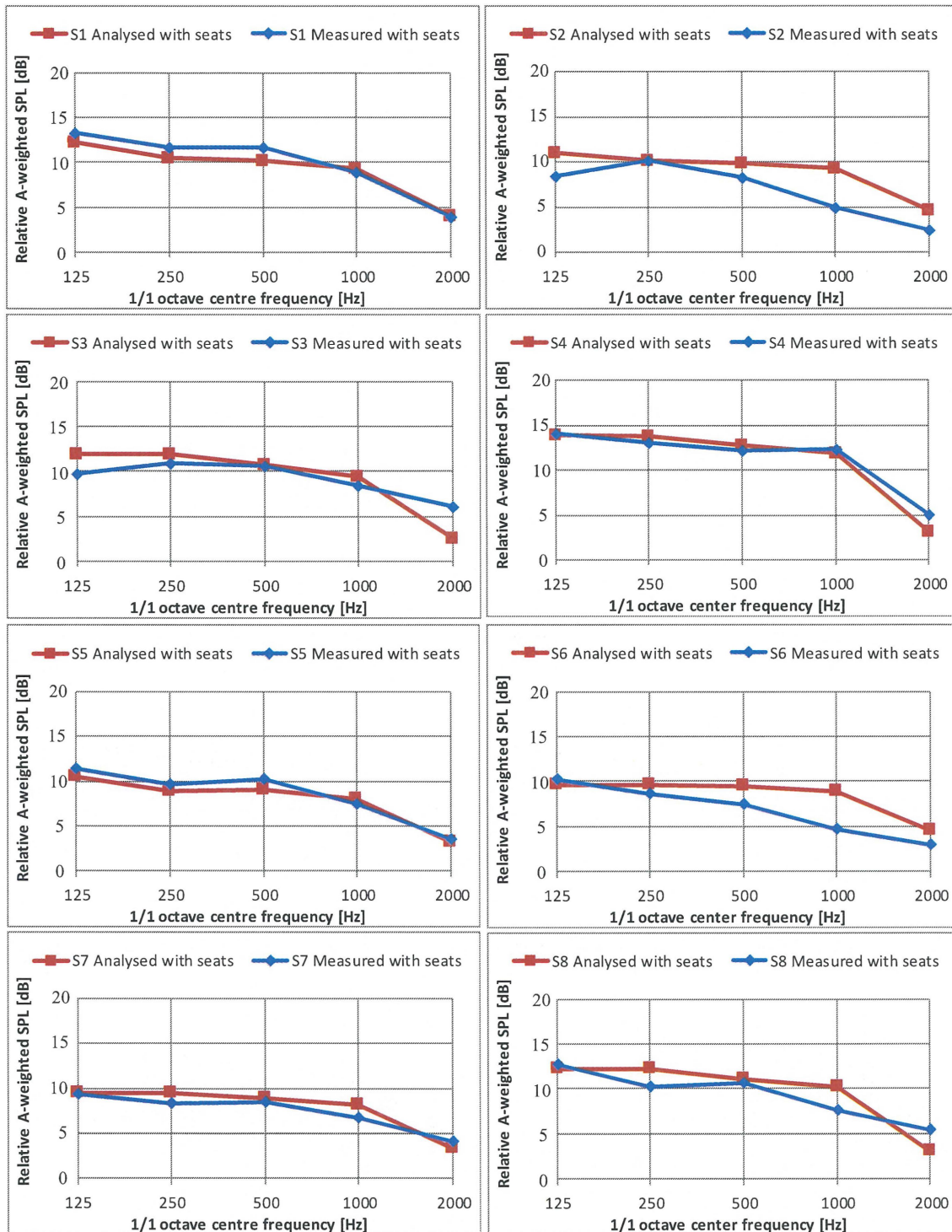


図 4.14 推定した入力音源による車内音解析の妥当性確認 (座席ありの条件)

4.4.3 座席がない条件での車内音解析精度の検証

提案した手法による走行時の車内音解析精度を検証するため、座席・テーブルがない条件での車内音解析を実施し、座席の有無による車内音の変化を実測データと比較する。解析モデルで与える車内壁面の入力音源は、座席・テーブルが設置された条件での車内音実測値から同定したものと同一である。このようにすることで、同じ入力音源を用いて、座席・テーブルがない条件での車内音を解析と実測で比較すれば、本解析手法の妥当性を検証することができる。

図 4.15 は、座席・テーブルがある場合／ない場合の車内音を解析と実測で比較したものである。座席・テーブルがない条件では、車内音を通路上の S1～S4 でのみ測定しており、この4点を比較対象とした。実線が図 4.14 に示したのと同じ座席がある場合の結果、破線が本解析手法の妥当性を検証するための座席がない場合の結果である。解析と実測のいずれでも、座席・テーブルの設置によって各マイク位置での音圧が下がっており、この傾向は解析と実測でよく一致している。車両中央付近の S2 と S3 における解析結果は、一部の周波数帯域で実測との誤差が大きいように見受けられるが、これは前述したように図 4.11 で示した断面 B～H での入力音源の推定が十分ではないためだと思われる。しかしながら、座席がある場合／ない場合での車内音のレベル差は、解析と実測で傾向が一致しているように見える。

そこで座席による車内音の低減効果を、解析と実測で比較した結果が図 4.16 である。図 4.16 から分かるように、座席による車内音の低減効果の解析結果は、各周波数帯域において実測結果と 2dB 以内の誤差で一致しており、提案した解析手法により実用的な解析精度で車内音を予測できることが確認できた。本解析手法を活用することにより、客室内のレイアウト変更や部分的な吸音による車内音圧分布の変化などを予測することが可能である。

なお本研究では、音線法による解析の妥当性を検証するため、実測した内装壁面の振動データを用いて、入力となる音響放射パワーを推定した。しかし3章で示したように、床下エンジンという既知の加振入力に対しては、SEA モデルを用いて内装壁面の振動を実用上十分な精度で解析できることを確認しており、走行時の加振条件でも内装壁面の振動を解析できるようになれば、実測の振動データを使用することなく、車内の音圧分布を解析できるようになると期待される。

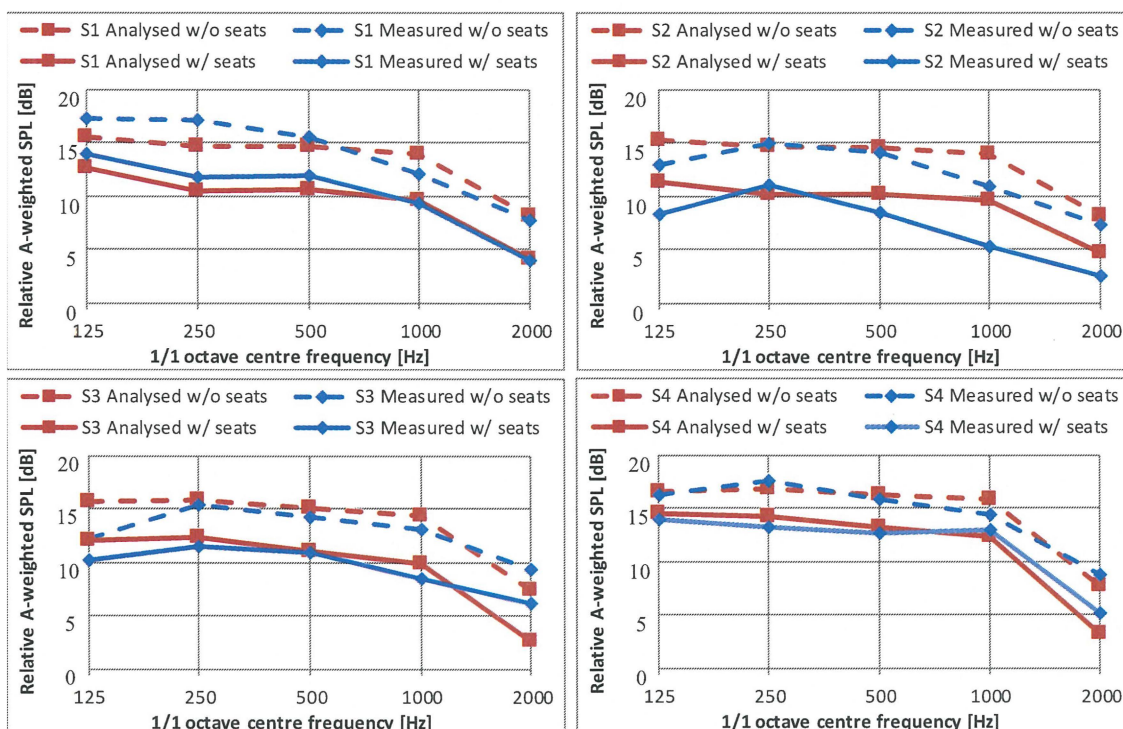


図 4.15 座席の有無による車内音変化の解析と実測の比較

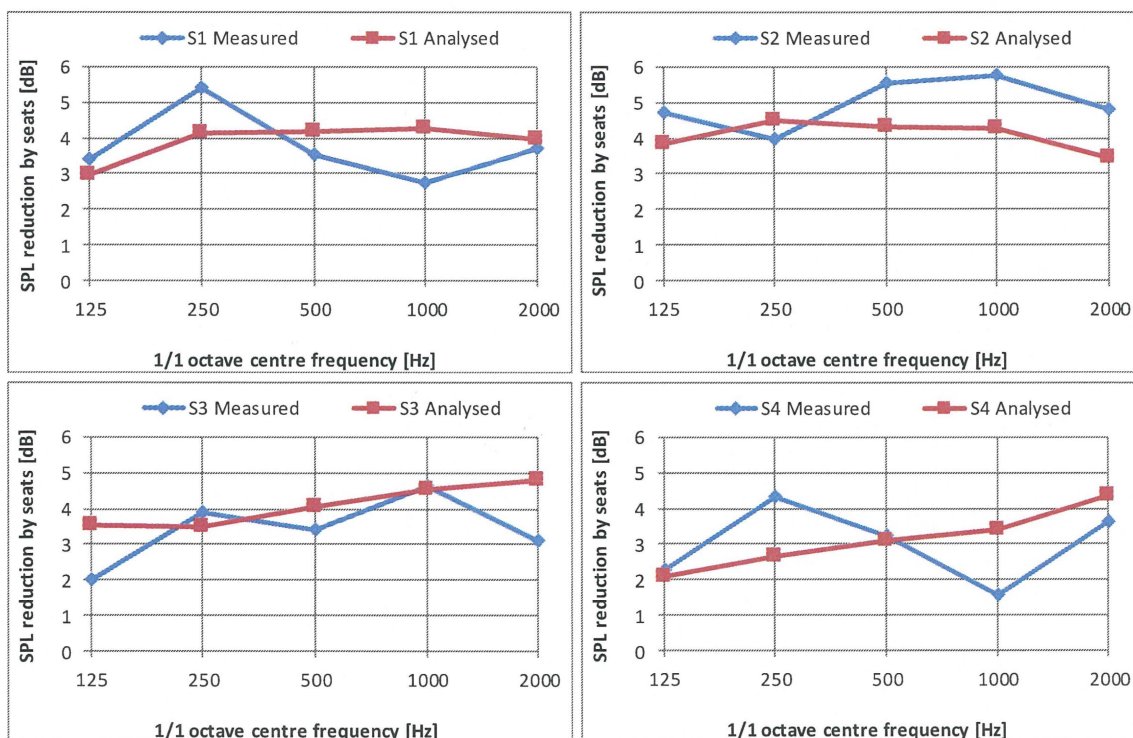


図 4.16 座席による車内音低減効果の解析と実測の比較

4.5 結言

第4章では、音線法による鉄道車両の車内音解析手法の構築について検討した。初めに、片方の車端に置かれた1つの点音源を入力として、車内の音圧分布を解析した場合には、車両長手方向の音圧の距離減衰の傾向が、スピーカ試験による実測結果と必ずしも一致せず、これは音の回折効果や位相干渉などの波動的な振る舞いを、音線法では厳密に模擬できないことが原因であると考えられる。しかしながら、車両走行時の車内音解析を考えた場合、車外からの空力騒音や台車からの転動音が車内壁面を透過してくる音が支配的な音源となるため、入力音源は通常、車両全体に分散して存在すると考えられる。このため、単一の点音源による車両長手方向の音圧分布を正確に模擬できなくても、複数の音源が存在する場合には実用上十分な精度で走行時の車内音分布を予測できる可能性があると考えられた。

そこで次に、車両長手方向の車内壁面に沿って2座席おきに多数の点音源を配置したモデルを考え、車両走行時の内装振動の実測値を入力として、車内空間の音圧分布を解析した。その結果、車内条件の違いとして与えた座席有無による音圧変化の傾向が実測とよく一致し、実用的な精度で車内音を予測できることを確認した。これにより、音線法を用いて鉄道車両内の音圧分布を実用上十分な精度で解析するためには、車内に多数の音源が存在するモデルを考える必要があることを明らかにした。

第5章 結論

5.1 本研究の成果

本研究では、音源から伝達系に至るまで、車内音の一貫解析技術を構築することを目的として、1Dモデルと3Dモデルを融合することによりモデル自由度をできるだけ小さくしながら、実用上十分な解析精度を確保するための方法について検討を行った。

第2章では、音源のモデル化技術として、油圧系回路の集中定数系による1Dモデルを構築し、ポンプ内部の挙動を1Dで詳細にモデル化することにより、ベーン室内部の圧力変化や、ポンプ吐出側の圧力脈動を精度良く解析できることを示した。また、油圧解析の結果からポンプ内部のシャフトに加わる加振力を算出する方法を導出し、これをポンプ筐体のFEMモデル(3Dモデル)への入力とすることで、ポンプ振動を解析できることを確認した。さらに、ポンプ振動から車体へ伝達される加振力を逆マトリクス法により算出する方法を提案し、この加振力および圧力脈動の解析結果と、車体で実測した伝達関数(ある種の1Dモデル)を掛け合わせることで、車内音を実用上十分な精度で解析できることを明らかにした。これにより、従来はポンプ振動と圧力脈動に起因する車内音のトレードオフを実車で確認する必要があったところを、ひとたび車体の伝達系モデルが構築できれば、ポンプ振動と圧力脈動のトレードオフを解析上で確認しながら、車内音をバランス良く低減させることが可能であることを示した。

第3章では、振動伝達系のモデル化技術として、エネルギーという1つの次元で振動騒音の伝播を解く統計的エネルギー解析(SEA)を1D解析の一種と定義し、SEAによる1Dモデル化手法により、鉄道車両の振動伝達系モデルを構築した。その際、近年の高速鉄道車両の構体に多用されるダブルスキン構造では、SEAに必要なパラメータの1つである結合損失係数(CLF)を理論式から導出することが難しかったところを、部分構造のFEMモデル(3Dモデル)から数値計算により算出したCLFを用いることで、ダブルスキン構体の全体SEAモデルを構築することを可能にした。構体単体のインパクトハンマ加振試験による実測データとの比較・検証を行った結果、低周波数ではグローバルモードの影響を考慮するため、全ての要素間の結合を考えたSEAモデルとすることが重要であることを明らかにし、160Hz以下では全要素間にCLFを設定した改良モデルにより、実用上十分な精度で車体の振動分布を解析できることを示した。また、車両床下にエンジンが搭載された鉄道車両を対象に、実測したエンジンの加振力および放射音を入力として、車体全体の振動分布をSEAモデルで解析した結果、構体、上床、内装パネルを含む全ての部位の振動解析結果が実測と良く一致し、本解析手法により実用上十分な精度で車体振動を解析できることを確認した。さらに、SEAによる車内空間のモデル化も行い、鉄道車両の客室のような細長い空間を複数のSEA要素に分割した場合には、車両長手方向の距離減衰を過大評価してしまうことが知られているため、室内音響の分野で知られている距離減衰の理論式を用いて、空

間要素間の CLF を補正する係数を導出した。導出した CLF の補正係数を適用したモデルにより、床下エンジン稼働時の車内音解析の結果が実測とよく一致することを示し、これにより鉄道車両の車内を複数の空間要素に分割した SEA モデルとする場合には、空間要素間の CLF を補正する係数を適用したモデルとすることが重要であることを明らかにした。

第4章では、音響伝達系のモデル化技術として、音線法という幾何音響学的手法により自由度をできるだけ小さくしながら、車内の音圧分布を詳細に解析するモデルの適用可能性を検討した。初めに、単一の点音源を入力として用いた場合には、車両長手方向の音圧分布が実測結果と必ずしも一致せず、これは音の回折効果や位相干渉などの波動性を音線法では完全に模擬できないことが原因と考えられた。しかしながら、車両走行中の騒音源は車両長手方向に沿って多数存在するため、単一の点音源による長手方向の音圧分布を正確に模擬できなくても、複数の音源が存在する場合には実用上十分な精度で走行時の車内音分布を予測できる可能性があると考えられた。そこで次に、車両長手方向に沿って多数の点音源を配置したモデルを考え、鉄道車両走行時に実測した内装壁面振動のデータを入力として、車内空間の音圧分布を解析した。その結果、車内条件の違いとして与えた座席有無による音圧変化の傾向が実測とよく一致し、実用的な精度で車内音を予測できることを確認した。これにより、音線法を用いて鉄道車両内の音圧分布を実用上十分な精度で解析するためには、車内に多数の音源が存在するモデルを考える必要があることを明らかにした。

このように、本研究では音源、振動伝達系、音響伝達系に至るまでの一貫解析を実現する上での課題を明らかにし、その課題を解決するために提案した方法の有効性を、実際の車両を用いて検証した結果を例示した。車内音の一貫解析モデルを構築する上での指針として、音源のモデル化については、まず集中定数系などの 1D モデルの適用を検討するのが望ましく、CFD などの 3D 解析は 1D によるモデル化が困難な場合に限って適用するのが良いと考えられる。1D モデル化に適した問題であるかの判断基準としては、油圧ポンプであれば各部屋の圧力が均一とみなせるか、ポンプを構成する機構要素がバネマス系のモデルで定式化できるか、などの点がポイントとなる。振動伝達系のモデル化については、ポンプ筐体のように対象物のサイズが比較的小さい場合には、FEM によるモデル化が適していると考えられる。ただし、音源の 1D モデルとのつなぎ方については、加振力の与え方を工夫する必要があり、対象とする問題によってモデル化の検討が必要となる。一方、鉄道車両などのような大規模な構造物、すなわち固有モード数が多くモード密度が高いような対象については、一般に SEA の適用が不可欠となる。しかし SEA によるモデル化を行う場合でも、部分構造の FEM モデルを援用した SEA モデルの適用を検討するなど、特に低周波数領域での解析精度を確保するための工夫が必要である。また、音響伝達系のモデル化についても、車内空間が小さければ FEM や BEM によるモデル化も可能であるが、鉄道車両のような広い空間では SEA や音線法などによるモデル化が必要である。

これまで述べた通り、本研究で提案した手法を用いれば、音源の 1D モデル化技術により算出した加振力を入力として、振動伝達系の SEA モデルにより車体の振動を解析し、次に

振動伝達系のモデルにより算出した車内壁面の振動放射パワーを入力として、音線法モデルにより車内の音圧分布を解析することが可能となることを示した。以上により、1Dモデルと3Dモデルを融合した車内音の一貫解析を実現するための方法を構築した。

5.2 今後の展望

第2章で述べた音源のモデル化技術では、自動車で実測した車体伝達関数を用いることで、油圧ポンプを音源とした車内音を予測できることを示したが、3章や4章で述べた振動伝達系および音響伝達系のモデル化技術を活用して、自動車の伝達系モデルについても構築することができれば、音源から車内音までの一貫解析が可能になると期待される。今後、そのような解析手法の構築と実測検証が望まれる。

また、第3章で述べた振動伝達系のモデル化技術では、車両の床下に搭載されたエンジンの実測振動と放射音から入力パワーを算出し、これを入力としてSEAモデルの妥当性を検証したが、車両走行中の音源についても、解析手法の構築と検証が必要である。そのような走行中の音源の解析手法が構築できれば、SEAモデルに車両走行時の音源を与えた時の車体振動を解析し、それをを用いて車内の音圧分布を解析できるようになると期待される。今後、そのような解析技術の構築と実測検証を行っていく予定である。

参考文献

- [1] 見坐地一人, 統計的エネルギー解析手法による自動車の高周波騒音解析, 日本シミュレーション学会編「シミュレーション」, Vol.29, No.4 (2011), PP.16-23
- [2] D. Muto, K. Horihata, K. Makino, M. Horiuchi, K. Hashimoto, and H. Shiraishi, Experimental and Computational Analysis to Reduce the Noise in High-speed Trains, Proceedings of Inter noise 2004 (2004)
- [3] 水島文夫, 白石伸夫, 若林雄介, 栗田健, 寺田万井, 流体数値シミュレーションによる新幹線車両周りの流れと音の解析, 第23回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL 2016), pp.265-268
- [4] 加藤千幸, 流体音の発生原理と数値解析, 騒音制御, Vol. 41, No.2 (2017), pp.55-63
- [5] Yamade, Y., Kato, C., Yoshimura, S., Iida, A. et al., "Prediction of Aeroacoustical Interior Noise of a Car, Part-1 Prediction of Pressure Fluctuations on External Surfaces of a Car," SAE Technical Paper 2016-01-1617 (2016)
- [6] Iida, K., Onda, K., Iida, A., Kato, C. et al., "Prediction of Aeroacoustical Interior Noise of a Car, Part-2 Structural and Acoustical Analyses," SAE Technical Paper 2016-01-1616 (2016)
- [7] 長松昭男, 部分構造合成法による構造物の振動解析, ターボ機械, 第12巻, 第12号(1984), pp.739-746
- [8] 依知川哲治, 萩原一郎, 大規模構造-音場連成問題のための部分構造合成法の開発, 日本機械学会論文集 (C編), 61巻, 587号 (1995-7), pp.76-82
- [9] Lyon, R. H., Statistical energy analysis of dynamical systems: Theory and application, Cambridge MHSS: MIT Press (1975).
- [10] 山崎徹, 黒田勝彦, 鎌田実, 部分構造を対象としたFEMによるSEAパラメータの評価, 日本機械学会論文集C編, Vol. 74, No.747 (2008), pp. 2655-2661
- [11] 小泉孝之, SEA法の基本概念, 騒音制御, Vol. 26, No.5 (2002), pp.293-296
- [12] 入江良彦, SEA法による固体伝搬音解析, 日本音響学会誌, 48巻, 6号(1992), pp.433-444
- [13] 山崎徹, SEA法の低騒音化設計への利用, 騒音制御, Vol. 26, No.5 (2002), pp.299-304
- [14] Mace, B. R. and Shorter, P. J., Energy flow models from finite element analysis, Journal of Sound and Vibration, Vol.233, Issue3 (2000), pp.369-389
- [15] 山口誉夫, 宮崎康彰, モード歪エネルギー法とFEMを援用したSEAの内部

- 損失率の一同定法, 日本機械学会論文集 (C編), 76巻, 772号 (2010-12)
- [16] Vincent Cotoni, Phil Shorter, and Robin Langley, Numerical and experimental validation of a hybrid finite element-statistical energy analysis method, *Journal of Acoustical Society of America*, 2007
- [17] Arnaud Charpentier, Prasanth Sreedhar, Kazuki Fukui, Using the Hybrid FE-SEA method to predict structure-borne Noise Transmission in a Trimmed Automotive Vehicle, *SAE Technical Paper 2007-01-2181* (2007)
- [18] Julio A. Cordioli and Vincent Cotoni, APPLICATIONS OF THE HYBRID FE-SEA METHOD TO VIBRO-ACOUSTIC ANALYSIS OF COMPLEX ENGINEERING STRUCTURES, *Proceedings of COBEM 2009 (20th International Congress of Mechanical Engineering)*
- [19] J. Sapena, A. Tabbal, J. Jove, and F. Guerville, Interior noise prediction in rolling stock high speed driver's cab: Focus in Structure borne paths (mechanical and aero sources), *Proceedings of the 10th International Workshop on Railway Noise (IWRN 2010)*
- [20] Ulf Orrenius and Hans Kunkell, SOUND TRANSMISSION THROUGH A HIGH-SPEED TRAIN ROOF, *Proceedings of the 18th international congress on sound and vibration (ICSV18)*, 2011
- [21] Y.J. Zhao, X. Deng, S.Q. Liu, R. Shuai, Z.J. Sun, J.Q. Guo, and Y. Xu, Interior Noise Prediction of High-Speed Train Based on Hybrid FE-SEA Method, *Proceedings of the 11th International Workshop on Railway Noise (IWRN 2013)*
- [22] 山田敏久, 大場英資, 最近の鉄道車両 A-train, *日立評論*, Vol. 85, No. 8 (2003), pp.11-14
- [23] Xie, G., Thompson, D.J., and Jones, C.J.C., A modelling approach for the vibroacoustic behaviour of aluminium extrusions used in railway vehicles, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.293 (2006), pp.921-932
- [24] V. Cotoni, R.S. Langley, and P.J. Shorter, A statistical energy analysis subsystem formulation using finite element and periodic structure theory, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.318 (2008), pp.1077-1108
- [25] U. Orrenius, V. Cotoni, and A. Wareing, ANALYSIS OF SOUND TRANSMISSION THROUGH PERIODIC STRUCTURES TYPICAL FOR RAILWAY CARBODIES AND AIRCRAFT FUSELAGES, *Proceedings of NOVEM 2009*
- [26] J. Cordioli, G. Bratti, A. Lenzi, and V. Cotoni, Prediction of damping loss factor of fuselage panels with viscoelastic treatment using SEA periodic subsystem formulation, *Proceedings of the NOISE-CON 2011*
- [27] WU Di and GE Jianmin, MODELLING THE INTERIOR SOUND FIELD OF A

RAILWAY VEHICLE USING FINITE ELEMENT METHOD, *Acoustics Australia*,
Vol. 42, No. 3, December 2014

- [28] 前川 他, 建築・環境音響学 第3版, 共立出版 (2011), p. 165
- [29] 宇治野正, 前田昌宣, 加藤茂樹, 車室内音響設計におけるシミュレーションの
取組み, 富士通テン技報, 58号 (2012-12), pp.30-33
- [30] 尾本章, 「簡単な」幾何音響理論, 日本音響学会誌, 62巻, 10号 (2006),
pp.738-743
- [31] 長坂良一, パワーステアリング用可変容量形ベーンポンプ, カヤバ技報, 第
20号 (2000-4), pp.60-62
- [32] 小嶋英一, 小倉重敬, 王朝久, 安藤清, 自動車油圧パワーステアリング用可変
容量形ベーンポンプの流体伝ば騒音の低減化, 日本フルードパワーシステム
学会論文集, 第33巻, 第6号 (2002), pp.124-131
- [33] Rohilla, A. and Qatu, M., “Finite Element Vibration Studies of As-Installed Power
Steering Pumps”, SAE Technical Paper 2003-01-1671 (2003)
- [34] Triches, M., Cordioli, J., Gerges, S., and Pulice, A., “Analysis of Moan and Whine
Noise Generated By Hydraulic Pumps of Power Steering Systems”, SAE Technical
Paper 2003-01-3581 (2003)
- [35] Jones, B., Johnston, D., and Longmore, D., “Simulation of Suction Flow Ripple in
Power Steering Pumps”, SAE Technical Paper 982023 (1998)
- [36] 永田精一, カムリングの変形を考慮したベーンポンプの内部圧力シミュレー
ション, 油圧と空気圧, Vol.26, No.6 (1995), pp.811-817
- [37] 望月隆史, 長尾豊, 鈴木賢一郎, 稲葉和彦, 伊藤和宏, 油圧パワーステアリン
グ用ベーンポンプの放射音解析, 自動車技術会 学術講演会前刷集 No.22-01
(2001)
- [38] Fernholz, C. and Nessler, G., "Prediction of Vehicle Steering System NVH from
Component-Level Test Data“, SAE Technical Paper 2006-01-0483 (2006)
- [39] Cantore, G., Paltrinieri, F., Milani, M., and Tosetti, F., “Lumped Parameters
Numerical Simulation of a Variable Displacement Vane Pump for High Speed ICE
Lubrication”, SAE Technical Paper 2008-01-2445 (2008)
- [40] Manco, S. and Nervegna, N., “Modelling and Simulation of Variable Displacement
Vane Pumps for Ic Engine Lubrication”, SAE Technical Paper 2004-01-1601 (2004)
- [41] Hiraku, K., Tokuo, K., and Yamada, H., “Development of High Pressure Fuel Pump
by Using Hydraulic Simulator”, SAE Technical Paper 2005-01-0099 (2005)
- [42] 塚田庸子, 瀬戸信治, 吉澤尚志, 佐藤康寛, 眞田一志, パワーステアリング用
可変容量形ベーンポンプにおける圧力脈動と振動の解析, 日本機械学会論文
集 (B編), 76巻, 772号 (2010-12)

- [43] Van der Auweraer, H., Mas, P., Dom, S., Vecchio, A. et al., 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 (2007-5)
- [44] Thompson, D., Railway noise and vibration (2009), p.479, ELSEVIER
- [45] Muto, D., Takano, Y., Takeichi, M., Makino, K., and Shigeyama, M., Statistical energy analysis of interior noise in a high-speed train, Proceedings of Inter-Noise 2003 (2003)
- [46] 阿久津勝則, 朝比奈峰之, 南秀樹, 統計的エネルギー解析法 (SEA) を用いた車内騒音の予測, 鉄道総研報告, Vol. 19, No. 4 (2005), pp.23-28
- [47] Poisson Franck, Loizeau Thierry, Bouvet Sandrine, and Vincent Nicolas, TRANSFER PATH ANALYSIS WITHIN A TGV DUPLEX COACH, Proceedings of the 16th international congress on sound and vibration (ICSV16), 2009
- [48] Zhang Jie, Xiao Xinbiao, Sheng Xiaozhen, Zhang Chunyan, Wang Ruiqian, and Jin Xuesong, SEA and contribution analysis for interior noise of a high speed train, Applied Acoustics, Vol. 112 (2016), pp.158-170
- [49] 宮原拓也, 山崎徹, 黒田勝彦, 複雑構造物での解析 SEA パラメータの FEM による検証, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2010
- [50] 大野進一, 山崎徹, “機械音響工学”, 第 9 章, pp. 157-164, 森北出版 (2010)
- [51] 山崎徹, 小椋喬, 鎌田実, 実験 SEA モデルの信頼性評価, Dynamics and Design Conference 2002 講演論文集 (2002)
- [52] Lalor, N., “Practical Considerations for the Measurement of Internal and Coupling Loss Factors on Complex Structures, ISVR Technical Report, No.182 (1990)
- [53] Bruhl, S. and Bremner, P. G., Transmission loss of double walls: SEA modelization versus experiment, Proceedings of Inter-Noise 2000 (2000)
- [54] Forssen, J., Tober, S., Corakci, A. C., Frid, A., and Kropp, W., Modelling the interior sound field of a railway vehicle using statistical energy analysis, Applied Acoustics, Vol.73 (2012), pp.307-311.
- [55] Zhang, Q., Wang, C., Wang, D., Qian, M., Nack, W. and Pamidi, P. R., Energy flow method for mid-frequency vibration analysis, Proceedings of SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition (2003)
- [56] Hopkins, C., Sound insulation (2007), p.64, Elsevier.
- [57] 日本建築学会編, はじめての音響数値シミュレーション プログラミングガイド, 第 7 章 音線法, コロナ社 (2012), pp.166-207
- [58] Gabet, P., Drobecq, N., Noe, N., and Jean, P., Prediction of Acoustic Comfort of a Trainset using Ray-Tracing Technology, Proceedings of Confort Automobile et Ferroviaire (2008)

- [59] Savioja, L. and Svensson, U. P., Overview of geometrical room acoustic modeling techniques, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 138, Issue 2 (2015), pp. 708–730
- [60] 坪井政義, 表佑太郎, スーパーコンピュータによる波動性を考慮した室内音場解析, *大林組技術研究所報*, No.41 (1990) , pp.13-19
- [61] LMS International, *RAYNOISE Revision 3.1 User's Manual* (1998)
- [62] 前川 他, *建築・環境音響学 第3版*, 共立出版 (2011), p. 131
- [63] Leppington, F. G., Broadbent, E. G., and Heron, K. H., The acoustic radiation efficiency of rectangular panels, *Proceedings of the Royal Society London A* 382 (1982), pp. 245–271
- [64] Xie, G., Thompson, D. J., and Jones, C. J. C., The radiation efficiency of baffled plates and strips, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 280 (2005), pp. 181–209
- [65] Bies, D. A. and Hamid, S., In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.70, Issue 2 (1980), pp.187-204

主筆論文リスト

【査読論文】

- (1) Yoshizawa, T., Tsukada, Y., Seto, S., Hiraku, K., Sato, Y., and Soeda, J., Prediction of Vehicle Interior Noise from a Power Steering Pump using Component CAE and Measured Noise Transfer Function of the Vehicle, SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical System, Volume 3, Issue 1 (2010)
- (2) 吉澤尚志, 高野靖, 用田敏彦, 瀬畑美智夫, 牧野和宏, 部分 FEM モデルを利用した SEA 法による鉄道車体全体の振動分布解析, 日本機械学会論文集(C編), 79巻, 799号(2013)
- (3) 吉澤尚志, 高野靖, 用田敏彦, 瀬畑美智夫, 部分構造 FEM モデルを活用した統計的エネルギー解析による鉄道車両の車内騒音解析, 日本機械学会論文集, Vol. 81, No. 825 (2015)
- (4) Yoshizawa, T., Mochida, T., and Yamazaki T., Study of analysis method of interior noise in railway cars by means of ray tracing method, JSME Mechanical Engineering Journal, Paper No. 18-00449 (2019)

【講演論文】

- (1) 吉澤尚志, 川添庸子, 平工賢二, 佐藤康寛, 井上映, 可変容量型ベーンポンプの油圧振動解析, 日本フルードパワーシステム学会 秋季講演会 (2007)
- (2) 吉澤尚志, 高野靖, 用田敏彦, 瀬畑美智夫, 牧野和宏, 統計的エネルギー解析による鉄道車両の車内騒音解析, 日本機械学会 環境工学シンポジウム (2013)
- (3) Yoshizawa, T., Takano, Y., Mochida, T., Sebata, M., and Makino, K., Interior noise prediction of a rolling stock using statistical energy analysis method, the 42nd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (Inter-Noise 2013)
- (4) 吉澤尚志, 用田敏彦, 音線法を用いた鉄道車両の車内音解析手法の検討, 日本機械学会 環境工学シンポジウム (2017)
- (5) 吉澤尚志, 用田敏彦, 統計的エネルギー解析による鉄道車両の車内音予測と実測検証, 日本騒音制御工学会 秋季研究発表会 (2017)

謝 辞

この博士学位論文は、筆者が2005年4月に（株）日立製作所に入社してから現在に至るまでの研究成果と、2018年4月に神奈川大学 博士後期課程に入学後の研究成果をまとめたものであります。

筆者の指導教授である神奈川大学 工学研究科 機械工学専攻 山崎徹 先生におかれましては、長きに渡りご指導頂きまして誠にありがとうございます。筆者の遅々として進まない論文執筆を温かく見守って頂き、時には厳しく叱咤激励を頂き、ここまで先導して頂きましたことに、厚く御礼を申し上げます。山崎先生とは、筆者が2010年頃から鉄道車両騒音の研究を始めた頃からの付き合いをさせて頂き、先生のSEAに関するご講演を聴講したことから興味を持ち、筆者のSEAの研究がスタートしました。それ以来、先生の過去から現在に至るまでの研究成果を勉強させて頂き、時にはFace to Faceでご指導を頂きながら、ここまでやってくることができました。この博士学位論文は、その研究成果の賜物であります。

副査をお引き受け頂きました 神奈川大学の原村嘉彦 先生、竹村兼一 先生、中尾陽一 先生、中西裕二 先生、首都大学東京の吉村卓也 先生におかれましては、審査の過程において、鋭いご指摘やご指導、示唆に富んだご意見を頂きました。ここに厚く御礼を申し上げます。誠にありがとうございました。

京都大学 工学研究科 建築学専攻 高野靖 先生におかれましては、先生が（株）日立製作所に勤務されていた頃の筆者の大先輩であり、恩師とも呼べる存在であります。筆者の鉄道車両騒音に関する研究内容は、高野先生と共に、まさに苦楽を共にしながら行ってきたものであり、ここにようやく（時間が掛かりましたが）学位論文としてまとめることができたことを御礼申し上げます。

（株）日立製作所 鉄道ビジネスユニット 岩崎充雄 本部長、用田敏彦 部長、牧野和宏 主任技師、瀬畑美智夫 氏におかれましては、筆者が鉄道車両騒音の研究や実験を行うにあたり、多大なるご支援とサポートを頂きました。心からお礼を申し上げます。

（株）日立製作所 研究開発グループ 信頼性科学研究部 山崎美稀 ユニットリーダー主任研究員には、筆者がまだ論文博士として頑張ろうと思っていた頃に、社外人ドクターとしての入学を勧めて頂きました。氏のご助言がなければ、筆者が博士後期課程に入学する

こともなく、従ってこの学位論文が書きあがることもなかったのではないかと思います。期限を決めて取り組むことの大切さを学びました。

筆者の上司である（株）日立製作所 研究開発グループ 熱流体システム研究部の本白水 博文 ユニットリーダー主任研究員におかれましては、学位論文執筆にあたり、通常業務の負荷軽減など、様々なサポートをして頂きました。また、武藤大輔 主任研究員、田部 洋祐 主任研究員、山内源太 研究員には、本研究に関する熱い議論や、筆者の通常業務のサポート（尻ぬぐい）をして頂くとともに、既に学位を取られたお三方の論文を参考にさせて頂きました。ここにお礼を申し上げます。

最後に、これまで筆者を支えてくれた家族に、深く感謝いたします。

2020年1月12日 吉澤尚志